



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement supérieur
et de la Recherche Scientifique

Université kasdi merbah Ouargla

Faculté des hydrocarbures et les énergies renouvelables et science de la terre
et de l'univers

Mémoire de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme de master en hydrocarbures

Option : Mécanique des chantiers pétroliers

Thème

ETUDE ET CONCEPTION D'UNE BOITE DE VITESSE D'UN BANC D'ESSAI DE POMPE D'INJECTION

Réalisé par :

- BOUKEZZOUH Malek
- MEDJITENA Salah_eddine

Président : Mr. KHENTOUT Abdelkader

Examineur: Mr. BRAHMIA Allaoua

Suivi par :

Mr. BOUCHEMA Kamel

UKM Ouargla

UKM Ouargla

2016

Liste des figures

N° de figure	Non de la figure	page
Fig. I.01	Boite vitesse a engrenage sans prise constante (baladeur)	4
Fig. I.02	Boite vitesse à engrenage en prise constante	4
Fig. I.03	Schémas cinématique de la boite de vitesses	6
Fig. II.04	les éléments principaux d'un banc d'essai de pompe d'injection	7
Fig. II.05	chaîne cinématique	8
Fig. II.06	Engrenage cylindrique a denture droite	10
Fig. II.07	Désignation des différentes parties d'un élément d'engrenage conique	12-13
Fig. II.08	étude de la flexion de la denture droite	16
Fig. II.09	élément de taillage des engrenages coniques	18
Fig. II.10	Les engrenages en conique à droite	21
Fig. II.11	efforts appliquées sur les engrenages coniques à denture droite	25
Fig. II.12	efforts appliquées sur les engrenages cylindriques à denture droite	23
Fig. III.13	calcul de la longueur minimale des arbres.	27
Fig. III.14	Diagramme de moment d'arbre 1	31
Fig. III.15	Diagramme de moment d'arbre 2 1^{er} cas	35
Fig. III.16	Diagramme de moment d'arbre 2 2^{ème} cas	39
Fig. III.17	Diagramme de moment d'arbre 3 1^{er} cas	42
Fig. III.18	Diagramme de moment d'arbre 3 2^{er} cas	45

Introduction générale

Dans un moteur diesel, le processus complexe du déroulement de la combustion est lié aux caractéristiques du combustible utilisé, la pression d'injection, la qualité de la pulvérisation (modèle d'injecteur), le point d'injection et le taux d'introduction.

Le mécanisme qui assure le refoulement sous pression du combustible est appelé pompe d'injection, elle injecte le combustible travers un circuit qui comprend essentiellement : des soupapes ou clapet, des conduites et des injecteurs.

Mais le mauvais fonctionnement la pompe d'injection a une grande influence sur le bon déroulement du moteur Diesel. Le manque de l'un des conditions cité précédemment fait appelle au réglage de la pompe d'injection, cette dernier ne peut être effectué que sur un banc d'essai. Le banc d'essai qui doit vérifier les conditions de travail identique à un moteur Diesel.

Pour assurer un meilleur réglage de la pompe d'injection il faut entraîner cette dernière par un mouvement rotative identique à un moteur Diesel. L'élément qui assure cette entraînement son essentiellement le variateur et la *boite de vitesse*.

Une étude générale des éléments constitutif d'une boite de vitesse a été réalisé dans le premier chapitre, nous avons fait tout d'abord une définition de quelques types essentielles des boites de vitesse, on peut citer à titre d'exemple : Boites de vitesses à commande manuelle et Boites de vitesses automatiques.

Le deuxième et le troisième chapitre sont consacrés au calcul cinématique et dynamique des organes de transmission. On calcul en premier lieu les couples et les puissances transmises entre chaque pair d'arbre. Pour calculer la puissance transmise dans le variateur de vitesse en prend considération le rendement des paliers et le rendement de transmission par courroie, mais dans la boite de vitesse en prend en considération en plus le rendement de transmission par engrenage à denture droite. Le calcul de la force périphérique permet de déduire les efforts appliqués sur les arbres, ces efforts sont la conséquence des tensions dans la courroie (variateur de vitesse), ou des forces agissant sur la denture durant l'engrènement (boite de vitesse). La détermination des forces appliquées sur les arbres permet le traçage des diagrammes de flexion au deux plans vertical et horizontal.

Le calcul du moment de flexion idéal a pour rôle la détermination du diamètre minimale de chaque arbre, ce diamètre doit vérifier les conditions de résistance.

Espérons bien que Le contenu scientifique de ce mémoire est très intéressant et compte tenu de son aspect original et de ses conséquences sur le plan socio-économique et l'application des technologies avancées dans notre pays.

I. Introduction :

La vitesse de marche d'un véhicule, ou d'une machine d'industrie dépend de la puissance du moteur et du couple idéal à transmettre. Pour un rendement élevé et économique serait bien "adopté la vitesse la plus économique au cas envisagé, d'où la nécessité d'interpolation entre le moteur et les organes récepteurs d'un autre organe qui permet une grande variation du rapport" entre le couple moteur et le couple appliqué, aux organes récepteurs cet organe porte le nom "boite de vitesse" qui permet de disposer d'une série discontinue de rapports de transmission.

I.1. Le But de la boite de vitesse :

La boite de vitesse a pour but de :

- Changer le rapport entre la vitesse de rotation du moteur et celle des organes récepteurs quand l'effort résistant l'exige.
- Rendre possible la séparation d'une façon permanente du récepteur et de moteur en complétant ainsi l'action de l'embrayage (point mort).
- Le moteur délivre sa puissance sur un arbre sous forme rotative : $P=C.W$ or le récepteur, est très rare qu'il puisse utiliser cette puissance dans sa forme primaire d'où l'utilité de la boite.
- Assurer la liaison physique par son carter entre le moteur et le récepteur.

I.2 Domaine d'utilisation de la boite de vitesse :

La boite de vitesse utilisée dans des différents domaines tels que :

- Machines outils (exemple ; machine fraiseuse),
- Engins de levage (exemple ; véhicule),

I.3 Différents types des boites de vitesses :

D'une manière générale on a deux types de boites de vitesses :

- 1- Boites de vitesses à commande manuelle,
- 2- Boites de vitesses à commande automatique,

On consacre notre étude uniquement sur une boîte de vitesse à commande manuelle.

I.4 Boîte de vitesse à commande manuelle :

On distingue deux (02) grands groupes de boîtes de vitesses :

1-Boîte de vitesse à engrenage sans prise constante "dite à baladeur.

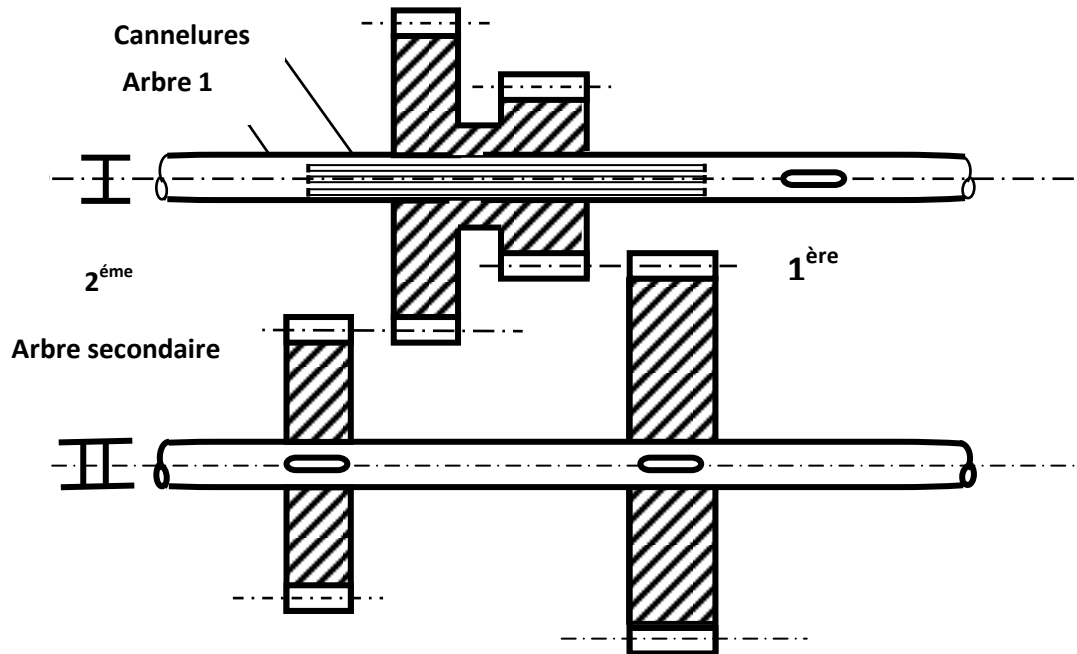


Fig. I.01 Boîte vitesse a engrenage sans prise constante (baladeur)

2-Boîte à engrenage en prise constante.

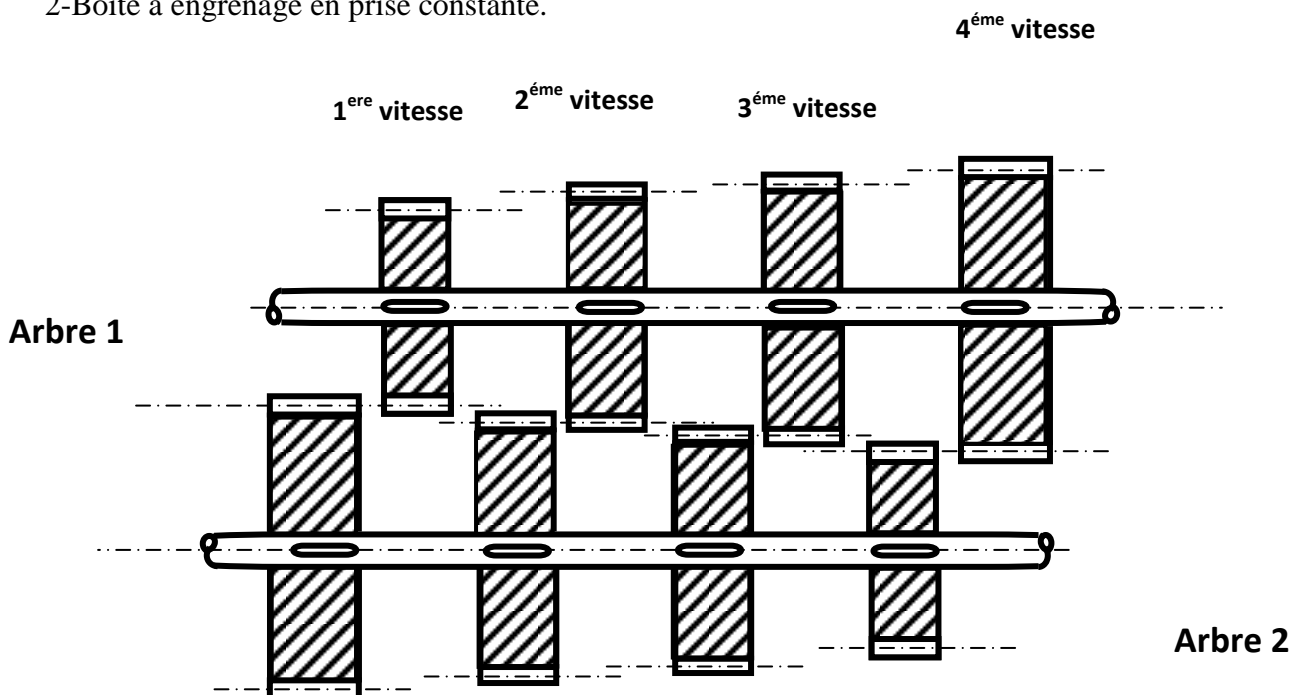


Fig. I.02 : Boîte vitesse à engrenage en prise constante

I.5.1. Choix de la boîte de vitesse :

Vue que les engrenages on pour but de transmettre le mouvement d'un arbre moteur à un autre récepteur alors que ces deux arbres peuvent occuper des positions différentes les quelles influent considérablement sur le choix du type d'engrenage.

En général dans les boites de vitesses les axes de l'arbre moteur et récepteur sont parallèles et l'engrenage le plus commode choisi est un engrenage cylindrique à denture droite ou hélicoïdale d'où nous avons le choix entre les deux.

Les engrenages cylindriques à denture droite sont utilisés pour des faibles vitesses, car sont très bruyant par contre question d'usinage est d'une facilité relativement aux engrenages cylindriques à denture hélicoïdale, ce type d'engrenage présente aussi des difficultés pour le changement de vitesse en marche.

Pour notre boite dont la vitesse de rotation de l'arbre moteur est moins élevée ($N_{\max} = 4000$ tr/min). Nous choisissons un engrenage à denture droite.

I.5.2. Boite de vitesse à commande manuelle :

La boîte de vitesses manuelle comporte le plus souvent quatre ou cinq vitesses, plus une marche arrière. Elle se compose principalement d'un arbre primaire et d'un arbre secondaire, chacun portant des pignons de différents diamètres. Pour un rapport de vitesses donné, l'arbre primaire entraîne l'arbre secondaire en faisant tourner la paire de pignons appropriée. Pour la marche arrière, l'intervention d'un pignon supplémentaire fait tourner l'arbre secondaire en sens inverse de celui utilisé pour faire avancer le véhicule.

Pour une vitesse de déplacement donnée du véhicule, l'utilisation d'un plus petit rapport (par exemple, première au lieu de seconde ou troisième) permet au moteur de tourner plus rapidement, le plaçant dans des conditions où il peut fournir une puissance supérieure. Ainsi, la boîte de vitesses permet de choisir un rapport de démultiplication adapté aux circonstances de fonctionnement : montée d'une côte, accélération à partir d'une vitesse relativement faible, etc.

I.6. Choix de nombres d'arbre de la boîte :

Dans une boîte de vitesse le rôle principale des arbres est de supporter les engrenages, les moyens de synchronisation et les crabots.

En générale les boîtes de vitesses sont à deux ou trois arbres, donc nous avons un bouchon entre les deux, vérifiant les conditions de fonctionnement de la boîte.

La boîte de vitesse que nous allons étudier à deux vitesses et trois arbres. Les deux arbres sont concourants pour que la commande du variateur soit plus pratique.

