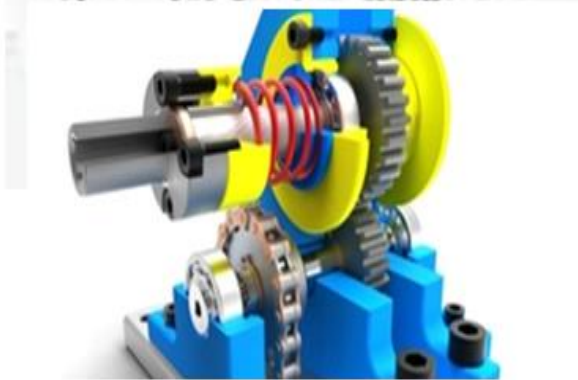
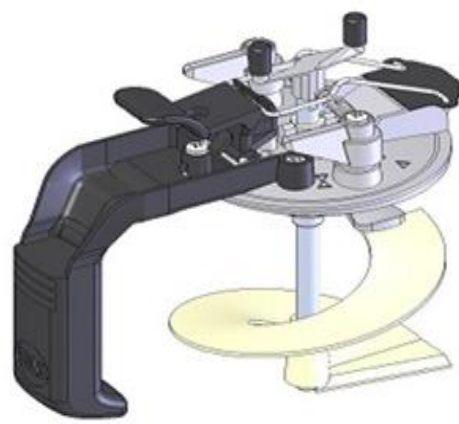


Cours de Construction mécanique 2 S6 Licence construction

Dr: Mechta. A

Faculté de Technologie de BBA

Département Génie Mécanique 2024-2025



## Table des matières

<b>Introduction Générale.....</b>	<b>6</b>
<b>Chapitre 1 : Engrenages (Etude des caractéristiques géométriques de tallage) (3 semaines).....</b>	<b>7</b>
<b>1.1-Généralités sur les engrenages .....</b>	<b>7</b>
<b>1.2-Définition : on appelle engrenage l'ensemble des deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre.....</b>	<b>7</b>
<b>1.3-Avantages et inconvénients: .....</b>	<b>7</b>
<b>1.4- engrenage à denture droite : .....</b>	<b>7</b>
<b>1.4-1-Module, épaisseur de dent et diamètre primitif :.....</b>	<b>7</b>
<b>1.4-2-Rapport de transmission : .....</b>	<b>8</b>
<b>1.4-3-Géométrie des dentures:.....</b>	<b>8</b>
<b>1.4-4- Principe de l'engrènement.....</b>	<b>9</b>
<b>1.4-5-Fabrication : .....</b>	<b>9</b>
<b>1.4-6- présentation : .....</b>	<b>10</b>
<b>1.5-Les différents types d'engrenage: .....</b>	<b>10</b>
<b>1.5-1. Engrenage droit à denture droite pour arbres parallèles.....</b>	<b>11</b>
<b>1.5-2. Engrenages droits à denture hélicoïdale : .....</b>	<b>11</b>
<b>1.5-2-1- Caractéristiques des dentures : .....</b>	<b>12</b>
<b>1.5-3. Engrenages coniques.....</b>	<b>13</b>
<b>1.5-3-1-Caractéristiques des dentures coniques : .....</b>	<b>14</b>
<b>1.5-4. Engrenage gauche (roue et vis sans fin) .....</b>	<b>14</b>
<b>1.5-4-1-Caractéristiques des dentures vis et roue tangente : .....</b>	<b>15</b>
<b>Chapitre 2 : Introduction à l'Etude dynamique des engrenages (2 semaines) .....</b>	<b>16</b>
<b>2.1. Étude dynamique.....</b>	<b>16</b>
<b>2.1. Introduction : .....</b>	<b>16</b>
<b>2.2. Poussées sur les dentures, les arbres et les paliers.....</b>	<b>16</b>
<b>2.2.1. Engrenage parallèle à denture droite .....</b>	<b>16</b>
<b>2.2.2. Engrenage parallèle à denture hélicoïdale .....</b>	<b>17</b>
<b>2.2.3. Analyse des forces.....</b>	<b>18</b>
<b>2.2.4. Contrainte de flexion sur la dent : .....</b>	<b>19</b>
<b>TD 01 et 02 .....</b>	<b>21</b>
<b>Corrige TD 01 et 02.....</b>	<b>22</b>
<b>Chapitre 3 : Arbres Et Axes (3 semaine).....</b>	<b>23</b>

<b>3/Les arbres et axes :</b> .....	<b>23</b>
<b>3.1/Définition :</b> .....	<b>23</b>
<b>3.2/Catégories des arbres:</b> .....	<b>23</b>
<b>3.3/ Critère de résistance</b> .....	<b>23</b>
<b>3.4 /Critère de déformation</b> .....	<b>25</b>
<b>3.4.1/ Déformation latérale</b> .....	<b>25</b>
<b>3.4.2/ Déformation en torsion</b> .....	<b>26</b>
<b>3.5/Critère dynamique</b> .....	<b>26</b>
<b>3.5.1/ Vibration latérale</b> .....	<b>26</b>
<b>3.5.2/ Vibration en torsion</b> .....	<b>28</b>
<b>TD: chapitre 03:arbres et axes</b> .....	<b>29</b>
<b>Corrige TD 03</b> .....	<b>30</b>
<b>Chapitre 4 : Transmission de mouvement (calcul et dimensionnement) (3 semaines)</b> .....	<b>32</b>
<b>4.1. Introduction:</b> .....	<b>32</b>
<b>4.2. Les paliers lisses ou Coussinets</b> .....	<b>32</b>
<b>4.2.1. Rappel :</b> .....	<b>32</b>
<b>4.2.2. Les différentes familles de coussinets</b> .....	<b>33</b>
<b>4.2.3. Calcul et dimensionnement des coussinets (régime non hydrodynamique)</b> .....	<b>34</b>
<b>1.Pression diamétrale (statique ou faible vitesse de rotation), Figure. 4.6.</b> .....	<b>34</b>
<b>2. Produit p.V (en fonctionnement, régime onctueux)</b> .....	<b>35</b>
<b>4.2.4. Montage des coussinets</b> .....	<b>35</b>
<b>1. Règle de montage</b> .....	<b>35</b>
<b>2. Tolérances des pièces en contact avec le coussinet, Figure 4.9.</b> .....	<b>37</b>
<b>4.2.5. Comparaison des performances entre les familles de coussinets</b> .....	<b>37</b>
<b>4.3. Les roulements</b> .....	<b>37</b>
<b>4.3.1. Introduction</b> .....	<b>37</b>
<b>4.3.2. Composition</b> .....	<b>37</b>
<b>4.3.3. Principaux types de roulements</b> .....	<b>38</b>
<b>1. Roulements à une rangée de billes à contact oblique</b> .....	<b>38</b>
<b>2. Roulements à rotule sur deux rangées de billes</b> .....	<b>38</b>
<b>3. Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques</b> .....	<b>39</b>
<b>4. Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques</b> .....	<b>39</b>
<b>5. Roulements à aiguilles</b> .....	<b>40</b>

6. Roulements à rouleaux coniques.....	40
7. Butées à billes à simple effet .....	41
8. Butées à billes à double effet.....	41
11. Butées à rotule sur rouleaux.....	42
9. Butées à billes à contact oblique.....	42
10. Butées à rouleaux cylindriques et à aiguilles .....	42
4.3.4. Symboles des roulements, Figure .4.22. ....	44
4.3.5. Charges supportées par les roulements .....	44
4.3.6. Choix d'un roulement.....	44
1. Durée de vie d'un roulement .....	45
2. Calcul des charges sur les roulements .....	46
4.4. Transmission par poulie-courroie.....	46
4.4.1. Définition:.....	46
4.4.2. Description et fonctionnement: .....	46
4.4.3. Transmission par poulie-courroie, Avantages et inconvénients.....	47
1. Intérêts.....	47
2. Inconvénients .....	47
4.4.4. Classification des poulies / courroie :.....	47
1. Courroies plates.....	48
2. Courroies trapézoïdales .....	48
3. Courroies crantées (ou synchrones).....	49
4.4.5. Différents types de montage .....	50
4.4.6. Calculs sur courroies.....	51
4.4.7. Transmission par chaîne.....	51
1.Principales caractéristiques. ....	52
TD chapitre 04 .....	53
Corrige TD chapitre 04.....	54
Chapitre 5: Réducteurs et boîtes vitesses .....	55
5.1/Réducteur à étages.....	55
5.2/Réducteur planétaire ou épicycloïdal .....	56
5.2-1 : Train épicycloïdal de type 1 .....	56
5.2-2/Trains épicycloïdaux de types 2,3 et 4 .....	58
5.3 : Réducteurs trochoïdaux.....	59

5.4 :Harmonic drive.....	60
Figure 5.4: principe d'un harmonic drive .....	61
5.5- Introduction .....	62
5.6 : fonction global : .....	63
5.7 : principe forme de boîte vitesses : .....	63
5.8: constitution d'une boîte de vitesses : .....	64
5.9- Principe de fonctionnement d'une boîte de vitesses .....	64
5.10- Le système de lubrification : .....	65
5.11-Les calculs applicables à la boîte de vitesses :.....	66
TD Chapitre 05 .....	68
Corrige TD Chapitre 05 .....	70
Chapitre 6 : Notions générale sur accouplements, embrayages et freins .....	73
6.I - Accouplements permanents .....	73
6.I.1. Accouplements rigides .....	73
6.I.2. Accouplements élastiques ou flexibles.....	75
6.I.3. Joints de cardan et assimilés .....	75
6.II - Accouplements temporaires .....	77
6.II.1. Embrayages.....	77
6.II.2. Limiteurs de couple .....	79
6.II.3. Freins .....	80
TD Chapitre 06 .....	83
Corrige TD Chapitre 06.....	85
Références .....	86

## **Introduction Générale**

Le module **Construction Mécanique 2** s'inscrit dans la continuité du cours de **Construction Mécanique 1**, et vise à approfondir les connaissances et les compétences des étudiants en matière de conception et de réalisation d'ensembles mécaniques complexes. À ce stade avancé de la formation, il est essentiel de développer une compréhension rigoureuse des principes de fonctionnement, de l'assemblage et de la normalisation des systèmes mécaniques utilisés dans l'industrie moderne.

L'objectif principal de ce module est de permettre aux étudiants d'analyser, de dimensionner et de représenter correctement des composants mécaniques tels que les arbres, les accouplements, les assemblages démontables ou permanents, les systèmes de guidage et de transmission, tout en tenant compte des normes techniques et des exigences fonctionnelles et sécuritaires. Une attention particulière est accordée à l'intégration des contraintes industrielles réelles, telles que la résistance des matériaux, les tolérances géométriques, et les méthodes de fabrication.

Ce polycopié est structuré de manière progressive afin de faciliter l'acquisition des notions théoriques et leur application à travers des exemples pratiques, des études de cas, et des exercices corrigés. Il constitue ainsi un support pédagogique essentiel pour la réussite des étudiants, en les préparant efficacement aux projets de fin d'études, aux stages industriels et à la poursuite éventuelle de leurs études en Master.

## **Chapitre 1 : Engrenages (Etude des caractéristiques géométriques de tallage) (3 semaines)**

- ❖ **Engrenage cylindrique (dentures droite et hélicoïdale),**
- ❖ **Engrenage conique (denture droite et hélicoïdale),**
- ❖ **Vis sans fin.**

### **1.1-Généralités sur les engrenages**

Le système « engrenages » : Un engrenage est un mécanisme constitué de deux roues dentées mobiles en rotation autour de deux axes. Ces roues sont caractérisées par leur diamètre et le nombre de dents qu'elles possèdent. L'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact, c'est la roue menant. La seconde à qui est transmis le mouvement est nommé roue menée. On parlera aussi de roues d'entrée et de sortie. Ce système qui permet la transmission d'un mouvement de rotation, peut toutefois en modifier certaines caractéristiques.

La plus petite roue dentée se nomme pignon.

Une roue dentée intérieure se nomme couronne.

**1.2-Définition :** on appelle engrenage l'ensemble des deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre.

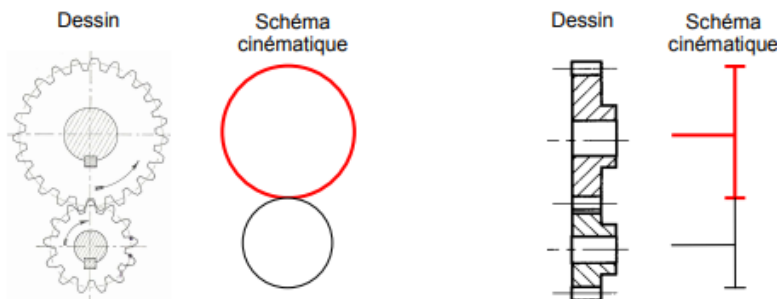
### **1.3-Avantages et inconvénients:**

Excellent rendement ; encombrement plutôt faible ; peuvent transmettre des actions mécaniques importantes ; bonne durée de vie ; moyennement onéreux en version standard (cher avec des dimensions non standard).

### **1.4- engrenage à denture droite :**

#### **1.4-1-Module, épaisseur de dent et diamètre primitif :**

Au point d'engrenage entre deux roues dentées, on peut dire que les deux roues dentées se comportent comme deux cylindres roulant sans glisser l'un sur l'autre. On définit alors le diamètre de chacun des « cylindres » comme étant le diamètre primitif de la roue dentée correspondante.



**Figure 1.1: engrenage**

On définit le module d'une dent comme vérifiant la relation :  $d = m.Z$

Avec :  $d$  : diamètre primitif de la roue dentée (en mm) ;

$m$  : module de la roue dentée (en mm) ;

$Z$  : nombre de dents de la roue dentée.

Le module est donc lié à l'épaisseur d'une dent, car un « pas » primitif vaut :  $2\pi.R / Z$  et vaut aussi  $2.s$  ( $s$  étant l'épaisseur d'une dent) lorsque la roue engrène sans jeu avec une autre. Ainsi le module est proportionnel à l'épaisseur d'une dent. C'est-à-dire que plus le module est important, plus les dents sont épaisses et résistantes.

### **1.4-2-Rapport de transmission :**

Le rapport de transmission est le rapport entre la vitesse de sortie et la vitesse d'entrée (de l'engrenage). Par intégration temporelle, le rapport de transmission est aussi le rapport entre l'angle parcouru par l'arbre de sortie et l'angle parcouru par l'arbre d'entrée. Comme une dent de la roue d'entrée entraîne une dent de la roue de sortie, le rapport de transmission d'un engrenage est aussi le rapport des nombres de dents des deux roues dentées. Ainsi lorsque la grande roue dentée fera un tour, le pignon (petite roue) fera plus d'un tour : le pignon tourne donc plus vite que la grande roue. Le rapport des vitesses est donc l'inverse des rapports des nombres de dents.

Rapport de transmission:

$$k = \frac{\omega_{2/\text{porte-axes}}}{\omega_{1/\text{porte-axes}}} = \frac{\theta_{2/\text{porte-axes}}}{\theta_{1/\text{porte-axes}}} = \pm \frac{Z_1}{Z_2}$$

Comme  $d_i = m.Z_i$  et que le module est commun aux deux roues engrenant ensemble, on a aussi :

$$k = \frac{\omega_{2/\text{porte-axes}}}{\omega_{1/\text{porte-axes}}} = \pm \frac{Z_1}{Z_2} = \pm \frac{d_1}{d_2}$$

Attention toutefois au signe du rapport de transmission : négatif pour un engrenage extérieur et positif pour un engrenage intérieur.

### **1.4-3-Géométrie des dentures:**

Une dent a généralement un profil en développante de cercle, ce qui lui donne les avantages suivants : transmission homocinétique, c'est-à-dire que si la vitesse angulaire d'entrée est constante, la vitesse angulaire instantanée de sortie sera constante aussi (donc pas de vibrations) ; angle de pression  $\alpha$  constant (direction de la force transmise).

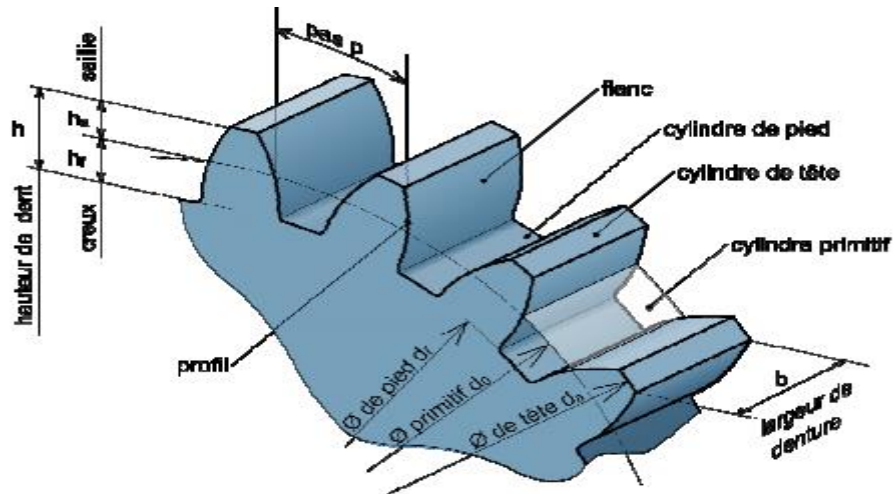


Figure 1.2: géométrie des dentures

#### 1.4-4- Principe de l'engrènement

Si deux cercles de base munis de courbes en développante de cercle sont espacés d'un entraxe (a), on constate que pendant l'engrènement, les deux développantes restent en contact suivant une droite appelée ligne d'action inclinée d'un angle  $\alpha$  par rapport à la tangente commune a deux cercles appelés cercles primitifs.

Cet angle  $\alpha$  est appelé angle dépression et vaut dans le cas général  $20^\circ$ .

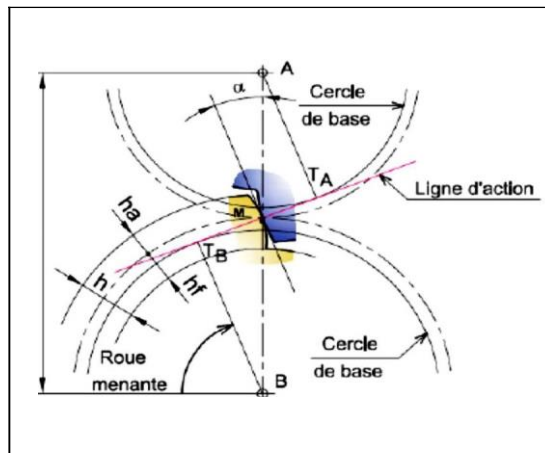
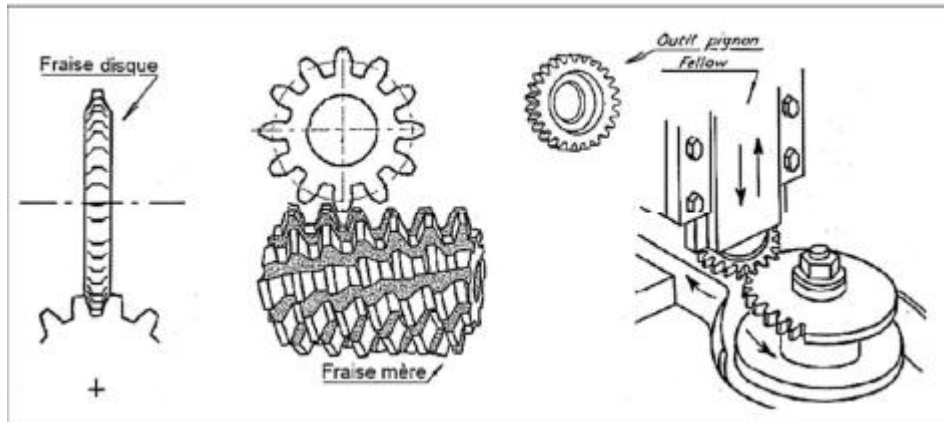


Figure 1.3: Principe de l'engrènement

#### 1.4-5-Fabrication :

Il existe de nombreux systèmes pour fabriquer les roues dentées. Nous noterons parmi les technologies récentes: le moulage ou l'électroérosion à fil.


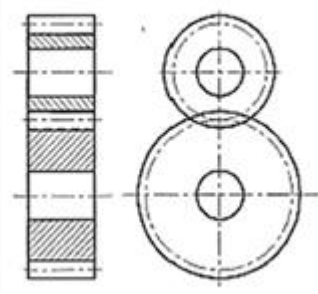
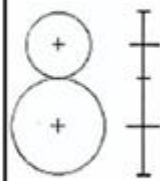
Ce type de profil est complexe à fabriquer, pour éviter de multiplier l'outillage et pour permettre la compatibilité entre les fabricants, les tailles des dents ont été standardisées selon leurs modules.



**Figure 1.4: Procèdes de fabrication d'une roue dentée.**

**1.4-6- présentation :**

En dessin industriel, on ne représente pas toutes les dents d'un engrenage. On le représente par son cercle primitif en trait discontinu.

Type	Contact	Représentation normalisée	Schéma cinématique
<b>Pignon roue</b> 	Extérieur		
Le sens de rotation est inversé			

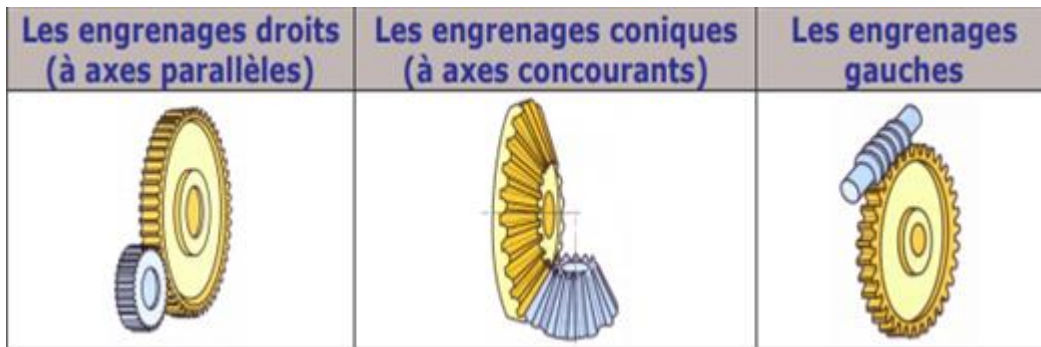
**Figure 1.5: Représentation d'engrenage droit**

**1.5-Les différents types d'engrenage:**

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels. Ils font partie des systèmes de transmission de mouvement et de puissance les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables. Ils sont normalisés.

Les engrenages fabriqués avec la norme internationale ISO présentent l'avantage d'être facilement interchangeables et permettent des possibilités de fabrication plus économiques (conception type, méthodes de calcul normalisées, taillage et contrôle automatisés, équipements standards). Lorsqu'il

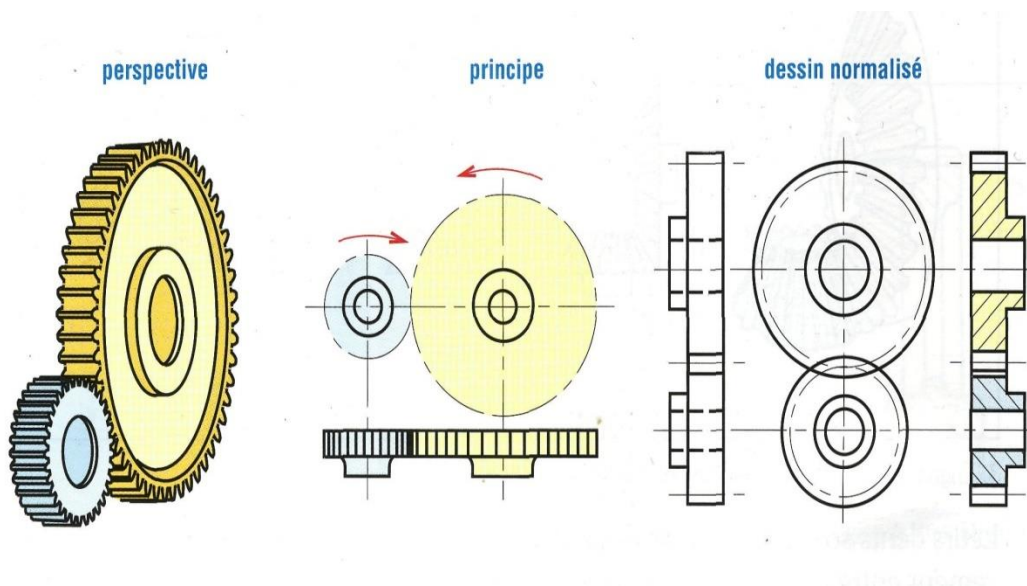
s'agit d'engrenages pour très grandes séries (automobiles...) les constructeurs s'écartent de ces standards afin d'optimiser les coûts.



