

Chapitre 1: Engrenages (Etude des caractéristiques géométriques de taillage) (3 semaines)

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

1:1. Introduction:

Les organes pour transmission **indirecte** se caractérisent par une modification de la fréquence de rotation entre la partie menante et la partie menée. Le *rapport de transmission, symbole (i)*, est égal au rapport de la vitesse angulaire de la partie menante ω_1 à celle de la partie entraînée ω_2 . C'est également le rapport des fréquences de rotation de la partie menante n_1 et de la partie menée n_2 :

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$$

Afin de maintenir les relations de calcul aux expressions les plus simples, la fréquence de rotation s'exprime en tours par seconde. La vitesse angulaire ω se définit alors par le produit de la fréquence de rotation n par 2π , soit :

$$\omega = 2\pi n.$$

Les engrenages sont classés dans la catégorie des éléments de transmission indirecte car le but principal de ces mécanismes est de modifier la fréquence de rotation entre les arbres menant et mené. Dans les mécanismes à roues dentées, le rapport de transmission varie avec les nombres de dents des roues formant l'engrenage. Il est invariable en moyenne si l'on néglige les erreurs géométriques toujours présentes dans un engrenage réel. La classification générale des roues dentées et des engrenages peut s'effectuer selon le catalogue global de la figure 1.1. Les roues dentées sont des corps de révolution équipés de denture transmettant le mouvement par emboîtement des dents. Un engrenage simple est un mécanisme élémentaire constitué d'au moins deux roues dentées.

Les *principaux avantages* des mécanismes à roues dentées et des engrenages sont :

1. la possibilité de transmettre entre deux arbres des mouvements de rotation et des couples, donc des puissances des plus faibles aux plus élevées.
2. d'assurer un rapport de transmission constant entre les deux arbres indépendamment de la charge appliquée. Exception : les mécanismes à roues elliptiques dont le but est justement d'obtenir un rapport de transmission variable.
3. de pouvoir disposer les axes des roues d'une manière quelconque dans l'espace. Toutefois, la transmission par engrenages à axes parallèles est la meilleure des solutions possibles.
4. d'obtenir une grande sécurité en service et une durée de vie élevée même en présence d'efforts très variables.
5. un entretien relativement restreint, un encombrement modeste et un prix de revient acceptable surtout par l'utilisation de réducteurs de catalogue.

Il ne faut pas perdre de vue *certaines inconvénients* à prendre en considération dans les transmissions par roues dentées. Parmi ceux-ci, citons :

1. un niveau sonore parfois gênant.
2. une transmission presque rigide entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie, l'amortissement des à-coups restant peu efficace lors de variations brusques de couple ou de vitesse.
3. un prix de revient relativement élevé pour toute transmission en exécution particulière ou à très hautes performances techniques.
4. Une interchangeabilité entre roues ou engrenages le plus souvent limitée. [1]

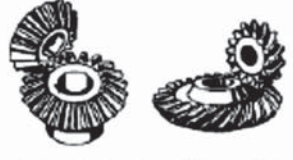
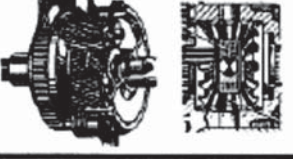
CLASSE		PARTIE PRINCIPALE			DOMAINE D'UTILISATION						APPENDICE
Forme des corps	Type	No	Forme des roues	EXEMPLES DE DISPOSITION	Puissance Fréquence	Rendement mécanique	Niveau sonore	Précision de montage	Usure	Coût d'exécution	Remarques et divers
Cylindre	Engrenage parallèle	1	Cylindrique		< 20 000 kW < 1 000 t/s	$i = 0,05 \text{ à } 20$ $\eta = 96 \text{ à } 99\%$	moyen à grand	moyenne	faible	moyen	Recommandé - grande vitesse - grand couple
Cône	Engrenage concurrent	2	Conique		< 400 kW 0,1 à 50 t/s	$i = 0,2 \text{ à } 6$ $\eta = 92 \text{ à } 96\%$	moyen à grand	sensible aux erreurs d'axe	faible	grand	Forme des flancs droits courbés
Hyperboloïde	Engrenage gauche	3	Cylindrique Conique		< 400 kW 0,1 à 50 t/s	$i = 0,2 \text{ à } 100$ $\eta = 30 \text{ à } 98\%$	faible à moyen	moyenne à grande	faible à moyenne	moyen	Roue hypoloïde Vifs cylindrique Vifs globique
Cylindre Cône	Train planétaire	4	Cylindrique Conique		< 2 000 kW 0,1 à 50 t/s	$i = 0,1 \text{ à } 30$ $\eta = 30 \text{ à } 98\%$	moyen à grand	exigeante	faible	moyen à grand	Difficultés : Répartition de la charge

Figure 1.1 Classification générale des roues dentées et engrenages. [1]

1.2. Définition : Un engrenage est composé de deux roues dentées (la plus petite est appelée pignon) servant à la transmission d'un mouvement de rotation. En contact l'une avec l'autre, elles transmettent de la puissance par obstacle. Figure 1.2

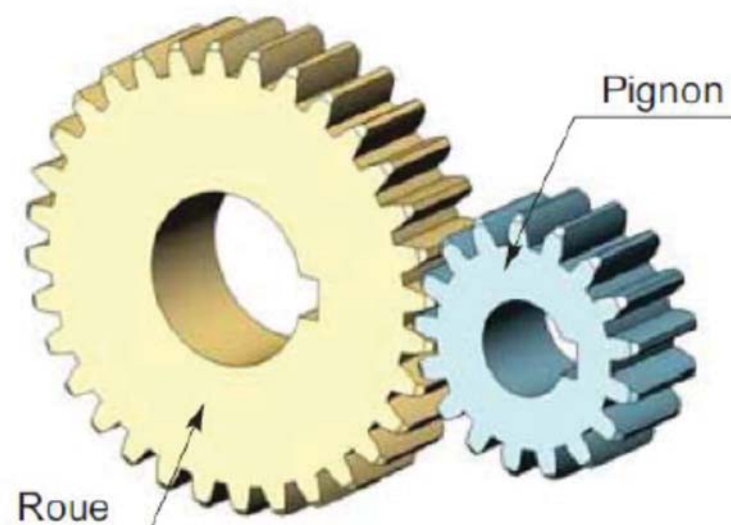


Figure 1.2: Engrenage.

1.3. Engrenages à denture droite

Dans la transmission du mouvement, pour éviter le glissement, nous utilisons des roues dentées. L'ensemble de deux roues dentées est nommé engrenage. Quand deux roues dentées sont en prise, la petite s'appelle le pignon et la grande conserve le nom de roue.