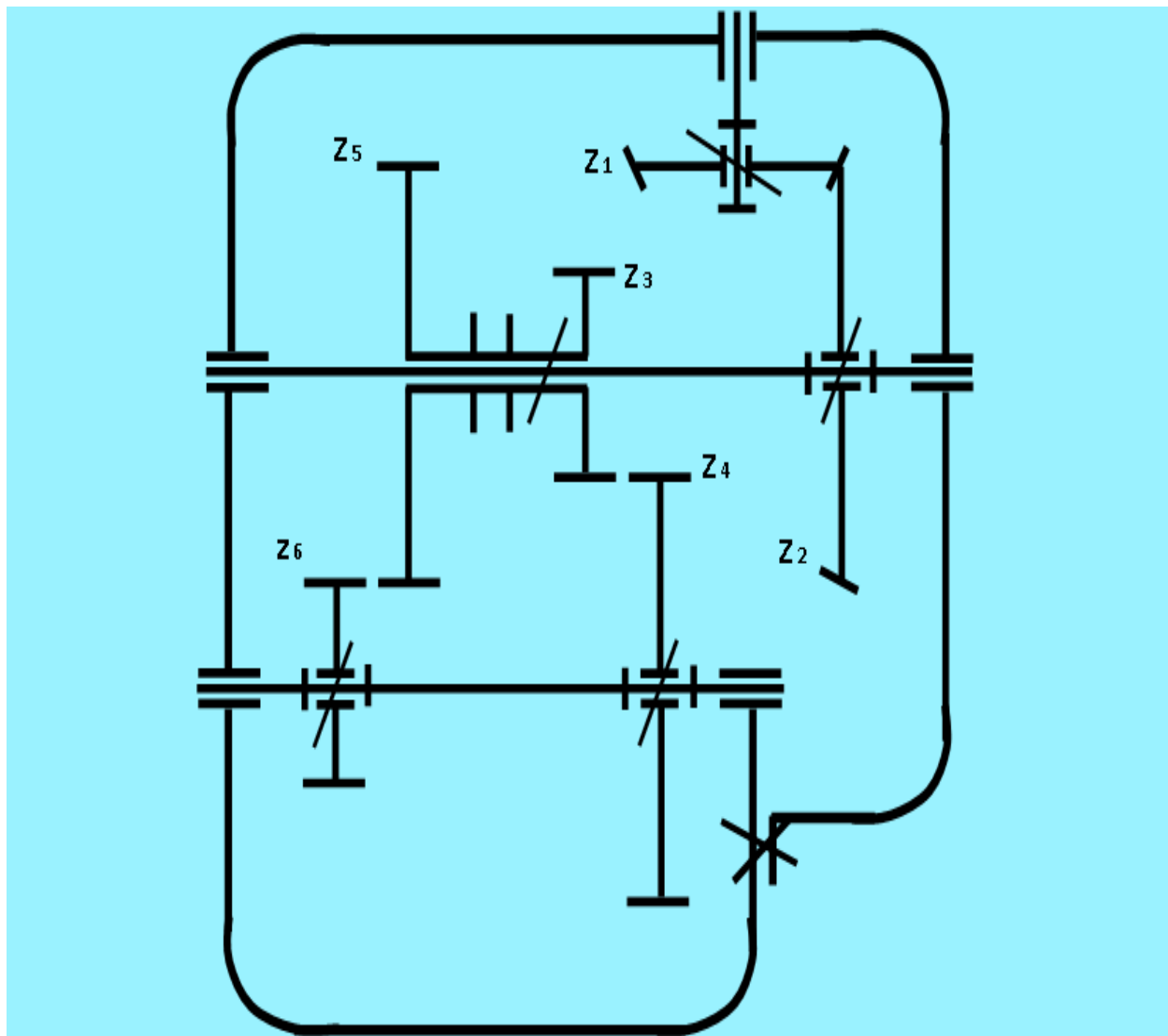
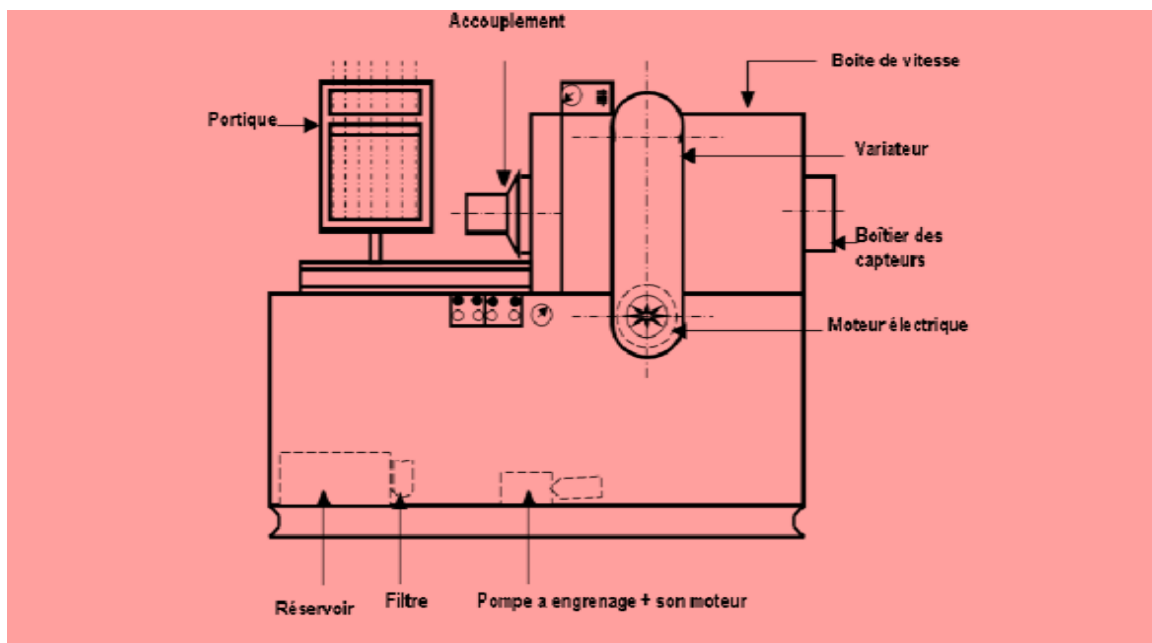


Fig. I.03 : Schémas cinématique de la boîte de vitesses.

I.7. Le Banc D'essai :

L'importance de la pompe d'injection dans le moteur diesel, a poussé la production du **BANC D'ESSAI**, le rôle de ce dernier est la détection et réparation des pannes de la pompe d'injection. Le banc d'essai assure les meilleures conditions de travail identique à un moteur diesel, et comprend essentiellement :

- Moteur électrique
- Portique
- Boîtier des capteurs
- Variateur de vitesse
- Boîte de vitesse
- Levier de vitesse
- Portique
- Réservoir + filtre
- Tachymètre
- Accouplement



Pompe à engrenage + son moteur (voir Fig. I.04)

Fig. I.04 : les éléments principaux d'un banc d'essai de pompe d'injection.

Après avoir cité les principaux éléments constitutifs d'un banc d'essai, on va présenter la chaîne cinématique qui permettra la marche et le réglage de la pompe d'injection par cette chaîne cinématique c'est le **variateur** et la **boite** de vitesses (voir Fig. I.05.).

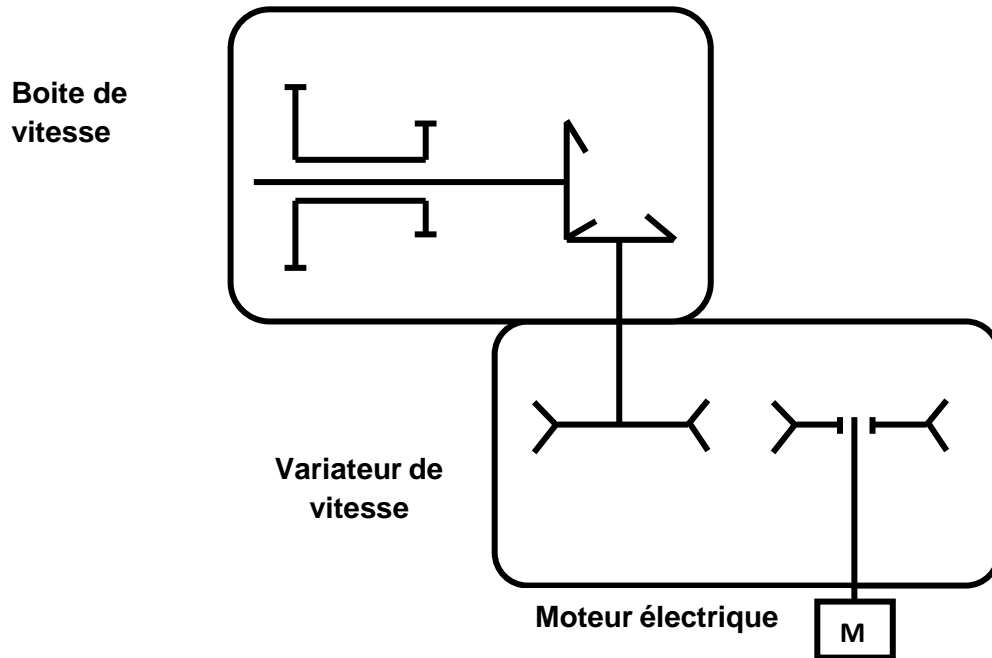


Fig. I.05 : chaîne cinématique.

III. Introduction :

Les arbres transmettant la puissance mécanique reçue du moteur par intermédiaire d'une roue d'entrée dite motrice à d'autre dite réceptrice. Les éléments qui définissent la transmission sont :

- Puissance fournie à l'organe moteur P (KW)
- Vitesse de rotation N (tr/min).
- Le couple M_t qui est liée à P et N par la relation

$$M_t = \frac{P \cdot 10^3}{\pi \cdot \frac{N}{30}} [\text{N.m}] \dots \dots \dots 6[1]$$

[3] III.1 : efforts sur les arbres :

L'arbre reçoit des efforts de la part des pièces montées sur lui et des plics qui les supportent dont les premiers efforts sont soit connus ou peuvent être calculé, les seconds types d'efforts sont calculés par la méthode de la mécanique, dès que la position des divers organes fixées.

III.1.1. Action du moyeu sur l'arbre :

L'arbre reçoit de la part du moyeu de la roue dentée un couple de moment $F_t \cdot r$ et d'une force radiale F_r . avec une poussée axiale F_a (dans le cas de l'engrenage conique)

III.1.2. Choix des matériaux des arbres :

L'arbre porte non seulement les pièces tournantes, mais transmettent des moments de torsion, donc ils travaillent à la torsion et à la flexion.

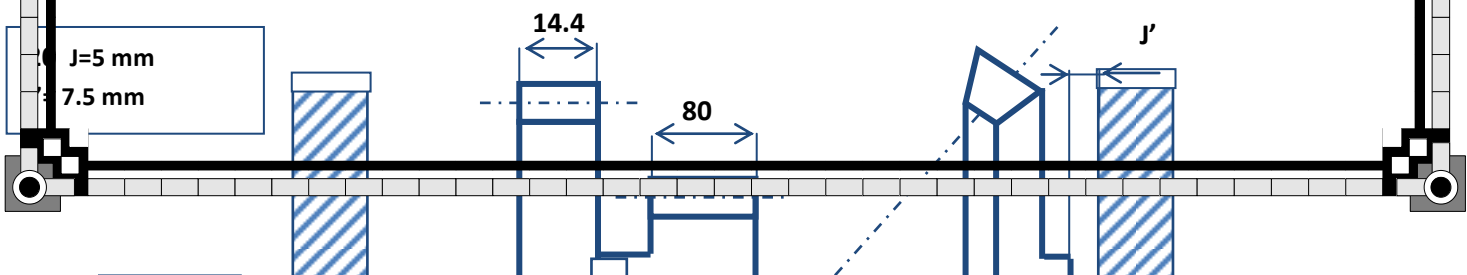
Ces arbres sont généralement en acier, on distingue :

- Les arbres de transmission courante en acier comprimé par laminage spécial.
- Les arbres d'attaque en acier Martin mi- dur forgé.

Les arbres très charges en acier mi- dur au quels on ajoute un traitement thermique approprié. Dans notre cas on désire une résistance élevée, avec une dureté superficielle, donc on a choisi un acier de nuance 35NCD16.

III.1.3. Dimensionnement de l'arbre :

Le calcul d'arbre consiste à dimensionner les diamètres des arbres en partent des différentes forces agissantes et les dimensions calculées et supposées aux départ (largeur des dents et des jeux). Fig. III.13



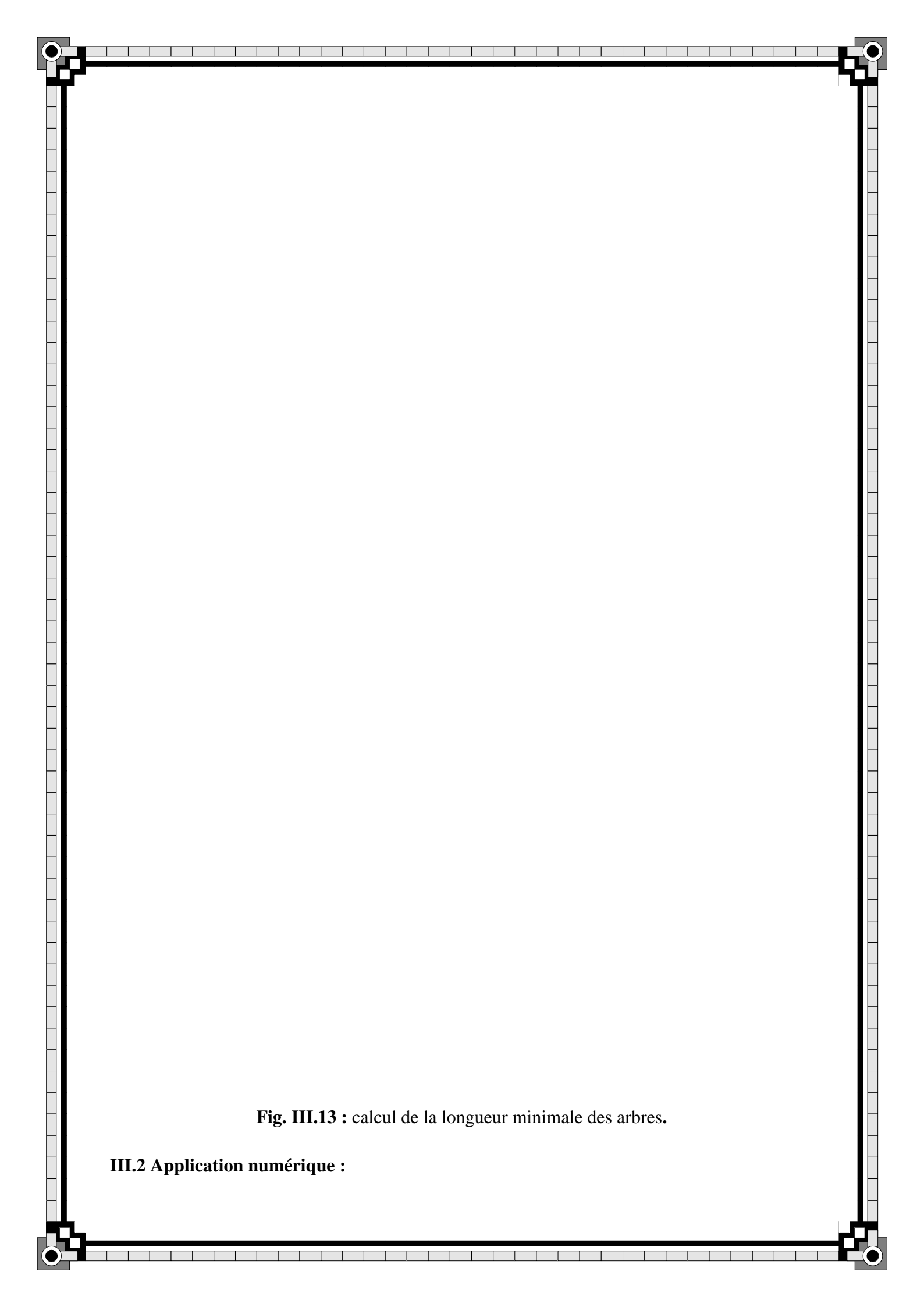


Fig. III.13 : calcul de la longueur minimale des arbres.

