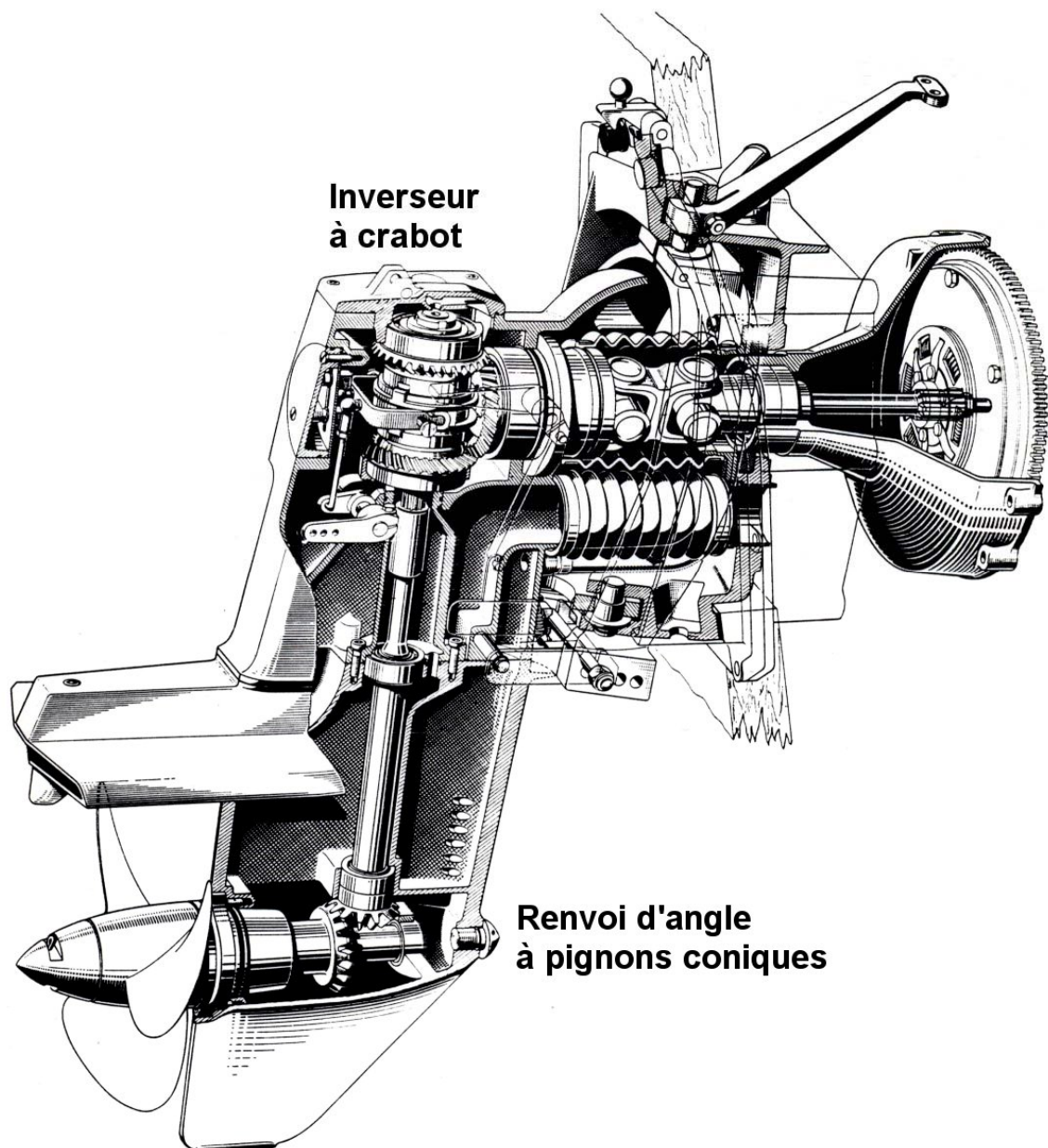


---

# Transmission de puissance

---



---

Matthieu BARREAU

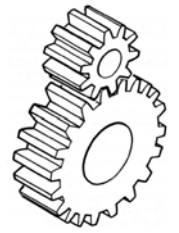
Pascal MARTINELLI

GMP1

IUT de CACHAN

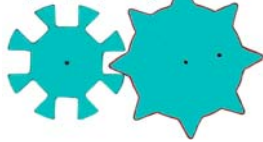
---

# Transmission par Engrenages



## 1. GEOMETRIE : Intérêt du profil de denture en développante de cercle.

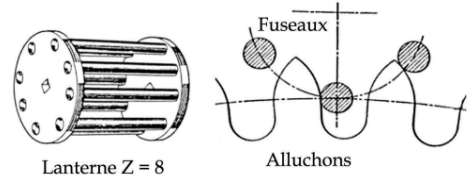
Engrenage primitif



**Engrenage « primitif » :**

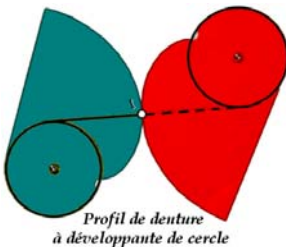
- La transmission n'est pas homocinétique (mouvement discontinu)
- L'effort transmis est de direction variable (vibrations),
- Glissement important entre les dentures (rendement, usure)

Engrenage à lanterne