1.3.1. Cercle primitif

Cercle primitif : c'est un cercle imaginaire de même centre que l'axe de la roue dentée permettant d'appliquer aux engrenages les mêmes relations que pour les roues de friction :

$$i = (\Gamma_a / \Gamma_b) = (D_a / D_b) = (\omega_b / \omega_a)$$

1.3.2. Profil des dents

Il existe un profil presque universel : la développante de cercle. Cela assure un rapport de vitesse constant (liaison homocinétique) et une transmission d'énergie optimum entre les engrenages. Au point de contact entre deux roues, la tangente au profil est commune aux deux dents. L'angle formé par cette tangente et la perpendiculaire aux rayons des roues est appelé angle de pression. Parmi les autres propriétés remarquables des engrenages à développante, on peut citer les suivantes :

1. C'est une liaison homocinétique même quand on fait varier l'entraxe.
2. L'usure des surfaces actives est plus régulièrement répartie.
3. Les vibrations sont plus faibles qu'avec un autre profil.

Le profil des dents est une courbe dite en développante de cercle.

Cette courbe est obtenue, comme le montre la figure ci-dessous, en développant un cercle appelé cercle de base. Seule une faible partie de la courbe est utilisée pour la denture. Figure 1.3. [2]

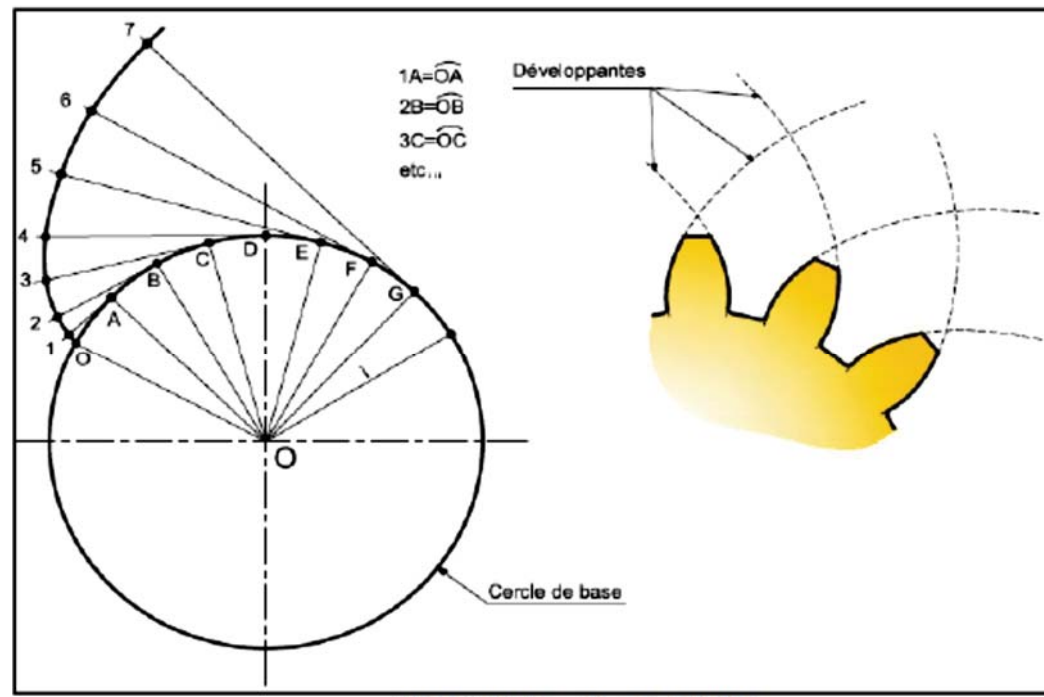


Figure 1.3. Création d'une développante de cercle [2]

1.3.3. 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 α par rapport à la tangente commune à deux cercles appelés cercles primitifs. Cet angle α est appelé angle de pression et vaut dans le cas général 20° . Figure 1.4.

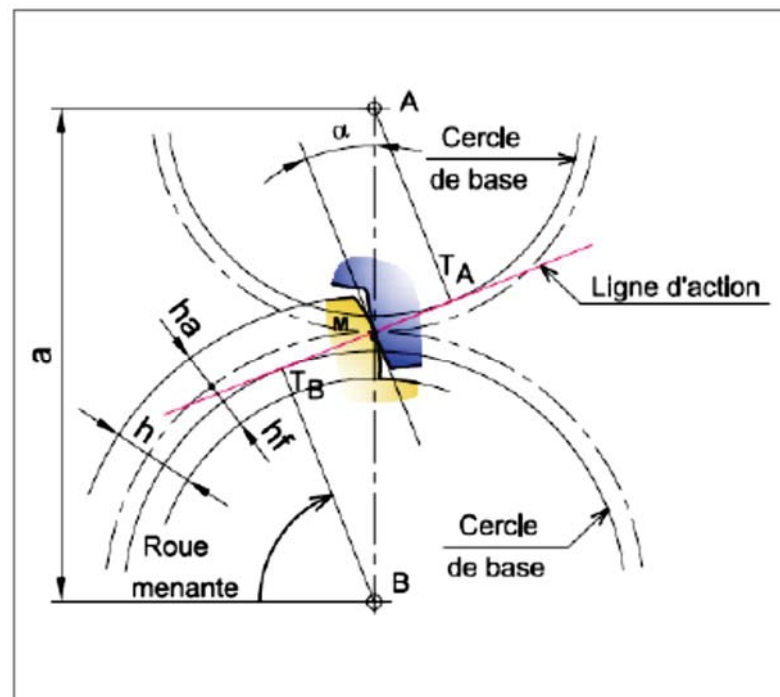


Figure 1.4. Principe de l'engrènement [2]

1.3.4. 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 1.5. [2]