III.2 Application numérique :

III.2.1-Arbre I :

[3] III .2 .1.1-Etude des moments de flexion sur l'arbre I :

Arbre I le couple transmet $C = 104 \text{ N.m}$

Efforts provoqués par les

Effort tangentiel :

$$F_{t2/1} = 237.71 \text{ daN}$$

effort axial et radial :

$$F_{r2/1} = 77.38 \text{ daN}$$

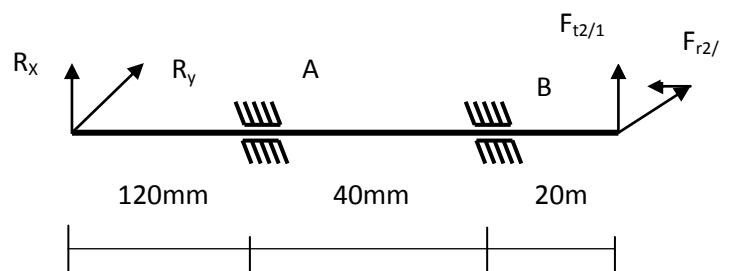
$$F_{a2/1} = 38.68 \text{ daN}$$

Remarque : les numérotations : 1 \equiv I , 2 \equiv II , 3 \equiv III indice des efforts.

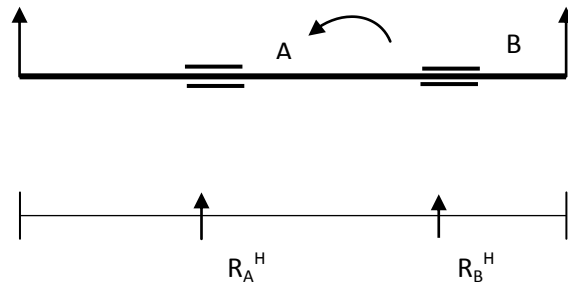
Effort provoqué par la courroie :

$$R_X = 107.42 \text{ daN}$$

$$R_Y = 11.41 \text{ daN}$$



III.2.1.2- Plan horizontal :



III 2.1.2 .1- Calcul des réactions :

$$\sum M_{1A} = 0 \Rightarrow -R_x \cdot 120 + R_B^H \cdot 40 + F_{t2/1} \cdot 60 = 0$$

$$\Rightarrow R_B^H = \frac{R_x \cdot 120 - F_{t2/1} \cdot 60}{40}$$

$$\Rightarrow R_B^H = 184.93 \text{ daN}$$

$$\sum M_{/B} = 0 \Rightarrow -R_x \cdot 160 + R_A^H \cdot 40 + F_{t2/1} \cdot 20 = 0$$

$$\Rightarrow R_A^H = \frac{F_{t2/1} \cdot 20 - R_x \cdot 160}{40} \Rightarrow R_A^H = -155.65 \text{ daN}$$

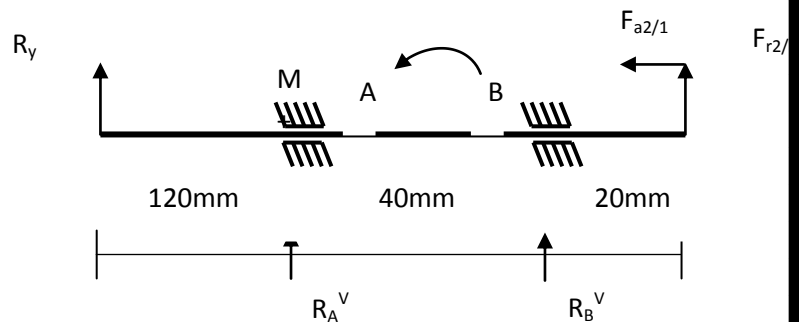
III 2.1.2.2 -Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_x \cdot x$ $0 \leq x \leq 120$
- $M_f(x) = R_x \cdot x + R_A^H (x - 120)$ $120 \leq x \leq 160$
- $M_f(x) = R_x \cdot x + R_A^H (x - 120) + R_B^H (x - 160)$ $160 \leq x \leq 180$
- $M_{f1} = M(x=0) = 0$
- $M_{fA} = M(x=120) = 91.12 \text{ daN.m}$

\Rightarrow le moment de la flexion maximum est au point A.

- $M_{fB} = M(x=160) = 47.32 \text{ daN.m}$
- $M_{f2} = M_f(x=180) = 0$

III.2.1.3 -Plan vertical :



III.2.1.3.1-Calcul des réactions :

$$\sum M_{/B} = 0 \Rightarrow -R_y \cdot 160 - R_{a1/2} \cdot \frac{87.5}{2} + F_{t2/1} \cdot 20 - R_A^V \cdot 40 = 0$$

$$\Rightarrow R_A^V = \frac{-R_{a2/1} \cdot \frac{87.5}{2} + F_{t2/1} \cdot 20 - R_y \cdot 160}{40} \Rightarrow R_A^V = -47.58 \text{ daN}$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow -R_y + R_A^V - R_B^V - F_{t2/1} \Rightarrow R_B^V = -F_{t2/1} - R_y - R_A^V$$

$$\Rightarrow R_B^V = -153.93 \text{ daN}$$

III.2.1.3.2 -Le moment de flexion :

- $M_f(x) = F_{r2/1} \cdot x + F_{a2/1} \cdot \frac{87.5}{2} \quad 0 \leq x \leq 20$
- $M_f(x) = F_{r2/1} \cdot x + F_{a2/1} \cdot \frac{87.5}{2} + R_B^V (x - 20) \quad 20 \leq x \leq 60$
- $M_f(x) = F_{r2/1} \cdot x + F_{a2/1} \cdot \frac{87.5}{2} + R_B^V (x - 20) + R_A^V (x - 60) \quad 60 \leq x \leq 180$
- $M_{f2} = M_f(x=0) = 17.25 \text{ daN.m}$
- $M_{fB} = M_f(x=20) = -32.85 \text{ daN.m}$
- $M_{fA} = M_f(x=60) = 12.17 \text{ daN.m}$
- $M_{f1} = M_f(x=180) = 0$

III.2.1.4 -Les réactions aux appuis :

- $R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = 169.24 \text{ daN}$
- $R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = 239.5 \text{ daN}$

Le moment de flexion maximum au point B :

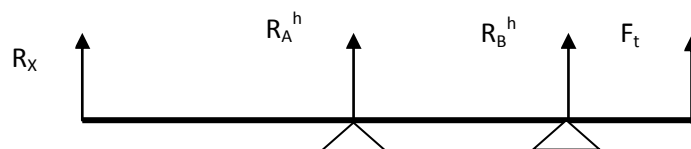
$$M_{fr} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2} = 57.60 \text{ N.m}$$

$$\Rightarrow M_{fr} = 57.60 \text{ N.m}$$

D'où le moment de flexion idéal

$$M_{fi} = \sqrt{M_{fr}^2 + M_t^2} = 118.88 \text{ N.m}$$

$$\Rightarrow M_{fi} = 118.88 \text{ N.m}$$



Plan horizontal

Moment résultante

**Le moment de
Flexion idéale**

Moment idéale

Fig. III.14 Diagramme de moment d'arbre 1

III2.1.5 -Dimensionnement de l'arbre :

Diamètre minimal de l'arbre :

Après avoir calculé le moment de flexion idéal, ce dernier est retenu pour l'utiliser pour dimensionner l'arbre en déterminant son diamètre minimum à l'aide de la formule :

$$d_{\min} = \sqrt[3]{10 \cdot \frac{M_{fi}}{R_p}} \dots\dots\dots 6[4]$$

On utilise pour tous les arbres :

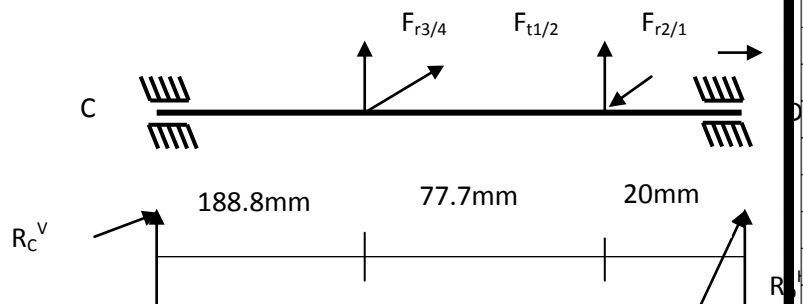
$R_e = 950 \text{ N/mm}^2$ avec un coefficient de sécurité $S = 4 \div 5$ (choisi un acier de nuance 35NCD16.)

$$R_p = R_e / S = 950 / 5 = 190 \text{ N/mm}^2$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{10 \cdot \frac{M_{fi}}{190}} \Rightarrow d_{\min} = 18.42 \text{ mm}$$

III.2.2 -Arbre II :

III.2.2.1 Etudes de moment de flexion l'arbre II :



III.A-1^{er} cas : 1^{er} vitesse

Effort sur l'arbre II :

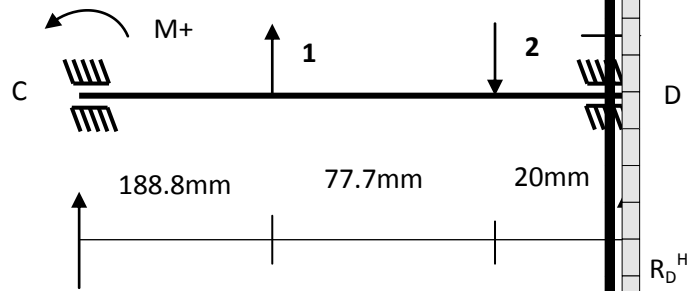
Effort tangentiel :

- $F_{t1/2} = 237.71 \text{ daN}$
- $F_{r3/4} = 399.6 \text{ daN}$
- Effort radial :
- $F_{r1/2} = 38.68 \text{ daN}$
- $F_{r3/4} = 145.44 \text{ daN}$

Effort axial :

- $F_{a1/2} = 77.38 \text{ daN}$

Le couple transmettre : $C = 199.68 \text{ N.m}$



III.A.1 -Plan horizontal :

III.1.a.1.1 -Calcul des réactions :

$$\sum M_{/D} = 0 \Rightarrow -R_C^H \cdot 286.5 - F_{t3/4} \cdot 97.7 + F_{t1/2} \cdot 20 = 0$$

$$\Rightarrow R_C^H = \frac{F_{t1/2} \cdot 20 - F_{t3/4} \cdot 97.7}{286.5} = 161.67 \text{ daN}$$

$$\sum F^H = 0 \Rightarrow R_D^H = -R_C^H - F_{t3/4} + F_{t1/2} \Rightarrow R_D^H = -182.56 \text{ daN}$$

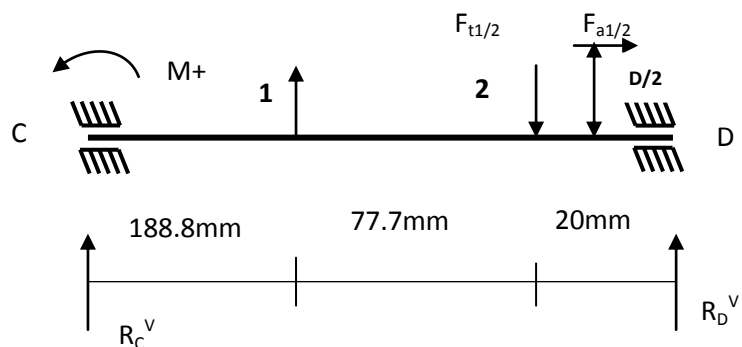
III.A.1.2 -Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_C^H \cdot x \quad 0 \leq x \leq 188.8$
- $M_f(x) = R_C^H \cdot x + F_{t3/4}(x-188.8) \quad 188.8 \leq x \leq 266.5$
- $M_f(x) = R_C^H \cdot x + F_{t3/4}(x-188.8) - F_{t1/2}(x-266.5) \quad 266.5 \leq x \leq 286.5$
- $M_{fC}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{f1}(x) = M_f(x=188.8) = -289.12 \text{ N.m}$
- $M_{f2}(x) = M_f(x=266.5) = -33.69 \text{ N.m}$
- $M_{fD}(x) = M_f(x=286.5) = 0$

\Rightarrow Le moment de flexion maximum horizontal.

$$M_{f \max}^H = M_{f1} = -289.12 \text{ N.m}$$

III.A.2-Le plan vertical :



III.A.2.1 -Calcul des réactions :

$$\sum M_{/D} = 0 \Rightarrow R_C^V = \frac{F_{r1/2} \cdot 20 - F_{r3/4} \cdot 97.7 - F_{a1/2} \cdot \frac{87.5}{2}}{286.5} \Rightarrow R_C^V = -93.92 \text{ daN}$$

$$\sum F^H = 0 \Rightarrow R_D^V = -R_C^V - F_{r3/4} + F_{r1/2} \Rightarrow R_D^V = -89.51 \text{ daN}$$