**Figure 1.6: les types d'engrenage**

**1.5-1. Engrenage droit à denture droite pour arbres parallèles.**

Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre deux arbres parallèles. Les dents des deux roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Du fait de leur relative simplicité, ils sont souvent utilisés pour introduire les relations de cinématique et les définitions normalisées concernant la géométrie des engrenages.



**Figure 1.6: Engrenage droit à denture droite**

**1.5-2. Engrenages droits à denture hélicoïdale :**

Engrenage droit à denture hélicoïdale pour arbres parallèles.

De même usage que les précédents, ils sont très utilisés en transmission de puissance ; les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des deux arbres.

À taille égale, ils sont plus performants que les précédents pour transmettre puissance et couple. Du fait d'une meilleure progressivité et continuité de l'engrènement ils sont aussi plus silencieux. L'inclinaison de la denture engendre des efforts axiaux, suivant l'axe de l'arbre, qui doivent être supportés par les paliers et des couples supplémentaires qui accentuent le fléchissement des arbres. Remarque : ils sont parfois utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres non parallèles et sont appelés engrenages gauches.

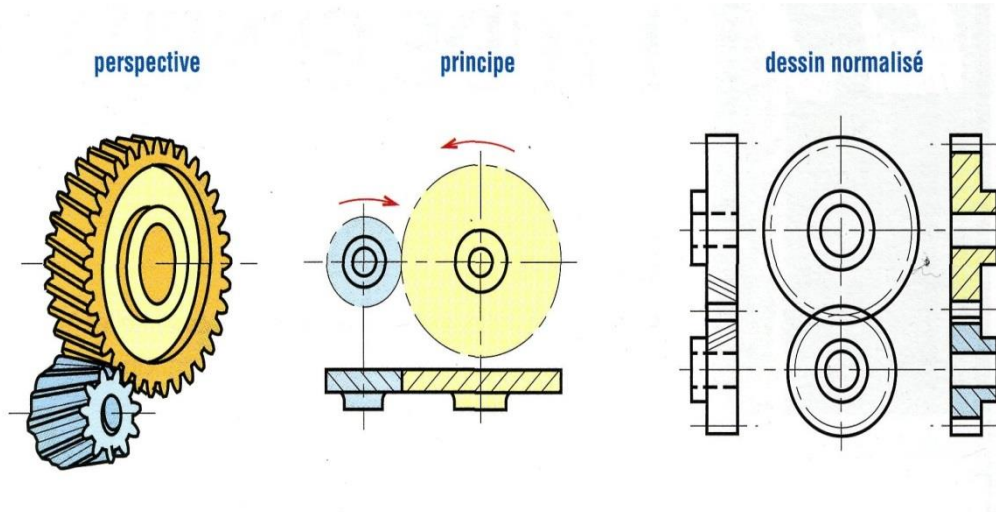
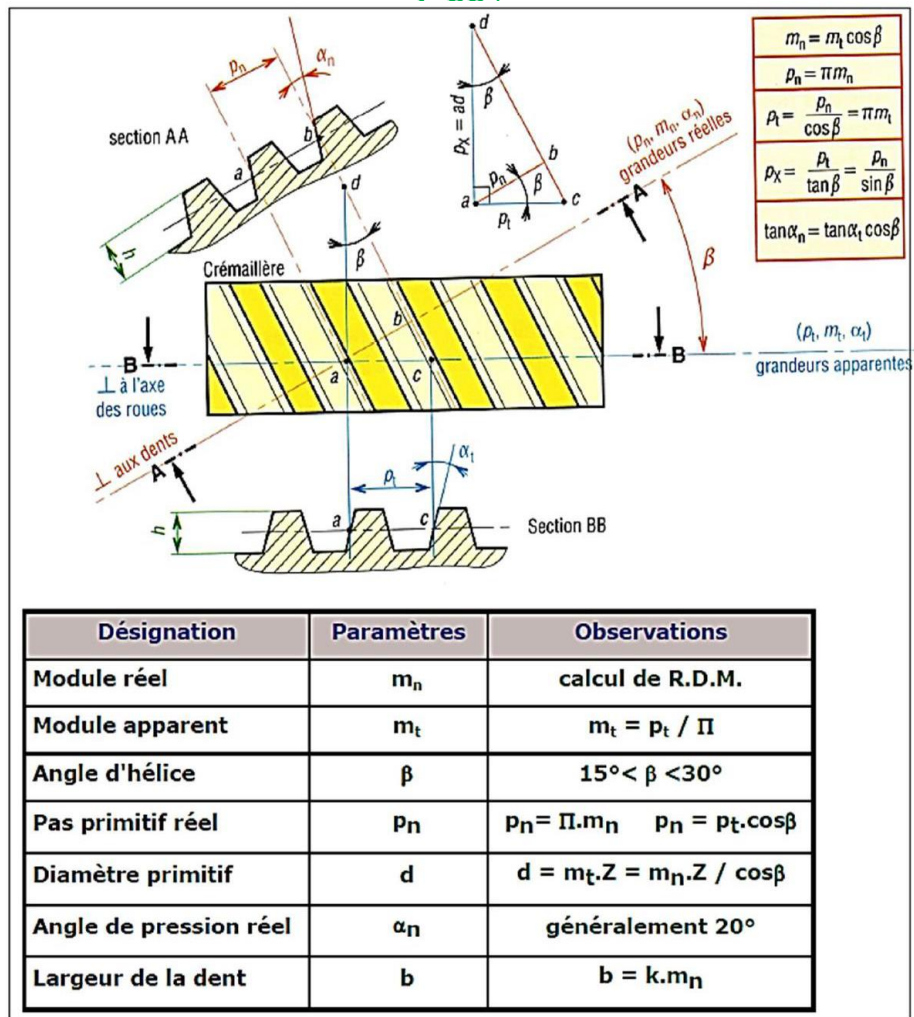


Figure 1.7: Engrenages droits à denture hélicoïdale

#### 1.5-2-1- Caractéristiques des dentures :

Plus complexes, à taille égale, ils sont plus performants que les dentures droites pour transmettre la puissance et le couple. Du fait d'une meilleure progressivité et continuité de l'engrènement (2,3 ou 4 dents toujours en prise), ils sont aussi plus souples et silencieux. L'inclinaison de la denture engendre des efforts axiaux suivant l'axe de l'arbre qui doit être supporté par des paliers.



### 1.5-3. Engrenages coniques

Engrenage conique à denture droite pour arbres concourants.

Leurs dents sont taillées dans des surfaces coniques. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres concourants, perpendiculaires ou non. La denture peut être droite mais aussi hélicoïdale, ou spirale.

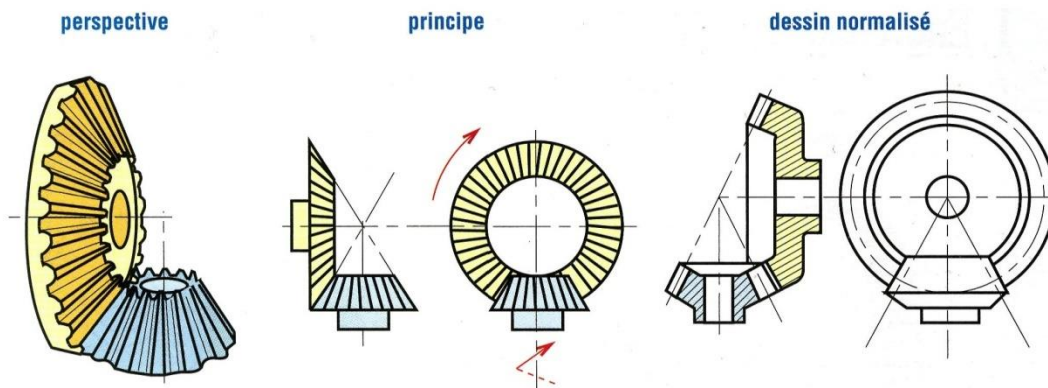


Figure 1.8: Engrenages conique

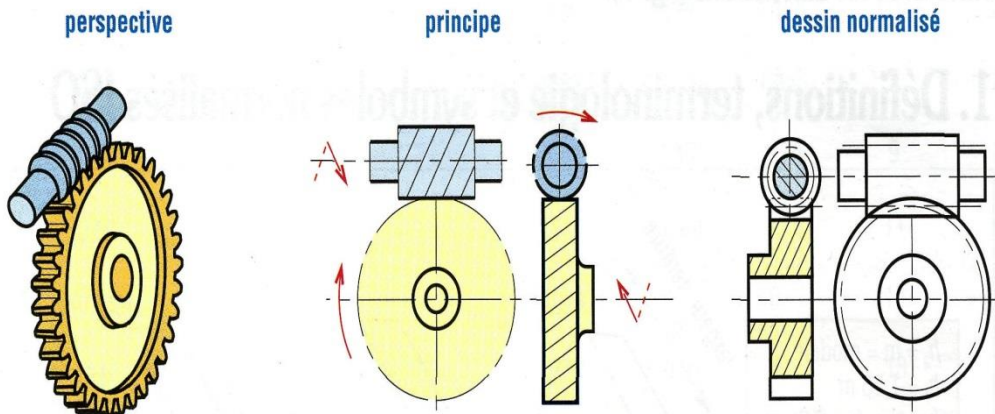
**1.5-3-1- Caractéristiques des dentures coniques :**

Module (sur le cône complémentaire)	m	Déterminé par la résistance des matériaux et choisi dans les modules normalisés (§ 73.12)**.	
Nombre de dents	z	Déterminé à partir du rapport des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$	
Largeur de denture	b	Pour des raisons de taillage : $\frac{1}{4} L < b < \frac{1}{3} L$	
Diamètres primitifs	d	$d_A = m \cdot z_A$	$d_B = m \cdot z_B$
Angles primitifs	$\delta$	$\tan \delta_A = z_A / z_B$	$\tan \delta_B = z_B / z_A$
Saillie	$h_a$	$h_a = m$	
Creux	$h_f$	$h_f = 1,25 m$	
Hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25 m$	
Diamètre de tête	$d_a$	$d_{aA} = d_A + 2 m \cos \delta_A$	$d_{aB} = d_B + 2 m \cos \delta_B$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_{fA} = d_A - 2,5 m \cos \delta_A$	$d_{fB} = d_B - 2,5 m \cos \delta_B$
Angle de saillie	$\theta_a$	$\tan \theta_a = m/L$	avec $L = \frac{d_A}{2 \sin \delta_A}$
Angle de creux	$\theta_f$	$\tan \theta_f = 1,25 m/L$	
Angle de tête	$\delta_a$	$\delta_{aA} = \delta_A + \theta_a$	$\delta_{aB} = \delta_B + \theta_a$
Angle de pied	$\delta_f$	$\delta_{fA} = \delta_A - \theta_f$	$\delta_{fB} = \delta_B - \theta_f$

**1.5-4. Engrenage gauche (roue et vis sans fin)**

Engrenages roues et vis entre arbres orthogonaux.

L'une des roues ressemble à une vis et l'autre à une roue hélicoïdale. Le sens de rotation de la roue dépend de celui de la vis mais aussi de l'inclinaison de la denture, filet à droite ou à gauche. L'irréversibilité est possible.



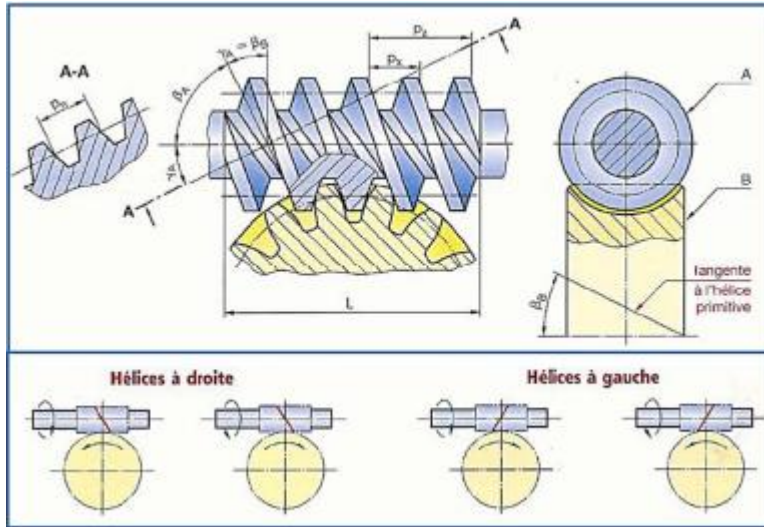


Figure 1.9: Engrenage gauche (roue et vis sans fin)

#### 1.5-4-1-Caractéristiques des dentures vis et roue tangente :

Caractéristiques de la vis A <sup>90</sup>		
Nombre de filets	$z_A$	Fonction du rapport des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$
Angle d'hélice	$\beta_A$	Fonction de la réversibilité de la transmission (si $\gamma_A < 5^\circ$ système pratiquement réversible). $\beta_A + \gamma_A = 90^\circ$ .
Sens de l'hélice « à droite » ou « à gauche »		La vis a le même sens d'hélice que la roue
Module réel	$m_n$	Déterminé sur la roue, choisi suivant § 73.12
Module axial	$m_x$	$m_x = m_n / \cos \gamma_A$
Pas réel	$p_n$	$p_n = m_n \cdot \pi$
Pas axial	$p_x$	$p_x = p_n / \cos \gamma_A$
Pas de l'hélice	$p_z$	$p_z = p_x \cdot z_A$
Diamètre primitif	$d_A$	$d_A = p_z / \pi \tan \gamma_A$
Diamètre extérieur	$d_a$	$d_a = d_A + 2 m_n$
Diamètre intérieur	$d_f$	$d_f = d_A - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	$L$	$L = 5 p_x$
Caractéristiques de la roue B		
Mêmes formules que pour une roue à denture hélicoïdale (§ 73.14) en tenant compte :		- Angle d'hélice $\beta_B = \gamma_A$ et de même sens que pour la vis et la roue - Module apparent de la roue égal au module axial de la vis
Entraxe	$a$	$a = \frac{d_A + d_B}{z}$

## Chapitre 2 : Introduction à l'Etude dynamique des engrenages (2 semaines)

Pression superficielle et Résistance à la rupture pour engrenages cylindriques (dentures droite et hélicoïdale)

### 2.1. Étude dynamique

#### 2.1. Introduction :

En règle générale, on peut dire que les engrenages servent à transmettre la puissance d'un arbre entraîné. Il faut donc s'assurer que les dents sont suffisamment robustes pour faire le travail.

#### 2.2. Poussées sur les dentures, les arbres et les paliers

##### 2.2.1. Engrenage parallèle à denture droite

Les termes suivants sont définis sur la figure 2.1:  $F_n$  effort normal exercé par la denture menante sur la denture menée, dirigé suivant la ligne d'engrènement, et supposé concentré au milieu de la denture :

$$F_n = F_t / \cos \alpha \text{ (avec } \alpha \text{ angle de pression).}$$

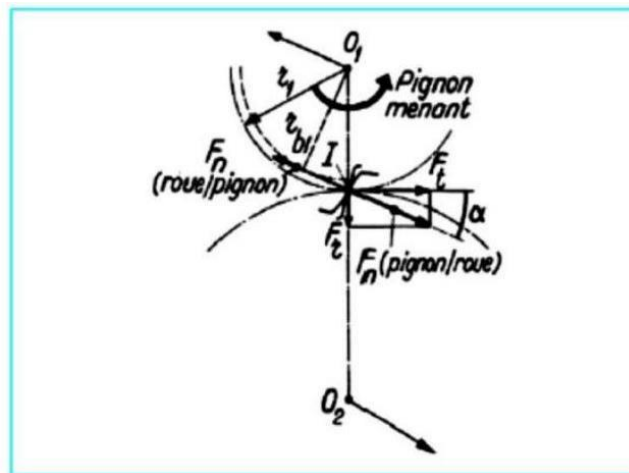


Figure 2.1. Engrenage parallèle à denture droite : efforts.

$F_t$  composante tangentielle (daN) :

$$F_t = \text{couple moteur (m} \cdot \text{daN)} / \text{rayon de base du pignon moteur (m)}$$

$$F_t = 980000 \text{ puissance (kW)} / n_1 \text{ (tr/min)} \cdot r_1 \text{ (mm)}$$

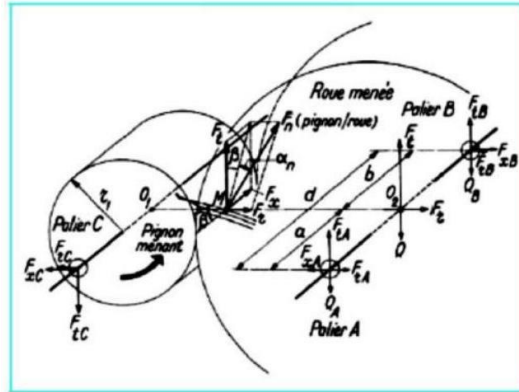
La réaction de la denture menée sur la denture menante est égale et directement opposée à l'effort  $F_n$  précédemment défini : les composantes tangentielle et radiale sont égales et directement opposées.

Pour déterminer l'effort de flexion sur l'arbre de la roue, il suffit de transporter l'effort  $F_n$  sur cet arbre, et de le composer éventuellement avec le poids de la roue.

Procéder de la même façon pour déterminer l'effort de flexion sur l'arbre du pignon.

### 2.2.2. Engrenage parallèle à denture hélicoïdale

Les termes suivants sont définis sur la figure 2.2.



**Figure 2.2. Engrenage parallèle à denture hélicoïdale : efforts.**

- ❖ **Effort exercé par la denture menante sur la denture menée :** cet effort est supposé concentré au milieu de la denture.

Effort normal :

$$F_n = F_t / (\cos \beta \cos \alpha_n)$$

Composante tangentielle :

$$F_t = 980000 \text{ puissance (kW)} / n_1 (\text{tr/min}) \cdot r_1 (\text{mm})$$

Composante radiale :

$$F_r = (F_t / \cos \beta) \tan \alpha_n$$

Composante axiale :

- ❖ **Effort de flexion sur l'arbre de la roue :**

Déterminer la somme des (vecteurs) efforts  $F_t$  et  $F_r$  transportés sur l'arbre de la roue et du poids  $Q$  de la roue éventuellement.

- ❖ **Réactions sur les paliers :** Réaction radiale sur le palier A : déterminer la somme des (vecteurs) efforts :

$$\begin{aligned} F_{tA} &= F_t (b/d) \\ F_{rA} &= F_r (b/d) \\ Q_A &= Q (b/d) \\ F_{xA} &= (F_x r_2) / d \end{aligned}$$

Avec  $r_2$  rayon primitif de la roue menée.

Pour déterminer le sens de  $F_{xA}$ , il suffit d'imaginer que le palier B est une articulation.

Réaction radiale sur le palier B : déterminer la somme des (vecteurs) efforts :

$$F_{tB} = F_t(a/d)$$

$$F_{rB} = F_r(a/d)$$

$$Q_B = (Q_a)/d$$

$$F_{xB} = (F_x r_2)/d$$

Pour déterminer le sens de  $F_{xB}$ , il faut supposer que le palier  $A$  est une articulation.

Procéder de la même façon pour l'effort de flexion sur l'arbre du pignon et les réactions radiales sur les paliers supportant cet arbre.

Compensation de la composante axiale :  $F_x$  doit être absorbée par une butée aménagée dans le palier  $B$ . Si elle n'est pas trop forte, il suffira d'en tenir compte dans les calculs de détermination des roulements à billes, suivant les règles bien connues indiquées dans les catalogues des constructeurs.

### **2.2.3. Analyse des forces**

La puissance à transmettre  $P_u$  est proportionnelle au produit du couple ( $T$ ) et de la vitesse de rotation ( $n$ ). ainsi,

$$P_u = (T \cdot n)/k$$

Ou  $P_u$ : puissance transmise en W ou en hp.

$T$ : couple transmis en N.m ou en lb. Pi.

$N$ : vitesse de rotation en r/min.

$K$ : facteur de conversion.

Or  $T = Wt(D/2)$

Ou  $Wt$ : charge tangentielle en N ou en lb

$D$ : diamètre primitif de l'engrenage en mm ou en pi.

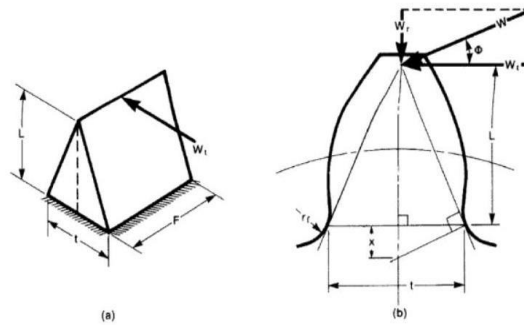
Donc  $Wt = (60 \cdot 10^3 P_u)/(11Dn)$  en N

Ou  $Wt = (33000HP)/(11Dn)$  en lb

Cependant, la force se transmet d'un engrenage à l'autre suivant la direction de la ligne d'action. Par conséquent, la force normale au profil de la dent (figure 2.3) sera :

$$W = Wt/\cos \theta$$

Où  $\theta$  est l'angle de pression.



**Figure. 2.3. Chargement de la dent.**

#### La composante radiale

$$W_r = W_t(\sin \theta / \cos \theta) = W_t \tan \theta$$

Ces forces seront transmises à l'arbre qui supporte ces engrenages

#### 2.2.4. Contrainte de flexion sur la dent :

La force transmise cause une contrainte de flexion et de compression à la racine de la dent, la figure 2.3 a illustré de façon schématique le chargement de la dent. On suppose que la dent est une poutre encastree et soumise à une force tangentielle  $W_t$  à son extrémité.  $F$  est la largeur de la dent ;  $t$  est l'épaisseur de la dent à la racine ;  $L$  est la distance du point d'application de la charge à l'encastrement. En utilisant l'équation de la flexion

$$\sigma = M \cdot c / I$$

Avec

$$M = W_t \cdot L$$

Et

$$I = bh^2 / 6 = (F \cdot t^2) / 6$$

La contrainte maximale à l'encastrement est :

$$\sigma = (6 \cdot W_t \cdot L) / F \cdot t^2$$

En se référant à la figure 2.3b et en utilisant une propriété des triangles semblables, on a

$$x / (t/2) = (t/2) / L$$

$$\text{d'où } x = t^2 / 4 L$$

En réarrangeant les deux dernières équations.

$$\sigma = W_t / ((F \cdot t^2) / (6 L)) = W_t / ((2/3) F x)$$

Si le numérateur et le dénominateur sont multipliés par  $P$  (pas diamétral).

$$\sigma = (W_t \cdot P) / ((2/3) F \times P) = W_t P / F \cdot Y \text{ (Formule de Lewis)}$$

$$\text{Ou } Y = (2/3) \times P = t^2 p / (6 L) = t^2 11 / (6 LP)$$

$Y$  est le facteur de Lewis. Sa valeur peut être déterminée graphiquement ou analytiquement ; le tableau 2.1. Donne les valeurs de  $Y$  en fonction du nombre de dents et de l'angle de pression.

**Tableau 2.1 Facteur de forme de Lewis Y**

**Tableau 2.1.**

<b>Nombre de dents</b>	<b>14,5 °</b>	<b>20°</b>
<b>12</b>	0,211	0,245
<b>13</b>	0,223	0,261
<b>14</b>	0,236	0,277
<b>15</b>	0,245	0,290
<b>16</b>	0,254	0,296
<b>17</b>	0,264	0,303
<b>18</b>	0,270	0,309
<b>19</b>	0,277	0,314
<b>20</b>	0,283	0,322
<b>21</b>	0,289	0,328
<b>22</b>	0,292	0,331
<b>24</b>	0,299	0,337
<b>26</b>	0,308	0,346
<b>28</b>	0,314	0,353
<b>30</b>	0,318	0,359
<b>34</b>	0,327	0,371
<b>38</b>	0,333	0,384
<b>43</b>	0,340	0,397
<b>50</b>	0,346	0,409
<b>60</b>	0,355	0,422
<b>75</b>	0,361	0,435
<b>100</b>	0,367	0,447
<b>150</b>	0,374	0,460
<b>300</b>	0,383	0,472
<b>Crémaillère</b>	0,390	0,485

## TD 01 et 02

**Exercice01 :**

Soit un engrenage droit à denture droit, pas primitif 6.28 mm ( $2\pi$ ), angle de pression  $20^\circ$ , nombre de dents de la roue 80, rapport de transmission 0,25.

Déterminer le nombre de dents du pignon, le module et l'entraxe a.

**Exercice 02 :**

soit un engrenage à denture droit,  $m=3$ , entraxe approximatif 150 mm,  $N_2/N_1=0,25$ .