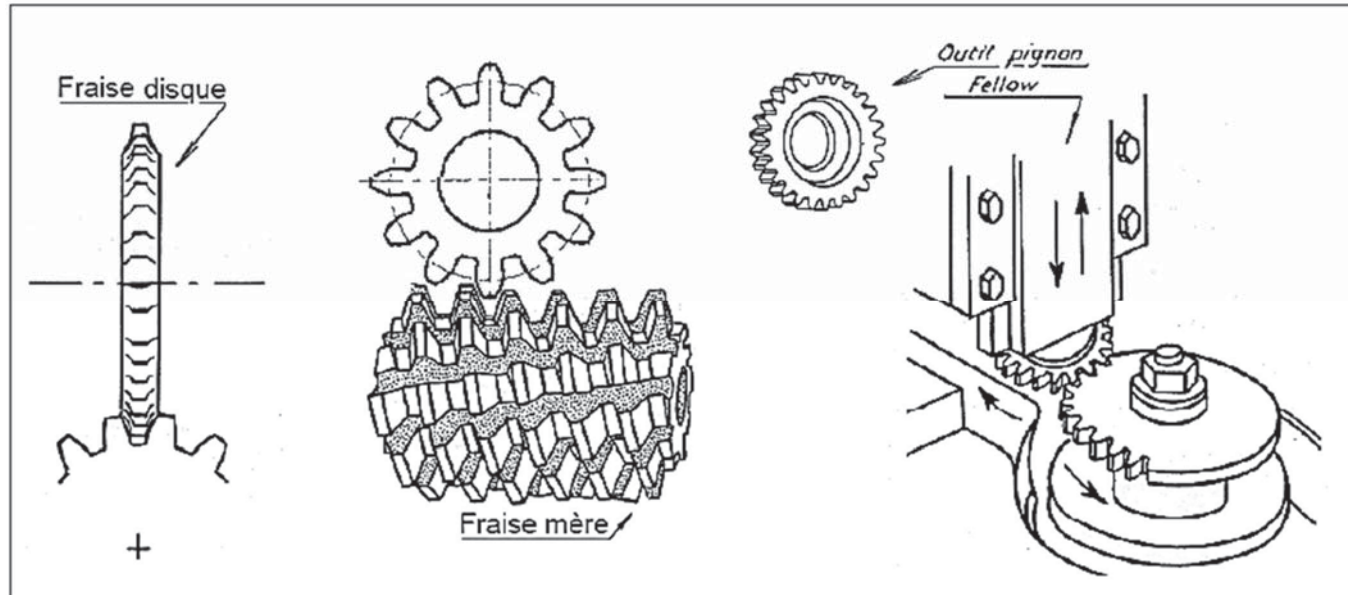


Figure .1.5. Procédés de fabrication d'une roue dentée. [3]

1.3.5. Module

Module (m) : rapport du pas (p) divisé par π . Pour les engrenages à denture droite, cela est équivalent au rapport entre le diamètre primitif et le nombre de dents (Z). Un module de 1 donne un diamètre primitif de 1 mm par dent.

$$m \text{ (mm)} = P(\text{mm})/\pi = d(\text{mm})/Z$$

Concrètement, le module représente la différence entre le rayon primitif et le rayon externe. Quelques modules standardisés : 0,5 0,6 0,8 1 1,25 1,5 ... 50. Figure .1.6.

Dimensions normalisées :

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées:

- Le module **m** choisi parmi les modules normalisés et déterminé par un calcul de résistance des matériaux.

La relation permettant le calcul de ce module est : $m \geq 2.34 \cdot (T/k \cdot R_{pe})^{1/2}$

T : effort tangentiel sur la dent.

k : coefficient de largeur de denture.

R_{pe} : résistance pratique à l'extension. R_{pe} dépend du matériau utilisé.

T et k sont définis dans la suite de ce cours.

- Le nombre de dents **Z** de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage.

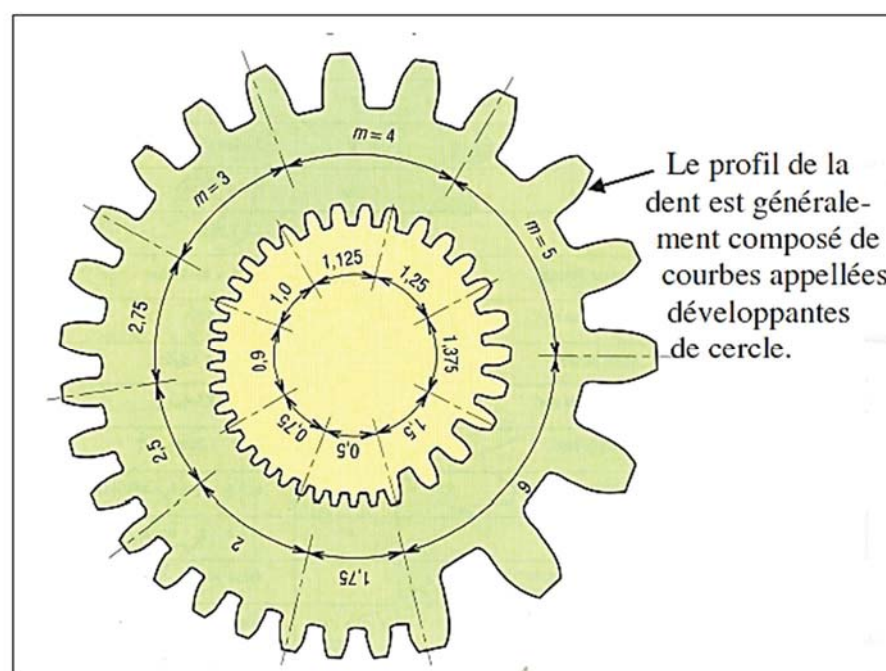


Figure .1.6. Série des modules d'engrenage. [5]

1.3.6. Représentation

En dessin industriel, on ne représente pas toutes les dents d'un engrenage. On le représente par son cercle primitif en trait discontinu. Figure .1.7.

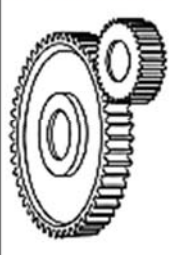
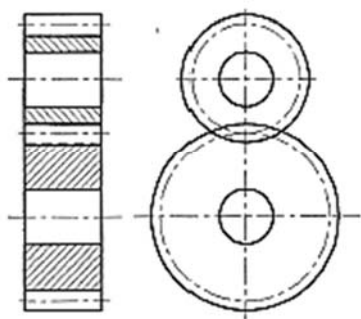
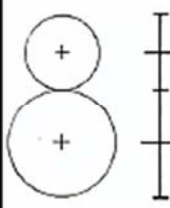
Type	Contact	Représentation normalisée	Schéma cinématique
Pignon roue 	Extérieur		
Le sens de rotation est inversé			

Figure .1.7. Représentation d'engrenage droit. [6]

1.3.7. Relations sur les engrenages droits

Lorsque le module et le nombre de dents sont connus, tous les autres paramètres peuvent en être déduit :

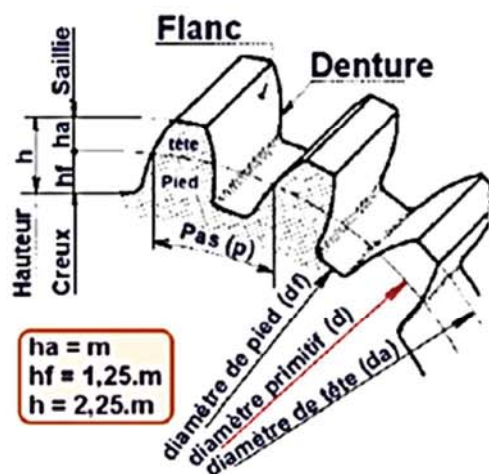
- **Diamètre primitif** : $d[\text{mm}] = m[\text{mm}] \cdot Z$
- **Pas** : distance entre deux dents le long du cercle primitif :