III.A.2.2 -Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_C^V \cdot x$ $0 \leq x \leq 188.8$
- $M_f(x) = R_C^V \cdot x + F_{r3/4}(x-188.8)$ $188.8 \leq x \leq 266.5$
- $M_f(x) = R_C^V \cdot x + F_{r3/4}(x-188.8) - F_{r1/2}(x-266.5) + F_{a1/2} \cdot \frac{87.5}{2}$ $266.5 \leq x \leq 286.5$
- $M_{fC}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{f1}(x) = M_f(x=188.8) = -162.11 \text{ N.m}$
- $M_{f2}(x) = M_f(x=266.5) = -88.68 \text{ N.m}$
- $M_{fD}(x) = M_f(x=286.5) = 0$

\Rightarrow Le moment de flexion maximum vertical.

$$M_{f \max}^V = -162.11 \text{ N.m}$$

III.A.3 -Les réactions aux appuis :

- $R_C = \sqrt{R_{CH}^2 + R_{CV}^2} = 177.793 \text{ daN}$
- $R_D = \sqrt{R_{DH}^2 + R_{DV}^2} = 223.25 \text{ daN}$

Le moment de flexion résultant :

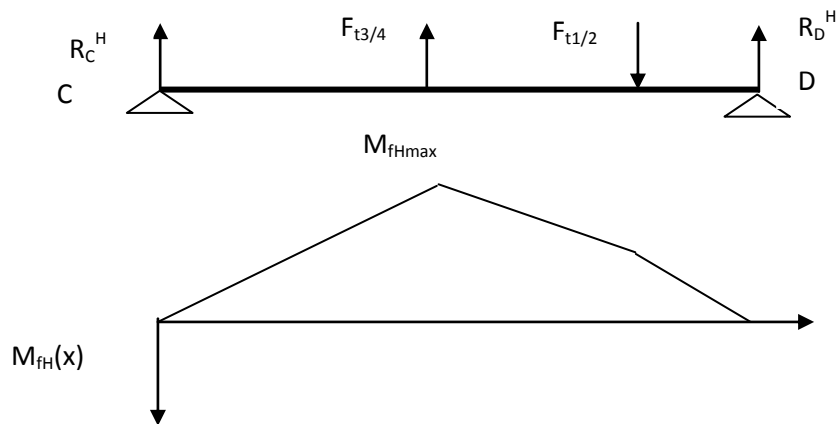
$$M_{fr} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2} = 331.46 \text{ daN.m}$$

$$\Rightarrow M_{fr} = 331.46 \text{ N.m}$$

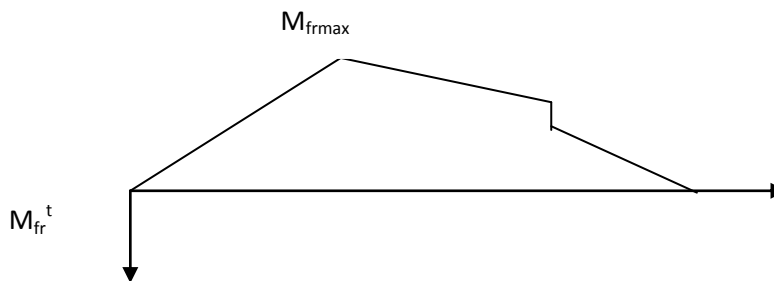
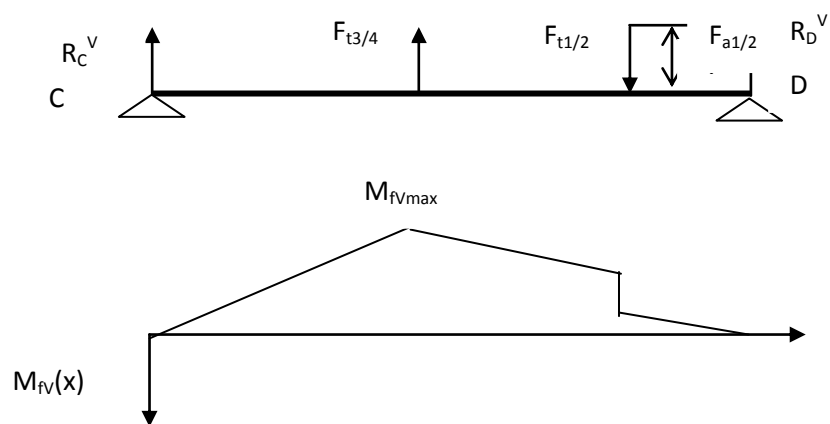
D'où le moment de flexion idéal

$$M_{fi} = \sqrt{M_{fr}^2 + M_t^2} = 386.96 \text{ N.m} \Rightarrow M_{fi} = 386.96 \text{ N.m}$$

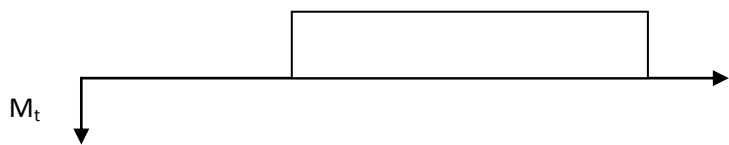
Plan horizontal



Plan vertical



Le moment de Torsion



Le moment de Flexion idéale

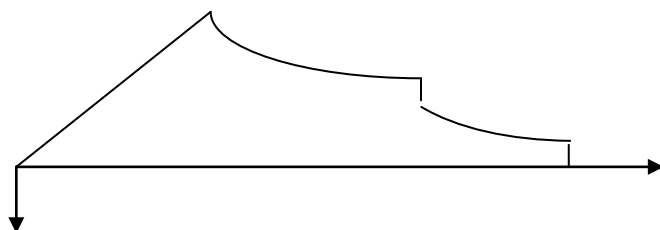


Fig. III.15 Diagramme de moment d'arbre 2^{er} cas

III.B.2^{ème} cas : 2^{ème} vitesse

Effort sur l'arbre :

Effort tangentiel :

- $F_{t1/2} = 237.71 \text{ daN}$
- $F_{t3/4} = 399.6 \text{ daN}$

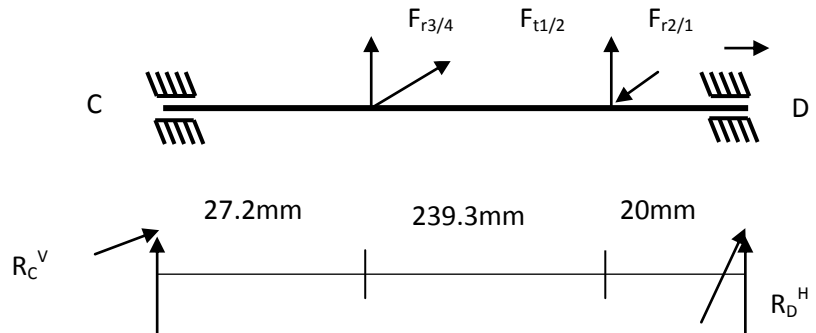
Effort radial :

- $F_{r1/2} = 38.68 \text{ daN}$
- $F_{r3/4} = 145.44 \text{ daN}$

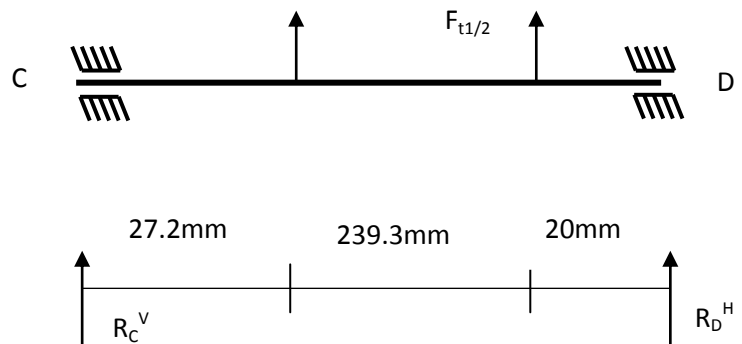
Effort axial :

- $F_{a1/2} = 77.38 \text{ daN}$

Le couple transmette : $C = 199.68 \text{ N.m}$



III.B.1-Plan horizontal :



III.B.1.1-Calcul des réactions :

$$\sum M_{/D} = 0 \Rightarrow -R_C^H \cdot 286.5 - F_{t3/4} \cdot 259.3 + F_{t1/2} \cdot 20 = 0$$

$$\Rightarrow R_C^H = \frac{F_{t1/2} \cdot 20 - F_{t3/4} \cdot 259.3}{286.5} = -139.96 \text{ daN}$$

$$\sum F^H = 0 \Rightarrow R_D^H = -R_C^H - F_{t3/4} + F_{t1/2} \Rightarrow R_D^H = 206.17 \text{ daN}$$

III.B.1.2-Le moment de flexion :

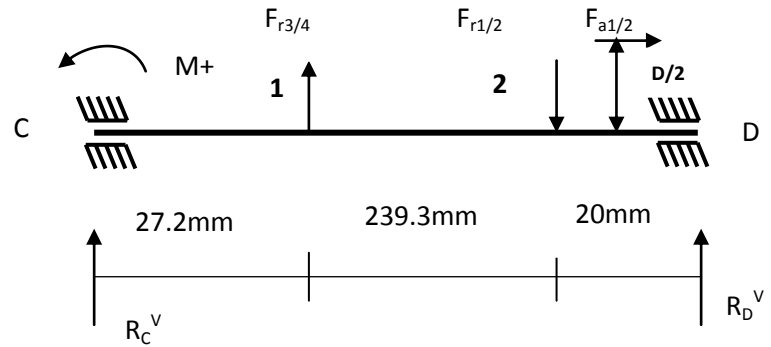
- $M_f(x) = R_C^H \cdot x \quad 0 \leq x \leq 27.2$
- $M_f(x) = R_C^H \cdot x + F_{t3/4}(x-27.2) \quad 27.2 \leq x \leq 266.5$

- $M_f(x) = R_C^H \cdot x + F_{r3/4}(x-27.2) - F_{r1/2}(x-266.5) \quad 266.5 \leq x \leq 286.5$
- $M_{fc}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{f1}(x) = M_f(x=27.2) = -47.3 \text{ N.m}$
- $M_{f2}(x) = M_f(x=266.5) = 40.95 \text{ N.m}$
- $M_{fp}(x) = M_f(x=286.5) = 0$
-

Le moment de flexion maximum horizontal au point 1

- $M_{fH \max}^H = -47.3 \text{ N.m}$

III.B.2-Le plan vertical :



III.B.2.1-Calcul des réactions :

$$\sum M_{/D} = 0 \Rightarrow R_C^V = \frac{F_{r1/2} \cdot 20 - F_{r3/4} \cdot 27.2 - F_{a1/2} \cdot \frac{87.5}{2}}{286.5} \Rightarrow R_C^V = -79.98 \text{ daN}$$

$$\sum F^H = 0 \Rightarrow R_D^V = -R_C^V - F_{r3/4} + F_{r1/2} \Rightarrow R_D^V = -63.6 \text{ daN}$$

III.B.2.2-Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_C^V \cdot x \quad 0 \leq x \leq 27.2$
- $M_f(x) = R_C^V \cdot x + F_{r3/4}(x-27.2) \quad 27.2 \leq x \leq 266.5$
- $M_f(x) = R_C^V \cdot x + F_{r3/4}(x-27.2) - F_{r1/2}(x-266.5) + F_{a1/2} \cdot \frac{87.5}{2} \quad 266.5 \leq x \leq 286.5$
- $M_{fc}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{f1}(x) = M_f(x=27.2) = -31.13 \text{ N.m}$
- $M_{f2}(x) = M_f(x=266.5) = -121.68 \text{ N.m}$
- $M_{fD}(x) = M_f(x=286.5) = 0$

Le moment de flexion vertical au point

$$2 M_f^V = -121.68 \text{ N.m}$$

III.B.3-Les réactions aux appuis :

$$\bullet R_C = \sqrt{R_{CH}^2 + R_{CV}^2} = 171.66 daN$$

$$\bullet R_D = \sqrt{R_{DH}^2 + R_{DV}^2} = 297.40 daN$$

Le moment de flexion résultant :

$$M_{fr} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2} = 130.55 N.m$$

$$\Rightarrow M_{fr} = 130.55 N.m$$

D'où le moment de flexion idéal

$$M_{fi} = \sqrt{M_{fr}^2 + M_t^2} = 238.56 N.m$$

III.4-Dimensionnement de l'arbre II :

- Diamètre maximal de l'arbre :

Après avoir calculé les moments de flexion idéaux pour les deux vitesses le moment de flexion idéal maximal est retenu pour utiliser pour dimensionner l'arbre en déterminant son diamètre minimum à l'aide de la formule :

$$d_{\min} = \sqrt[3]{10 \cdot \frac{M_{fi}}{R_p}}$$

Pour l'arbre récepteur on a le même matériau que l'arbre moteur :

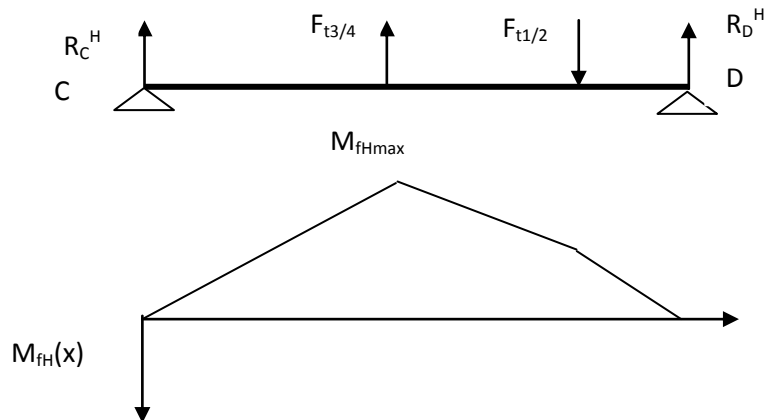
$$R_p = 190 \text{ N/mm}^2$$

Le moment retenu est celui la première vitesse.