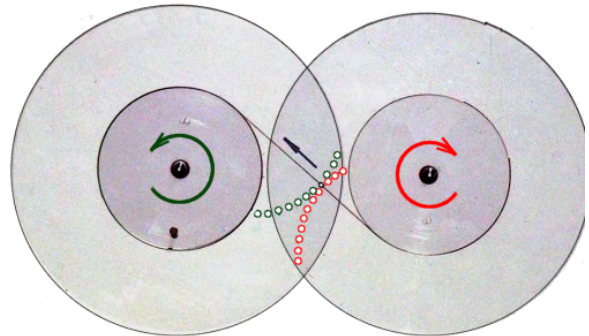


**Engrenages à profils conjugués en développante de cercle :**

Génération de profils conjugués à partir d'une analogie avec un système poulie/courroie croisée. On voit bien apparaître les développantes de cercle, point par point, trajectoires d'un point (nœud) de la courroie sur les disques liés aux poulies, et on est sûr des propriétés suivantes :

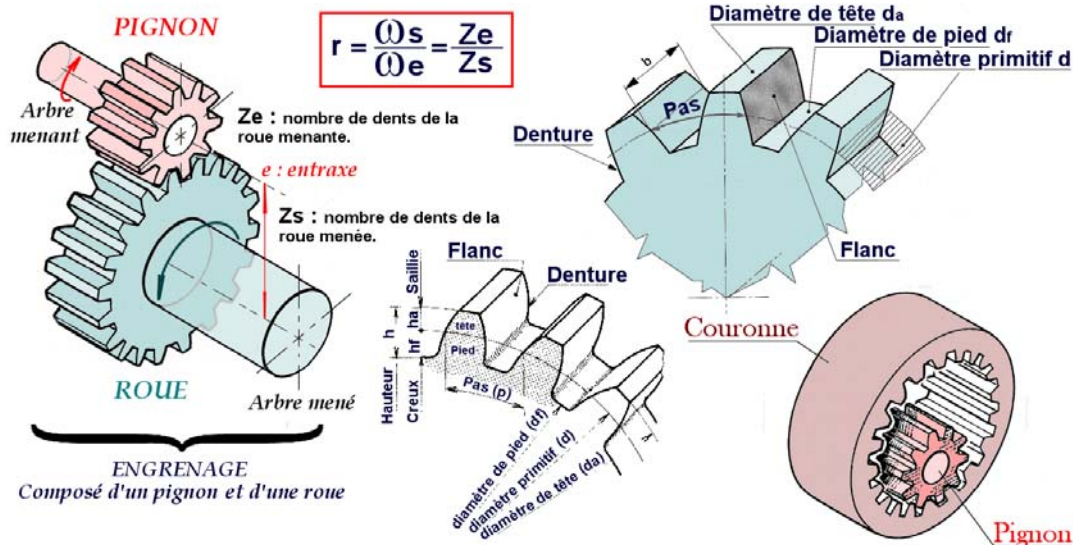


- homocinétisme,
- Effort de direction constante (angle de pression constant),
- Roulement sans glissement.



Génération point à point d'un profil en développante de cercle.

## 2. VOCABULAIRE :



## 3. DEFINITION DE LA DENTURE.

Les dimensions de la dent sont données par le module.