Angle d'une dent: $\beta_{\text{dent}} [\text{rad}] = (2 \cdot \pi) / Z$. on en déduit le pas: $p = \beta_{\text{dent}} \cdot (d/2) = (d/2) \cdot (2 \cdot \pi) / Z = m \cdot \pi$

$$P[\text{mm}] = m[\text{mm}] \cdot \pi$$

- **Diamètre de tête**: $D[\text{mm}] = d + 2 \cdot m = m \cdot Z + 2 \cdot m = (Z + 2) \cdot m$
 $D[\text{mm}] = (Z + 2) \cdot m$
- **Creux** : pour permettre au système d'engrener, il faut que le fond de la denture (le creux noté h_f) soit plus grand que le module. Par convention :
Modules jusqu'à 1.25 : $h_f [\text{mm}] = 1,40 \cdot m$
Modules supérieurs à 1.25 : $h_f [\text{mm}] = 1,25 \cdot m$
- **Hauteur des dents** : $h [\text{mm}] = h_f + m$
Modules jusqu'à 1.25 : $h [\text{mm}] = 2,40 \cdot m$
Modules supérieurs à 1.25 : $h [\text{mm}] = 2,25 \cdot m$
- **Entraxe** : c'est la distance entre les deux axes des roues dentées
 $h_f [\text{mm}] = (d_a + d_b) / 2$

Tolérance sur l'entraxe : de manière générale, plus le module est petit, plus l'entraxe doit être précis. Par exemple, un jeu de 0.5mm sur l'entraxe exige un module minimum de 2. Si l'entraxe est trop grand, un jeu va apparaître dans la transmission. A l'inverse, s'il est trop court le système va risquer de se « coincer », on parle d'interférence entre les dents.



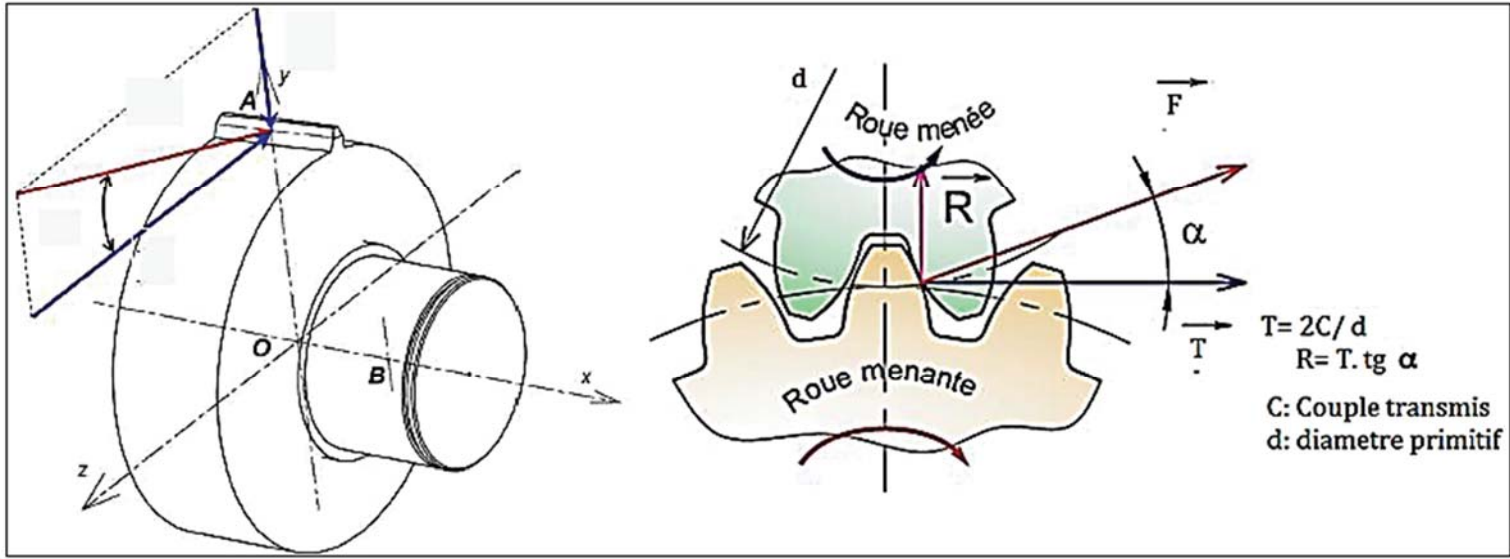
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux (§ 73.12)**
Nombre de dents	z	Déterminé à partir des rapports des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$
Pas	p	$p = m \cdot \pi$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25 m$
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5 m$
Largeur de denture	b	$b = k \cdot m$ (k valeur à se fixer, fréquemment on choisit entre 6 et 10.)
Entraxe de deux roues	a	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m \cdot z_A}{2} + \frac{m \cdot z_B}{2} = \frac{m(z_A + z_B)}{2}$

1.3.8. Efforts sur les dentures droites- Couple transmis : [5]

L'effort F normal a la dent (Action de la roue menante sur la roue menée) étant incline de l'angle de pression α (20° en général), on considère les deux projections de F suivant:

- ❖ la tangente commune aux cercles primitifs : **T** (effort tangentiel qui détermine le couple transmis)
- ❖ la normale commune aux cercles primitifs (radiale) : **R** (effort radial qui détermine un effort sur les paliers et contrainte de flexion dans les arbres).

Les relations sont données sur la figure ci-dessous. L'effort T est celui utilise pour le calcul du module **m**.



1.4. Engrenages à denture hélicoïdale

Pour permettre un mouvement continu entre deux roues dentées on utilise des dentures hélicoïdales. La génératrice de forme des dents est une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation.



Figure .1.8. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale. [5]

1.4.1 Intérêt

Avantages :

- usure et niveau sonore réduit ; le choc dû à la flexion des dents pendant le passage d'un profil à l'autre est très atténué,
- régularité de la transmission à haute vitesse due au fait qu'il y a toujours plus de deux dents en prise,
- les couples transmis peuvent être plus élevés car le nombre de dents en prise est plus important.

1.4.2. Profil apparent et profil réel

Les dimensions d'une roue à denture hélicoïdale sont déterminées a partir :

- du module normalise, appelé ici module normal (ou réel) et désigné par m_n , (Calcule par la R.d.M.)
- du nombre de dents Z .
- de l'angle d'inclinaison de l'hélice β . Figure .1.9.