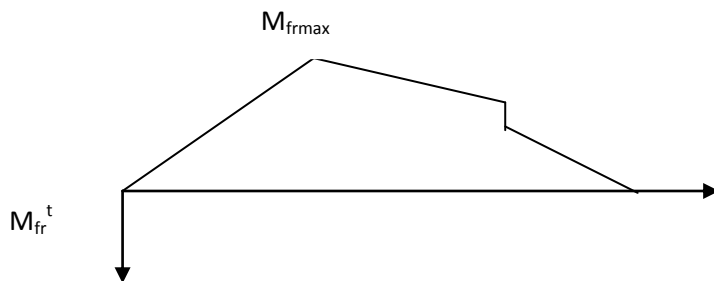
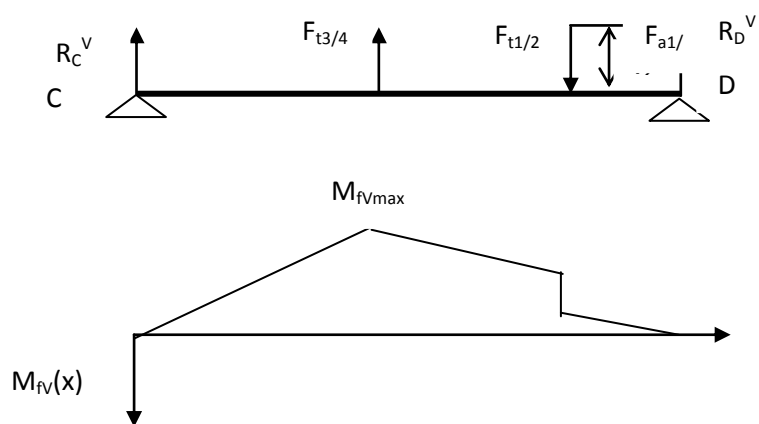
$$M_{fi} = 386.96 N.m$$

$$\Rightarrow d_{\min} = 27.30 mm$$

Plan horizontal

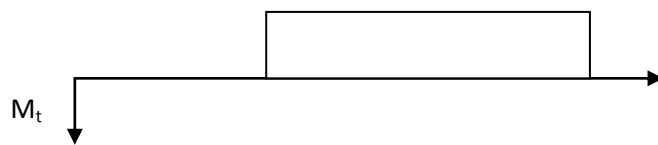


Plan vertical



Le moment de Flexion résultant

Le moment de Torsion



Le moment de Flexion idéale

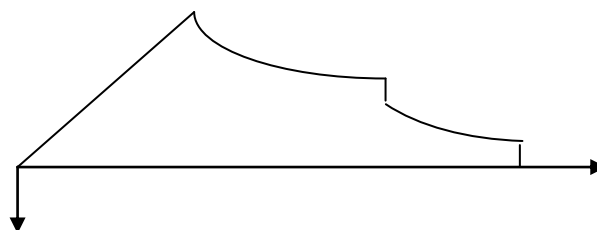


Fig. III.16 Diagramme de moment d'arbre 2 2^{ème} cas

III. 2.3-Arbre 3

III .a -1^{er} cas : 1^{er} vitesse

Effort tangentiel :

- $F_{t3/4}=399.6daN$

Effort radial :

- $F_{r3/4} =145.44daN$

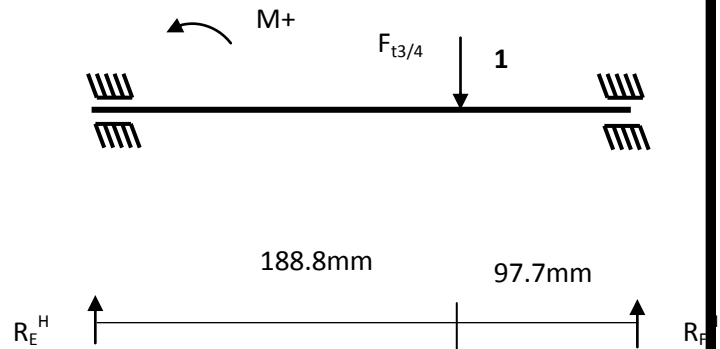
Le couple transmettre : $C = 766.77N.m$

III .a.1-Plan horizontal :

III .a.1.1-Calcul des réactions :

$$\begin{aligned}\sum M_{/F} = 0 &\Rightarrow R_E^H = F_{t3/4} \cdot \frac{97.7}{286.5} \\ &\Rightarrow R_E^H = 172.26daN\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{/E} = 0 &\Rightarrow R_F^H = F_{t3/4} \cdot \frac{188.8}{286.5} \\ &\Rightarrow R_F^H = 464.33daN\end{aligned}$$



III .a.1.2-Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_E^H \cdot x$ $0 \leq x \leq 188.8$
- $M_f(x) = R_E^H \cdot x + F_{t3/4}(x-188.8)$ $188.8 \leq x \leq 266.5$
- $M_{fE}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{f1}(x) = M_f(x=188.8) = 326.21 N.m$
- $M_{fF}(x) = M_f(x=266.5) = 0$

\Rightarrow Le moment de flexion maximum horizontal.

$$M_{f \max}^H = M_{f1} = 326.21 N.m$$

III .a.2-Le plan vertical :



III .a.2.1-Calcul des réactions :



$$\sum M_{/F} = 0 \Rightarrow R_E^V = \frac{F_{r3/4} \cdot 97.7}{286.5} \Rightarrow R_F^V = 69.59 \text{ daN}$$

$$\sum M_{/E} = 0 \Rightarrow R_F^V = \frac{F_{r3/4} \cdot 188.8}{286.5} \Rightarrow R_E^V = 160.84 \text{ daN}$$

III .a.2.2-Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_E^V \cdot x$ $0 \leq x \leq 188.8$
- $M_f(x) = R_E^V \cdot x + F_{r3/4}(x-188.8)$ $188.8 \leq x \leq 286.5$
- $M_{fE}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{fI}(x) = M_f(x=188.8) = 119.59 \text{ N.m}$
- $M_{fF}(x) = M_f(x=286.5) = 0$

III .a.3-Les réactions aux appuis :

- $R_E = \sqrt{R_{EH}^2 + R_{EV}^2} = 180.62 \text{ daN}$
- $R_F = \sqrt{R_{FH}^2 + R_{FV}^2} = 481.268 \text{ daN}$

Le moment de flexion résultant :

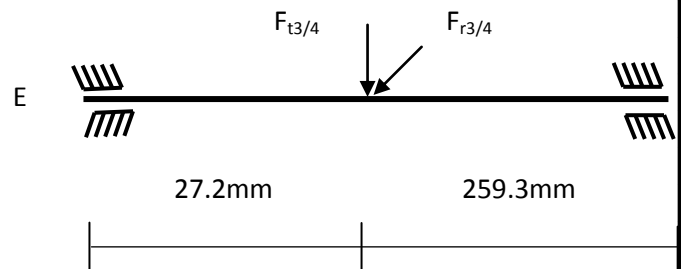
$$M_{fr} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2} = 347.44 \text{ N.m}$$

$$\Rightarrow M_{fr} = 347.44 \text{ N.m}$$

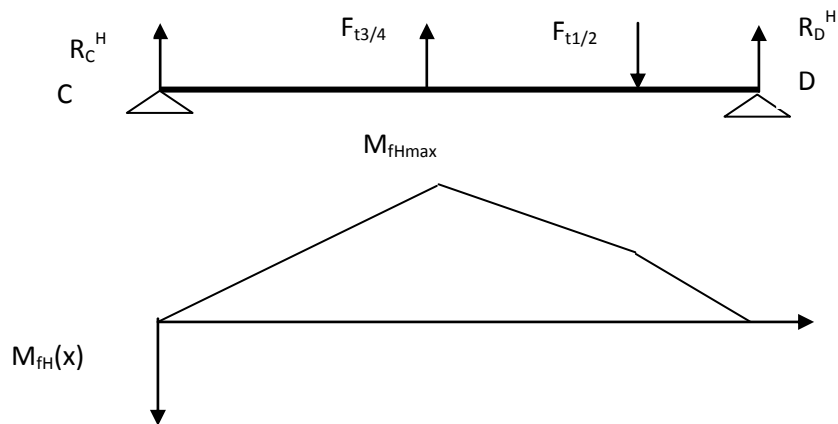
D'où le moment de flexion idéal

$$M_{fi} = \sqrt{M_{fr}^2 + M_t^2} = 856.84 \text{ N.m}$$

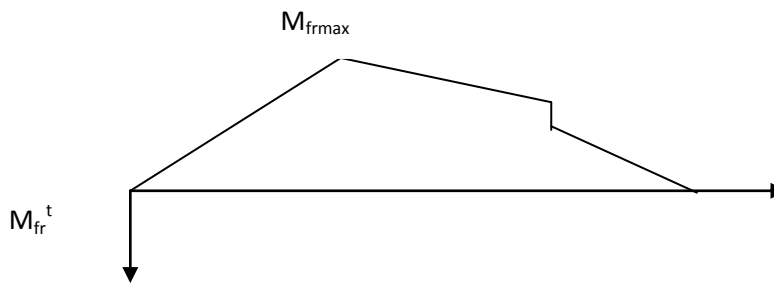
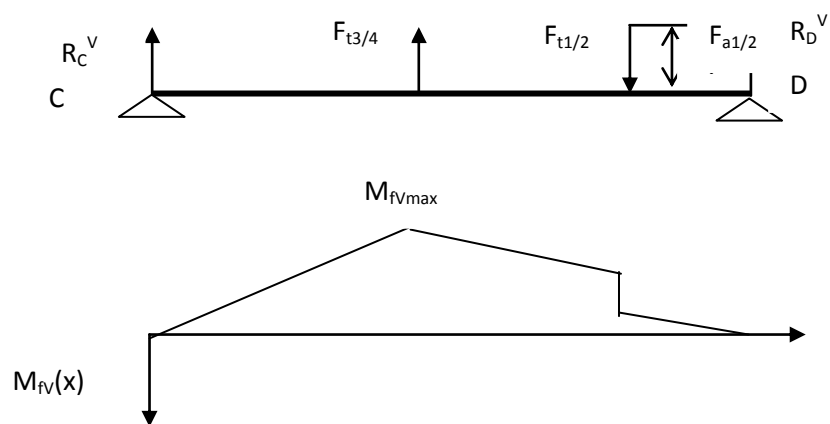
$$\Rightarrow M_{fi} = 856.84 \text{ N.m}$$



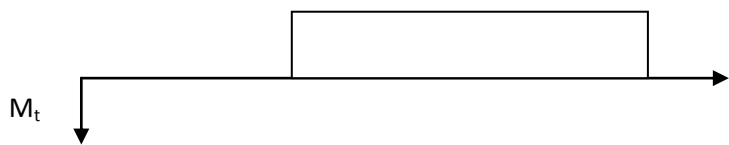
Plan horizontal



Plan vertical



Le moment de Torsion



Le moment de Flexion idéale

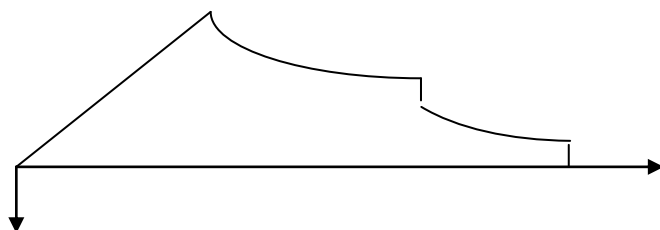


Fig. III.17 Diagramme de moment d'arbre 3^{er} cas

III .b-2^{ème} cas : 2^{ème} vitesse

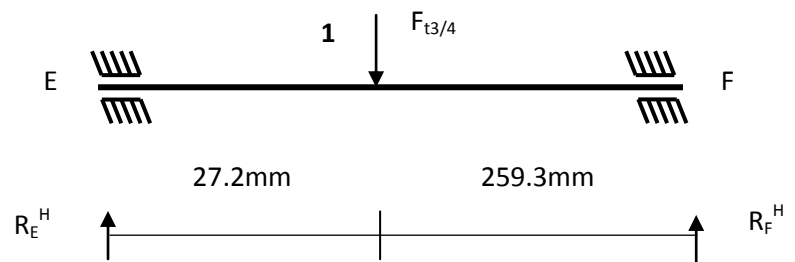
Effort tangentiel :

- $F_{t3/4}=399.6daN$

Effort radial :

- $F_{r3/4} =145.44daN$

III .b.1- Plan horizontal :



III .b.1.1-Calcul des réactions :

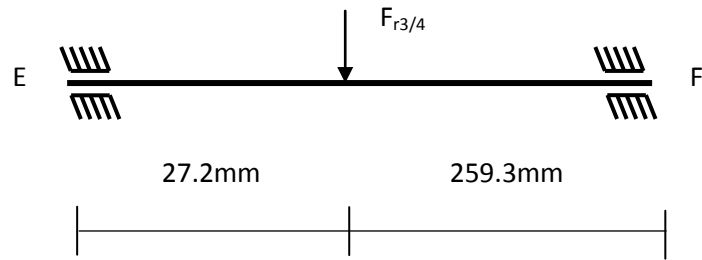
$$\sum M_{/F} = 0 \Rightarrow R_E^H = \frac{F_{t3/4} \cdot 259.3}{286.5} \Rightarrow R_E^H = 172.66daN$$

$$\sum M_{/E} = 0 \Rightarrow R_F^H = \frac{F_{t3/4} \cdot 27.2}{286.5} \Rightarrow R_F^H = 37.93daN$$

III .b.1.2-Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_E^H \cdot x$ $0 \leq x \leq 27.2$
- $M_f(x) = R_E^H \cdot x + F_{t3/4}(x-27.2)$ $27.2 \leq x \leq 286.5$
- $M_{fE}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{fI}(x) = M_f(x=27.2) = 54.27 N.m$
- $M_{fF}(x) = M_f(x=286.5) = 0$

III .b.2-Le plan vertical :



III .b.2.1- Calcul des réactions :

$$\sum M_{/F} = 0 \Rightarrow R_E^V = \frac{F_{r3/4} \cdot 259.3}{286.5} \Rightarrow R_E^V = 57.63 \text{ daN}$$

$$\sum M_{/E} = 0 \Rightarrow R_F^V = \frac{F_{r3/4} \cdot 27.2}{286.5} \Rightarrow R_F^V = 13.8 \text{ daN}$$

III .b.2.2-Le moment de flexion :

- $M_f(x) = R_E^V \cdot x \quad 0 \leq x \leq 27.2$
- $M_f(x) = R_E^V \cdot x + F_{r3/4}(x-27.2) \quad 27.2 \leq x \leq 286.5$
- $M_{fE}(x) = M_f(x=0) = 0$
- $M_{fI}(x) = M_f(x=27.2) = 22.23 \text{ N.m}$
- $M_{fF}(x) = M_f(x=286.5) = 0$

III .b.3-Les réactions aux appuis :

- $R_E = \sqrt{R_{EH}^2 + R_{EV}^2} = 170.57 \text{ daN}$
- $R_F = \sqrt{R_{FH}^2 + R_{FV}^2} = 32.16 \text{ daN}$

Le moment de flexion résultant :