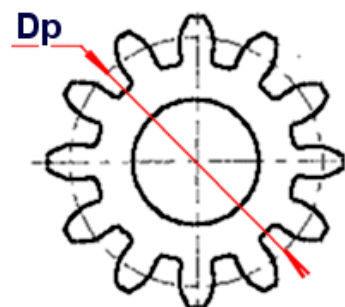
Avec :

$m$  : module de la dent (0,5 ; 0,6 ; 0,8 ; 1 ; 1,25 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 4 ; 5 .....)  
 $Z$  : Nombre de dents.

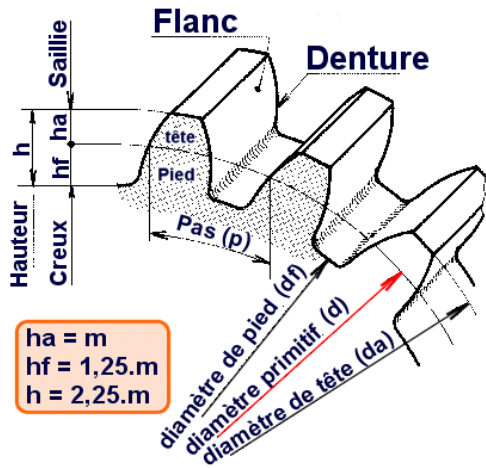
- Les modules choisis augmentent quand les couple transmis augmentent.
- Lorsque les modules diminuent trop, le rendement de transmission diminue.

$$m = \frac{D_p}{Z}$$

$$D_p = m \cdot Z$$



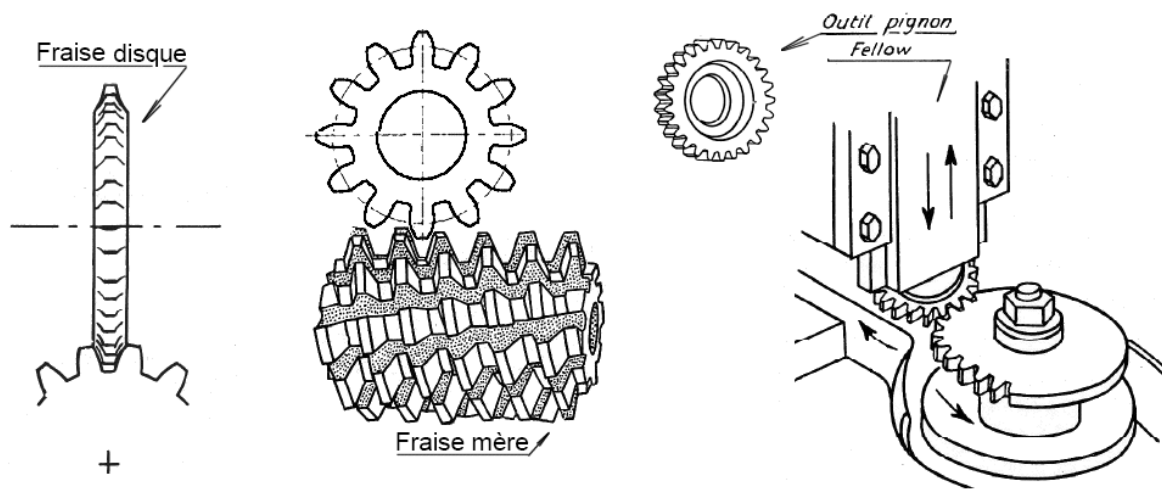
**Z = 12 dents**



$$\begin{aligned} h_a &= m \\ h_f &= 1,25m \\ h &= 2,25m \end{aligned}$$

Désignation	Symbole	Formule
Module	$m$	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	$Z$	Par un rapport de vitesse
Diamètre primitif	$d$	$d = mZ$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2m$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5m$
Saillie	$h_a$	$h_a = m$
Creux	$h_f$	$h_f = 1,25m$
Hauteur de dent	$h$	$h = 2,25m$
Pas	$p$	$p = \pi m$
Largeur de denture	$b$	$b = km \ (5 \leq k \leq 16)$
Entraxe	$a$	$a = (d_1 + d_2)/2$