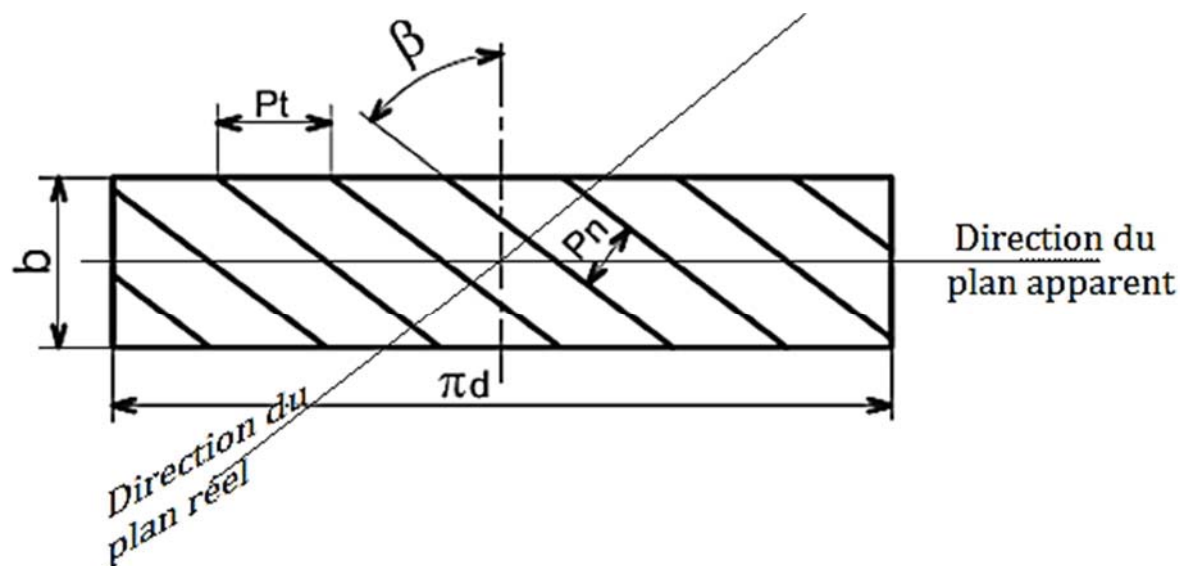


Figure .1.9. Représentation des profils apparents et réels. [5]

Profil réel : profil de la denture contenu dans le plan réel, perpendiculaire à l'axe des dents.

Profil apparent : profil de la denture contenu dans le plan apparent, perpendiculaire à l'axe du cylindre primitif.

On en déduit deux modules, le module réel m_r (standardisé) et le module apparent m_a liés par la relation suivante :

$$m_r = m_a \cdot \cos \beta$$

La relation entre le pas normal **Pn** et le pas tangentiel **Pt** (ou pas apparent) permet de définir un module tangentiel (ou apparent) **mt**.

Les dimensions de la roue dépendent alors de ce module tangentiel.

Relations: **$P_n = P_t \cdot \cos \beta$** . **$m_n = m_t \cdot \cos \beta$** **$d = m_t \cdot Z$**

On constate que le diamètre primitif varie avec l'angle d'hélice β , il en est de même pour les diamètres de tête et de pied.

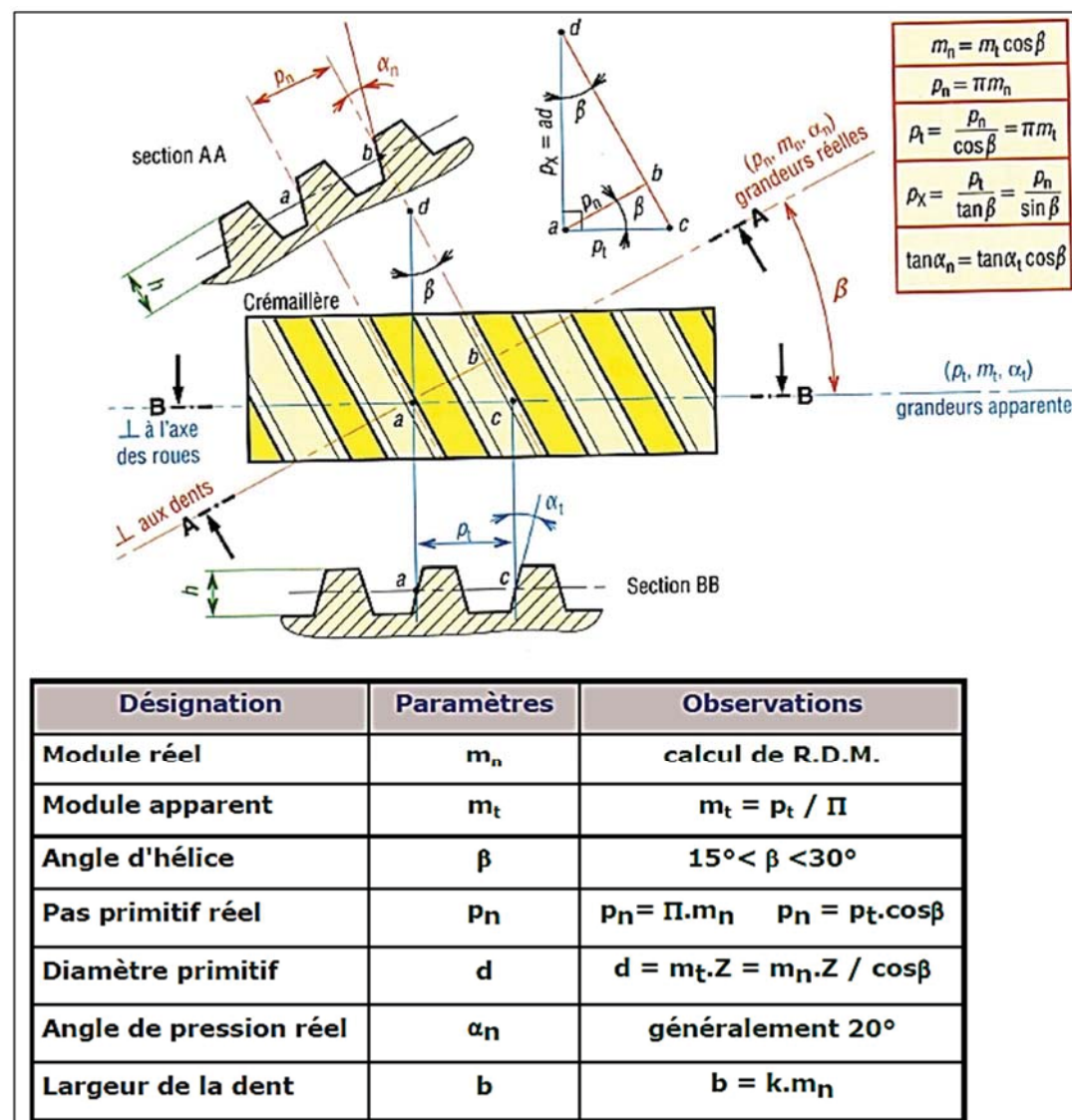
1.4.3. Relations

- Module : $m_r = p / \pi$
- Pas : $p = m_r / \pi$
- Diamètre primitif : $d = Z \cdot m_r / \cos \beta$
- Diamètre de tête : $D = d + 2 \cdot m_r$
- Nombre de dents : $Z = d \cdot \cos \beta / m_r$

Il est possible de conserver le même entraxe entre deux paires de roues tout en changeant le rapport de réduction en jouant sur l'angle d'hélice (boîtes de vitesse).