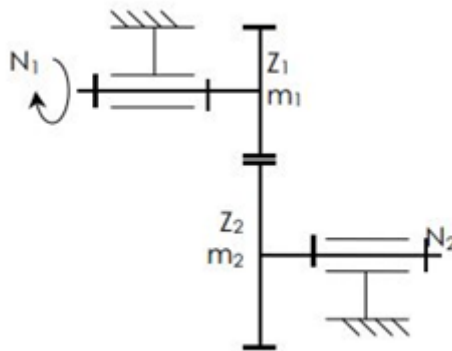
Déterminer les nombres de dents des deux roues.

**Exercice 03 :**

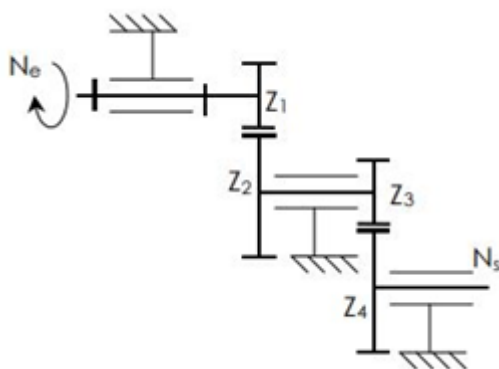
Données :

- $N_1=1000\text{tr/min}$
- $Z_1=32$  dents
- $m_1=5$
- $Z_2=54$  dents

Calculer  $d_2$ ,  $N_2/N_1$ ,  $N_2$ .



**Exercice 04 :**



Exprimer littéralement le rapport  $N_s/N_e$  en fonction de  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$

Application numirique

$Z_1=15$  dents

$Z_2=30$  dents

$Z_3=17$  dents

$Z_4=51$  dents

**Corrige TD 01 et 02**

**Exercice 01 :**

Nombre de dents :

$$R = 0.25 = \frac{Z_{\text{pignon}}}{Z_{\text{roue}}} \quad \text{D'où } Z_{\text{pignon}} = 0.25 * 80$$

$$Z_{\text{pignon}} = 20 \text{ dents}$$

Module:  $P = m \cdot \pi$  or ici  $P = 2\pi$  D'où  $m=2$ .

$$\text{Entraxe : } a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot Z_{\text{roue}} + m \cdot Z_{\text{pignon}}}{2} = \frac{2 \cdot 80 + 2 \cdot 20}{2} = 100 \text{ mm}$$

**Exercice 02 :**

$$m=3$$

$$a=150\text{mm}$$

$$N_2/N_1=0.25$$

$$a = \frac{m \cdot Z_1 + m \cdot Z_2}{2} = 150$$

$$a = (3 \cdot Z_1 + 3 \cdot Z_2) = 300$$

$$3 * 0.25 \cdot Z_2 + 3 * Z_2 = 300$$

$$Z_2 = \frac{300}{3.75} = 80 \text{ dents}$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = 0.25$$

$$Z_1 = 0.25 * Z_2 = 20 \text{ dents}$$

**Exercice 03 :**

$$d_2 = m_2 * Z_2 = m_1 * Z_1 = 5.54$$

$$d_2 = 270 \text{ mm}$$

$$R = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{32}{54} = 16/27$$

$$N_2 = R * N_1 = 592.6 \text{ tr/min}$$

**Exercice 04 :**

$$\frac{N_s}{N_e} = \frac{Z_1 * Z_3}{Z_2 * Z_4} = \frac{15 * 17}{30 * 51} = 0.167$$

### **Chapitre 3 : Arbres et Axes (3 semaine)**

- **Calcul du diamètre préalable des axes et arbres**
- **Vérification des arbres et axes**

#### **3/ Les arbres et axes :**

##### **3.1/ Définition :**

Un arbre est une pièce rectiligne de section circulaire sur laquelle tourne ou oscille une pièce mobile, comme par exemple une roue, un coussinet de palier, un levier, etc. Son rôle constructif est généralement la transmission d'un couple de torsion à une vitesse angulaire. Le calcul des arbres peut être, en général, mené sur un schéma de principe de la chaîne cinématique. La conception de cet élément consiste à lui donner des dimensions, de telle façon qu'il soit capable de: – résister suffisamment longtemps, – supporter les efforts sans trop se déformer, – fonctionner sans vibrations exagérées. Une condition absolue doit être prise en considération, la réalisabilité aussi simple que possible. Ajoutons encore que dans certaines applications interviennent de manière importante des conditions sur le poids (dans les industries automobile et surtout, aéronautique).



##### **3.2/ Catégories des arbres:**

Les arbres peuvent être classés en deux catégories:

**Arbres tournants:** tel que l'arbre de transmission d'un camion qui ne subit quasiment aucune contrainte en traction/compression, mais qui doit transmettre de fortes puissances en rotation ;

**Arbres fixes:** s'il ne tourne pas, un arbre prend le nom d'axe, d'essieu, de tirant, de barre de torsion, etc.

##### **3.3/ Critère de résistance**

Les arbres sont, généralement, soumis à deux contraintes; une contrainte de flexion et une contrainte de torsion. En effet, la conception de ces éléments est basée sur la résistance à ces deux

sollicitations. Cependant, la démarche générale de calcul de diamètre d'un arbre ou de vérification de la résistance d'un arbre de diamètre choisi est basée sur les étapes suivantes:

- 1er.** Calcul des réactions les plans vertical et horizontal.
- 2e.** Détermination de la répartition des couples de torsion.
- 3e.** Détermination de la répartition des moments de flexion.
- 4e.** Calcul du moment de flexion résultant des deux plans.
- 5e.** Détermination de la section critique (là où la contrainte est maximale).
- 6e.** Calcul ou vérification du diamètre de la section critique en se basant sur le critère de résistance aux charges appliquées.

Dans cette procédure, l'évaluation de diamètre utilise une théorie de limitation statique basée sur le cisaillement maximal. Le calcul de la contrainte maximale de cisaillement en se basant sur le cercle de Mohr se fait par la formule suivante :

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2}$$

Où

$\tau$  est la contrainte maximale de cisaillement,

d est le diamètre de l'arbre dans la section considérée,

M et T sont le moment fléchissant et couple de torsion dans la section considérée

$C_m$  et  $C_t$  sont les facteurs de charge.

Ainsi, et dans ce cas de sollicitation, la contrainte limite est définie comme étant la valeur minimale des deux valeurs de la résistance à la rupture et la limite d'élasticité. Soit :

$$\tau_{lim} = b \cdot \text{Min}\{0,18R_r, 0,30R_e\}$$

Où

$$b = \begin{cases} 1,00 & \text{sans concentration de contrainte} \\ 0,75 & \text{avec concentration de contraintes} \end{cases}$$

$R_r$  et  $R_e$  sont la résistance à la rupture et la limite d'élasticité.

Les facteurs de charge, pour les cas d'applications les plus fréquemment rencontrés, sont donnés dans le tableau suivant :

Chargement	$C_m$	$C_t$
Arbre stationnaire		
Charge appliquée lentement	1,0	1,0
Charge appliquée rapidement	1,5 - 2,0	1,5 - 2,0
Arbre de transmission		
Charge constante	1,5	1,0
Chocs mineurs	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5
Chocs majeurs	2,0 - 3,0	1,5 - 3,0

Afin que l'arbre puisse résister aux charges appliquées, la contrainte maximale de cisaillement doit satisfaire à la condition suivante:

$$\tau = \tau_{lim}$$

En remplaçant la contrainte maximale de cisaillement par son expression dans cette condition, on trouve :

$$d = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_{lim}} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2}}$$

Le facteur de sécurité est inclus dans le calcul de la contrainte limite  $\tau_{lim}$ .

### 3.4 /Critère de déformation

En plus de transmettre de puissance, les arbres servent à maintenir en position les divers éléments de la machine. La déformation latérale est plus critique lorsque des engrenages sont montés sur un arbre ou lorsque ce dernier est supporté par des paliers à l'huile. Quant à la déformation en torsion, elle peut affecter la synchronisation des éléments tournants de la machine. Dans de tels cas, il faut tenir compte de la rigidité de l'arbre, dans le processus de conception, avant la vérification de sa résistance.

#### 3.4.1/ Déformation latérale

La déformation latérale permise varie généralement selon la fonction de l'arbre:

–pour les arbre de transmission, la flèche maximale doit être limitée à 0,08 % de la portée entre les supports;

–pour les arbres de renvoi, la flèche maximale doit être limitée à 0,15 % de la portée entre les supports. Cependant, et l'hors de la conception des machines, il est souvent plus utile de connaître la flèche ou la pente en une section particulière plutôt que l'équation de la formule de la déformation. En effet, la méthode des moments d'air est la plus convenable dans ces applications. Cette méthode est basée sur deux points:

**1er.** La différence de pente  $\theta_{AB}$  entre deux points A et B sur une poutre est égale à la surface au-dessous du diagramme  $M/EI$  entre A et B.

**2e.** La flèche tangentielle  $\Delta_{AB}$  mesurée verticalement entre un point A de la poutre et la tangente au point B est égale au moment des surfaces sous le diagramme  $M/EI$  par rapport au point A.

La deuxième théorie permet de calculer la flèche en un point donné de la poutre en calculant la flèche tangentielle entre la poutre déformée et la tangente à un autre point. Si les points utilisés dans le calcul sont judicieusement choisis, la méthode utilisée donne avec simplicité et rapidité les résultats nécessaires sans aucun outil analytique.

### **3.4.2/ Déformation en torsion**

La déformation en torsion généralement permise, selon l'utilisation, est donnée par:

–pour les arbres de transmission, l'angle de torsion est limité à  $1^\circ$  d'une distance de vingt fois le diamètre de l'arbre.

–pour les arbres de renvoi, cet angle est limité à  $0,3^\circ$  par mètre de longueur (charge constante) et  $0,15^\circ$  par mètre de longueur (charge subite). Cette déformation angulaire est donnée par la relation suivante :

$$\theta = \frac{TL}{JG}$$

Où

T et L sont, respectivement, le couple de torsion et la longueur de la poutre (arbre) J et G sont, respectivement, le moment d'inertie polaire (quadratique) et le module de cisaillement.

### **3.5/Critère dynamique**

En plus aux deux critères considérés (de résistance et de déformation), il est nécessaire de prendre en considération un troisième lié à la vitesse critique de rotation. C'est la fréquence naturelle de vibration latérale ou de torsion de l'arbre.

#### **3.5.1/ Vibration latérale**

La fréquence de résonance en vibration est fonction de la rigidité du matériau et du moment d'inertie. Sachant que la majorité des arbres sont fabriqués en aciers, la variable déterminante de cette fréquence sera, donc, le diamètre qui peut affecter, à la fois, la rigidité et l'inertie d'un arbre. Pour un système conservatif, la somme de l'énergie potentielle  $P$  et l'énergie cinétique  $E$  est constante. Soit,

$$E + P = C^{st}$$

Il est donc possible d'écrire :

$$E_{max} = P_{max}$$

Supposant que le mouvement de chacun des points de l'arbre peut être décrit par un mouvement harmonique simple, on aura :

$$x_i = x_{im} \sin \omega t \quad \text{et} \quad v_i = x_{im} \omega \cos \omega t$$

Si  $x_i$  est la position de chaque masse  $m_i$  montée sur l'arbre, l'énergie cinétique maximale est donnée par :

$$E_{max} = \frac{1}{2} \sum m_i v_{imax}^2 = \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_i x_{im}^2$$

Ainsi, l'énergie potentielle maximale est donnée par :

$$P_{max} = \frac{1}{2} \sum p_i x_{imax} = \frac{1}{2} \sum p_i x_{im}$$

Où  $p_i$  sont les forces nécessaires pour causer les déformations  $x_i$ .

D'après l'RDM, nous avons que la déformée causée par une force  $p$  est semblable à la déformée causée par le poids propre de l'arbre. D'où

$$x_{im} = k y_i$$

Par principe de linéarité, on aura :

$$\frac{x_{im}}{y_i} = \frac{p_i}{m_i g}$$

D'où

$$k = \frac{p_i}{m_i g}$$

En effet, les expressions des énergies seront:

$$E_{max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_i (k y_i)^2$$

Et

$$P_{max} = \frac{1}{2} \sum (k m_i g) (k y_i)$$

En égalant ces deux expressions, on trouve:

$$\omega = \sqrt{\frac{g \sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}}$$

C'est la vitesse angulaire critique. A partir de cette vitesse, on peut déterminer la fréquence critique. Soit:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}}$$

C'est la fréquence limite de l'arbre pour qu'il ne passe pas au mode de résonance.

### **3.5.2/ Vibration en torsion**

La fréquence fondamentale relative aux vibrations de torsion est fonction du module de cisaillement  $G$  du matériau et du moment d'inertie polaire (quadratique)  $J$  de la section. De la même manière, on trouve que le diamètre de l'arbre est une variable déterminante qui peut décider la fréquence naturelle de vibration de torsion.

Pour un arbre de longueur  $L$  sur lequel sont montés des éléments de moments d'inertie  $I_i$ , la vitesse critique de rotation (en tour/min) est donnée par:

$$N_c = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{GJ \sum I_i}{L \prod I_i}}$$

C'est la vitesse limite de rotation pour que l'arbre ne passe pas à la phase de résonance.

**TD: chapitre 03:arbres et axes**

**Exercice 01:**

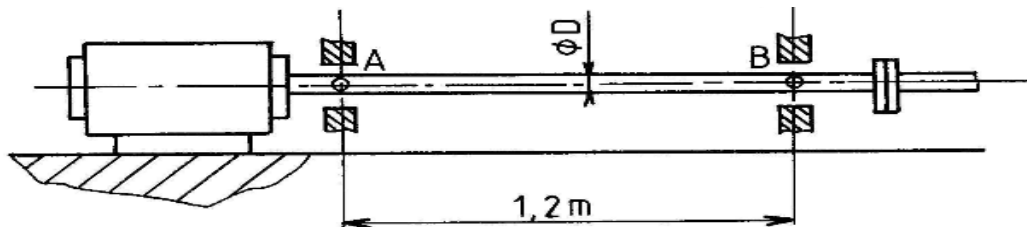
Un arbre AB (longueur 1.2 m) de section cylindrique constante, doit transmettre une puissance ( $P=24\text{KW}$ ) d'un moteur électrique à un manchon d'accouplement avec une fréquence de rotation ( $n=1600\text{ tr/min}$ ).

On admettra:

$R_g = R_e / 2$        $R_e = 390\text{N/mm}^2$        $s = 5$

1/calculer le diamètre de l'arbre.

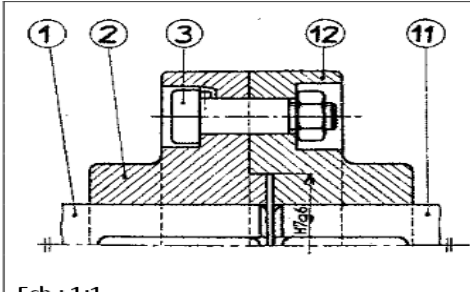
2/calculer l'angle de torsion unitaire entre A et B ( $G=8000\text{daN/mm}^2$ )



**Exercice 02:**

Un accouplement rigide à plateau permet la transmission d'une puissance de 12KW à la fréquence de rotation  $N=1500\text{ tr/min}$  d'un arbre (1) vers un arbre(11).si la contrainte admissible au cisaillement du matériau des vis (3) est de 50Mpa.

-vérifier leurs résistances.



12	1	Plateau récepteur
11	1	Arbre récepteur
3	3	Vis
2	1	Plateau Moteur
1	1	Arbre moteur
Rep	Nb	Désignation

**Exercice 03:**

Un arbre de transmission droit transmette une puissance P de 20 chevaux à 400 tr/min. cet arbre est en acier doux de limite élastique  $\delta e=280\text{ Mpa}$ .

On prendra un coefficient de sécurité de 2 et on imposera un angle de torsion unitaire maximale de 0.25 deg/m.

-déterminer le diamètre minimal de cet arbre pour vérifier les conditions de résistance et de rigidité.

### Corrige TD 03

**Exercice 01 :**

$$1) \tau_{max} = \frac{Mt_{max}}{\frac{I_0}{R}} \leq R_{Pg} \Rightarrow Mt_{max} = \frac{P}{W} \Rightarrow P = 24000W$$

$$W = \pi \cdot \frac{n}{30} \Rightarrow W = \pi \cdot \frac{1600}{30} = 167.55 \text{ rad/s}$$

$$Mt_{max} = \frac{24000}{167.55} = 143.24 \text{ N.m}$$

$$(I_0/R) = \frac{\pi D^3}{16} \Rightarrow \frac{143240}{\frac{\pi D^3}{16}} \leq R_{Pg} = \frac{R_g}{s} \quad s = k$$

$$R_{Pg} = \frac{R_e}{2} = \frac{390}{2} = 195 \text{ N/mm}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{143240 * 16}{\pi * 195}} \geq 26.54 \text{ mm}$$

En pratique en prendre en minimum un diamètre de 27 mm

$$2) \frac{M_t}{G * I_0} = \frac{\alpha_{AB}}{L} \Rightarrow \alpha_{AB} = \frac{L * M_t}{G * I_0} \quad / I_0 = \frac{\pi * D^4}{32} = 52174 \text{ mm}^2$$

$$\alpha_{AB} = \frac{1200 * 143240}{80000 * 52174} = 0.04118 \text{ rad} = 2.36 \text{ degrés}$$

$$\theta_{AB} = \frac{\alpha_{AB}}{L} = \frac{0.04118}{1200} = 5.82 * 10^{-3} \text{ rad}$$

**Exercice 02 :**

$$W = \pi * \frac{N}{30} = \pi * \frac{1500}{30} = 157.08 \text{ rad/s}$$

$$c = \frac{P}{W} = \frac{12000}{157.08} = 76.4 \text{ N.m}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{8C}{\eta * D * \pi * R_{Pg}}} = \sqrt{\frac{8 * 76.4}{3 * 52 * \pi * 50}} = 5 \text{ mm}$$

Donc les vis résistent

**Exercice 03 :**

$$P = C \cdot w / w = \pi \cdot \frac{N}{30} = \pi \cdot \frac{400}{30} = 41.9 \text{ rad/s}$$

$$c = \frac{P}{w} = 20 * \frac{750}{41.9} = 358 * 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_a = R_{Pg} = \frac{T_e}{s} = \frac{\sigma_e}{2 \cdot s} = \frac{280}{4} = 70 \text{ Mpa}$$

Le diamètre doit assurer que  $T_{max} \leq T_a$

Le diamètre doit assurer que  $\alpha_{max} \leq \alpha_a$

$$\alpha_{max} = \frac{C}{\mu \cdot I_0} = 32 * \frac{C}{\mu \cdot \pi \cdot D^4} \Rightarrow \alpha_a = 0.25 \frac{\text{deg}}{\text{m}} = 0.25 * \frac{\pi}{180} * 10^{-3} \text{ rad/s}$$

$$d \geq \left[ \frac{32 * C}{\pi \cdot \mu \cdot \alpha_a} \right]^{\frac{1}{4}} = \left[ \frac{32 * 358 * 10^3}{\pi * 80000 * 0.25 * \frac{\pi}{180} * 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{4}} = 57 \text{ mm}$$

## **Chapitre 4 : Transmission de mouvement (calcul et dimensionnement) (3 semaines)**

- **Paliers et butées à roulements**
- **Courroies et Chaînes....**

### **4.1. Introduction:**

Les butées et paliers lisses sont des éléments de machines qui servent à supporter et à guider des axes ou des arbres soit dans la direction radiale fi paliers, soit dans la direction axiale fi butées. Les paliers lisses utilisent les propriétés physiques des lubrifiants afin d'éviter dans la mesure du possible le contact de parties solides entre les pièces mobiles et les surfaces de glissement. Si le fluide sépare entièrement ces composants, le coefficient de frottement dit équivalent est fortement abaissé et l'usure des surfaces devient presque toujours négligeable. La présence d'un fluide, le plus souvent liquide, déformable et visqueux, amortit les vibrations et les à-coups, diminue le bruit, réduit les jeux, évacue l'énergie calorifique produite par les pertes. Les butées et paliers lisses restent malgré tous des éléments exigeants dans l'entretien et le contrôle en fonctionnement. Ils concurrencent avantageusement les éléments à roulements à partir de 150 mm de diamètre ou dans des applications particulières comme les grandes vitesses, les centrages de haute précision, les rigidités élevées ou les faibles pertes.

### **4.2. Les paliers lisses ou Coussinets**

#### **4.2.1. Rappel :**

Economiques, souvent utilisés, les coussinets sont interposés entre un arbre et son logement pour diminuer le frottement et faciliter ainsi le mouvement de rotation et/ou translation. Ils sont construits à partir de matériaux présentant de bonnes qualités flottantes (bronze, étain, plomb, graphite, Téflon, PTFE, polyamide). Ils peuvent être utilisés à sec ou avec lubrification. Figure 4.1.



**Figure 4.1: Les paliers avec système autolubrification**

#### 4.2.2. Les différentes familles de coussinets

##### ❖ Coussinets autolubrifiants ; Figure 4.2.

Ils sont fabriqués à partir de poudre de bronze (cuivre 78% + étain 22%) ou d'alliage ferreux (fer + cuivre + plomb) compactées. Ces poudres sont dans un premier temps comprimé dans un moule puis chauffées dans un four pour obtenir des pièces poreuses. Cette opération de fabrication s'appelle le frittage. Un lubrifiant (huile ou graphite) est ensuite injecté dans les porosités du coussinet. Dans le cas de l'huile, le coussinet restitue l'huile en fonctionnement, et l'absorbe à l'arrêt.

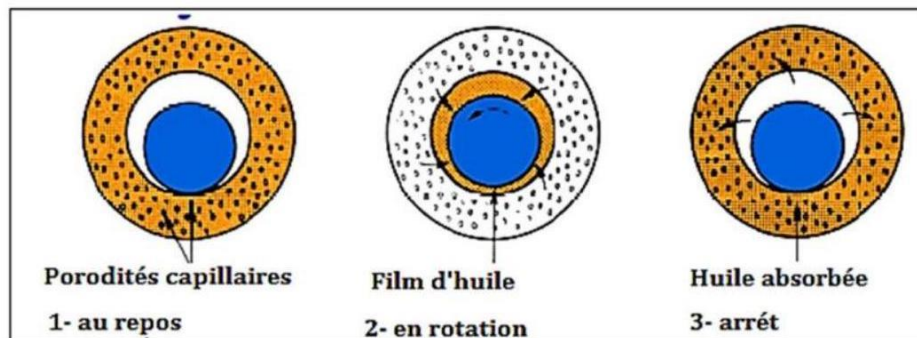


Figure 4.2. Paliers avec système autolubrification.

##### Coussinets composites type Glacier

Ils peuvent fonctionner à sec ou avec un léger graissage au montage sous des vitesses périphériques inférieures à 3 m/s. Figure. 4.3.



Figure 4.3. Coussinets composites type Glacier

Ils sont constitués de 3 couches principales :

La base est une tôle d'acier roulée (+ cuivre et étain).

Une couche de bronze frittée.

La surface flottante en résine acétal ou en PTFE (Polytétrafluorethylène) avec addition d'un lubrifiant solide : plomb, graphite... Figure. 4.4.

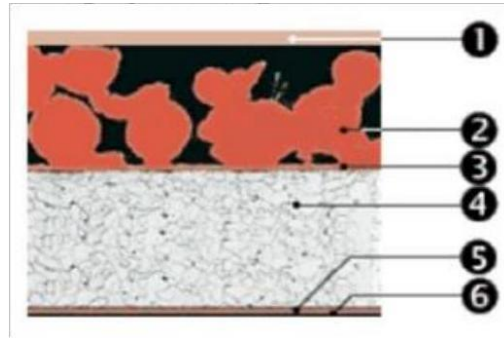


Figure. 4.4. Constituants du coussinet composite: 1 Polyetrafluorethylene (PTFE), 2 Bronze/étain ou Bronze/plomb, 3 Couche de liaison (cuivre), 4 Support en acier, (Couche de cuivre 6 Couche d'étain, Protection du support en acier).

### Coussinets polymères

Ils sont constitués d'un seul matériau polymère homogène, qui peut être du PTFE acétal, ... Ils sont utilisés lorsqu'il est nécessaire d'avoir une grande résistance chimique. Ils sont insensibles aux poussières. Ils ont comme inconvénients de se déformer à terme sous charge (fluage), et d'avoir un faible coefficient de conductivité thermique (mauvaise évacuation de la chaleur). Figure. 4.5.



Figure. 4.5. Palier en polymère.