#### 4. FABRICATION

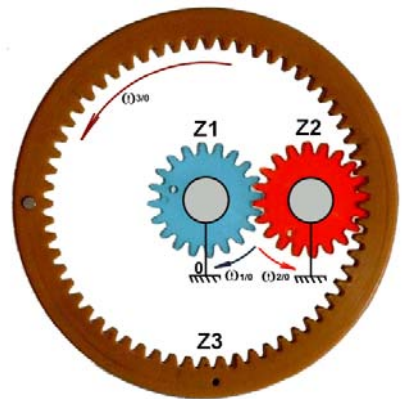


#### 5. EMPLOIS COURANTS

##### 3.1 Modification de la fréquence de rotation et éventuellement du sens de rotation.

$$r = \frac{\omega_s}{\omega_e} = (-1)^n \frac{\prod(Z_{roues\ menantes})}{\prod(Z_{roues\ menées})}$$

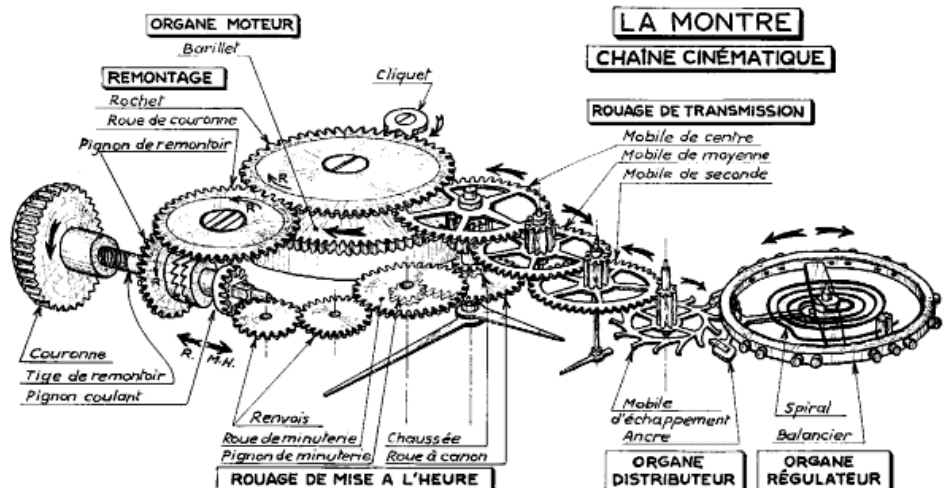
- $n$ : nombre de contacts extérieurs.
- Entre les pignons 1 et 2 : contact extérieur.
  - Entre le pignon 2 et la roue 3 : contact intérieur.



$$r = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_{3/0}}{\omega_{1/0}} = (-1)^1 \frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_2 \cdot Z_3} = -\frac{Z_1}{Z_3} \quad r = \omega_s/\omega_e : \text{Rapport de réduction}$$

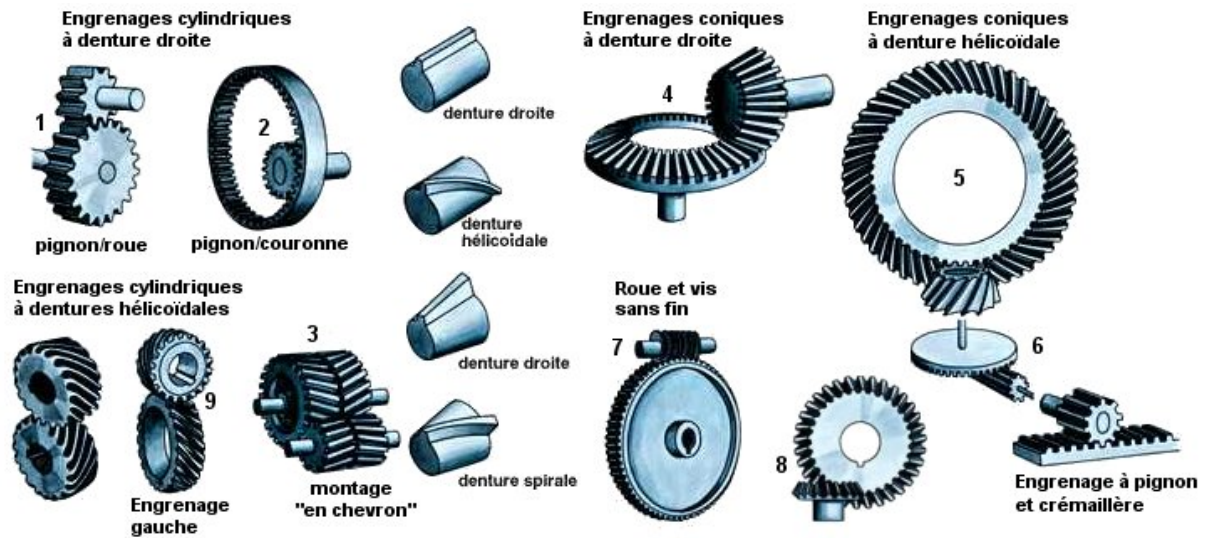
##### Applications :

Horlogerie, Machine outils etc ...