1.4.4. Caractéristiques des dentures

Plus complexes, à taille égale, ils sont plus performantes 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 doivent être supportés par des paliers. [5]



1.4.5. Efforts sur les dentures hélicoïdales- Couple transmis :

La composante normale a la denture donne trois types d'efforts :

- ❖ Effort tangentiel T est souvent déterminé a partir du couple : $T = 2C / d$
- ❖ Effort radial R , déterminé par la relation: $R = (T / \cos \beta) \tan \alpha$
- ❖ Effort axial A , déterminé par la relation: $A = T \tan \beta$

* F : Effort normal a la denture du a l'engrènement

* F_i : Résultante de l'effort tangentiel T et l'effort axial A . Figure 1.10.

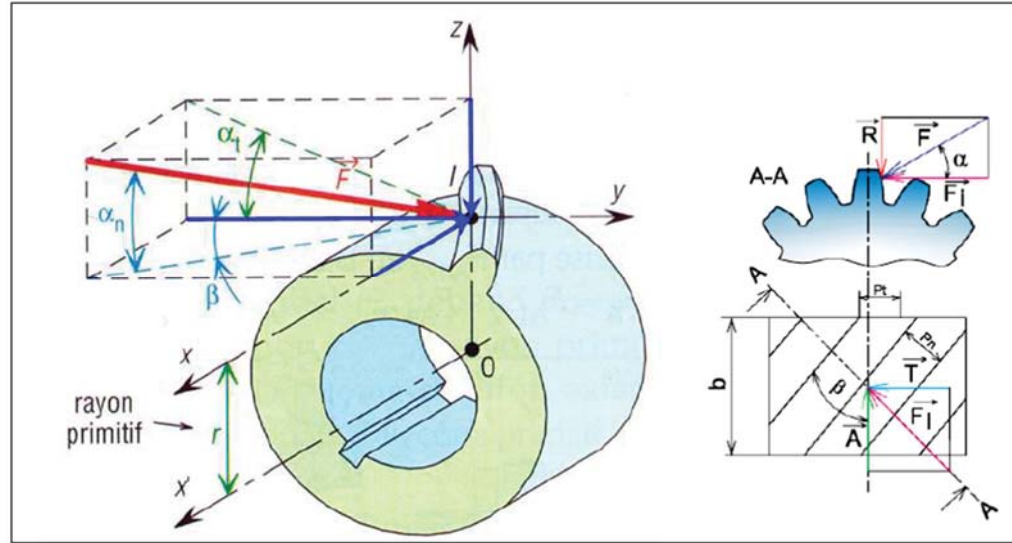


Figure 1.10. Efforts sur denture hélicoïdale. [6]

1.4.6. Représentation

De même usage que les engrenages à denture droite, ils sont très utilisés en transmission de puissance ; les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des deux arbres. Le contact entre les dents est plus progressif que pour les dentures droites. Ces engrenages sont donc plus silencieux. Ces engrenages produisent des efforts axiaux. Figure 1.11.

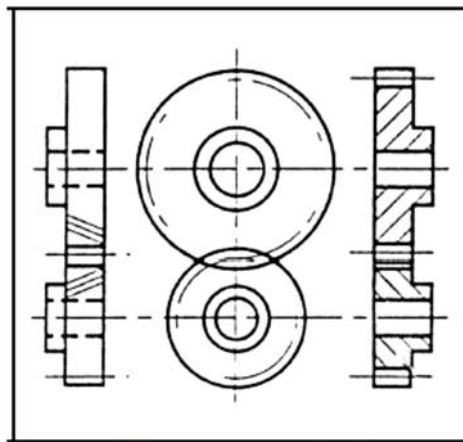


Figure 1.11. Schématisation denture hélicoïdale. [6]

1.5. Engrenages concourants ou les engrenages à axes concourants

1.5.1. Principe:

Ces engrenage sont appelés souvent "renvoi d'angle". Ils permettent d'entraîner par roues de forme conique des arbres qui sont dans la plupart des cas perpendiculaires et concourants. Les dentures peuvent être de différentes formes droites, hélicoïdales, spirales, ou hypoïdes (axes non concourants). Figure 1.12.

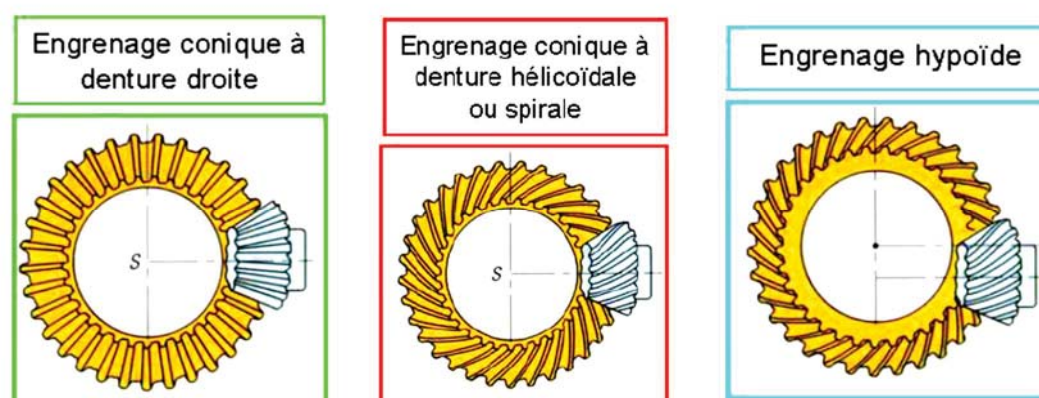


Figure 1.12. Classification des engrenages à axes concourants. [6]

1.5.2. Engrenages droits à denture conique

Ces engrenages permettent un renvoi d'angle à 90°. Ce type d'engrenage nécessite un montage précis : les sommets des deux cônes doivent être confondus. Figure 1.13.