### 4.2.3. Calcul et dimensionnement des coussinets (régime non hydrodynamique)

**1. Pression diamétrale (statique ou faible vitesse de rotation),** Figure. 4.6.

La pression circonférentielle  $p'$  est égale à la pression diamétrale  $p$

$$P = F/(d.L)$$

F : charge radiale sur le palier (N)

d: diamètre intérieur du coussinet (mm)

L : longueur du coussinet (mm)

p : pression diamétrale (  $N/mm^2$  )

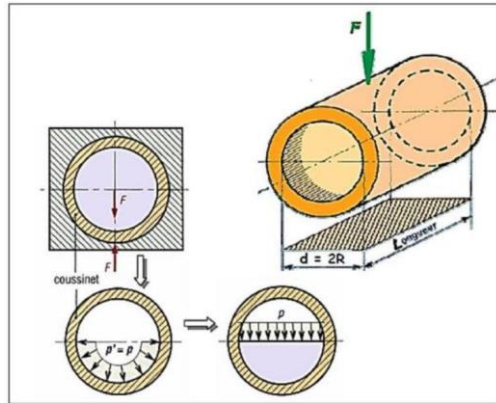


Figure. 4.6. Répartition des charges sur un palier

## 2. Produit $p \cdot V$ (en fonctionnement, régime onctueux)

Ce facteur  $p \cdot V$  est le produit de la pression diamétrale  $p$  (  $N/mm^2$  ) par la vitesse circonférentielle  $V$  (  $m/s$  ). Il est déterminant pour le dimensionnement des coussinets. La valeur de  $p \cdot V$  permet de s'assurer, en fonction du matériau utilisé pour la fabrication du coussinet, s'il sera capable de supporter l'énergie engendrée par le frottement. Figure. 4.7.

$$p \cdot V = p \cdot R \cdot \omega = p \cdot R \cdot (2\pi N/60)$$

### Remarque:

L'unité de  $p \cdot V$  est le watt/  $mm^2$  ou (  $N/mm^2$  ) x (  $m/s$  )

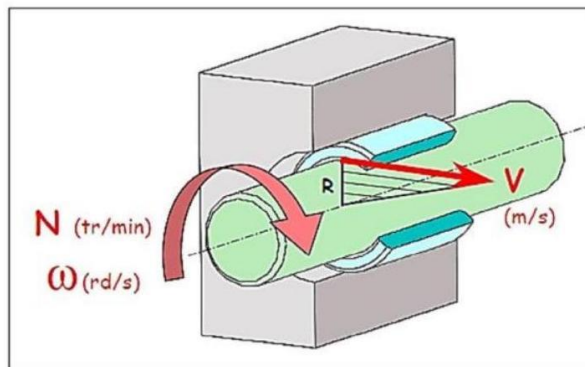


Figure. 4.7. Puissance sur palier.

## 4.2.4. Montage des coussinets

### 1. Règle de montage

Afin de limiter les frottements, le coussinet doit être monté serré sur l'alésage, et glissant sur l'arbre, et non l'inverse. De cette façon la vitesse de glissement est la plus faible, Figure. 4.8.

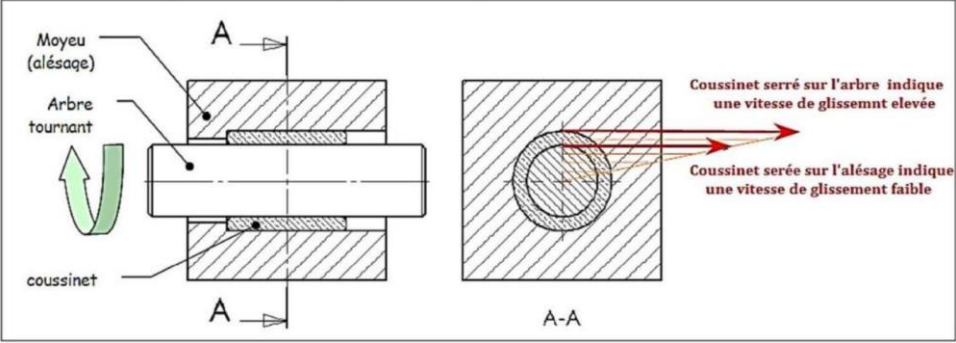
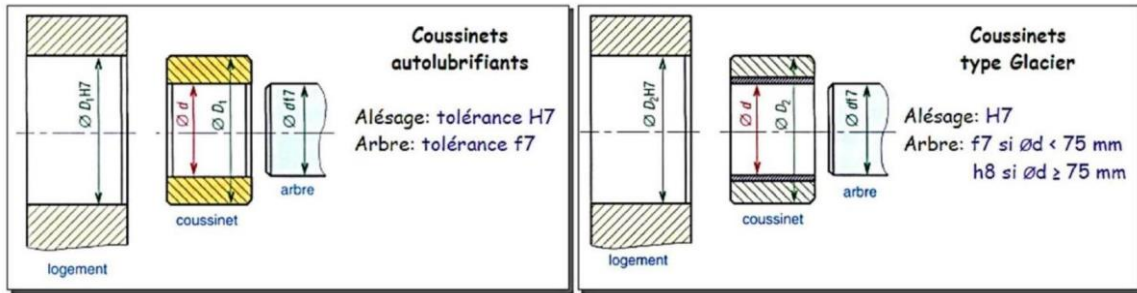


Figure. 4.8. Instructions de montage des coussinets.

## 2. Tolérances des pièces en contact avec le coussinet, Figure 4.9.



**Figure 4.9. Ajustements sur coussinets.**

### 4.2.5. Comparaison des performances entre les familles de coussinets

	Coussinets autolubrifiants	Coussinets Type glacier	Coussinets polymères
<b>Vitesse circonférentielle maximale ( m/s )</b>	13 m/s (carbone, graphite) 7 à 8 m/s	2 à 3 m/s	2 à 3 m/s
<b>Températures limites de fonctionnement ( ° c )</b>	jusqu'à 400°c (graphite) jusqu'à 250°c (bronze/Plomb)	-40°c à +110°c (acétal) -200°c à +280°c (PTFE)	-40°c à +100°c (acétal) -80°c à +120°c (Nylon)
<b>Pression diamétrale admissible p ( N/mm<sup>2</sup> )</b>	5 N/mm <sup>2</sup> (graphite) 20 à 30 N/mm <sup>2</sup> (bronze/plomb) 7 à 35 N/mm <sup>2</sup> (bronze/étain)	70 N/mm <sup>2</sup> (acétal) 50 N/mm <sup>2</sup> (PTFE)	7 à 10 N/mm <sup>2</sup>
<b>Produit p.V ( N/mm<sup>2</sup> ) × (m/s) ou watt /mm<sup>2</sup></b>	0,5 (graphite) 1,8 à 2,8 (bronze/plomb) 1,7 (bronze/étain)	3 (acétal) 1,8 à 3,6 brièvement (PTFE)	0,1 (acétal) 0,1 à 0,42 (Nylon)

## 4.3. Les roulements

### 4.3.1. Introduction

Le roulement est un organe mécanique destiné à permettre la transmission des efforts entre deux pièces en rotation l'une par à l'autre avec un frottement minimal.

### 4.3.2. Composition

Un roulement est normalement constitué de quatre éléments différents, Figure 4.10: Une bague extérieure: elle sera montée dans un logement ménagé dans un bâti fixe ou un moyeu tournant.

Une bague intérieure rendue solidaire du tourillon de l'arbre tournant ou fixe  
 Des éléments roulants qui permettent la rotation relative d'une bague par rapport l'autre  
 La cage qui maintient l'écartement des éléments roulants et les empêche de frotter l'une contre l'autre

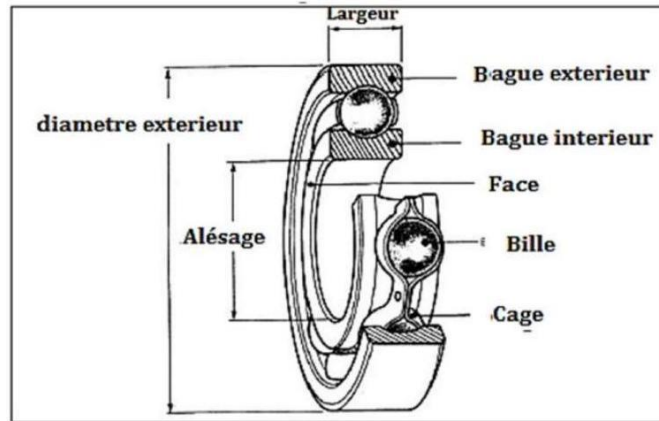


Figure. 4.10. Principaux éléments constitutifs d'un roulement.

### 4.3.3. Principaux types de roulements

#### 1. Roulements à une rangée de billes à contact oblique

Dans le roulement à une rangée de billes à contact oblique, Figure 4.11. L'angle de contact des billes sur les pistes donne une capacité de charge axiale importante. Ce type de roulement peut supporter des charges axiales pures ou des charges combinées à condition que la proportion charge axiale sur charge radiale reste supérieure à une valeur qui dépend de l'angle de contact.



Figure 4.11. Roulement à une rangée de billes a contact oblique.

**Domaine d'utilisation :** Nous utilisons principalement ce type des roulements dans les moteurs électriques verticaux avec charge axiale, paliers de butée se pompes, machines-outils, roues avant d'automobiles, ...

#### 2. Roulements à rotule sur deux rangées de billes

Ce roulement comporte deux rangées de billes roulant sur deux pistes de la bague intérieure et dans la même piste sphérique de la bague extérieure, Figure 4.12.



Figure 4.12 : Roulement à rotule sur deux rangées de billes.

Domaine d'utilisation : Nous utilisons ces types des roulements dans les paliers de transmission et les ventilateurs centrifuges, etc.

### 3. Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques

Ce roulement peut supporter des charges radiales assez élevées mais pas de charges axiales, sauf dans le cas des roulements NJ ou NUP. Il convient aux grandes vitesses, Figure 4.13.



Figure 4.13. Roulement à une rangée de rouleaux cylindrique.

**Domaine d'utilisation:** L'utilisation principale de ce type des roulements : moteurs électriques, turbocompresseurs, ventilateurs, boîtes de vitesses, etc.

### 4. Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques

Ce type de roulement offre à la fois une grande capacité de charge radiale et une faible déformation élastique. Les broches de machines-outils, dans lesquelles les charges radiales sont supportées par des roulements à rouleaux cylindriques, sont généralement munies de butées à billes à contact oblique pour supporter les charges axiales, Figure 4.14.



Figure 4.14. Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques.

## 5. Roulements à aiguilles

Les roulements à aiguilles, Figure 4.15. Comportent des éléments roulants cylindriques d'un diamètre relativement petit par rapport à leur longueur. Ayant une faible hauteur de section, ils conviennent bien dans les applications où l'espace radial disponible est limité. Leur capacité de charge est relativement élevée.



Figure 4.15. Roulements à aiguille.

## 6. Roulements à rouleaux coniques

Les rouleaux de ce roulement sont rigoureusement coniques. Leur grande base rectifiée, sphérique, s'appuie contre un épaulement de la bague intérieure.

Ses propriétés sont les mêmes que celles du roulement à une rangée de billes à contact oblique. Il peut supporter des charges plus élevées (contact linéaire), mais sa limite de vitesse est plus basse. Ces roulements sont en général montés par paires en opposition.

La bague extérieure, appelée cuvette, est démontable.

La bague intérieure avec sa cage et ses rouleaux est aussi appelée cône, Figure. 4. 16.

Domaine d'utilisation: l'utilisation de ce type dans les machines-outils, réducteurs, roues et ponts d'automobiles, roues folles de wagonnets, .....



Figure. 4. 16. Roulements à rouleaux coniques.

### 7. Butées à billes à simple effet

Elle comporte une rangée de billes roulant entre une rondelle arbre et une rondelle logement. Ces n'admettent aucun déversement entre la rondelle arbre et la rondelle logement.

La rondelle logement à une surface d'appui plate ou sphérique; dans ce dernier cas, elle repose généralement sur une contreplaque sphérique. Les rondelles plates sont souvent préférées, les possibilités d'alignement de la rondelle sphérique ne devant intervenir qu'au montage. Figure. 4. 17.



Figure 4.17. Butées à billes à simple effet.

### 8. Butées à billes à double effet

La butée à billes à double effet comprend deux jeux de billes, deux rondelles logement et une rondelle arbre ou rondelle médiane. Cette rondelle possède une gorge sur chacune de ses faces. Elle est montée de façon à transmettre les efforts axiaux, soit dans un sens, soit dans l'autre. Figure. 4.18.

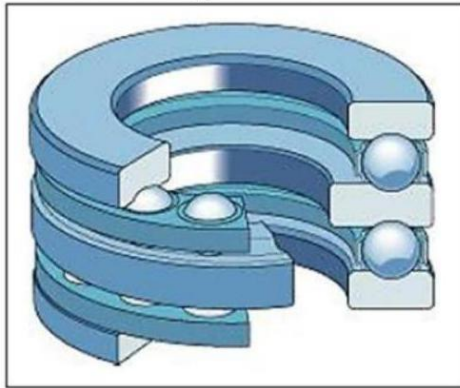


Figure 4.18. Butées à billes à double effet.

Domaine d'utilisation : L'utilisation principale de ce type: réducteurs de vitesse, pivots, machines-outils, etc.....

### 11. Butées à rotule sur rouleaux

### 9. Butées à billes à contact oblique

Cette butée autorise une augmentation de la vitesse de rotation et assure une plus grande rigidité axiale du montage sous la charge, Figure. 4.19.



Figure. 4.19. Butées à billes à contact oblique.

### 10. Butées à rouleaux cylindriques et à aiguilles

Les butées à rouleaux cylindriques et les butées à aiguilles sont conçues pour des montages rigides susceptibles de supporter de fortes charges; elles sont peu sensibles aux chocs et d'un encombrement axial réduit. Figure. 4.20.



**Figure 4.20. Butées à rouleaux cylindriques.**

La rondelle logement comporte un chemin de roulement sphérique, ce qui autorise un léger déversement de la rondelle logement par rapport à l'axe de rotation. Dans des conditions de fonctionnement normales, les valeurs admissibles de l'angle de déversement sont d'environ deux degrés, Figure. 4.21

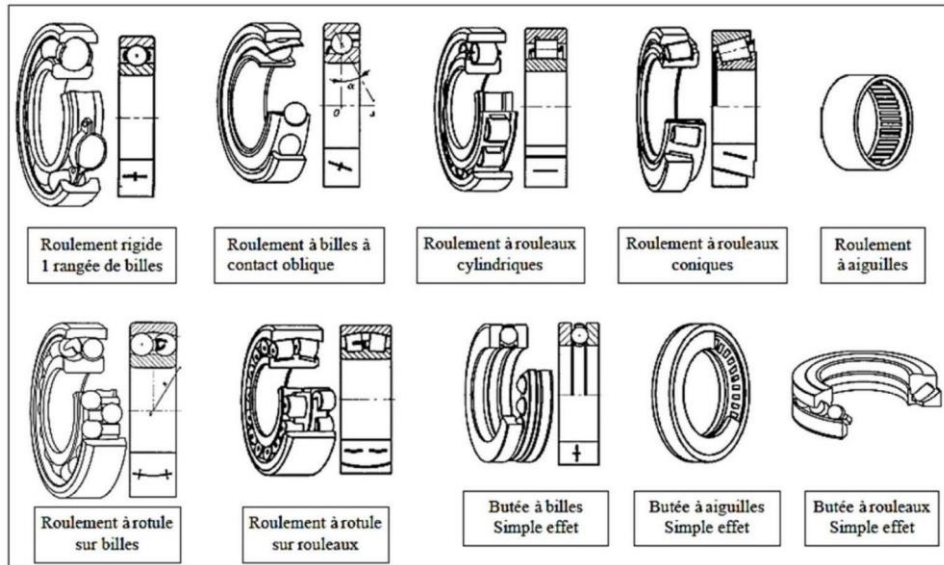


**Figure. 4.21. Butées à rotule sur rouleaux.**

La charge de base est très élevée et des charges radiales importantes peuvent être aussi envisagées. Ce type de butées supporte des vitesses assez élevées à condition que la lubrification soit parfaite. Ces butées sont livrées en deux versions: à cage en tôle d'acier (désignation comportant le suffixe B) ou à cage massive guidée par une douille sertie dans l'alésage de la rondelle arbre.

Domaine d'utilisation: L'utilisation principale de ce type: pivots de turbine, ponts tournants, réducteurs à vis sans fin, ect...

#### 4.3.4. Symboles des roulements, Figure .4.22.

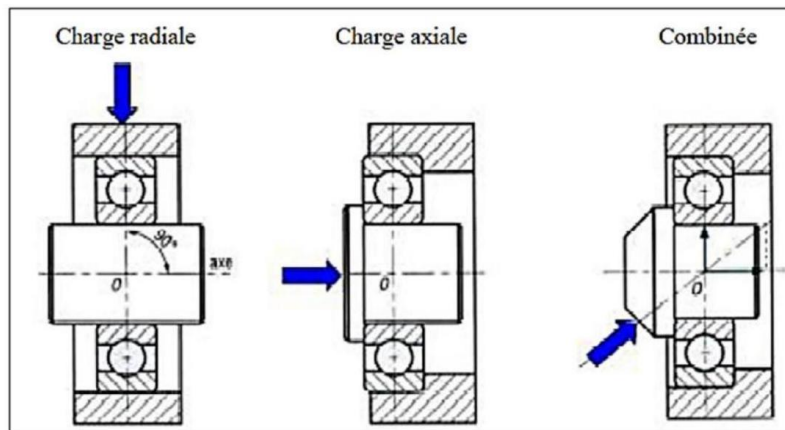


**Figure .4.22. Symboles des roulements.**

#### 4.3.5. Charges supportées par les roulements

Les actions mécaniques de contact exercées par les éléments roulants sur l'une ou l'autre bague sont en général schématisées par des forces ou des charges, Figure. 4.23.

On observe trois cas : Axiale, Radiale, Combinée.



**Figure. 4.23. Charges supportées par un roulement.**

#### 4.3.6. Choix d'un roulement

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

## 1. Durée de vie d'un roulement

La durée de vie d'un roulement est définie par le nombre de tour ou d'heures exigé, à une vitesse constante donnée, avant que le roulement ne montre les premiers signes de fatigue du matériau qui le compose.

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^n \cdot \frac{10^6}{60 \cdot N}$$

Avec :

Durée de vie nominale en heurs de fonctionnement.

$t^h$  : la charge dynamique de base, N.

$P$  : la charge dynamique équivalente, N .

$$n: \text{exposant, } \begin{cases} n = 3: \text{ pour } - \text{ roulements. à billes.} \\ n = 3/10: \text{ pour } - \text{ roulements. à rouleaux} \end{cases}$$

$N$  : le nombre de tours par minute.

Prenons deux groupes de roulements soumis à des conditions de charge différentes  $F_1$  et  $F_2$ , leurs durées

Respectives  $L_1$  et  $L_2$  peuvent être calculées par l'équation suivante:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^n$$

Equation 1

Le taux de charge dynamique  $C$  a été défini comme suite:

C'est la charge radiale qui cause la faillite de 10% des roulements avant un million de révolutions à la vitesse de 331/3 tours par minute, et ce, lorsque la bague intérieure tourne.

Les catalogues de roulements donnent la valeur de  $C$  en fonction des conditions normalisées. Pour choisir un

roulement, on devra ramener les conditions d'opération aux conditions normalisées.

Pour déterminer le taux de charge dynamique "  $C$  " d'un roulement en fonction des conditions d'applications, sachant

que:  $L_1 = \text{durée désirée} = N_d \cdot H_{10} \cdot 60$

Ou  $N_d$  est la vitesse de rotation désirée d'une des parties du roulement, en nombre de tours par minute.

$H_{10}$  : est le nombre d'heures d'opération désirée à une fiabilité de 90%

$L_2 = 1 \times 10^6 = 331/3 \text{tr/min} \times 500 \text{ heures} \times 60$

$F_2$  : le taux de charge dynamique du roulement  $C$  .

Cours de Construction mécanique 2 S6 Licence Option : Construction Mécanique, Université de BBA

Dr: Mechta. A

$F_1$  : la charge radiale équivalente  $R_e$

L'équation 01 s'écrit donc:

$$\frac{N_d \cdot H_{10} \cdot 60}{331/3 \cdot 500} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

Après réarrangement et simplification, le taux de charge dynamique du roulement  $C$  est calculé en Utilisant l'équation suivante:

$$C = P \cdot \left( \frac{N_d \cdot H_{10}}{331/3 \cdot 500} \right)^{1/n}$$

Cette équation permet de comparer les conditions d'opération à celles qui sont stipulées par le manufacturier. Le taux de charge est déterminé par rapport à une fiabilité de 90% qui correspond à la durée nominale  $L_{10}$ .

## 2. Calcul des charges sur les roulements

En règle générale, les charges appliquées aux roulements sont une combinaison tels que: poids de l'arbre et des pièces fixées sur celui-ci, transmission de puissance (courroies ou engrenages), vibration ou chocs et forces dynamiques (Forces centrifuges).

Chaque machine est plus ou moins génératrice de vibrations ou de chocs. L'évaluation des charges en étant très complexe, il est préférable de se baser sur l'expérience acquise. La formule fait intervenir des facteurs de correction qui offrent une sécurité satisfaisante.

$$F_r = f_w \cdot F_{rc}$$
$$F_a = f_w \cdot F_{ac}$$

Avec :

$F_r, F_a$  : Charges appliquées sur le roulement en [N].

$F_{rc}, F_{ac}$  : Charges théoriques calculées en [N].

$f_w$ : Facteur de charge.

Pour le calcul de la charge théorique due à la transmission :

$$T = 9550(H/n)$$
$$F_m = T/r$$

Avec :

$T$  : couple transmis, N.m.

$H$  : puissance transmise, kW.

$n$  : vitesse de rotation, tr/min.

$F_m$  : Effort théorique transmis, N .

$r$  : rayon transmetteur, m.

## 4.4. Transmission par poulie-courroie

### 4.4.1. Définition:

Un système poulies courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les deux, ou plusieurs arbres, pouvant être éloignés l'un de l'autre. Les courroies ont une durée de vie plus limitée que la plupart des organes mécanique, il faut donc surveiller l'usure et prévoir un plan d'entretien périodique (Maintenance préventive) pour palier au vieillissement de la courroie.

### 4.4.2. Description et fonctionnement:

Ces transmissions sont généralement utilisées en manutention - convoyage, ou en transmission de puissance. Transmettre par adhérence, à l'aide d'un lien flexible «courroie», un mouvement de

rotation continu entre deux arbres éloignés.

Une transmission par courroie est constituée d'une :

Petite poulie 1 (  $d, R_d, \omega_d, \theta_d$  )

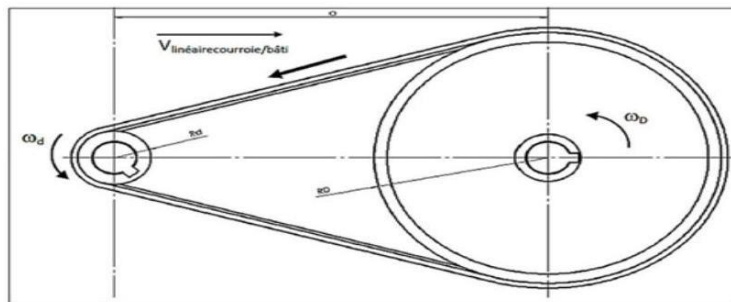
Grande poulie 2 (  $D, R_D, \omega_D, \theta_D$  )

Courroie ayant:

Une vitesse linéaire  $V$

Un coefficient de frottement avec les poulies.

Les axes des poulies sont distants d'une longueur  $a$  appelée entraxe du système poulies-courroie, Figure. 4.24.



**Figure. 4.24. Mécanisme de transmission par courroie.**

### 4.4.3. Transmission par poulie-courroie, Avantages et inconvénients

#### 1. Intérêts

Ce système permet:

- pour un arbre moteur d'avoir plusieurs arbres récepteurs.
- un montage économique et une maintenance aisée.
- d'amortir les vibrations et les chocs de transmission ce qui augmente la durée de vie des organes moteur et récepteur.
- d'assurer un fonctionnement silencieux.

#### 2. Inconvénients

Les courroies ont une durée de vie plus limitée que la plupart des organes mécanique, il faut donc surveiller l'usure et prévoir un plan d'entretien périodique (Maintenance préventive) pour palier au vieillissement de la courroie.

### 4.4.4. Classification des poulies / courroie :

Poulies et courroie :

Courroie plate (utilisée pour obtenir silence et vitesse)

Courroie ronde (utilisée pour les petits mécanismes)

Courroie trapézoïdale (utilisée pour transmettre de fortes puissances)

- Courroie trapézoïdale simple
- Courroie trapézoïdale double

- Courroie trapézoïdale triple

Courroie crantée (utilisée pour les basses vitesses et puissances importantes)

## 1. Courroies plates

Très silencieuses, elles permettent de grands rapports de réduction et sont surtout utilisées à grande vitesse sous de faibles couples.