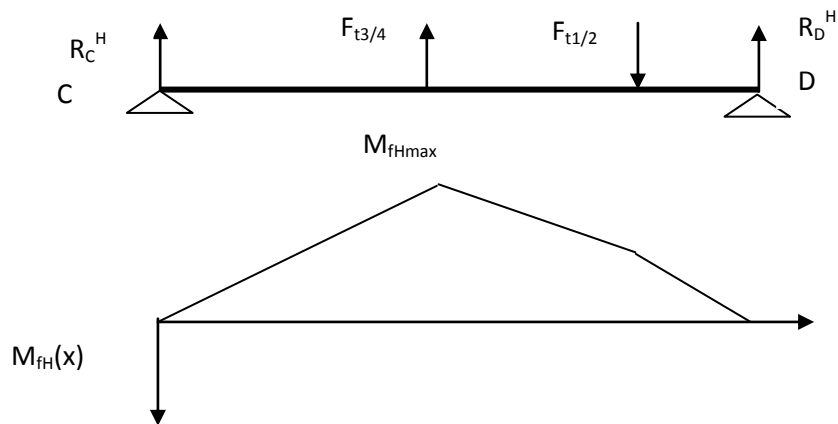
$$M_{fr} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2} = \sqrt{22.23^2 + 54.27^2}$$

$$\Rightarrow M_{fr} = 58.64 \text{ N.m}$$

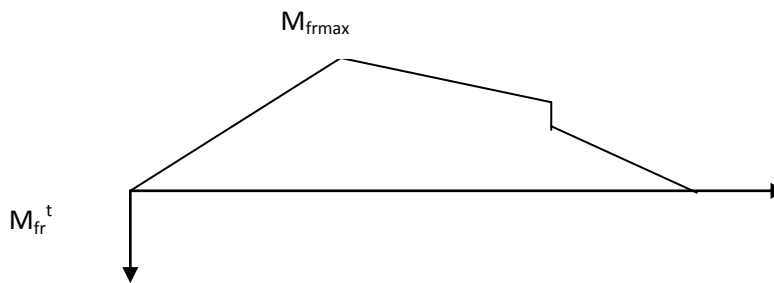
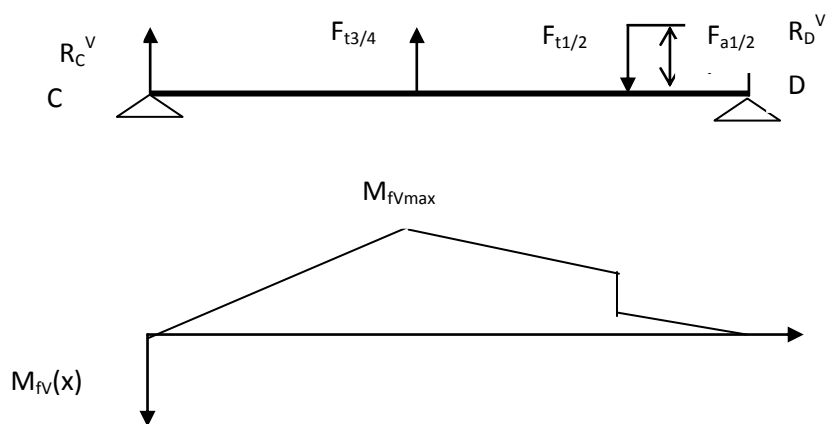
D'où le moment de flexion idéal

$$M_{fi} = \sqrt{M_{fr}^2 + M_t^2} = \sqrt{58.64^2 + 95.84^2} \Rightarrow M_{fi} = 112.35 \text{ N.m}$$

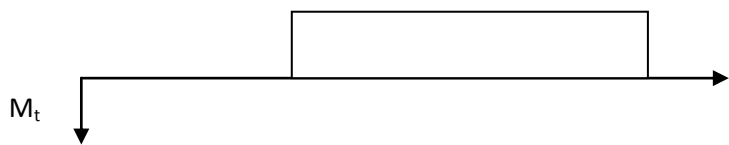
Plan horizontal



Plan vertical



Le moment de Torsion



Le moment de Flexion idéale

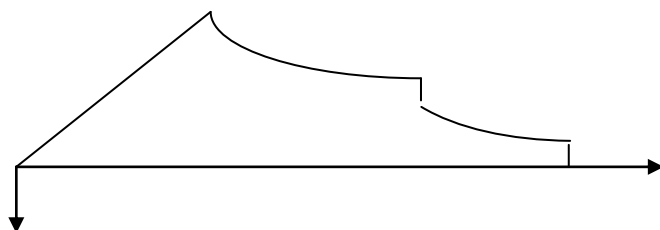


Fig. III.18 Diagramme de moment d'arbre 3^{er} cas

III .4-Dimensionnement de l'arbre III :

- Diamètre maximal de l'arbre :

Après avoir calculé les moments de flexion idéaux pour les deux vitesses le moment de flexion idéal maximal est retenu pour utiliser pour dimensionner l'arbre en déterminant son diamètre minimum à l'aide de la formule :

$$d_{\min} = \sqrt[3]{10 \cdot \frac{M_{fi}}{R_p}}. \quad \text{Pour l'arbre récepteur on a le même matériau que l'arbre}$$

moteur :

$$R_p = 190 \text{ N/mm}^2$$

Le moment retenu est celui la première vitesse.

$$M_{fi} = 856.84 \text{ N.m}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{10 \cdot \frac{856.84}{190} 10^3} \Rightarrow d_{\min} = 35.59 \text{ mm}$$

II. Introduction :

[1] (*Extraits de la norme NEF 23-001*).

On appelle Engrenage l'Ensemble de deux pièces dentées, mobile autour d'axe de position relative invariable, dont l'une entraîne l'autre par l'action des dents successivement, en contact dans les applications usuelles. Le terme engrenage désigne un engrenage à rapport constant (les vitesses angulaires des deux organes soient dans un rapport constant).

L'un des deux éléments d'engrenage est appelé **Roue**. Chacune des deux roues est dite conjuguée de l'autre.

Au sens étroit du mot, on appelle :

- roue celle des deux roues d'un engrenage qui a le plus grand nombre des dents.
- pignon celle qui a le plus petit nombre de dent, pour distinguer de l'autre roue.

Dans un engrenage (ou un train d'engrenages), le rapport d'engrènement est un nombre qui exprime le quotient de la vitesse angulaire de la roue menante (ou de la première roue menante) par celle de la roue menée (ou de la dernière roue menée) le rapport de transmission d'un train d'engrenages est égal au produit des rapports de transmission de chacun des engrenages composants.

[1] II.1. Les principaux avantages des roues dentées :

- transmission de plus petites à la plus grande puissance.
- rapport constant des vitesses indépendamment de la charge.
- disposition quelconque des axes des roues, toute fois les axes parallèles présentent la meilleure solution.
- sécurité de service et durée de vie élevée.
- entretien restreint.

II.2. Les inconvénients sont :

- prix de revient relativement élevé.
- niveau sonore par fois gênant.
- interchangeabilité limitée.

[1] II.3. les engrenages:

II.3.1. Engrenage cylindrique à denture droite :

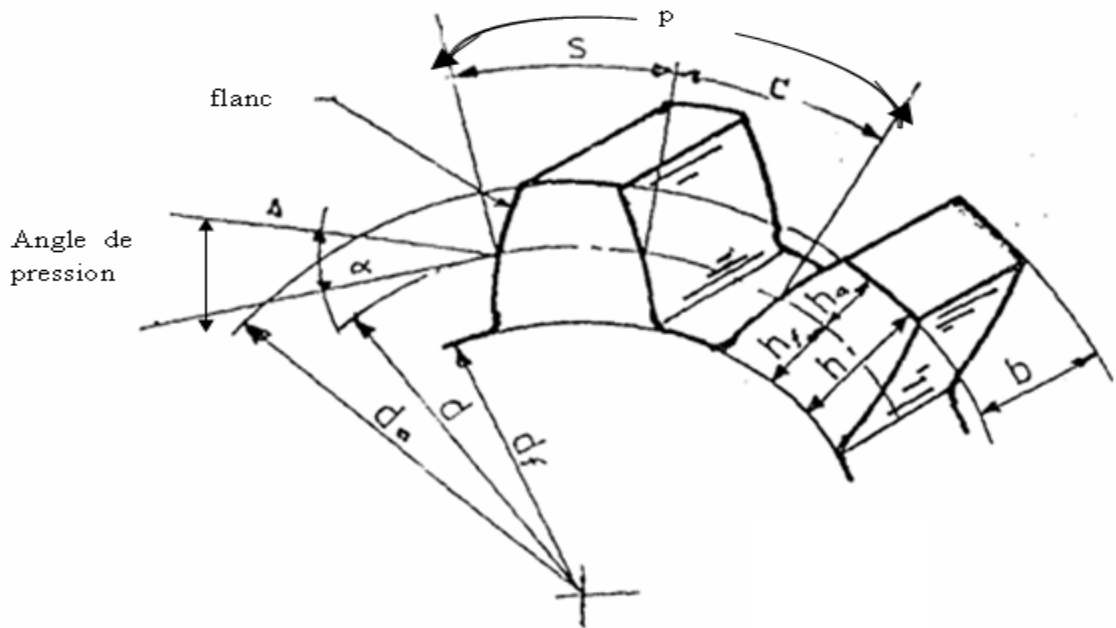


Fig. II.06. : Engrenage cylindrique a denture droite.

II .3.1.1. Définitions :

- **Cylindre primitif** :

Cylindre friction donnant le même rapport de vitesse qui celui des engrenages considérés.

Les cylindres primitifs de deux roues prise sont tangents entre eux. La section droite du cylindre primitif est cercle de diamètre primitif « d » Fig. II.06

- **cercle de tête** : « d_a »

Cylindre passant par les sommets de dents .sa section droite et le cercle de pied de diamètre.

- **cylindre de pied** : « d_f »

Cylindre passant par le fond de chacun entre dent .sa section droite et le cercle de pied de diamètre.

- **largeur de la denture** : « b »

Largeur de la partie dentée d'une roue, mesurée suivant une génératrice du cylindre primitif.

- **Flanc** :

Portion de la surface d'une dent comprise entre le cylindre de tête et le cylindre de Pied.

- **Angle de pression** : « α »

Angle aigu entre le rayon du cercle primitif passant par le point ou le profil couple le cercle primitif et la tangente au profil de point.

- **Hauteur de la dent** : « h »

Distance radiale entre le cercle de tête et cercle de pied, elle se compose de la saillie (h_a) et du creux (h_f).

- **Module** : (m)

Quotient du diamètre primitif par le nombre de dent .ou quotient du pas par le nombre π , Il est déterminé par la résistance des matériaux.

Tableau II.01 : Symboles et proportions de la dent normalisée :

	Symboles	Relation
Dents	Saillie h_a	$h_a = 1m$
	Creux h_f	$h_f = 1.25m$
	Hauteur h	$h = 2.25m$
	Largeur b	$b = k.m$
	Nombre Z	
	Pas p	$p = \pi .d /z = m . \pi$
	Epaisseur S	$S = e = p/ 2 = m . \pi /2$
Cercles	Diamètre primitif d	$d = m.Z$
	Diamètre de tête d_a	$d_a = d + 2h_a = d + 2m$

Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2h_f = d - 2.5m$
------------------	-------	-----------------------------

Remarque :

K et K' dépend des guidages des arbres, du matériau constituant la denture, Etc....

Pour une construction précise $K = 1.25 \div 16$.

Les valeurs recommandées de b sont : $b = 10m$.

En cas d'impossibilité $b = (6.4 - 8 - 12.5 - 16) m$.

II.3.2. Engrenage conique a denture droite :

L'engrenage conique a denture droite et un engrenage dont les surfaces primitives de roulement sont, soit deux cônes de révolutions de même sommet. Soit un cône de révolution et un plan.

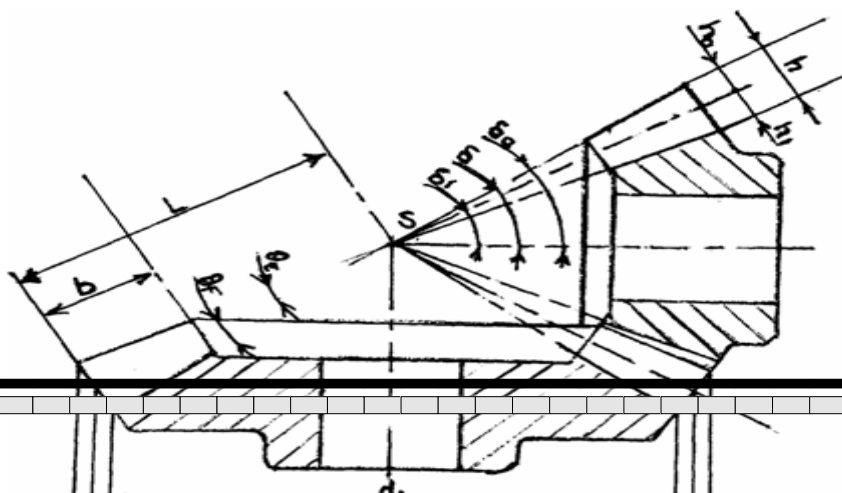
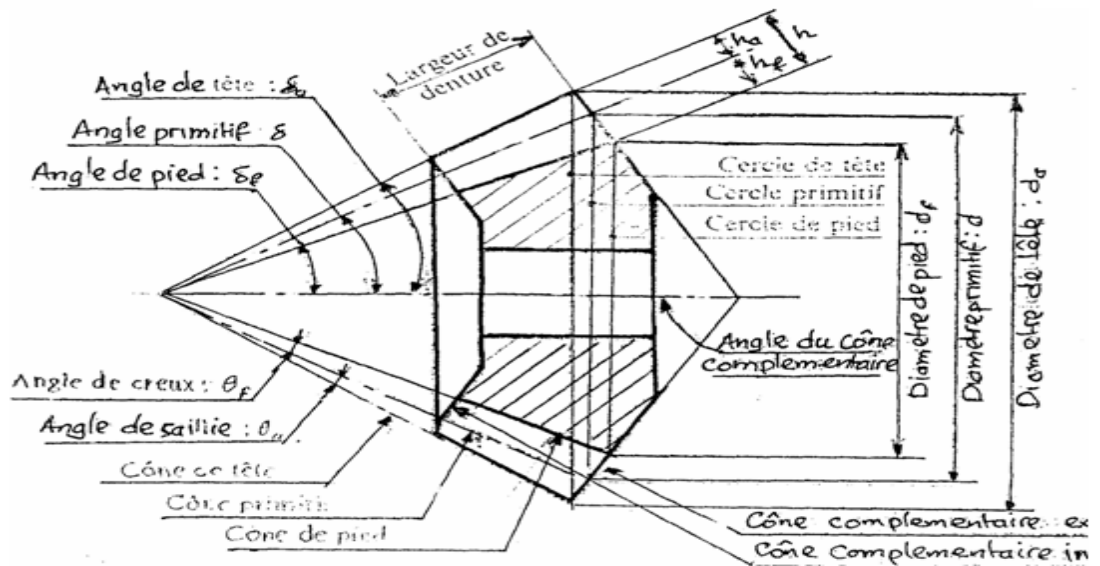


Fig. II.07. : Désignation des différentes parties d'un élément d'engrenage conique.