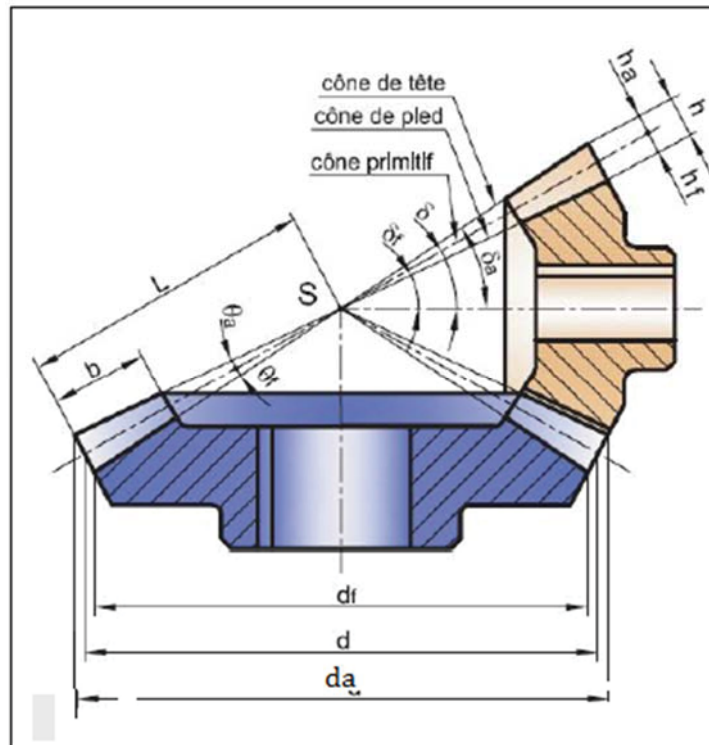
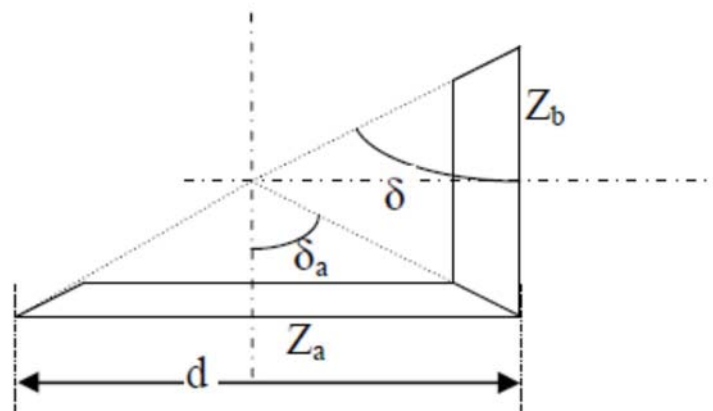


Figure 1.13. Engrenage à denture conique. [6]

Comme pour les engrenages droits, le rapport des vitesses (et des couples) est donné par :

$$i = (\Gamma_a / \Gamma_b) = (D_a / D_b) = (\omega_b / \omega_a)$$

- **Angle primitif :**



L'angle primitif δa est donné par : $\tan \delta_a = Z_a / Z_b$

Noter que l'angle primitif est une propriété de la roue a (la roue b aura un angle primitif de δb=90°-δa). Cette propriété est liée par la relation ci-dessus au nombre de dents de la roue 2. Les engrenages coniques sont conçus pour fonctionner par paire.

- **Diamètre primitif :** c'est le diamètre de la base du cône primitif : $d_a = m \cdot Z_a$
- **Diamètre de tête :** c'est le diamètre extérieur de l'engrenage (nécessaire pour calculer l'encombrement) :
 $D_a = d + 2 \cdot m \cdot \cos(\delta_a)$

1.5.3. Rapport de vitesses et Conditions d'engrènement:

- N1 et N2 sont les vitesses respectives des roues coniques (1) et (2).
 - Z1 et Z2 sont les nombre de dents respectifs des roues coniques (1) et (2).
- $$r = (N_2 / N_1) = (d_1 / d_2) = (Z_1 / Z_2)$$

Deux roues coniques n'engrènent correctement que si les modules sont égaux et si les cônes primitifs ont à la fois une génératrice commune et leurs sommets confondus.

1.5.4. Disposition constructive :

Le fonctionnement correct d'un engrenage conique nécessite la coïncidence des sommets des cônes primitifs tangents.

Ces sommets sont virtuels, le réglage est difficile à réaliser.

On règle en général un des deux sommets afin d'avoir un engrènement avec un minimum de jeu et sans précontrainte (serrage) des dentures.

Ce réglage est souvent réalisé par l'intermédiaire de cales de réglage lors du montage des roues.

1.5.5. Engrenages spiro-coniques

Le bruit généré par des engrenages coniques à denture droite peut être atténué par l'utilisation de coniques à denture hélicoïdale (Spiro-coniques).

Comme pour les engrenages hélicoïdaux, un engrenage à denture à gauche entraîne avec une denture à droite.

Ce type d'engrenage est utilisé dans l'automobile pour entraîner la couronne des différentiels.



Figure 1.14. Engrenages spiro-coniques; [6]

1.5.6. Caractéristiques des dentures coniques:

Deux roues coniques n'engrènent correctement que si les modules sont égaux et si les cônes primitifs ont à la fois une génératrice commune et leurs sommets confondus. Figure 1.15.

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	δ	$\tan \delta_A = z_A / z_B$	$\tan \delta_B = z_B / z_A$
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	θ_a	$\tan \theta_a = m/L$	avec $L = \frac{d_A}{2 \sin \delta_A}$
Angle de creux	θ_f	$\tan \theta_f = 1,25 m/L$	
Angle de tête	δ_a	$\delta_{aA} = \delta_A + \theta_a$	$\delta_{aB} = \delta_B + \theta_a$
Angle de pied	δ_f	$\delta_{fA} = \delta_A - \theta_f$	$\delta_{fB} = \delta_B - \theta_f$

Figure 1.15. Caractéristiques des dentures coniques. [5,6]

1.5.7. Engrenages hélicoïdaux à axes croisés

Ce type d'engrenage permet de réaliser un renvoi d'angle. L'engrènement est progressif grâce à l'inclinaison de la denture. Le nombre de dents en prise est important, ce qui assure une continuité de l'engrènement. Le renvoi d'angle obtenu est plus doux et plus silencieux que celui obtenu avec des engrenages coniques droits. Une roue hélicoïdale à axes croisés à denture inclinée à droite s'engrène avec une roue hélicoïdale à axes croisés à denture inclinée à gauche.

Ce type de transmission présente un faible rendement et crée des efforts axiaux. Figure 1.16.