Elles ont un très bon rendement ( »98%, comparable aux engrenages).

Le bombé des poulies permet un meilleur guidage et une meilleure stabilité de la courroie et compense dans une certaine mesure un désalignement initial. Figure. 4.25.

### ❖ Avantages

La forme trapézoïdale permet une meilleure adhérence de la courroie sur la poulie. Ainsi ce type de courroie permet des couples transmissibles plus importants ou des entraxes plus petits (arc d'enroulement plus petit).

### ❖ Inconvénient

Le glissement est inévitable Les couples transmissibles restent faibles Ce type de courroie nécessite souvent l'utilisation d'un galet tendeur de courroie ou d'un système de tension par un réglage de l'entraxe.

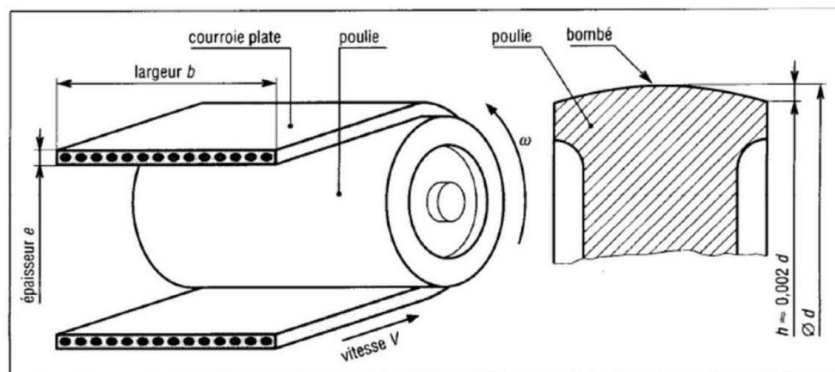
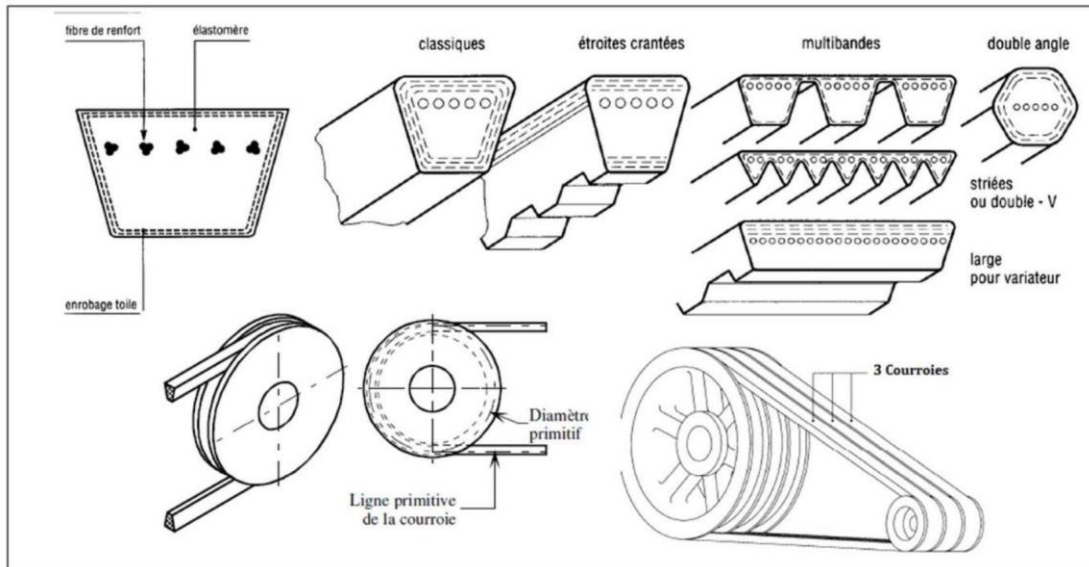


Figure. 4.25. Mécanisme de transmission par courroie plate.

## 2. Courroies trapézoïdales

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées. A tension égale, elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates (conséquence de la forme en V augmentant la pression de contact et par là, l'effort transmissible). Figure. 4.26. Si une puissance élevée doit être transmise, on peut utiliser plusieurs courroies en parallèles sur la même poulie (avec 1,2,3, ... 10 gorges). Le montage nécessite un bon alignement des poulies et un réglage de l'entraxe pour le montage et le démontage.



**Figure. 4.26. Mécanisme de transmission par courroie trapézoïdale.**

❖ **Avantages**

La forme trapézoïdale permet une meilleure adhérence de la courroie sur la poulie. Ainsi ce type de courroie permet des couples transmissibles plus importants ou des entraxes plus petits (arc d'enroulement plus petit).

❖ **Inconvénient**

Le glissement reste inévitable. Il faut un bon alignement des poulies. Un système de réglage de l'entraxe est nécessaire pour le montage/démontage de la courroie ainsi que pour la tension de la courroie.

**3. Courroies crantées (ou synchrones).**

On peut les considérer comme des courroies plates avec des dents. Elles fonctionnent par engrenement, sans glissement, comme le ferait une chaîne mais avec plus de souplesse. Contrairement aux autres courroies, elles supportent bien les basses vitesses et exigent une tension initiale plus faible. Figure. 4.27.

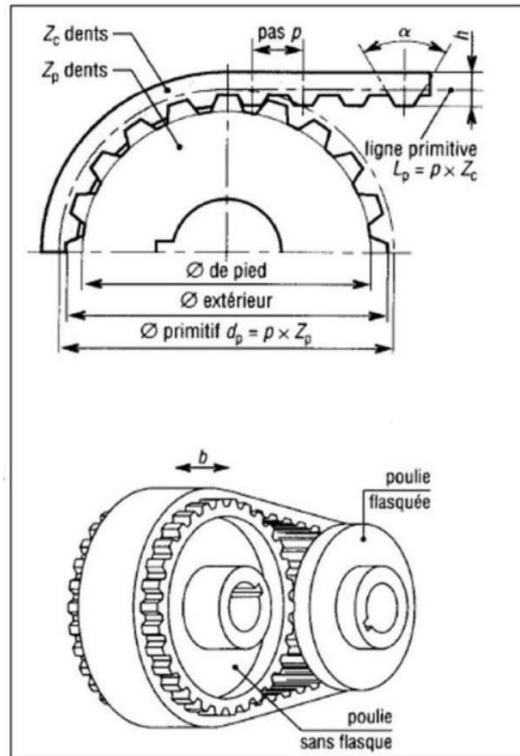


Figure. 4.27. Mécanisme de transmission par courroie crantée.

### Avantages

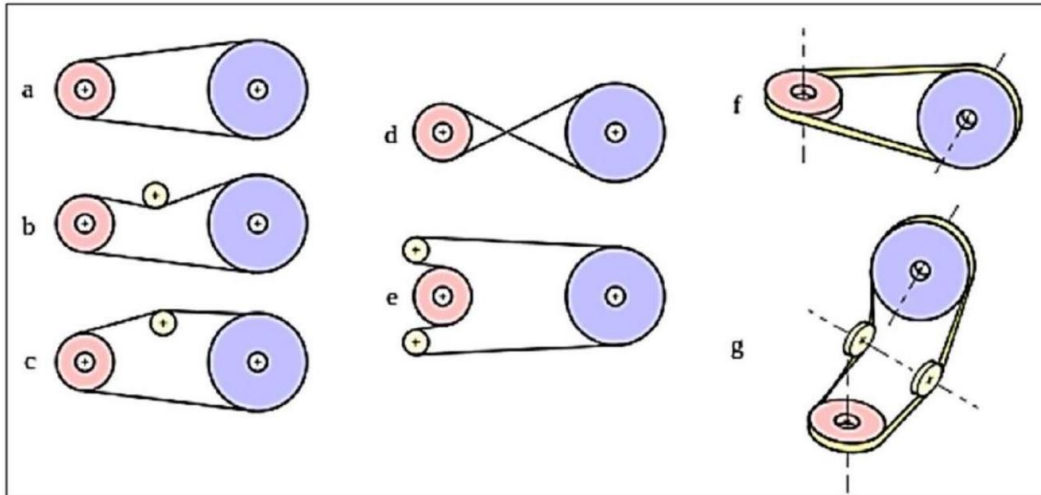
Les crans de la courroie et de la poulie interdisent tout glissement. Les vitesses des deux poulies sont ainsi bien synchronisées. Par rapport aux chaînes ces courroies sont silencieuses et ne nécessitent pas de lubrification.

### Inconvénient

Une des deux poulies doit être flasquée. Voir les deux si les axes sont verticaux. Un système de réglage de l'entraxe est nécessaire pour le montage/démontage de la courroie ainsi que pour la tension de la courroie.

### 4.4.5. Différents types de montage

Afin d'assurer une bonne adhérence entre la courroie et les poulies il est important de tendre la courroie avant la mise en route du système. Figure. 4.28.



**Figure. 4.28. Types de montage des courroies.**

#### 4.4.6. Calculs sur courroies

Rapport de transmission :  $r$

Le rapport de transmission ( $r$ ) est égal

$$r = n \text{ (poulie menée) } / n \text{ (poulie menante) } = d \text{ (poulie menante) } / d \text{ (poulie menée)}$$

Cours de Construction mécanique 2 S6 Licence Option : Construction Mécanique, Université de BBA

Dr: Mechta. A

Vitesse linéaire d'une courroie:  $V$

$$V = \omega \text{ (poulie menante) } \times r \text{ (poulie menante)}$$

$$V = \omega \text{ (poulie menée) } \times r \text{ (poulie menée),}$$

(Avec  $\omega$  en rd/s)

$$\text{Longueur d'une courroie: } L = 2a + 1.57(D + d) + ((D - d)^2)/4a$$

$$\text{Rapport des couples transmis: } C_2/C_1 = \omega_1/\omega_2 \text{ au rendement près.}$$

Le rendement dépend des matériaux utilisés, de la longueur de l'arc d'enroulement de la courroie. Il est défini par des facteurs correctifs (donnés par les constructeurs) qui modifie la puissance transmissible.

#### 4.4.7. Transmission par chaîne

Le système pignon chaîne permet de transmettre un mouvement de rotation sans glissement à une distance pouvant aller jusqu'à plusieurs mètres.

Contrairement aux courroies, une tension initiale n'est pas nécessaire pour obtenir l'adhérence, ce qui diminue l'effort.

Encore une fois, le but recherché est de réduire les pertes énergétiques introduites par les frottements au niveau des organes de transmission. Bien que plus bruyante qu'une transmission par courroie, une transmission par chaîne a un meilleur rendement (de l'ordre de 97% comparé à 93% pour une courroie).

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage et dans de nombreuses réalisations. Le système pignons chaînes permet de transmettre un mouvement de rotation sans glissement à une distance pouvant aller à plusieurs mètres. Figure. 4.29.

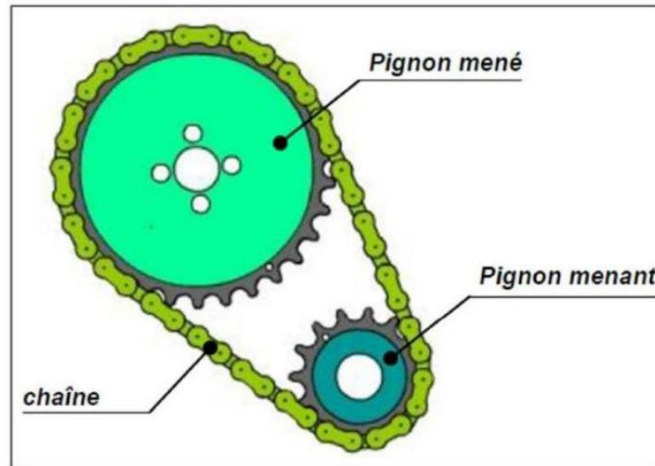


Figure. 4.29. Mécanisme de transmission par chaîne.

### 1.Principales caractéristiques.

- ❖ Rapport de transmission constant (pas de glissement).
- ❖ Longues durées de vie.
- ❖ Aptitude à entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source.
- ❖ Sont essentiellement utilisées aux basses vitesses (moins de 13 m/s pour les chaînes à rouleaux, moins de 20 m/s pour les chaînes silencieuses).
- ❖ Montage et entretien plus simples que celui des engrenages et prix de revient moins élevé.

### Avantages

- ❖ La transmission est synchrone (Pas de glissement).
- ❖ Elles permettent la transmission de couples plus importants.
- ❖ Elles supportent des conditions de travail plus rudes.
- ❖ Elles ont une durée de vie plus élevée.

### Inconvénient

- ❖ Elles sont plus bruyantes.
- ❖ Elles ne permettent pas des vitesses de rotation importantes.
- ❖ Elles nécessitent une lubrification.
- ❖ Les pignons ne peuvent pas avoir des axes verticaux

**TD chapitre 04**

**Exercice 01 :**

Soit :  $P.V=1.8 \text{ Nm/mm}^2.s$  d'un coussinet

Calculez sa longueur L

Avec :  $F_r=1900\text{N}$  ;  $D=25\text{mm}$  ;  $N=450 \text{ tr/min}$

**Exercice 02 :**

Un palier supporte une charge radiale  $F=100\text{daN}$ , le diamètre de l'arbre  $d=40\text{mm}$ , la vitesse de rotation  $N=500\text{tr/min}$  et la longueur de palier  $L=50\text{mm}$ .

Quelle est la valeur de produit PV ?

En reprenant les données ci-dessus

Si on suppose un  $(PV)_{\text{admissible}}=2\text{Nm/mm}^2.s$

Quelle doit être la longueur minimale ( $L_{\text{min}}$ ) de palier ?

**Exercice 03:**

La courroie plate est entraînée par la poulie par adhérence.

1/calculer le déplacement en mètre du point P de la courroie pour un tour de poulie. Sachant que D de poulie =120 mm

2/calculer la vitesse linéaire  $V_p$  du point P de la courroie si la fréquence de rotation de la poulie est égale à 250 tr/min(résultat en m/s)

3/calculer la vitesse angulaire  $\omega$  d'un point A situé sur la circonférence de la poulie(résultat en rad/s).

**Exercice 04:**

1/calculer la valeur(en mètre) du déplacement de la crémaillère pour un tour de pignon.

2/calculer la vitesse linéaire  $V_m$  d'un point m de la crémaillère si la fréquence de rotation(en m/s) du pignon est égale à 100 tr/min.

3/Calculer la vitesse angulaire  $\omega$  d'un point A situé sur le diamètre primitif d'un pignon. Avec  $N=100 \text{ tr/min}$

**Corrige TD chapitre 04**

**Exercice 01 :**

$$V = \frac{w.D}{2} = \frac{2\pi N}{60} \cdot \frac{D}{2} = \frac{2\pi \cdot 450 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2} = 0,59 \text{ m/s}$$

$$PV=1,8 \Rightarrow P=1,8/0,59=3,05 \text{ Mpa}$$

$$P=F/D.L \Rightarrow L=F/D.P=1900/25 \cdot 3,05=24,87 \text{ mm}$$

$$L \approx 25 \text{ mm}$$

**Exercice 02 :**

$$1) P = \frac{F}{d.L} = \frac{1000}{40 \cdot 50} = 0,5 \text{ N/mm}^2$$

$$v = \frac{\pi n d}{30 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot 500 \cdot 20}{60} = 1047 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 1,05 \text{ m/s}$$

$$\text{D'ou } PV=0,5 \cdot 1,05=0,524 \text{ Nm/mm}^2 \cdot \text{s}$$

$$2) Pv = \frac{F}{d.L} * v < L \Rightarrow L \geq \frac{F.v}{2d} = \frac{1000 \cdot 1,05}{2 \cdot 40} = 13,1 \text{ mm}$$

**Exercice 03:**

$$1/ p = \pi * D = 3.14 * 0.120 = 0.377 \text{ m}$$

$$2/v_p = \pi * D * \frac{N}{60} = 0.377 * \frac{250}{60} = 1.57 \text{ m/s}$$

$$3/w = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 250}{30} = 26.16 \text{ Rad/s}$$

**Exercice 04 :**

$$1/p = \pi * D = 3.14 * 0.05 = 0.157 \text{ m}$$

$$2/v_n = \pi * D * N = 0.157 * 100 = 15.7 \text{ m/min} = 0.26 \text{ m/s}$$

$$3/w = \frac{\pi * N}{30} = \frac{\pi * 100}{30} = 0.47 \text{ rad/s}$$

## Chapitre 5: Réducteurs et boîtes vitesses

- Etude cinématique d'un réducteur de vitesse
- Etude cinématique d'une boîte vitesses
- Notions sur les Trains épicycloïdaux

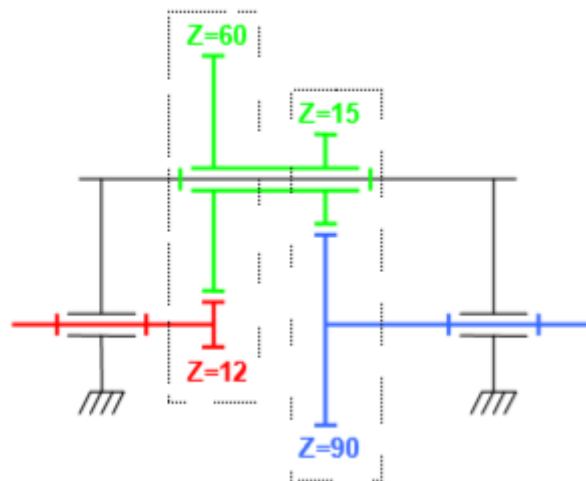
### 5.1/Réducteur à étages

Les réducteurs à étages sont constitués de plusieurs trains d'engrenages (droits ou hélicoïdaux) placés en cascade.



Figure 5.1: réducteur à étage.

Soit le schéma cinématique du réducteur à étage suivant :



L'arbre d'entrée est nécessairement constitué d'un pignon, il s'agit donc de l'arbre rouge. Le premier étage possède un rapport de 5:1 et le second étage 6:1. Le réducteur présente donc un rapport de 30:1. Pour 30 tours de l'arbre d'entrée, l'arbre de sortie fait un tour.

De manière générale le rapport de réduction d'un réducteur à étage est donné par :

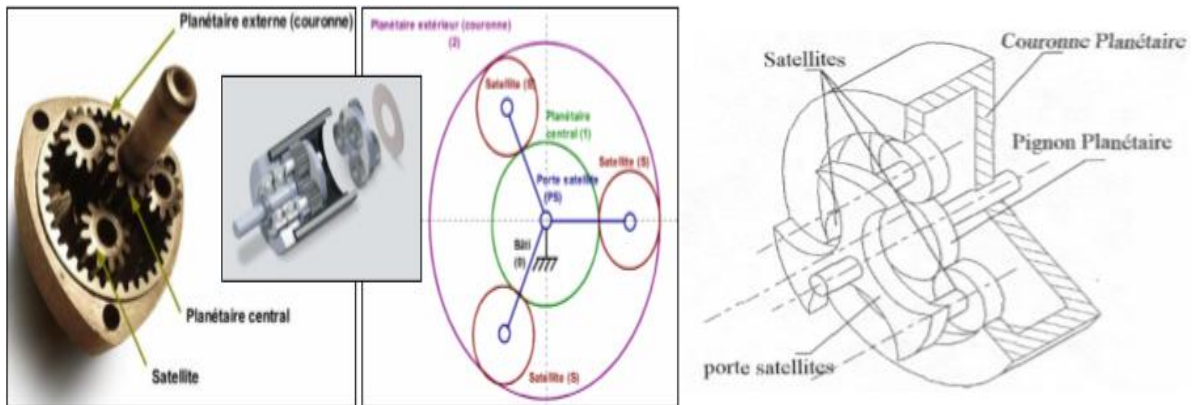
$$\frac{\omega_S}{\omega_e} = (-1)^n \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menies}}$$

Avec n nombre de contacts extérieurs.

Pour diminuer les coûts de fabrication, les premiers étages (supportant des couples moins importants) sont parfois proposés avec une pignonnerie en plastique.

### 5.2/Réducteur planétaire ou épicycloïdal

A encombrement équivalent, les réducteurs planétaires peuvent supporter des couples et des rapports de réductions plus élevés que les réducteurs à étage.

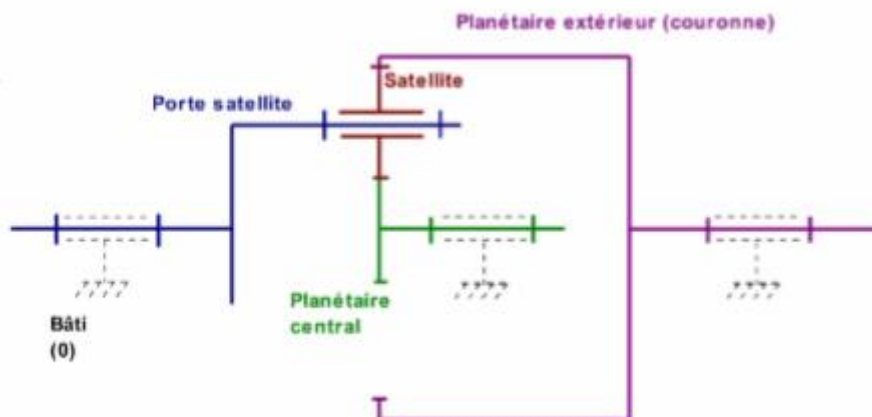


**Figure 5.2: réducteurs planétaires**

Il existe 4 types de réducteurs épicycloïdaux.

#### 5.2-1 : Train épicycloïdal de type 1

Schéma cinématique général :



Pour fonctionner, au moins une des pièces (porte satellite, planétaire central ou extérieur) doit être fixe avec le bâti.

**Calcul de la loi liant les vitesses des différentes pièces :**

Prenons comme repère de référence le porte satellite.

$$\frac{u_C}{\omega_S} = \frac{Z_S}{Z_{PE}},$$

de même:  $\frac{u_{PC}}{\omega_5} = \frac{Z_S}{Z_{PC}},$

on en déduit:  $\frac{\omega_{PE}}{\omega_{PC}} = \frac{Z_S Z_{PC}}{Z_S Z_C}.$

Le système obéit à la loi des trains à étages (noter que les satellites sont à la fois roues menantes et menées) :

$$\frac{\omega_{PE}}{\omega_{PC}} = (-1)^n \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{mentes}}$$

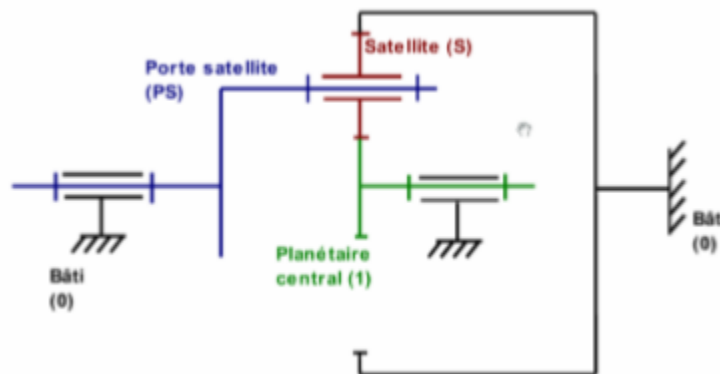
Le porte satellite, le planétaire central et la couronne tournent autour du même axe, nous pouvons donc effectuer un changement de repère pour ramener l'équation ci-dessus dans un repère lié au bâti :

$$\frac{\omega_{PE} - \omega_{PS}}{\omega_{PC} - \omega_{PS}} = (-1)^n \cdot \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{mentes}} = r$$

Cette formule est la formule de Willis. r est appelé la raison du train.

La formule de Willis est une équation à 3 inconnues, pour obtenir le rapport de réduction du système, il est nécessaire de supprimer une inconnue, c'est-à-dire rendre une pièce solidaire du bâti.