[1] II.3.3. Relations dimensionnelles :

n_1 et n_2 : nombre de (tr / min) du pignon et de la roue.

Angle primitif δ :

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

d_1, d_2 : diamètre primitif du pignon et de la roue.

Z_1, Z_2 : nombre de dents du pignon et de la roue.

On remarque que :

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / \operatorname{tg} \delta_2 \Rightarrow \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

Tableau. II.02 : Symboles et proportions de la dent normalisée :

Module m (sur le cône complémentaire)	Détermine par la RDM et choisi dans les modules normalisés	
Nombre de dents Z_a et Z_b	Détermine à partir rapport des vitesses : $\frac{n_a}{n_b} = \frac{Z_b}{Z_a}$	
Largeur de denture b	Pour les liaisons de taillages $\frac{1}{4}L < b < \frac{1}{3}L$	
Diamètres primitif d	$D_a = m \cdot Z_a$	$D_b = m \cdot Z_b$
Angles primitifs δ	$\text{tg } \delta_a = \frac{Z_a}{Z_b}$	$\text{tg } \delta_b = \frac{Z_b}{Z_a}$
Saillie h_a	$H_a = m$	
Creux h_f	$H_f = 1.25 \cdot m$	
Hauteur de dent h	$H = h_a + h_f = 2.25 \cdot m$	
Diamètre de tête d_a	$D_{aA} = d_A + 2m \text{ Co } \delta_A$	$d_{aB} = d_B + 2m \text{ Cos } \delta_B$
Diamètre de pied d_f	$D_{fA} = d_A - 2.5m \cdot \text{Cos } \delta_A$	$D_{fB} = d_B - 2.5m \text{Cos } \delta_B$

Angle de saillie θ_a	$Tg \theta_a = \frac{m}{L}$	
Angle de creux θ_f	$Tg \theta_f = \frac{1.25m}{L}$ Avec $L = \frac{d_A}{2\sin \delta_A}$	
Angle de tête δ_a	$\delta_{aA} = \delta_A + \theta_a$	$\delta_{aB} = \delta_B + \theta_a$
Angle de pied δ_r	$\theta_{fA} = \delta_A - \theta_f$	$\delta_{fB} = \delta_B - \theta_f$

II.4 Choix des matériaux des engrenages :

Les qualités recommandées pour les matériaux des engrenages sont :

- Résistance à l'usure.
- Résistance aux différents types d'efforts.
- Résistance aux chocs.
- Silence de fonctionnement.

Les matériaux qui rependent dans le cas général à ces qualités :

- Fonte grise.
- Fonte alliée.
- Acier forge A75.
- Acier allié 30NC11 forge et traité.
- Acier allié 30NC16 forge et traité.

[1] II.4.1. Calcul à la résistance des engrenages cylindriques à dentures droites :

Généralement plusieurs dents sont en prise, on suppose que l'effort « F » est appliqué à l'extrémité d'une seule dent (hypothèse défavorable), seule la composante tangentielle « F_t »

produit une flexion sur les dents, qui est assimilée à une pièce encastree à une extrémité et libre de l'autre, chargé par l'effort « F_t » a son extrémité libre.

« F_t » étant considérée perpendiculaire à l'axe de dent (cas de la denture) .On considérant pour le calcul de la résistance à la flexion comme section dangereuse, non à la racine mais l'épaisseur curviligne au primitif (égal à $\pi m/2$), tout en calculant d'après la hauteur de la dent ($h = 2.25m$). Fig. II.08.

La condition de la résistance à la flexion de la dent s'écrit comme suit :

$$\sigma = \frac{M_{f \max}}{\frac{I_{\alpha\beta}}{v}} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow \frac{I_{\alpha\beta}}{v} \geq \frac{M_{f \max}}{\sigma_{adm}} \dots\dots\dots 1[5]$$

Le moment de flexion agissant À la base de la dent

$$M_{f \max} = F_t .h = 2.25 m . F_t \text{ (N.m)}$$

Le module « m » étant donnée toujours en (mm) Alors le (mm) étant l'unité de longueur.

$$\frac{I_{\alpha\beta}}{v} \geq \frac{2.25mF}{\sigma_{amd}} \text{ mais : } I_{\alpha\beta} = \frac{bh'^3}{12} \text{ et } v = \frac{h'}{2}$$

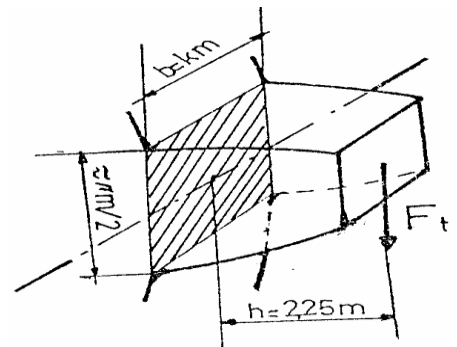


Fig. II.08. : Étude de la flexion de la denture droite

b : la largeur de la dent = Km

$$\frac{I_{\alpha\beta}}{v} = Km . \frac{(\pi m/2)^2}{6} = km^3 . \pi^2 / 24$$

$$\Rightarrow \frac{I_{\alpha\beta}}{v} = km^3 . \pi^2 / 24 \geq \frac{2.25mF_t}{\sigma_{adm}} \Rightarrow m^2 \geq 5.471 \frac{F_t}{k\sigma_{adm}}$$

Le couple qui est exprimée en fonction du diamètre primitif de la roue et la force tangentiel « F_t »

$$C = F_t \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2C}{D}$$

Donc la formule donnant le module sera :

$$m^2 \geq 10.94 \cdot \frac{C}{K\sigma_{adm} \cdot D} \cong 11 \cdot \frac{C}{K\sigma_{adm} \cdot D}$$

est comme $D = mZ$

$$Z \text{ (denture droite)} \Rightarrow m^3 \geq \frac{11 \cdot C}{K\sigma_{adm} \cdot Z} \Rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{11 \cdot C}{K\sigma_{adm} \cdot Z}} \dots\dots\dots 2$$

II.4.2. Calcul à la résistance des engrenages coniques à dentures droites :

La section d'une dent de roue conique à considérer pour le calcul de la résistance est la section moyenne , mesurée au milieu de la largeur (b) de la dent (fig. II.09) on voit que le rayon primitif (r_m) correspondant est égal à $r_m = r - (b/2) \sin \delta_1$ le calcul s'effectuera donc sur un module moyen (m_{oy}) , il faudra ensuite transposer ce module moyen en module effectif (m) valable au cône complémentaire externe en appliquant la relation : $m = d \cdot \frac{m_{moy}}{d_{moy}}$

- Les angles δ_1 et δ_2 ayant été déterminées comme il a été dit, on se fixe la largeur (b) de la denture, que l'on prend généralement égal a ($b = 8 \cdot m$) et comme on sait que (b) égal environ 3 fois la génératrice commune de cones primitif, en tire la longueur de cette génératrice cela permet de calculer ensuite d_1 et d_2
- Les difficultés de taillage font que la dent d'une roue conique travail de façon égale surtout sa largeur il est recommandé de multiplier par 1.5 l'effort donne à transmettre dans ces Condition les formules indiquées pour les engrenages droites sont modifiées comme il est dit ci-après :

$$m_{moy}^2 \geq 5.48 \frac{T}{K \cdot \sigma_{adm}}$$

T : étant l'effort tangentiel sur la denture en N

σ_{adm} : La contrainte normale admissible en N/mm^2

K : coefficient de la largeur de denture relatif au diamètre primitif, $k' = b/m_{\text{moy}}$

Le module moyen « m_{moy} » étant plus faible que le module m , k' est plus grand que le facteur k

L'effort tangentiel T est exprimé en fonction du couple : $T = \frac{2C}{d_{\text{moy}}}$ avec $d_{\text{moy}} = m_{\text{moy}} \cdot Z$

$$\Rightarrow m_{\text{moy}}^2 \geq 5.48 \cdot \frac{m_{\text{moy}} \cdot Z}{K' \cdot \sigma_{\text{adm}}} \Rightarrow m_{\text{moy}}^3 \geq 5.48 \cdot \frac{2C}{k' \cdot Z \cdot \sigma_{\text{adm}}}$$

$$\Rightarrow m_{\text{moy}} \geq \sqrt[3]{\frac{11C}{k' \cdot Z \cdot \sigma_{\text{adm}}}} \dots\dots\dots 3$$

$$\text{Puis } m = \frac{d \cdot m_{\text{moy}}}{d_{\text{moy}}}$$

D'après la (fig.II.09)

$$nt = on \sin \delta_1 = (op - np) \sin \delta_1$$

$$np = \frac{b}{2} ;$$

Mais nous l'avons signalé précédemment

$$op = 3b \Rightarrow nt = (3b - \frac{b}{2}) \sin \delta_1$$

$$\Rightarrow nt = r_{\text{moy}} = 2.5 \cdot b \sin \delta_1$$

$$op = 3b = \frac{d/2}{\sin \delta_1} \Rightarrow d = 6b \sin \delta_1 \quad \Rightarrow m = 6b \sin \delta_1 \cdot \frac{m_{\text{moy}}}{d_{\text{moy}}}$$

$$\Rightarrow m = \frac{6b}{Z} \sin \delta_1 \dots\dots\dots 4$$

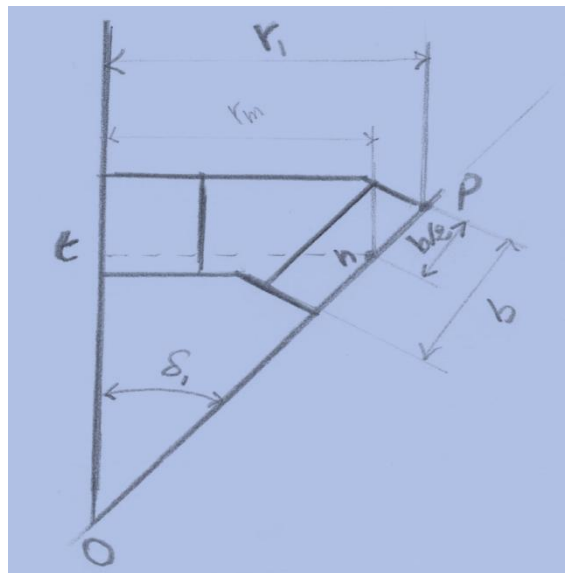


Fig. II.09.élément de taillage des engrenages conique

II.4.3. Etude cinématique et dynamique:

Puissance d'entré : 5.27 KW

2- les rapports de transmission sont : notre boite se compose de trois engrenages.

Les données de la boite sont :

1- puissance maximale transmise par la boit P_{\max}

$$I_{v_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{8} \Rightarrow 1^{ere} \text{ vitesse}$$

$$I_{v_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} = 1 \Rightarrow 2^{ème} \text{ vitesse}$$

1. les rapports d'engrènement : $I_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{2}$, $I_2 = \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{4}$, $I_3 = \frac{Z_5}{Z_6} = 2$

[1] II.4.3.1 Calcule de la puissance des arbres :

Pour des arbres (I et II) :

On utilisant les relations ci-dessous on peut calculer la puissance transmise ente chaque pair d'arbre :

$$\eta_i = \frac{P_{i+1}}{P_i} \quad \text{et : } \begin{cases} \eta_{eng} = [0.85 \div 0.99] \\ \eta_{roul} = [0.99 \div 0.995] \end{cases}$$

avec : $\eta_i = \eta_{eng}^x \times \eta_{roul}^y$

$\eta_{eng} = 0.98$ (pertedu puissance est faible).....(engrenage)

$\eta_{roul} = 0.99$(roulement)

Les nombres des paires dans engrenage (x =1)

Les nombres des paires dans roulement (y = 2)

Alors : $\eta_I = \eta_i = 0.98^1 \cdot 0.99^2 = 0.96$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_I$$

$$P_{II} = 5.227 \times 0.96$$

$$P_{II} = 5.01 \text{ kw}$$

Calcul les couples (I et II) :

Pour calculer les couples on la relation suivant :

$$C_{II} = \eta_I \cdot \frac{C_I}{I_1} \dots\dots\dots 5$$

Et on a aussi le rapport de transmission ($I_1 = 1/2$) et $C_I = 104 \text{ kw}$

Le couple d'arbre II est $C_{II} = 199.68 \text{ N.m}$

Calcul de la puissance des arbres (II et III) :

Pour calculer le couple il y a deux cas du calcul par ce que il y a deux rapport de transmission.

1^{ème} cas :

On a rapport de la transmission ($i_2 = 1/4$) et nombre des paires ($x = 1$ et $y = 2$)

$$\eta_{II} = 0.98^1 \times 0.99^2 \Rightarrow \eta_{II} = 0.96$$

$$P_{III} = 0.96 \times 5.01 \Rightarrow P_{III} = 4.80 \text{ kw}$$

Le couple de l'arbre que sera :

$$C_{III} = 0.96 \cdot \frac{4 \cdot (199.68)}{1} \Rightarrow C_{III} = 766.77 \text{ Nm}$$

2^{ème} cas :

Le rapport de transmission ($i_3 = 2$) $\Rightarrow C_{IV} = 95.84 \text{ N.m}$

Tableau. II. 03 : couples et puissances transmises entre les arbres de la boîte de vitesse :

Les arbres	Les rapports des engrenages	Les couples (N.m)	Les puissances (KW)
------------	-----------------------------	----------------------	------------------------

I	Transmission par courroie	104	5.227
II	$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{2}$	199.68	4.80
III	$\frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{4}$	766.77	
III	$\frac{Z_5}{Z_6} = 2$	95.84	

[1] **II.4.3.2. Calcul des engrenages :**

Le pignon (I) et la roue (II) :

Dans cette cas on a le rapport de transmission ($I = \frac{Z_1}{Z_2} = 1/2$), avec « la série principale » on choisit $Z_1=25$, $Z_2=50$, notre cas des engrenages conique à denture à droite

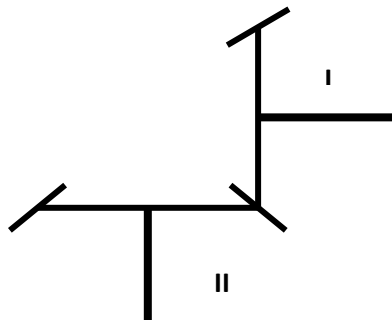


Fig. II.10. Les engrenages en conique à droite.