Noter qu'ici, les axes ne sont pas concourants. [4]

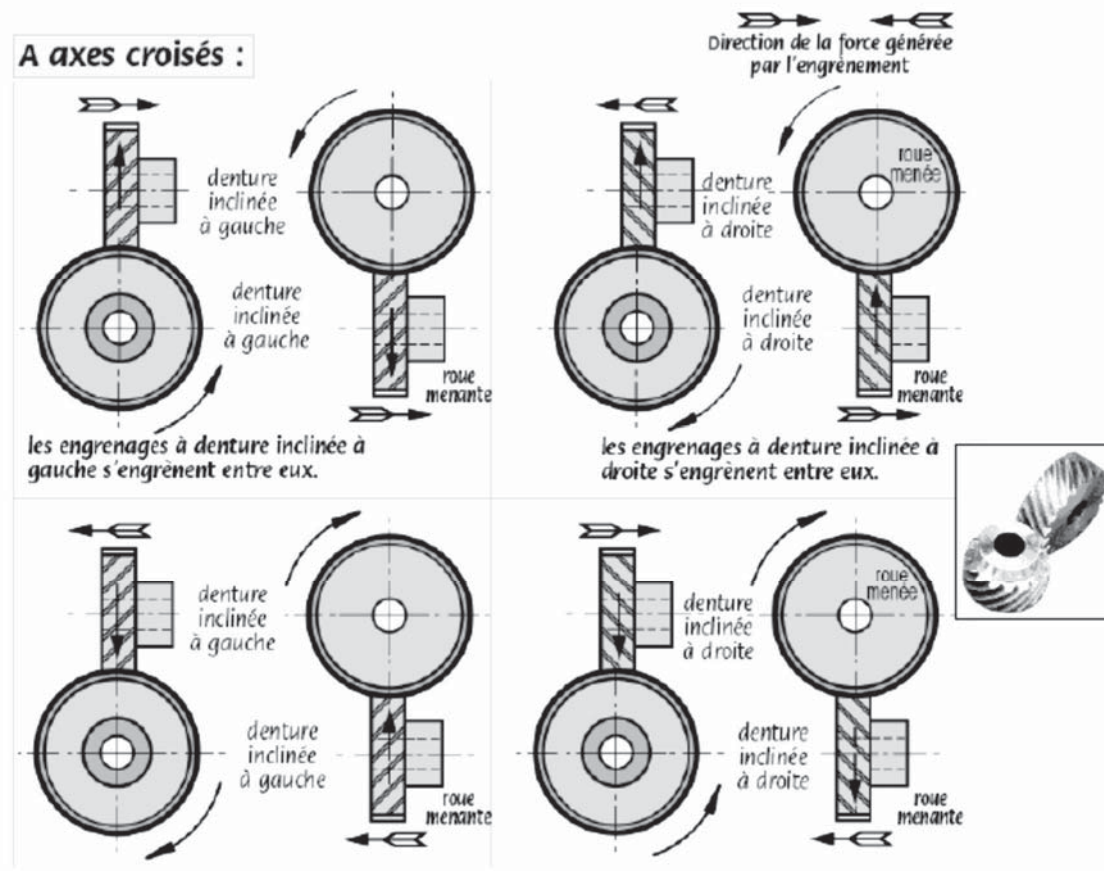


Figure1.16. efforts axiaux dans les renvois d'angle hélicoïdaux. [4]

1.5.8. Roues et vis sans fin

La transmission est assurée à l'aide d'une vis à un ou plusieurs filets engrenant à une roue. Afin d'augmenter la puissance transmissible, on choisit des matériaux à faible coefficient de frottement. Figure1.17.

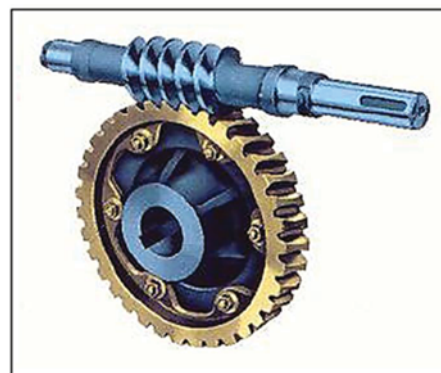


Figure1.17. Roue et vis sans fin. [5]

Le sens de l'hélice est le même pour la vis et la roue. Le sens de rotation de la roue en fonction du sens de l'hélice est schématisé sur la figure 1.18.

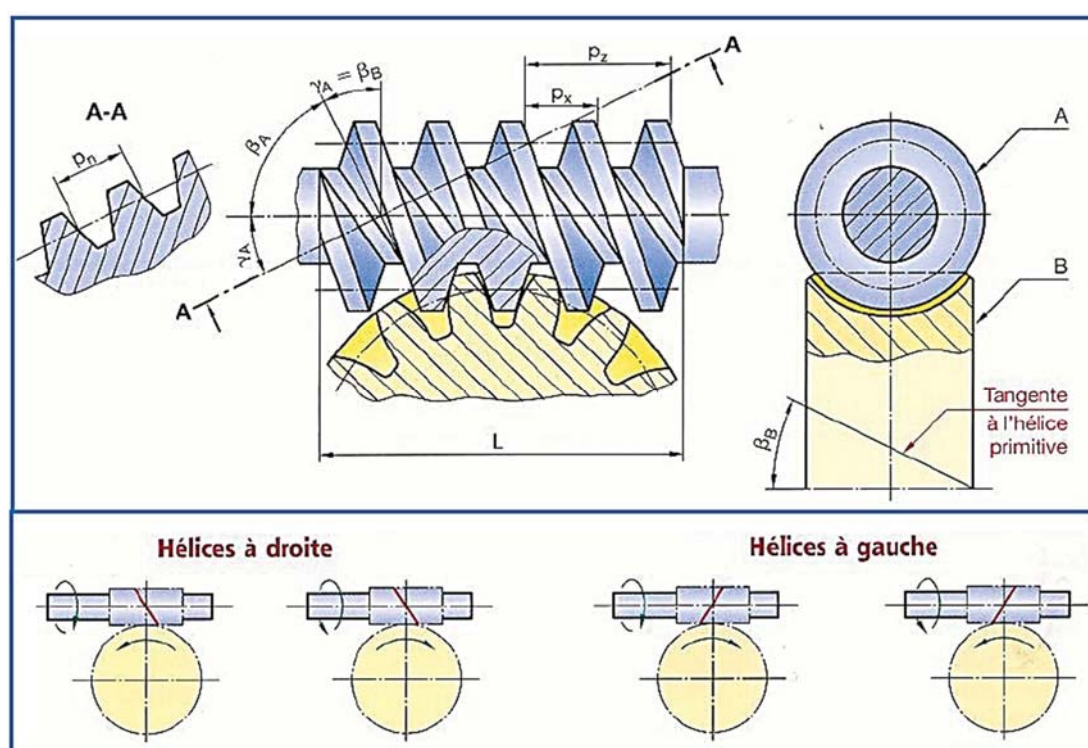


Figure 1.18. Orientation hélice. [6]

1.5.9. Caractéristiques des dentures vis et roue tangente: [5]

Caractéristiques de la vis A**		
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	β_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	$L \approx 5 p_x$
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	$a = \frac{d_A + d_B}{2}$