**1er cas : planétaire extérieur bloqué**



Bloquer la rotation de la couronne revient à écrire:  $\omega_{Couronne} = 0$

Le formule de Willis devient :

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_{PC} - \omega_{PS}} = \frac{Z_S \cdot Z_{PC}}{Z_S \cdot Z_{PE}}$$

La formule se simplifie :

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_{PC} - \omega_{PS}} = \frac{Z_{PC}}{Z_{PE}}$$

$$\omega_{PS} Z_{pe} = \omega_{PC} Z_{PC} - \omega_{PS} Z_{PC}$$

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_{PC}} = \frac{Z_{PC}}{Z_{PE} + Z_{PC}}$$

Par exemple, un réducteur ayant les caractéristiques suivantes :

- 40 dents sur le planétaire central
- 80 dents sur la couronne
- 20 dents sur les satellites

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_{PC}} = \frac{40}{80 + 40} = \frac{1}{3}$$

### 2ème cas : porte satellite bloqué

Cela revient à un train d'engrenages classique déjà étudié dans le repère lié au porte Satellite.

$$\frac{\omega_{pe}}{\omega_{pc}} = \frac{Z_{PC}}{Z_{pe}}$$

Dans notre exemple:

$$\frac{\omega_{pe}}{\omega_{PC}} = \frac{40}{80} = \frac{1}{2}$$

### 3ème cas : planétaire central bloqué

Comme pour le premier cas, on peut calculer :

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_{pe}} = \frac{Z_c}{Z_C - Z_{PC}}$$

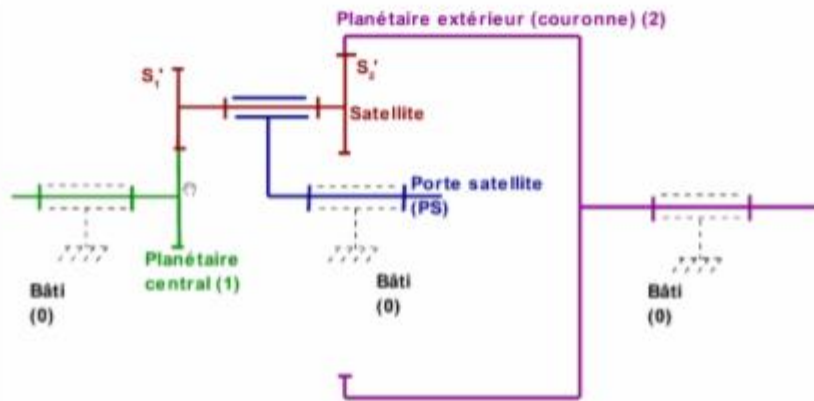
Dans notre exemple :

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_C} = \frac{80}{80 - 40} = \frac{1}{2}$$

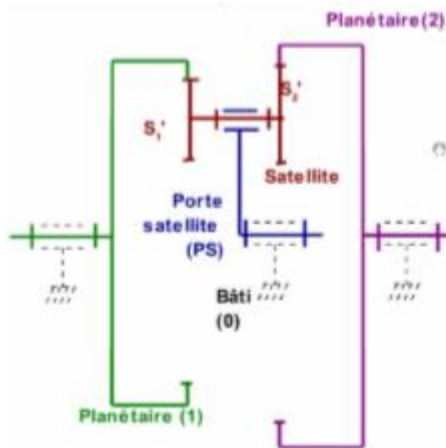
### 5.2-2/Trains épicycloïdaux de types 2,3 et 4

Dans les réducteurs de type 1, les satellites sont à la fois roues menantes et menées. Dans les types 2,3 et 4, les satellites sont constitués de deux roues : une qui engraine avec la couronne et une avec le planétaire central

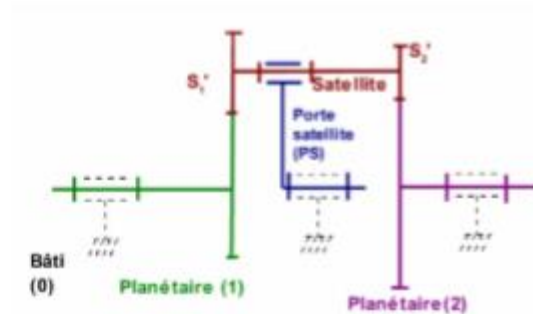
**Type 2 :**



**Type 3 :**



**Type 4 :**



Les trains de type 2,3 et 4 sont également régis par la formule de Willis (la démonstration est similaire aux types 1):

$$\frac{\omega_{pe} - \omega_{ps}}{\omega_{pc} - \omega_{ps}} = (-1)^n \cdot \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{mentes}}$$

La seule différence est que les satellites ne pourront plus être à la fois menant et menés.

**Remarque :** avec un réducteur de type 4, il est possible d'obtenir un rapport de réduction infini toutefois, cela est difficilement réalisable en pratique :

- Le nombre de dents doit être entier (sauf si c'est un réducteur à roues de frictions)
- Le rendement devient médiocre lorsque le rapport de réduction augmente.

**5.3 : Réducteurs trochoïdaux**

Ce sont des réducteurs constitués d'une couronne et d'une roue dentée comportant une dent de moins que la couronne. La roue tourne autour d'un palier excentré par rapport à l'arbre d'entrée. A

chaque tour de l'arbre d'entrée, la roue se décale d'une dent par rapport à la couronne. Le rapport de réduction est donné par la formule :

$$\frac{u_s}{\omega_s} = \frac{1}{Z_c}$$

L'arbre d'entrée est l'arbre central, l'arbre de sortie est lié avec la roue dentée.

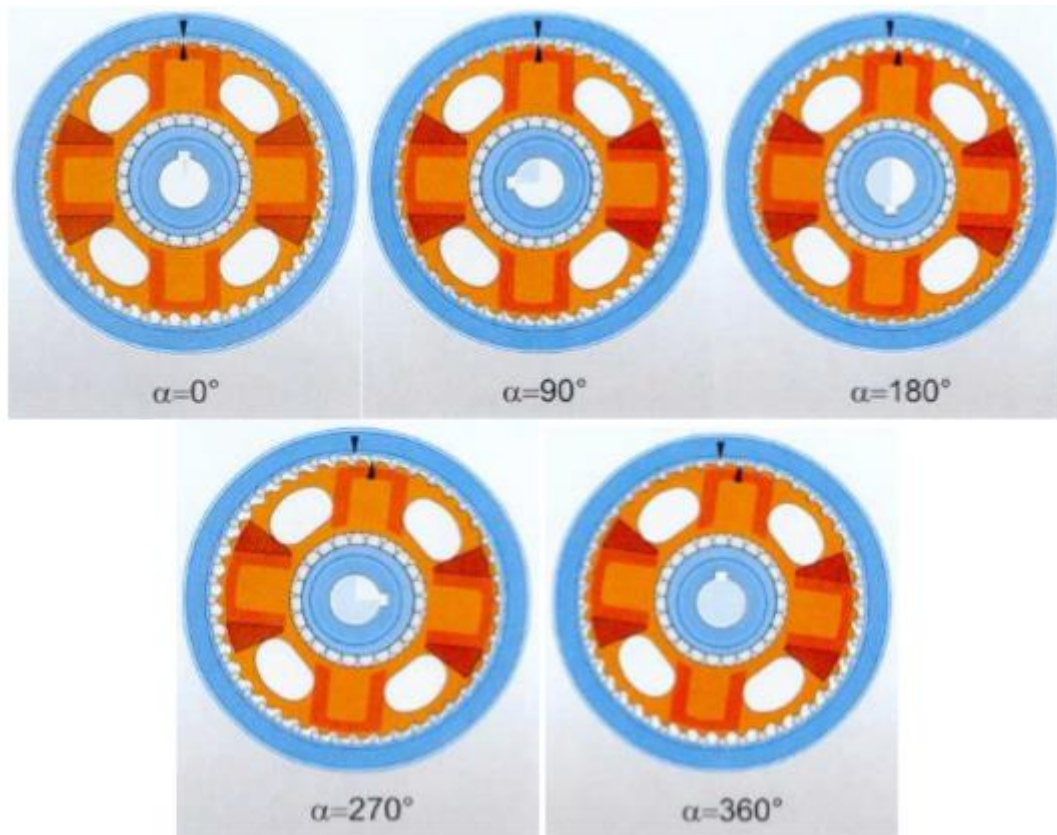
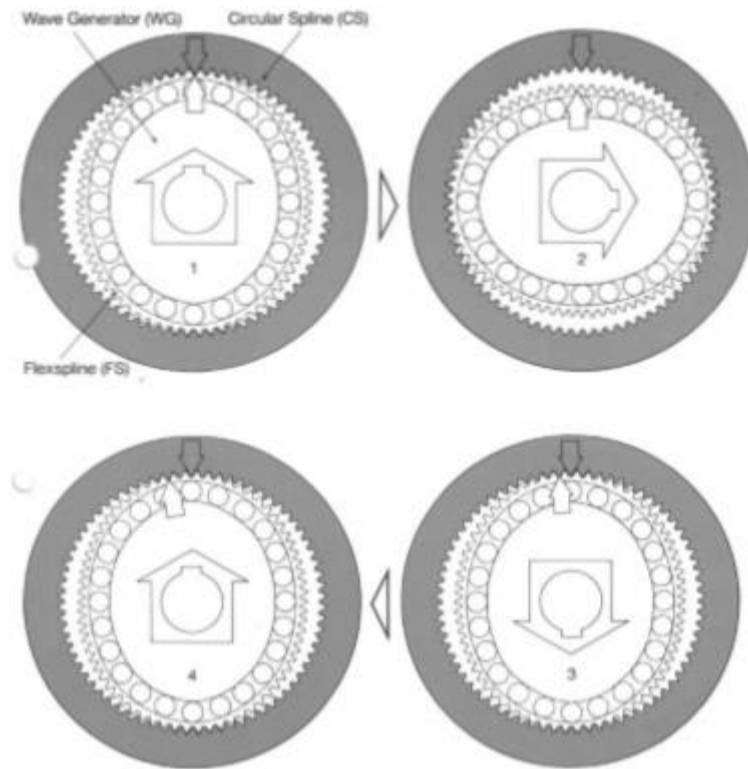


Figure 5.3: principe d'un réducteur trochoïdal

#### 5.4 :Harmonic drive

Le principe de fonctionnement d'un harmonic drive est le même que pour le réducteur trochoïdal, sauf que la roue dentée est souple. Elle se déforme en épousant la circonférence du moyeu oval.



**Figure 5.4: principe d'un harmonic drive**

Ce type de réducteur présente des caractéristiques particulièrement intéressantes, notamment des rapports de réduction très élevés. Ils sont utilisés dans de nombreux domaines d'application comme l'aérospatiale, la robotique industrielle ou l'industrie automobile.

## **Boite vitesse**

### **5.5- Introduction**

Organe existant pratiquement depuis le début de l'automobile, la boîte de vitesses manuelle est à l'automobile ce que le dérailleur est au vélo.



La transmission à 6 rapports des Alfa Roméo 147, 156 et 166

Un moteur à combustion interne tourne toujours beaucoup plus vite que les roues du véhicule qu'il propulse. La vitesse de ce véhicule est variable alors que le régime de rotation de son moteur doit non seulement rester à l'intérieur d'une zone comprise entre un maximum et un minimum, mais aussi le plus près possible de son point de rendement le plus favorable.

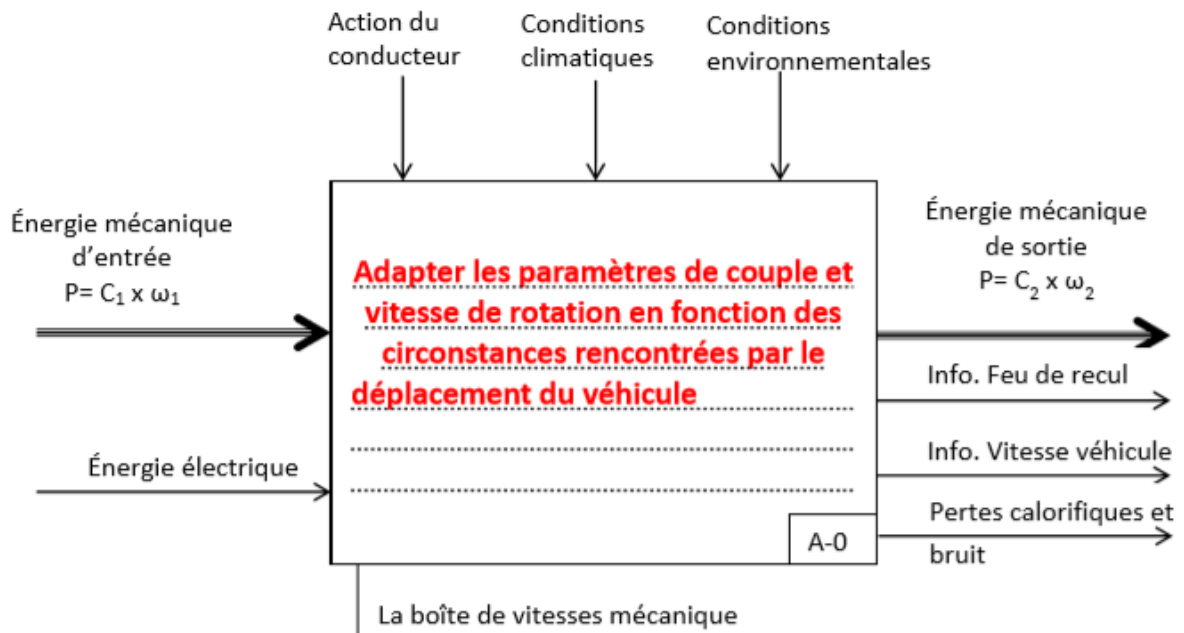
Il est donc nécessaire de prévoir un système qui permette de varier le rapport des vitesses de rotation entre les roues et le moteur.

La solution qui a été et qui reste encore la plus courante consiste à prévoir une série d'engrenages de nombres de dents respectifs différents enclos dans un carter étanche partiellement rempli d'huile.


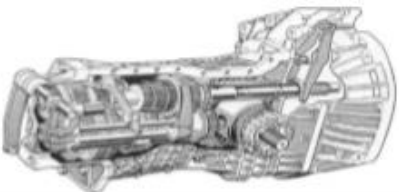
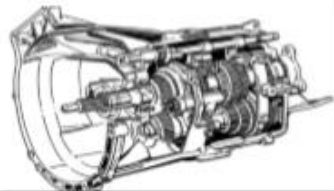
Un de ces rapports est sélectionné en fonction des circonstances par le conducteur après que la liaison moteur - boîte de vitesses ait été coupée en débrayant.

Ce procédé a été si bien développé et amélioré au cours du siècle passé qu'il donne encore satisfaction aujourd'hui.

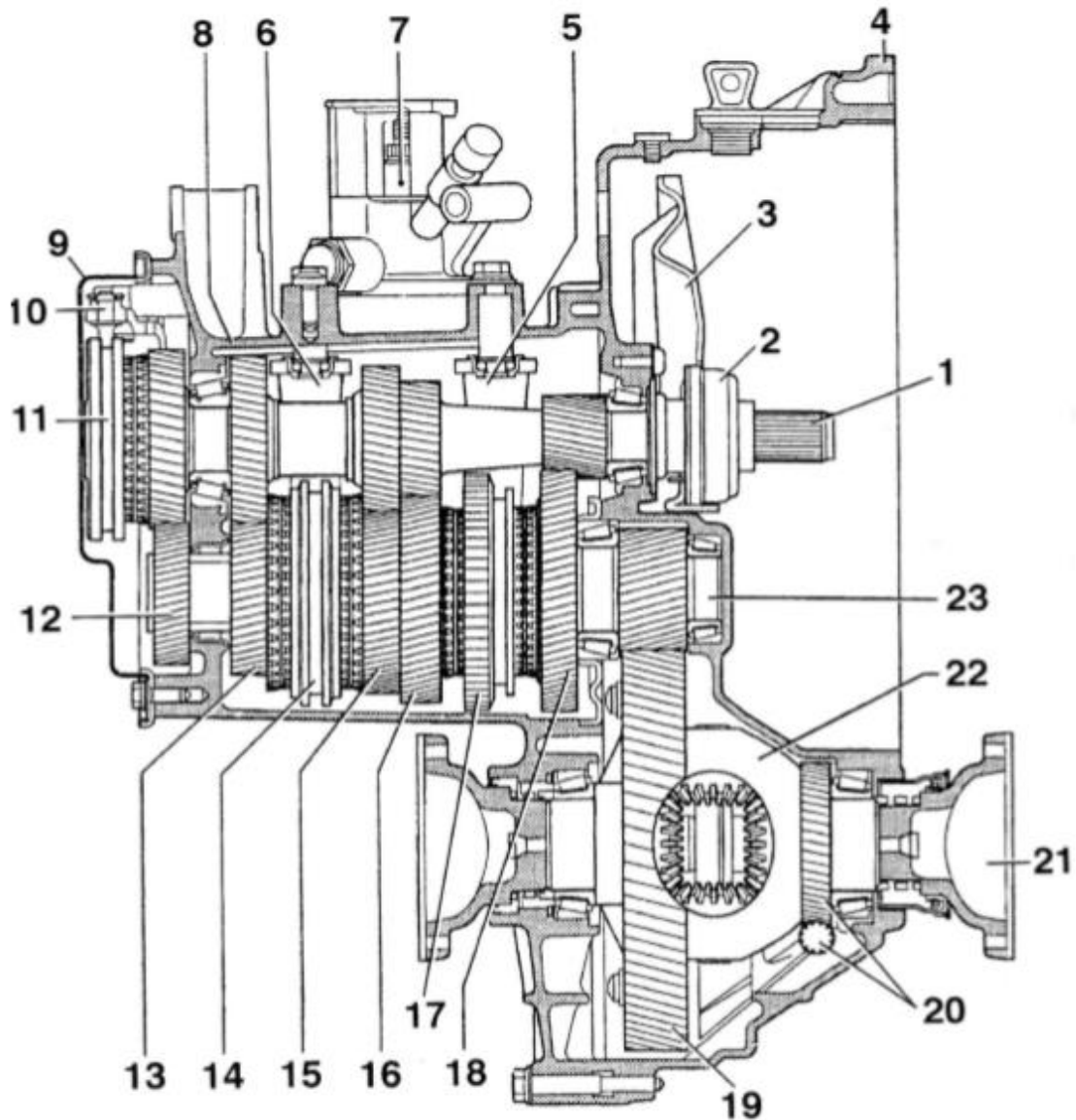
**5.6 : fonction global :**



**5.7 : principe forme de boîte vitesses :**

Boîte et pont différentiel montés ensemble	Boîte transversale, montée sur la majorité des véhicules : 208, Clio IV, C3, Golf, ...	
	Boîte longitudinale montée sur les véhicules à traction avant, exemple : R25 V6 ou R21.	
	Boîte longitudinale, montée sur les BMW et Mercedes	

**5.8: constitution d'une boîte de vitesses :**



N°	Nom des pièces	15	Pignon mené de 3 <sup>ème</sup>
1	Arbre primaire	16	Pignon mené de 2 <sup>ème</sup>
6	Fourchette de 3 <sup>ème</sup> / 4 <sup>ème</sup>	17	Baladeur/synchroniseur de 2 <sup>ème</sup> / 1 <sup>ère</sup> avec la MA
8	Carter de boîte de vitesses	19	Couronne de différentiel
11	Baladeur de 5 <sup>ème</sup>	22	Boîtier de différentiel
12	Pignon mené de 5 <sup>ème</sup>	23	Arbre secondaire

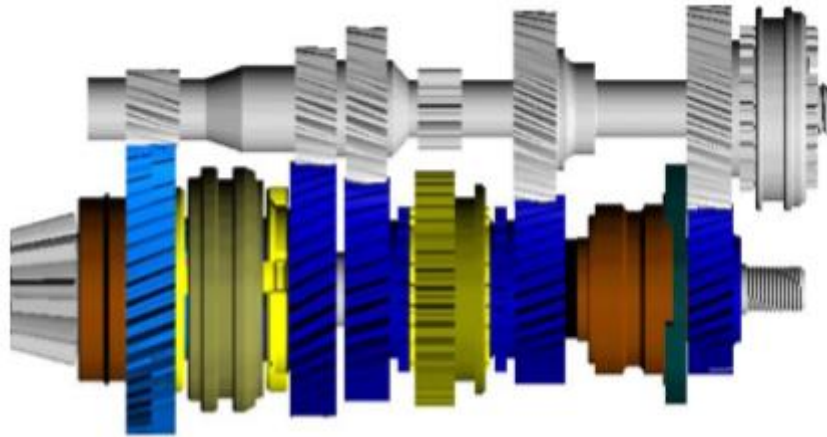
**5.9- Principe de fonctionnement d'une boîte de vitesses**

Dans une boîte de vitesses, lorsque le véhicule se trouve au « point mort » : aucune vitesse n'est engagée, tous les pignons sont en rotation (sauf le pignon intermédiaire de marche arrière), ainsi que l'arbre primaire.

L'arbre secondaire n'est donc relié à aucun élément lui permettant d'être solidaire avec l'arbre primaire, conséquence, les roues ne sont pas entraînées par le moteur.

Le passage d'une vitesse s'effectue par accouplement d'un pignon lié à l'arbre primaire et d'un pignon lié à l'arbre secondaire. D'autre part, le choix des vitesses est conditionné par la manœuvre du conducteur sur le synchroniseur.

Pour une meilleure compréhension, seuls les deux arbres sont extraits de la B.V.



Sur la figure ci-dessus, tous les pignons de l'arbre secondaire sont montés libre en rotation et fixe en translation, ainsi que celui de 5<sup>ème</sup> de l'arbre primaire.

Le dispositif appelé « SYNCHRONISEUR » a pour rôle d'amener le pignon et le baladeur à la même vitesse de rotation avant le crabotage.

Il permet :

- d'agir automatiquement sans intervention du conducteur,
- de rendre le passage des vitesses silencieux,
- d'éviter l'usure anormale des crabots et leur rupture par chocs.

#### **5.10- Le système de lubrification :**

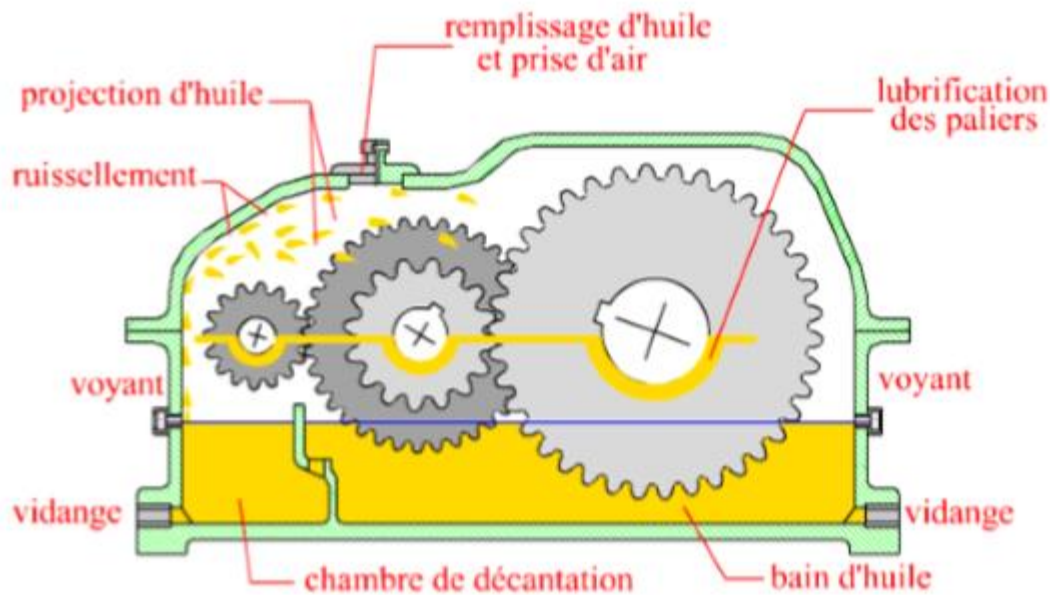
Dans la plupart des cas, la lubrification de la boîte de vitesses est réalisée par un graissage onctueux par barbotage.

Une partie des pignons seulement est au contact du bain d'huile et celle-ci prélevée en tournant, assure le graissage de la denture des pignons. La centrifugation de l'huile provoque une pulvérisation sur tous les organes et une projection importante sur les parois du carter.

Ce contact avec le carter contribue pour une grande part au refroidissement de l'huile.

Des rainures hélicoïdales pratiquées sur les faces latérales des pignons, facilitent l'accès de l'huile vers les axes et les paliers.

Montage ci-dessous : Lubrification par bain d'huile, projections et ruissellement.



### Maintenance :

Contrôle du niveau tous les 60 000 km ou tous les quatre ans, pas de vidange de préconiser.

Pour tous les modèles de véhicules, il faut impérativement respecter les préconisations constructeur tant au niveau de la périodicité d'entretien qu'au niveau de la quantité et de la qualité de l'huile

Exemple : Capacité : 1.9 litres

Viscosité : SAE 75W80

### 5.11-Les calculs applicables à la boîte de vitesses :

La boîte de vitesses et le réducteur participent à la transmission de la puissance du moteur aux roues motrices.

Ils ont plus particulièrement pour tâche de délivrer aux roues motrices une puissance à la jante " P," dont les facteurs "Cj" (le couple à la jante) et " $\omega_j$ " (la vitesse angulaire des roues) sont adaptés aux conditions dévolution du véhicule souhaitées par le conducteur.