### 3.3 Modification de l'axe de rotation.

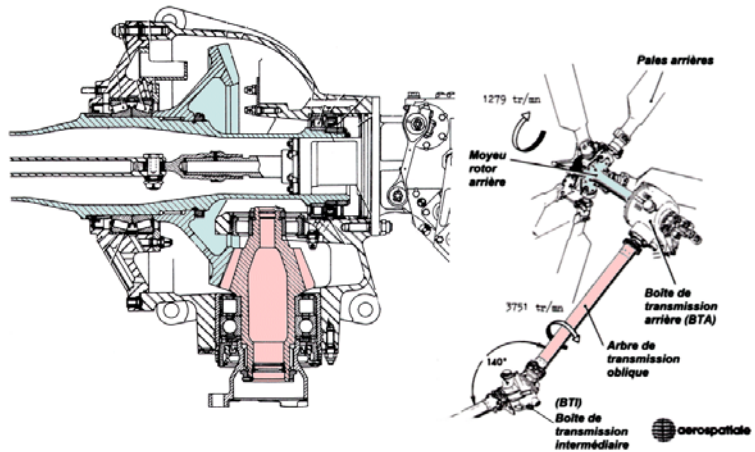


• **Exemples :**

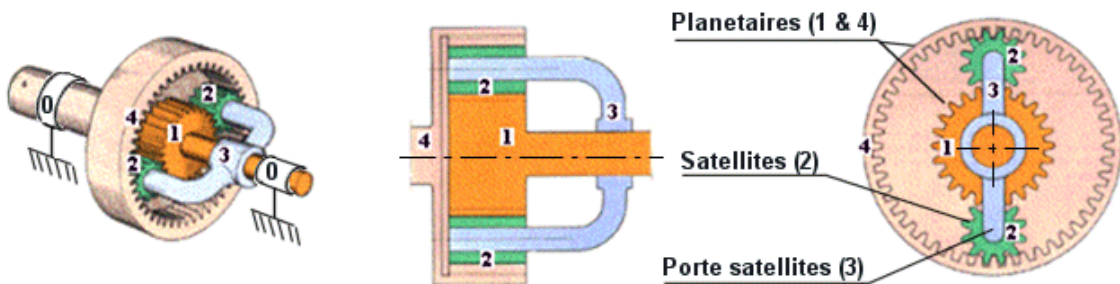
Décalage de deux axes parallèles (1; 2 ; 3) par pignons cylindriques.

Décalage angulaire de deux axes concourants (4; 5; 6 et ci contre le boite de transmission arrière d'hélicoptère) par pignons coniques.

Axes perpendiculaires non concourants  
Roue et vis sans fin (7)  
Pignons coniques décalés (8)  
Engrenage gauche (prise de compteur de vélo 9)



## 6. TRAINS EPICYCLOÏDAUX



• **Relation de WILLIS**

$$\frac{\omega_{s/ps} - \omega_{ps/o}}{\omega_{e/ps} - \omega_{ps/o}} = (-1)^n \frac{\Pi(Z_{roues\ menantes})}{\Pi(Z_{roues\ menées})}$$

Avec :  $\omega_{e/o}$  = vitesse de rotation du planétaire d'entrée/  $R_0$ .  
 $\omega_{s/o}$  = vitesse de rotation du planétaire de sortie/  $R_0$ .  
 $\omega_{ps/o}$  = vitesse de rotation du porte satellite /  $R_0$ .

- Choisir un planétaire d'entrée et un planétaire de sortie.
- Ecrire la relation de Willis en calculant la raison du train en immobilisant le porte satellite.
- En utilisation la composition des vitesses de rotation, faire apparaître  $\omega_{e/o}$ ;  $\omega_{s/o}$ ;  $\omega_{ps/o}$ .
- En utilisant les données du problème (par exemple  $\omega_{ps/o} = 0$ ) conclure sur la loi entrée sortie.