On a le module moyen :

$$m_{\text{moy}} \geq \sqrt[3]{\frac{11C}{K' \cdot Z \sigma_{adm}}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{R_e}{S}$$

La résistance à l'extension et le coefficient de sécurité :

$$R_e = [950 \div 1100]$$

$$S = [4 \div 5]$$

$$\begin{cases} R_e = 1000 \text{ N/mm}^2 \\ S = 4 \end{cases}$$

On peut choisir :

$K' = 10$ (engrenage conique)

Tableau .II. 04 : les éléments de taillage des engrenages conique à denture droite :

Symbole		m	b	d _p	δ	h _a	h _f	h	d _a	d _f
		[mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Les roues	1	3.5	35	87.5	26.56°	3.5	4.37	7.87	93.76	78.7
	2			175	63.43°				178.13	166.2
θ _f	θ _a	δ _A		δ _f						
8.75°	07.02°	33.58°		17.81°						
		70.45°		54.68°						

Les pignons (3 et 4) :

Lorsqu'il les engrenages dans cette cas sont cylindrique à denture droite, donc le facteur dépend de largeur ($k = 16$).

On a le rapport de transmission ($I_2=Z_3/Z_4=1/4$) et nous avons choisi nombre des dents $Z_3 = 20$,
 $Z_4 = 80$,

$R_e = [950 \div 1100] N/mm^2$ la resistance de l'extension

$S = [4 \div 5]$ le coefficient t de securite

$$\sigma_{adm} = \frac{1000}{4} = 250 N/mm^2$$

Alors :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{11.C}{K.Z\sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{11.766.77.10^3}{16.20.250}}$$

$$m \geq 4.72 \text{ mm}$$

D'après les tableaux de série principale on peut choisi le module ($m = 5\text{mm}$).

Les pignons (5 et 6) :

Le rapport de transmission ($I_3 = \frac{Z_5}{Z_6} = 2$) ; d'après le calcul précédent l'entraxe

$$A_{3-4} = A_{5-6}$$

On a :

$$A_{3-4} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{Z_5 + Z_6}{2} .m$$

Donc :

$$A_{3-4} = A_{3-5} = 250 \text{ mm}$$

Alors :

$$m = 0.88\text{mm}$$

D'après les tableaux on prend le module ($m = 0.9$) à la série spéciale.

Tableau .II. 05 : les éléments des taillages des engrenages cylindrique a denture droite :

Symboles	Z	m	b	h_a	h_f	d_p	d_a	d_f	P	h	
	mm	mm	mm	m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	
Les Roues	3	20	5	80	5	6.25	100	110	87.5	15.7	11.25
	4	80					400	410	387.5		
	5	60	0.9	14.4	0.9	1.125	333.3	335.13	381.0	2.82	2.025
	6	30					166.6	168.4	164.4		

[2] II.5. Étude dynamique des engrenages conique à dentures droites :

$$\text{Effort tangentiel : } F_{t1/2} = F_{t2/1} = \frac{2M_1}{d_1}$$

$M_1 = C_1$: le couple motrice transmit en [N.m]

d_1 : diamètre primitif de la roue motrice en [m]

Effort axial de la roue motrice correspondant à l'effort radial pour la roue menée, et effort radial de la roue motrice correspondant à l'effort axial pour la roue menée.

$$F_{a1/2} = F_{r2/1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

$$F_{r2/1} = F_{a1/2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

α = Angle de précession

δ_1 = Angle de cône primitif de la roue menant

Donc : la charge F_n que subissent les dents à pour intensité

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} \text{ ou } F_r = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

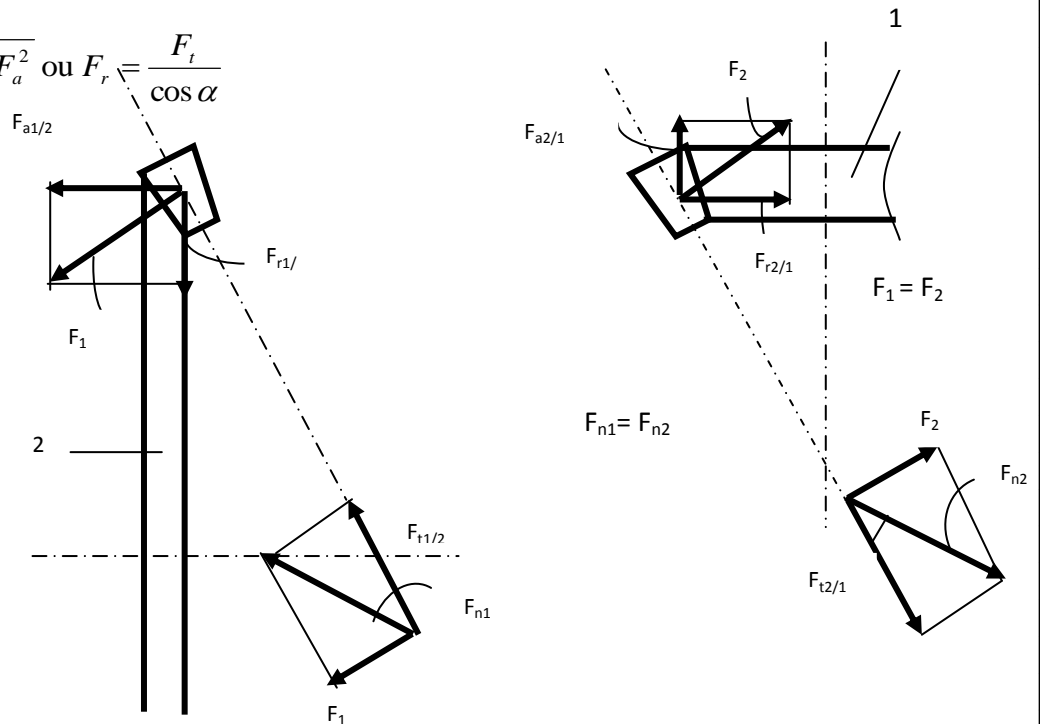


Fig. II.11. : efforts appliquées sur les engrenages coniques à denture droite.

[1] II.6. Étude dynamique des engrenages cylindrique à dentures droites :

Les dents des roues motrices (réceptrices) subissent une action “ F_n ” ayons pour composantes voir figure.

-Effort tangentiel : $F_{t1/2} = F_{t2/1} = \frac{2M_i}{d_i}$

-Effort radial : $F_{r1/2} = F_{r2/1} = F_t \tan \alpha$

- α : angle de pression = 20°

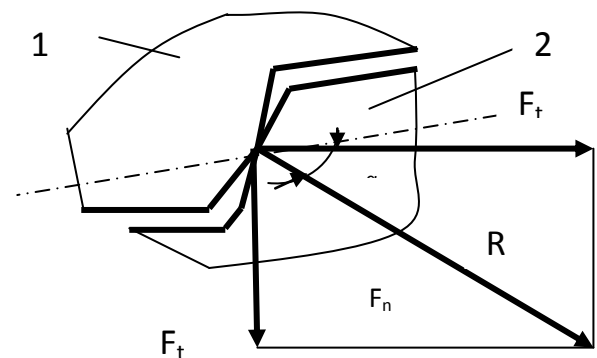


Fig. II.12 : efforts appliquées sur les engrenages cylindriques à denture droite.

II.7. Application numérique :

Pignon 1 et roue 2 :

- $M = 104 \text{ N.m}$
- $D_1 = 87.5 \text{ mm}$
- $\alpha = 20^\circ$
- $F_{t1/2} = F_{t2/1} = \frac{2.104}{87.5} \cdot 10^3 \Rightarrow F_{t1/2} = F_{t2/1} = 237.71 \text{ dAN}$
- $\delta_1 = \arctg 1/2 = 26.56^\circ$
- $F_{a1/2} = F_{r2/1} = F_t \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 77.38 \text{ dAN}$
- $F_{r2/1} = F_{r1/2} = F_t \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 38.68 \text{ dAN}$

Pignon 3 et roue 4 :

- $\alpha = 20^\circ$
- $D_3 = 100 \text{ mm}$
- $M = 199.68 \text{ N.m}$
- $F_{t3/4} = F_{t4/3} = 199.68 \frac{2}{100} = 399.6 \text{ dAN}$
- $F_{r3/4} = F_{r4/3} = F_t \text{tg} \alpha = 145.44 \text{ dAN}$

Pignon 5 et roue 6 :

- $\alpha = 20^\circ$
- $D_5 = 333.33 \text{ mm}$
- $M = 199.68 \text{ N.m}$
- $F_{t5/6} = F_{t6/5} = \frac{2.199.68}{333.33} = 119.8 \text{ dAN.}$
- $F_{r5/6} = F_{r6/5} = F_t \text{tg} \alpha = 43.94 \text{ dAN}$

Conclusion

Pour assurer un meilleur réglage de la pompe d'injection il faut entraîner cette dernière par un mouvement rotative identique à un moteur Diesel. Les éléments qui assure cette entraînement son essentiellement le variateur et la boite de vitesse.

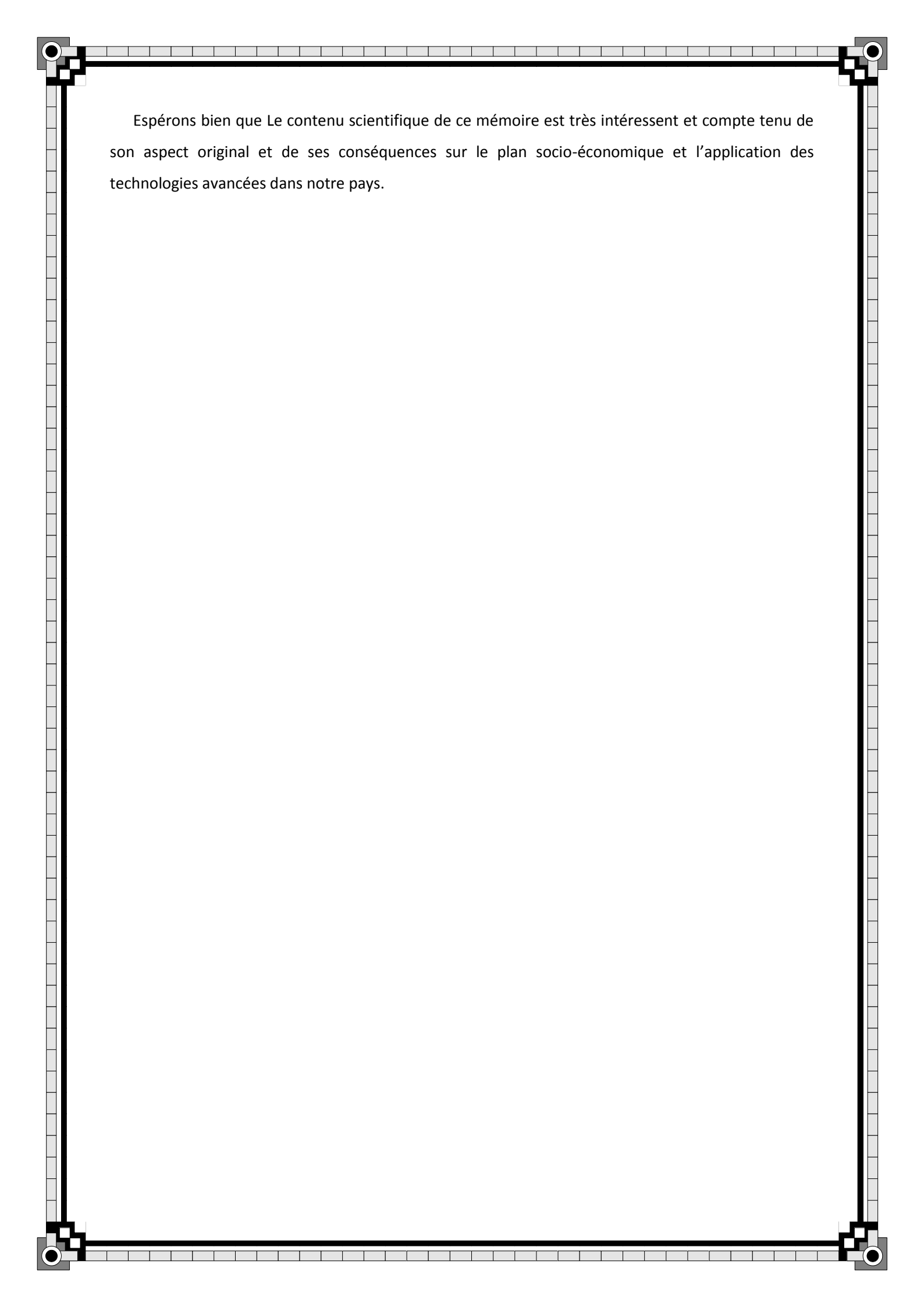
La boite vitesse à une construction complexe qui offre une grande performance pour le fonctionnement des machines industriel, cette construction assure le changement des rapports des vitesses. On distingue deux types de rapports de transmission : réducteur et agrandisseur.

Le système de transmission de puissance dans la boite vitesse assuré par engrenement en provoquant un couple propagé aux arbre a l'aide des accessoires qui transmette le mouvement rotatif (clavette , cannelure)

Dans ce modeste travail on a fait une étude qui interprète une représentation d'une boite à vitesse d'un banc d'essai de pompe d'injection, afin d'étudier ces éléments constitutif, nous avons fait tout d'abord une définition de deux types de commande d'une boite de vitesse.

Afin de faire l'étude des arbres, il est important de déterminé les dimensions, le choix de la matière ainsi que la position des paliers. Le calcule des diamètres des arbres est basé sure la détermination du moment de flexion idéale, en respectant les conditions de résistances.

Malgré le manque de la documentation concernant le domaine de la construction mécanique au sein de notre bibliothèque et aussi l'insuffisance du temps alloué pour achever notre travail. Les imperfections mentionner dans notre travail est au niveau des éléments de transmissions et de guidage des arbres (clavettes, cannelures et roulements), ainsi au calcul de résonance au niveau de la boite de vitesse et le choix du carter.



Espérons bien que Le contenu scientifique de ce mémoire est très intéressant et compte tenu de son aspect original et de ses conséquences sur le plan socio-économique et l'application des technologies avancées dans notre pays.