### Notion de puissance

La puissance est obtenue en divisant un travail donné par le temps écoulé pour l'effectuer. De symbole P, elle s'exprime en WATTS (W).

Dans le cas d'un mouvement circulaire, la puissance se calcule selon la formule:

$$P=C \times \omega$$

Avec :

C : couple moteur en Newton-mètre (N.m)

$\omega$ : (*Oméga*) Vitesse de rotation en radians par seconde (rad/s)

La conversion des tours/minute (N) en rad/s ( $\omega$ ) s'obtient par :  $\omega = \frac{(2 \times \pi \times N)}{60}$

### Notion de rapport de vitesse ( $R_V$ )

C'est le rapport entre le nombre de dents de l'arbre d'entrée (dit MENANT) sur le nombre de dents de l'arbre de sortie (dit MENE) :

$$R_V = \frac{Z_{Menant}}{Z_{Mené}}$$

«Z» correspond au nombre de dents

#### Remarque:

- Si  $R_V$  est supérieur à 1 on parle de multiplicateur, si R est inférieur à 1 on parle de réducteur,
- $R_V$  n'a pas d'unité !!! Par habitude, toujours prendre 4 chiffres après la virgule.

### Notion de vitesses de sortie ( $\omega_s$ ou $N_s$ )

Grâce à la valeur du rapport de vitesse, on peut déterminer, quelle sera la vitesse de sortie qui sera transmise aux arbres de transmissions grâce à la formule:

$$\omega_S = \omega_{E \times R_V} \text{ ou } N_S = N_{E \times R_V}$$

### Notion de rapport de couple ( $R_C$ )

Ce rapport permet de calculer le couple en sortie de boîte de vitesses. Il est inversement Proportionnel au rapport de vitesse :

$$R_C = \frac{1}{R_V} \text{ ou } \frac{Z_{Mené}}{Z_{Menant}}$$

«Z» correspond au nombre de dents

#### Remarque:

- $R_C$  n'a pas d'unité !!! Par habitude, toujours prendre 4 chiffres après la virgule.

### Notion de couple de sortie ( $C_s$ ou $N_s$ )

Grâce à la valeur du rapport de couple, on peut déterminer, quelle sera le couple de sortie qui sera Transmise aux arbres de transmissions grâce à la formule :

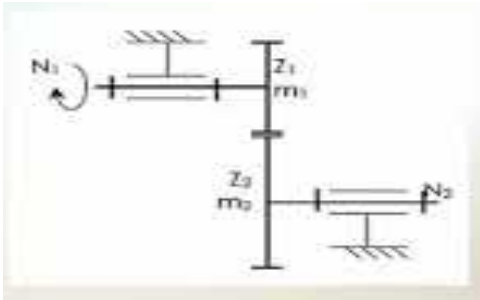
$$C_S = C_{E \times R_C}$$

## TD Chapitre 05

### Exercice 01 :

Soit un engrenage à denture droit, entraxe approximatif 150 mm,  $N_2/N_1=0.25$ ,  $m=3$ .

**\*Déterminer les nombres de dents des deux roues.**

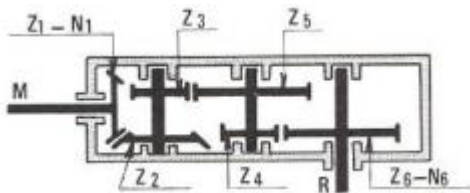


### Exercice 02

-Déterminer la vitesse de sortie du réducteur :

On donne  $Z_1=35$ dents ;  $Z_2=35$ dents ;  $Z_3=25$ dents ;  $Z_4=25$ dents ;  $Z_5=50$ dents

$Z_6=60$ dents,  $N_1/0=2000$ tr/min.

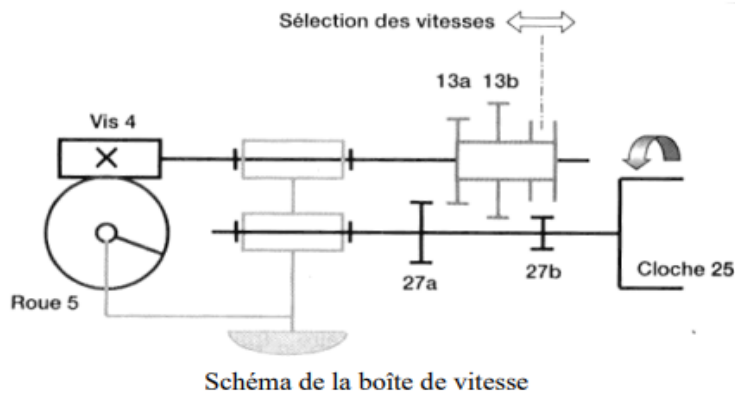


### Exercice 03 :

1. Déterminer les 2 rapports de réduction ( $n_5/n_{27}$ ) propres à la boîte de vitesses

Schématisée ci-dessous, à l'aide des données suivantes :  $Z_4 = 2$  filets,  $Z_5 = 58$  dents,  $Z_{13a} = 36$  dents,  $Z_{13b} = 39$  dents,  $Z_{27a} = 25$  dents et  $Z_{27b} = 22$  dents.

2. En déduire les 2 fréquences de rotation envisageables pour la roue 5 ( $n_5$  min et  $n_5$  max) si la cloche d'embrayage 25 tourne à la fréquence  $n_{25} = 2500$  tr.min<sup>-1</sup>.



**Exercice 04 :**

Un moteur électrique (puissance 750w, vitesse de rotation 1500tr/min) entraîne une vis sans fin (4filets).

Cette vis sans fin transmet ( $\eta_{\text{vis}}=0.6$ ) le mouvement à la roue 2.1 ( $z_{2-1}=80$  dents)

Le mouvement de rotation est ensuite transformé ( $\eta_{\text{poulie}}=0.9$ ) par un système poulie courroie ( $d_2=40\text{mm}$ ,  $d_3=120\text{mm}$ ) qui transmet le mouvement au pignon 32 ( $z_{32}=40$  dents).

Le mouvement de rotation est ensuite transformé par le réducteur à engraine (3-2), (4-1), (4-2), (5), (6) avec  $z_{41}=60$  dents,  $z_{42}=20$  dents,  $z_6=80$  dents et ( $\eta_e=0.98$  par engrenage)

1/Représentez la chaîne énergétique

2/déterminer le rapport de réduction total ( $R_{\text{global}}=R_1 \cdot R_2 \cdot R_3$ )

3/déterminer le couple  $C_1$  transmis par le moteur

4/Connaissant  $N_1$ , déterminez  $N_6$

5/déterminez  $C_6$  (couple disponible au niveau de l'arbre 6).

## Corrige TD Chapitre 05

### Exercice 01 :

$$m = 3$$

$$a = 150 \text{ mm.}$$

$$N2/N1 = 0,25$$

$$a = (m \cdot Z1 + m \cdot Z2) / 2 = 150$$

$$N2/N1 = Z1/Z2 = 0,25 \quad Z1$$

$$3 \cdot Z1 + 3 \cdot Z2 = 300$$

$$Z1 = 0,25 \quad Z2$$

$$3 \cdot 0,25 \cdot Z2 + 3 \cdot Z2 = 300$$

$$Z2 = 300 / 3,75 = 80 \text{ dents.}$$

$$Z1 = 20 \text{ dents}$$

### Exercice 02 :

$$R = Nr/Nm = (Z1 \cdot Z3 \cdot Z4) / (Z2 \cdot Z5 \cdot Z6) = (35 \cdot 25 \cdot 25) / (35 \cdot 50 \cdot 60) = 1/24$$

$$Nr = N6 = Nm \cdot r, \quad N6 = 2000 \cdot 1/24 = 83.33 \text{ tr/min}$$

### Exercice 03 :

#### Question 1:

$$\frac{n5}{n27} = \frac{n5}{n4} \times \frac{n4}{n13} \times \frac{n13}{n27}$$

Or:

- 4 et 13 forment une seule et même pièce donc  $\frac{n4}{n13} = 1$
- $\frac{n5}{n4} = \frac{Z4}{Z5}$
- $\frac{n13}{n27} = \frac{Z27}{Z13}$

D'où :

$$\frac{n5}{n27} = \frac{Z4}{Z5} \times 1 \times \frac{Z27}{Z13} = \frac{Z4}{Z5} \times \frac{Z27}{Z13}$$

Cas où 13a est en contact avec 27a	Cas où 13b est en contact avec 27b
$\frac{n_5}{n_{27}} = \frac{Z_4}{Z_5} \times \frac{Z_{27a}}{Z_{13a}} = \frac{2}{58} \times \frac{25}{36}$	$\frac{n_5}{n_{27}} = \frac{Z_4}{Z_5} \times \frac{Z_{27b}}{Z_{13b}} = \frac{2}{58} \times \frac{22}{39}$
$\frac{n_5}{n_{27}} \approx 0,0239$	$\frac{n_5}{n_{27}} \approx 0,0194$

Cours de Construction mécanique 2 S6 Licence Option : Construction Mécanique, Université de BBA  
 Dr: Mechta. A

**Question 2:**

Si  $n_{25} = 1500 \text{tr/min}$ , alors  $n_{27} = n_{25} = 1500 \text{tr/min}$  (puisque'il s'agit de la même pièce).

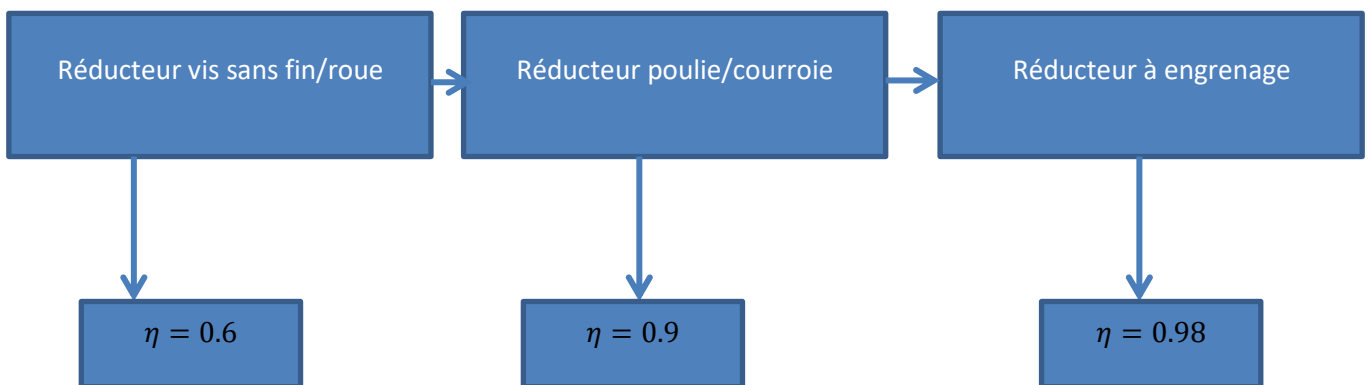
Puisque  $\frac{n_5}{n_{27}} = \frac{Z_4}{Z_5} \times \frac{Z_{27}}{Z_{13}}$  (question précédente) alors  $n_5 = \frac{Z_4}{Z_5} \times \frac{Z_{27}}{Z_{13}} \times n_{27}$

Donc :

Cas où 13a est en contact avec 27a	Cas où 13b est en contact avec 27b
$n_5 = \frac{Z_4}{Z_5} \times \frac{Z_{27a}}{Z_{13a}} \times n_{27} = \frac{2}{58} \times \frac{25}{36} \times 1500$ $n_5 = 35,9 \text{tr/min}$	$n_5 = \frac{Z_4}{Z_5} \times \frac{Z_{27b}}{Z_{13b}} \times n_{27} = \frac{2}{58} \times \frac{22}{39} \times 1500$ $n_5 = 29,2 \text{tr/min}$

**Exercice 04 :**

1/



$$2/R_1 = \frac{Z_{\text{filets}}}{Z_{\text{roue}}} = \frac{4}{80} = \frac{1}{20}$$

$$R_2 = \frac{d_{\text{poulie menante}}}{d_{\text{poulie menée}}} = \frac{40}{120} = \frac{1}{3}$$

$$R_3 = \frac{\text{produit des } Z \text{ manante}}{\text{produit des } Z \text{ menée}} = \frac{Z_{3,2} * Z_{4,2} * Z_5}{Z_{4,1} * Z_5 * Z_5} = \frac{40 * 20}{60 * 80} = \frac{1}{6}$$

$$R_{global} = R_1 * R_2 * R_3 = \frac{1}{20} * \frac{1}{3} * \frac{1}{6} = \frac{1}{360}$$

$$3/ P_1 = C_1 * W_1$$

$$W_1 = 2 * \pi * \frac{1500}{60} = 50\pi \text{ rd}$$

$$C_1 = \frac{750}{50\pi} = 4.78 \text{ Nm}$$

4/

$$R_{global} = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}} = N_6/N_1$$

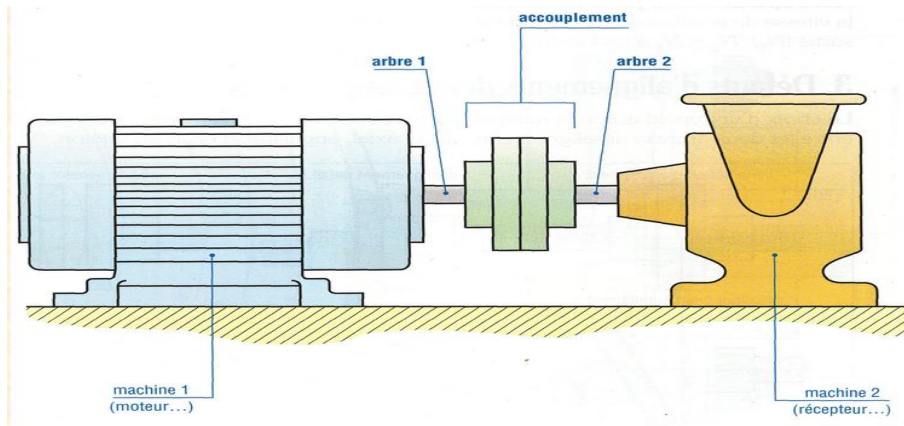
$$N_6 = 1500 * \frac{1}{360} = 4.17 \text{ tr/min}$$

$$5/ P_6 = C_6 * W_6$$

$$C_6 = \frac{P_6}{W_6} = P_m * \frac{\eta_{vis} * \eta_{poulie} * \eta_e^3}{2\pi * \frac{N_6}{60}} = \frac{750(0.6 * 0.9 * 0.98^3)}{2\pi * \frac{4.17}{60}} = 875.92 \text{ Nm}$$

## Chapitre 6 : Notions générale sur accouplements, embrayages et freins

Les accouplements sont utilisés pour transmettre la vitesse et le couple, ou la puissance, entre deux arbres de transmission en prolongement l'un de l'autre comportant éventuellement des défauts d'alignement.



**Figure 6.1. Principe d'accouplement des arbres de transmission.**

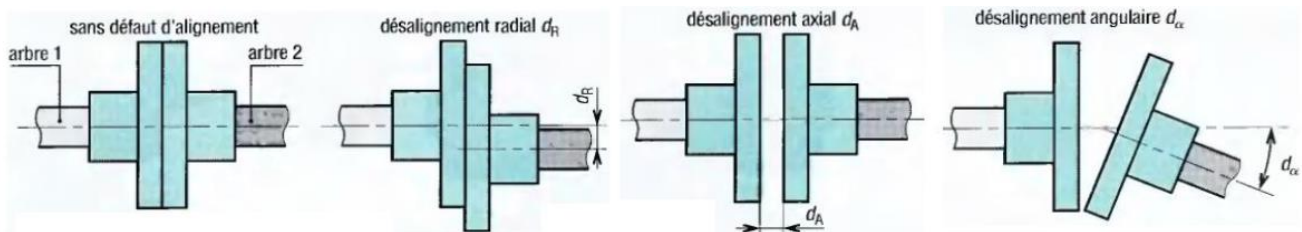
### \*Définitions:

**Accouplement permanent :** il est dit permanent lorsque l'accouplement des deux arbres est permanent dans le temps. Le désaccouplement n'est possible que par démontage du dispositif.

**Accouplement temporaire :** il est dit temporaire lorsque l'accouplement ou le désaccouplement peuvent être obtenus à n'importe quel moment, sans démontage du dispositif, suite à une commande extérieure (intervention humaine ou commande automatisée).

**Accouplement ou joint homocinétique :** un accouplement est dit homocinétique lorsque la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée ( $N_1$ ) est rigoureusement identique à celle de l'arbre de sortie ( $N_2$ ).  $N_2 = N_1$  à tout instant.

### Defaults d'alignement:



**Figure 6.2. Principaux défauts d'alignements.**

### 6.I - Accouplements permanents

#### 6.I.1. Accouplements rigides

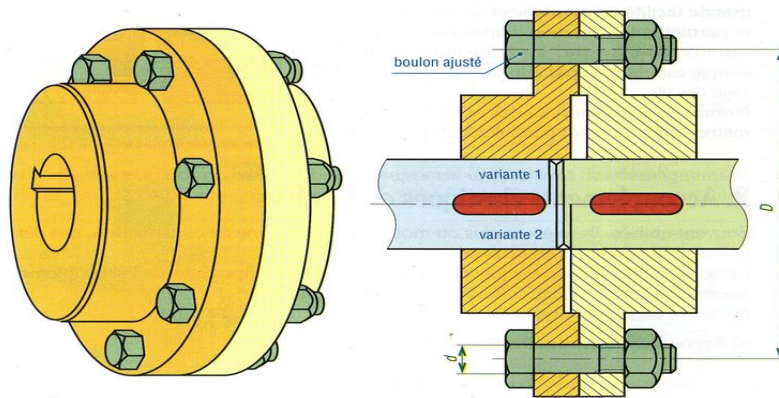
Ils doivent être utilisés lorsque les arbres sont correctement alignés (ou parfaitement coaxiaux).

Leur emploi exige des précautions et une étude rigoureuse de l'ensemble monté, car un mauvais alignement des arbres amène un écrasement des portées, des ruptures par fatigue et des destructions prématurées du système de fixation.

**a) Accouplements à plateaux**

Très utilisés, précis, résistants, assez légers, encombrants radialement, ils sont souvent frettés ou montés à la presse.

La transmission du couple est en général obtenue par une série de boulons ajustés. En cas de surcharge, le cisaillement des boulons offre une certaine sécurité.



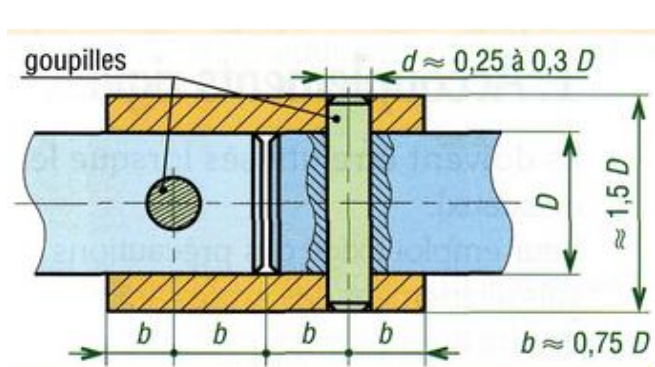
**Figure 6.3. Accouplement rigide à plateaux.**

**b) Manchons à goupilles**

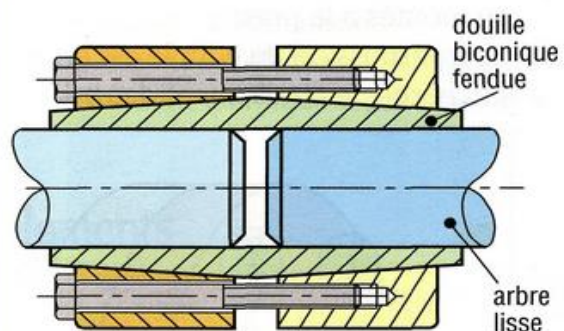
Dans le cas des petits accouplements, c'est le plus simple. Les deux goupilles travaillent au cisaillement et offrent une certaine sécurité en cas de surcharge.

**c) Manchons à douille biconique**

Ce sont les plus récents. Ils présentent une grande facilité de montage et de démontage et permettent l'utilisation d'arbres lisses sans rainure de clavette. La transmission du couple est obtenue par adhérence après serrage des vis.



**Figure 6.4. Manchon à goupilles.**



**Figure 6.5. Manchon à douille biconique.**

### **6.I.2. Accouplements élastiques ou flexibles**

Souvent utilisés, ils tolèrent plus ou moins, suivant le type de construction, des défauts d'alignement limités entre les deux arbres.

Cette flexibilité fait que le mouvement des différents composants de l'accouplement s'effectue sans résistance et sans efforts antagonistes significatifs.

Défauts d'alignement typiques :  $d_\alpha = \pm 3^\circ$  ;  $d_R < 1 \text{ mm}$  ;  $d_A \geq 1 \text{ mm}$

#### **a) Accouplements non flexibles en torsion**

Composés de pièces rigides, ils peuvent corriger un ou plusieurs défauts d'alignement particuliers, mais transmettent le couple intégralement sans amortissement des irrégularités et des chocs de transmission (ni écart ni jeu en torsion :  $d_\theta = 0$ ).

Les couples transmis peuvent être très élevés.

#### **b) Accouplements élastiques en torsion**

En plus de pièces rigides, ils se composent de parties totalement élastiques, ressorts ou blocs élastomères, permettant la flexibilité en torsion.

Ils sont conçus pour transmettre le couple en douceur (réduisent et amortissent les chocs et les irrégularités de transmission) tout en corrigeant plus ou moins les différents défauts d'alignement.

Les réalisations utilisant des éléments en élastomère (membrane, blocs...) supportent en même temps et à des degrés divers tous les types de désalignements.

Il existe de nombreuses réalisations plus ou moins concurrentes, quelques cas typiques seulement sont proposés. Seuls les désalignements permis les plus significatifs sont indiqués sur les figures.

### **6.I.3. Joints de cardan et assimilés**

Ils assurent la transmission entre des arbres concourants.

Les accouplements élastiques supportent des défauts angulaires ( $d_\alpha$ ) inférieurs à  $3^\circ$  environ.

Pour des désalignements supérieurs, il faut utiliser les joints de cardans et assimilés ( $d_\alpha$  ou  $\alpha$  jusqu'à  $45^\circ$ ).

Non flexibles en torsion ( $d_\theta = 0$ ), ils peuvent transmettre des couples très élevés.

#### **a) Joint de cardan**

Encore appelé joint universel ou joint de Hooke, son invention remonte au XVI<sup>e</sup> siècle (Jérôme Cardan). Le mouvement se transmet par l'intermédiaire d'un croisillon libre en rotation par rapport aux deux arbres (deux liaisons pivots d'axes perpendiculaires et concourants).

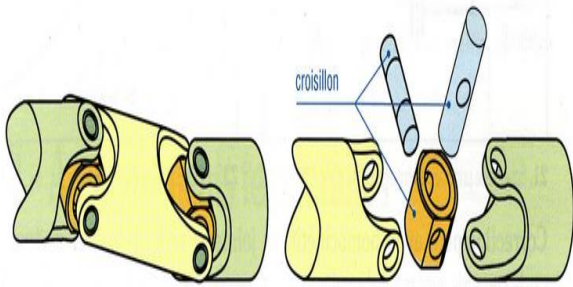


Figure 6.6. Exemple de cardan pour faible couple

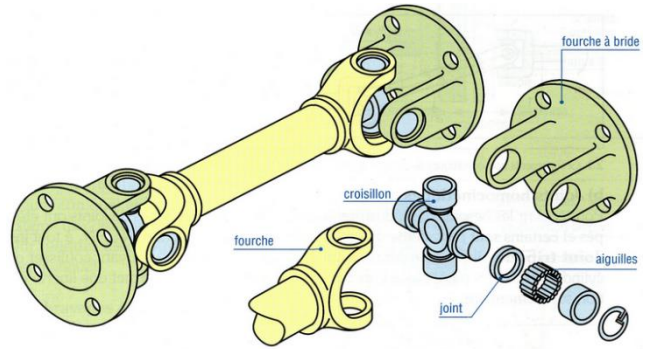


Figure 6.7. Exemple de cardan pour élevés.

### b) Joints homocinétiques

Pour couvrir les besoins des industries (automobile...) d'autres types de joints ont été développés et certains sont parfaitement homocinétiques par construction ( $N_2 = N_1$  à tout instant).

**Joint tripode :** il est basé sur trois sphères articulées à  $120^\circ$  pouvant coulisser dans trois cylindres coaxiaux parallèles à l'un des arbres. Particularité : il permet une liberté en translation supplémentaire.

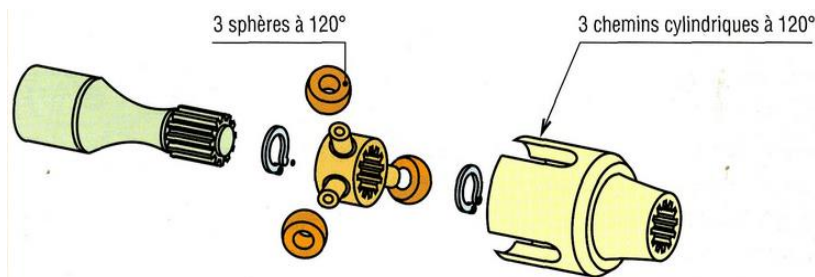


Figure 6.8. Joint tripode, vue éclatée.

**Joint à quatre billes (type Rzeppa) :** il est basé sur quatre billes à  $90^\circ$  pouvant rouler dans des chemins (analogie avec les roulements) de forme torique.

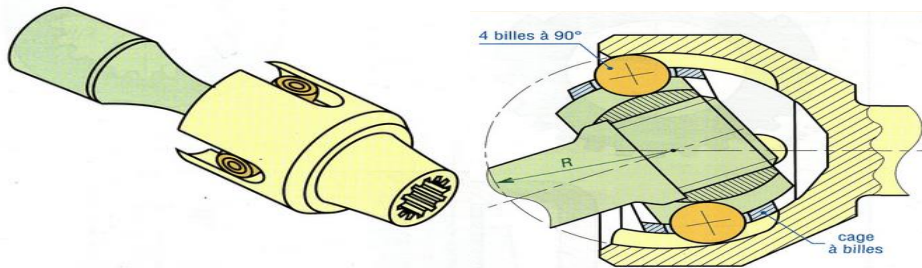


Figure 6.9. Joint tripode assemblé

Figure 6. 10. Joint homocinétique à quatre billes, type Rzeppa

## 6.II - Accouplements temporaires

### 6.II.1. Embrayages

Basés sur les propriétés du frottement, les embrayages réalisent l'accouplement, ou le désaccouplement, de deux arbres au gré d'un utilisateur ou d'un automatisme, après les avoir amenés à la même vitesse de rotation.

Ils ne supportent pas ou très peu les défauts d'alignement et peuvent être classés à partir de la forme des surfaces frottantes (disque, cylindrique, conique) et de l'énergie du système de commande (mécanique, hydraulique, électromagnétique, pneumatique).

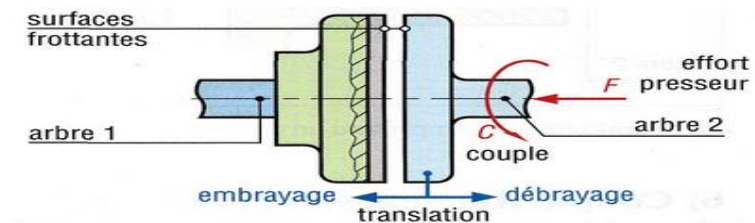


Figure 6.11. Principe d'un embrayage.

a) **Embrayages à disques:** Ces embrayages sont les plus utilisés ; le nombre de disques est variable et dépend de l'encombrement ou de la place disponible pour loger l'embrayage. A couple transmis identique, un monodisque sera plus encombrant radialement (plus grand diamètre) et moins axialement (moins large) qu'un multidisque.

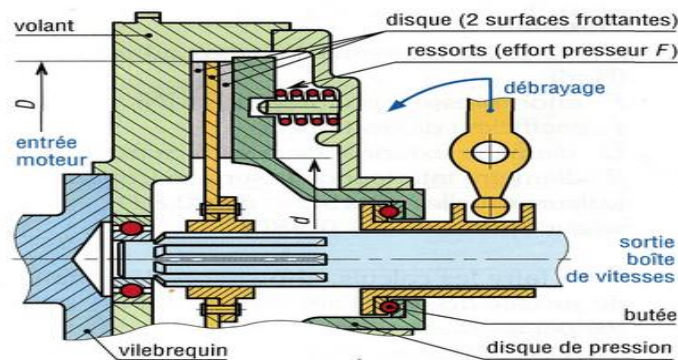
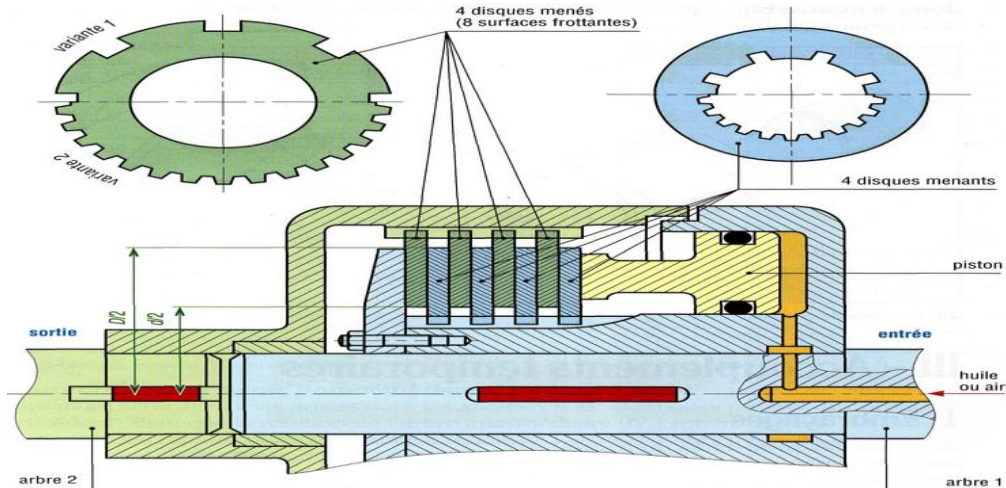


Figure 6.12. Représentation simplifiée d'un embrayage monodisque d'automobile.



### 6.13. Représentation simplifiée d'un embrayage multidisque à commande hydraulique ou pneumatique.

#### b) Couple transmissible (Cf)

$$p = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F}{\pi(D^2 - d^2)} \leq P_a \text{ (pression maxi admissible)}$$

Cas où la pression  $p$  est supposée uniforme sur toute la surface frottant.

#### Données :

Cf : couple transmissible par adhérence (N.m)

F : effort presseur ou force axiale (N)

f : coefficient de frottement

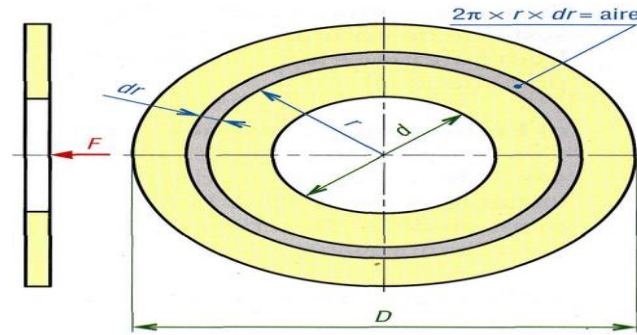
D : diamètre extérieur de la surface frottant

d : diamètre intérieur de la surface frottant  
(valeurs usuelles :  $0,45D < d < 0,8 D$  ; valeur optimum :  $d \approx 0,58D$ )

Pour faire les calculs, choisissons l'élément de surface  $dS$  dont l'aire (annulaire) est limitée par les rayons  $r$  et  $(r + dr)$ :

$$dS \approx \text{circonférence} \times \text{rayon} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$$

$$\text{Force de frottement exercée sur } dS : \mathbf{f \cdot p \cdot dS = f \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr}$$



**Figure 6.14. Données pour le calcul.**

Le couple élémentaire ( $dC_f$ ), transmissible par frottement, est le produit de cette force de frottement par le rayon  $r$  :

$$dC_f = f \cdot p \cdot dS \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr$$

Le couple total transmissible s'obtient par intégration sur toute la surface ( $r$  variant de  $d/2$  à  $D/2$ ).

$$\begin{aligned} C_f &= \int_{d/2}^{D/2} 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot \int_{d/2}^{D/2} r^2 \cdot dr \\ &= 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \left[ \frac{r^3}{3} \right]_{d/2}^{D/2} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p \left[ \frac{D^3}{8} - \frac{d^3}{8} \right] \end{aligned}$$

$$C_f = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot (D^3 - d^3)$$

Si on remplace  $p$  par sa valeur on obtient :

$$C_f = \frac{F \cdot f}{3} \cdot \left[ \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right]$$

Si on a  $n$  surfaces frottantes en contact :

$$C_f = \frac{n \cdot F \cdot f}{3} \cdot \left( \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right) = \frac{2n \cdot F \cdot f}{3} \cdot \left( \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right)$$

### c) Caractéristiques technologiques des garnitures

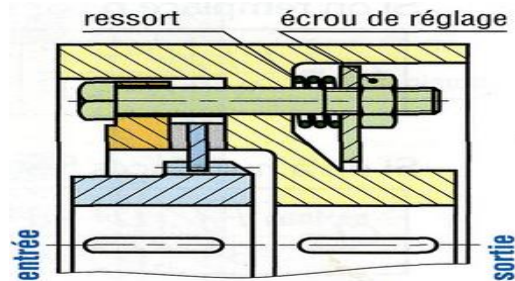
Pour les freins comme pour les embrayages, les garnitures sont des matériaux composites, mélange de carbone, soufre, particules métalliques diverses (cuivre, laiton, bronze, fer...), céramiques et autres. Le tout est lié par une résine synthétique ou un élastomère (si l'on veut donner plus de souplesse) après frittage ou moulage.

### 6.II.2. Limiteurs de couple

La technologie est la même que celle des embrayages. Il existe de nombreuses variantes : monodisques, multidisques, etc. Rôle : il limite le couple transmissible entre deux arbres afin de

protéger le mécanisme contre les surcharges (comme limiter le couple au démarrage) et les blocages.

Le tarage du couple est en général obtenu par un système presseur à ressort.



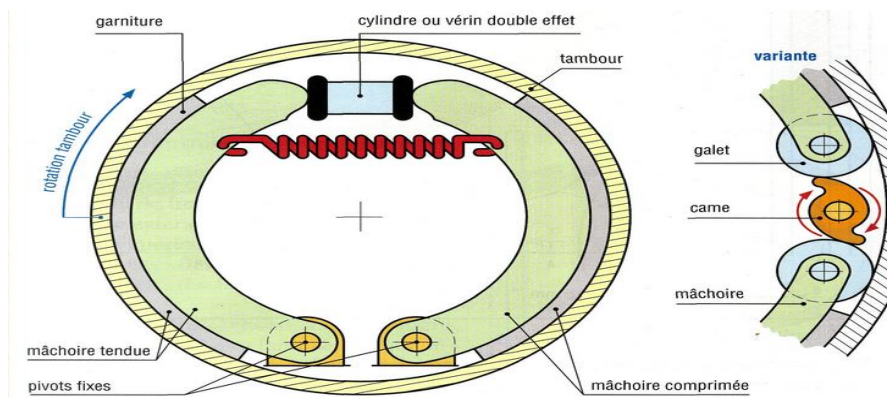
**Figure 6.15. Limiteur de couple.**

### 6.II.3. Freins

Les freins fonctionnent de la même manière que les embrayages mis à part que l'un des arbres, fixe, sert de base pour arrêter progressivement le second par absorption de l'énergie cinétique des masses mobiles. Cette énergie est transformée en chaleur puis dissipée dans l'air ambiant.

#### a) Freins à tambours

Ils ont pour eux une grande puissance de freinage sous un faible effort de commande. Aux vitesses élevées et en usages intensifs on leur préfère les freins à disques. Il existe plusieurs variantes.



**Figure 6.16. Principe de fonctionnement d'un frein à tambour.**

La mâchoire comprimée supporte l'essentiel du freinage (environ les 2/3) et de ce fait s'use plus vite. L'effort de freinage peut être fourni par un vérin hydraulique (encore appelée cylindre) ou par un dispositif à came.

#### Couple de freinage exercé par une mâchoire intérieure comprimée

$C_f$  : couple de freinage

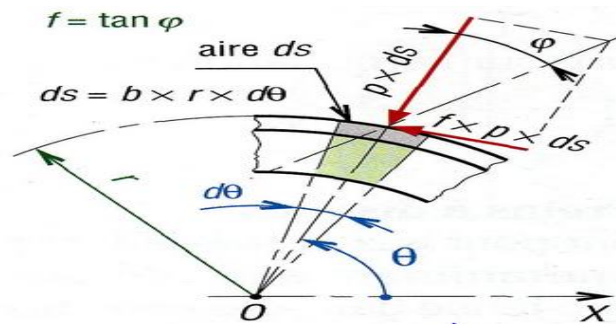
$f$  : coefficient de frottement entre garniture et tambour

$p$  : pression normale ou radiale de contact

$p_a$  : pression  $p$  maximale exercée ( $p_a \leq$  pression admissible)

$b$  : largeur de la mâchoire

$r$  : rayon intérieur du tambour



**Figure 6.17. Éléments de calcul.**

L'expérience montre que la distribution des pressions  $p$  sur la mâchoire peut être résumée par :

$$p = p_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a}$$

$P_{\text{maxi}} = P_a$  Pour  $\theta = \theta_a = 90^\circ$  si  $(\theta_2 - \theta_1) > 90^\circ$

$P_{\text{maxi}} = P_a$  Pour  $\theta = \theta_{\text{maxi}}$  Si  $(\theta_2 - \theta_1) \leq 90^\circ$

Pour l'élément de surface choisi ( $dS = b \cdot r \cdot d\theta$ ), la force de frottement appliquée est

$f \cdot p \cdot dS$ .

Le couple de freinage ( $dCf$ ) engendré par cet élément est le produit de la force de frottement par le bras de levier  $r$  ( $dCf = f \cdot p \cdot r \cdot dS$ ).

Le couple total de freinage exercé par la mâchoire s'obtient par intégration

( $\theta$  variant de  $\theta_1$  à  $\theta_2$ ) :

$$Cf = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f \cdot p \cdot r \cdot ds = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f \cdot p \cdot b \cdot r^2 \cdot d\theta = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f \cdot p_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} b \cdot r^2 \cdot d\theta$$

$$Cf = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot d\theta = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\sin \theta_a} [-\cos \theta]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$Cf = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

### b) Freins à disques

Ils ont pour eux la stabilité du couple de freinage, notamment aux vitesses élevées et une bonne tenue dans des conditions sévères d'utilisation (services intensifs, surcharges, etc).

Ils permettent une meilleure évacuation de la chaleur que les freins à tambour, un freinage plus progressif et sont plus faciles à entretenir. Cependant, à encombrement égal et à effort de commande identique (F) leur couple de freinage est deux à quatre fois plus faible.

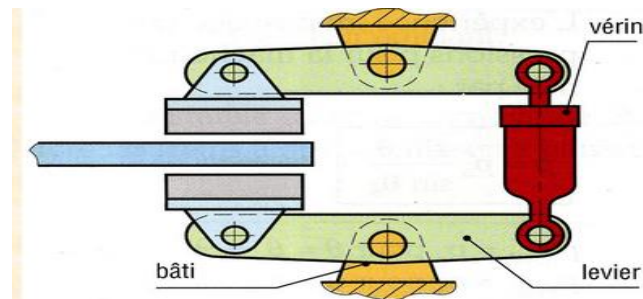
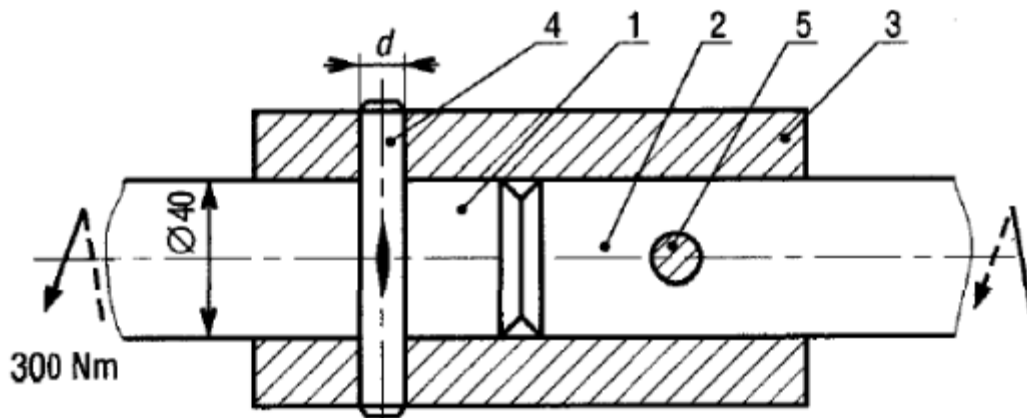


Figure 6.18. Étrier mobile à leviers ou à pincettes

## TD Chapitre 06

### Exercice 1:

Un accouplement 3 à deux goupilles 4 et 5 permet la transmission de puissance d'un arbre 1 vers un arbre 2. Le couple maximal à transmettre est de 300 N.m, le diamètre des arbres est de 40 mm. Si la contrainte admissible au cisaillement du matériau des goupilles est de 300 MPa, déterminer leur diamètre d.



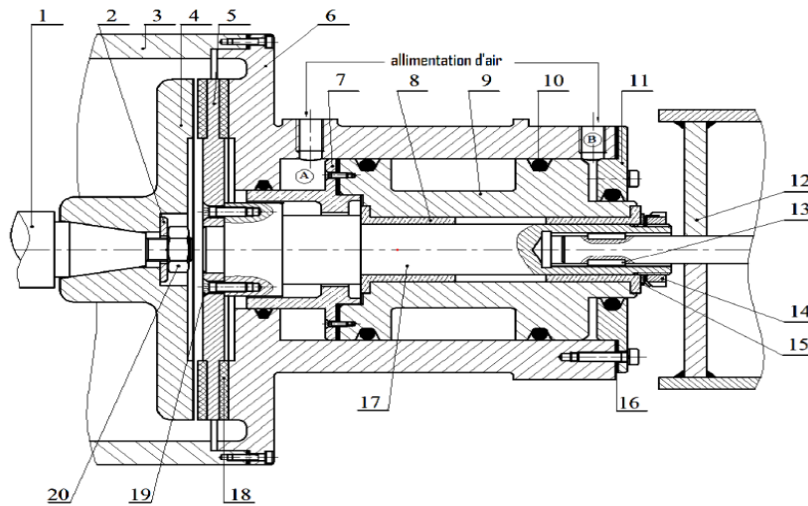
### Exercice 2:

L'embrayage frein proposé par le dessin d'ensemble de la figure est destiné à accoupler un moteur réducteur (arbre moteur (1)) avec le tambour (12) d'un tapis roulant, et à permettre l'arrêt en rotation immédiat de ce dernier.

La commande de l'embrayage frein est de type pneumatique (air comprimé) via les deux orifices A et B.

Le dessin est donné à l'échelle 1/2, les mesures nécessaires seront prises sur le dessin d'ensemble.

- le coefficient de frottement statique pour la phase d'embrayage et freinage :  $f = 0,4$ .
- La vitesse de rotation du tambour  $N = 200$  Tr/min.
- La puissance à transmettre  $P = 2277$ W.



10	4	Joint torique	20	1	Écrou H
9	1	Piston	19	4	Vis à tête fraisé
8	2	Coussinet	18	2	Garniture
7	1	Cage	17	1	Arbre récepteur
6	1	Support	16	1	Joint plat
5	1	Disque	15	1	Rondelle
4	1	Plateau moteur	14	1	Écrou à encoche
3	1	Bâti	13	2	Clavette
2	1	Rondelle d'appui	12	1	Tambour
1	1	Arbre Moteur	11	1	Couvercle
<b>Rp</b>	<b>Nb</b>	<b>Désignation</b>	<b>Rp</b>	<b>Nb</b>	<b>Désignation</b>

1/Donner le type de l'embrayage et du frein relatifs à ce système

2/Spécifier pour chaque situation suivante la phase de fonctionnement correspondante:

Orifice A alimenté en air comprimé:

Orifice B alimenté en air comprimé:

3/Calculer le couple à transmettre par l'arbre (17).

4/On suppose que le couple d'adhérence pour la phase d'embrayage est au moins égale au couple transmis,

a. Calculer la force normale permettant l'adhérence pour la phase d'embrayage

b. Calculer la pression de l'air comprimé pour embrayer.

5/La pression de l'air comprimé  $p = 6 \text{ bar} = 0,6 \text{ N/mm}^2$

a- Calculer la force normale permettant l'adhérence pour la phase de freinage

b- Calculer le couple de freinage.

On donne:  $R=R_f=0.094 \text{ mm}$  ;  $r=r_f=0.062 \text{ mm}$  ;  $D_e=D_f=100 \text{ mm}$  ;  $d_e=50$  ;  $d_f=64$ .

## Corrige TD Chapitre 06

**Exercice 01 :**

$$d \geq \sqrt{\frac{4C}{D \cdot \pi \cdot R_{Pg}}} = \sqrt{\frac{4 * 300000}{40 * \pi * 300}} = 5.64 \text{ mm}$$

**Exercice 02 :**

1- embrayage par adhérence à surfaces planes

2- orifice A alimenté en air comprimé : freinage

Orifice B alimenté en air comprimé : Embrayage

3-  $C = \frac{P}{W} = \frac{2277}{20,94} = 108,72 \text{ N.m}$

4-

a)  $N_e = \frac{3}{2} * \frac{C}{f} * \frac{R^2 - r^2}{R^3 - r^3} = \frac{3}{2} * \frac{108,72}{0,4} * \frac{0,094^2 - 0,062^2}{0,094^3 - 0,062^3} = 3436,38 \text{ N}$

b)  $P = \frac{N}{S} = \frac{4N}{\pi(De^2 - de^2)} = 4 * \frac{3436,38}{\pi(100^2 - 50^2)} = 0.6 \text{ N/mm}^2 = 6 \text{ bar}$

5-

a)  $N_f = P \cdot S = P \cdot \frac{\pi(D_f^2 - d_f^2)}{4} = 0,6 * \frac{\pi(100^2 - 64^2)}{4} = 2780,784 \text{ N}$

$$C_f = \frac{2}{3} * f * N_f * \frac{R_f^3 - r_f^3}{R_f^2 - r_f^2} = \frac{2}{3} * 0,4 * 2780,784 * \frac{0,094^3 - 0,062^3}{0,094^2 - 0,062^2} = 87,98 \text{ N.m}$$

## **Références**

1. Les engrenages (Buchet Jean David Morvan) Ed. : Delcourt G. Productions 01/2004
2. Les engrenages (Georges Henriot) Ed: Dunod
3. Construction mécanique. Transmission de puissance – volume 3-(F.Esnault) Ed. Dunod
4. Alain Pouget, Thierry Berthomieu, Yves Boutron, Emmanuel Cuenot. Structures et mécanismes - Activités de construction mécanique. Ed. Hachette Technique
5. R. Quatremer, J-P Trotignon, M. Dejans, H. Lehu. Précis de Construction Mécanique, Tome 1, Projets-études, composants, normalisation, AFNOR, NATHAN 2001.
6. R. Quatremer, J-P Trotignon, M. Dejans, H. Lehu. Précis de Construction Mécanique, Tome 3, Projets-calculs, dimensionnement, normalisation, AFNOR, NATHAN 1997.
7. YoudeXiong, Y. Qian, Z. Xiong, D. Formulaire de mécanique, Pièces de construction,, Picard, EYROLLES, 2007.
8. Jean-Louis FANCHON. Guide de Mécanique, NATHAN, 2008.
9. Francis ESNAULT. Construction mécanique, Transmission de puissance, Tome 1, Principes et Eco conception, DUNOD, 2009.
10. Francis ESNAULT. Construction mécanique, Transmission de puissance, Tome 2, Applications, , DUNOD, 2001.
11. Francis ESNAULT. Construction mécanique, Transmission de puissance, Tome 3, Transmission de puissance par liens flexibles, DUNOD, 1999.
12. W. L. Cleghorn. Mechanics of machines, Oxford University Press, 2008.
13. A. CHEVALIER, Guide du dessinateur industriel, Edition HACHETTE technique, 1980.
14. Aublinmichel et al. "systèmes mécaniques : Théorie et dimensionnement", Ed. Dunod, 1998
15. Drouin g. Et al., "Eléments de machines", Ed.Ecole polytechnique de Montréal, 1986
16. J. E. Shigley, c. R. Mischke, "Standard handbook of machine design", Ed. Mc-graw-hill.
17. Richard g. Budynas, j. Keith nisbett, "shigley's mechanical engineering design", ed. Mcgraw-hill.
18. R. C. Juvinall,k. M. Marshek, "Fundamentals of machines component design", ed. JohnWiley & Sons.