

# Transmission de puissance

---

1. Roues de friction
2. Engrenages

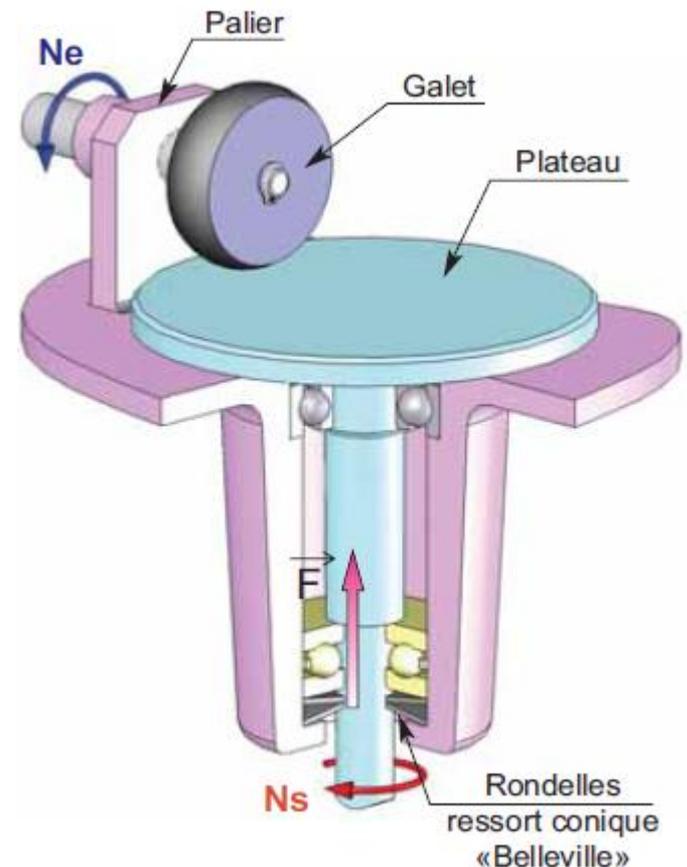
# Roues de friction

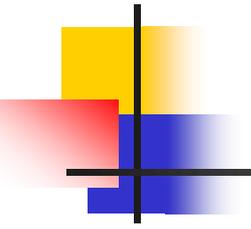
## FONCTION :

Transmettre par adhérence un mouvement de rotation continu entre deux arbres rapprochés. Les roues de friction sont utilisées essentiellement dans des transmissions à faible puissance

Ce moyen de transmission offre :

- Un fonctionnement silencieux ;
- Une réalisation simple et économique ;
- Un glissement entre les roues en cas de variation brusque du couple résistant : sécurité.





# Roues de friction

---

Par contre cette transmission a des inconvénients :

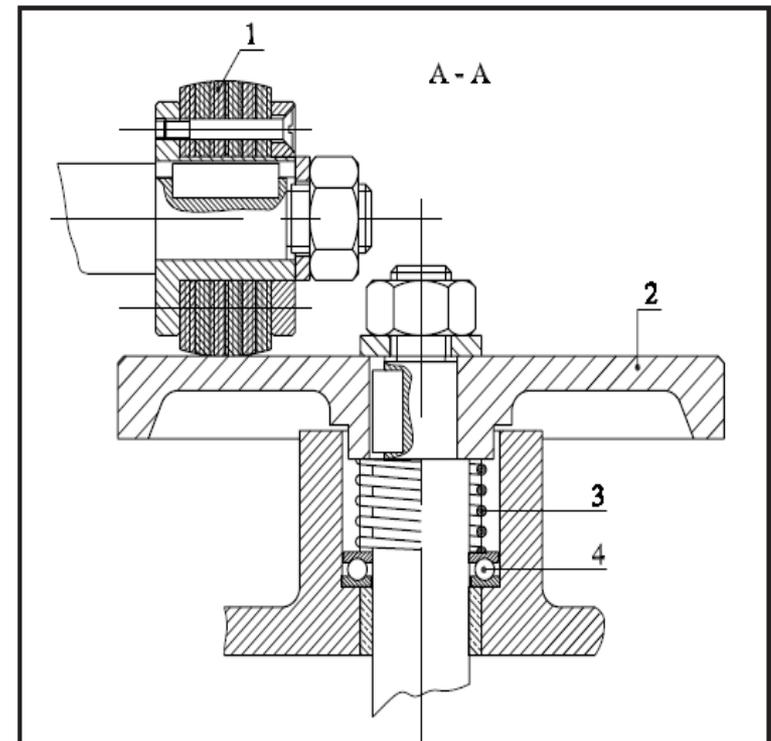
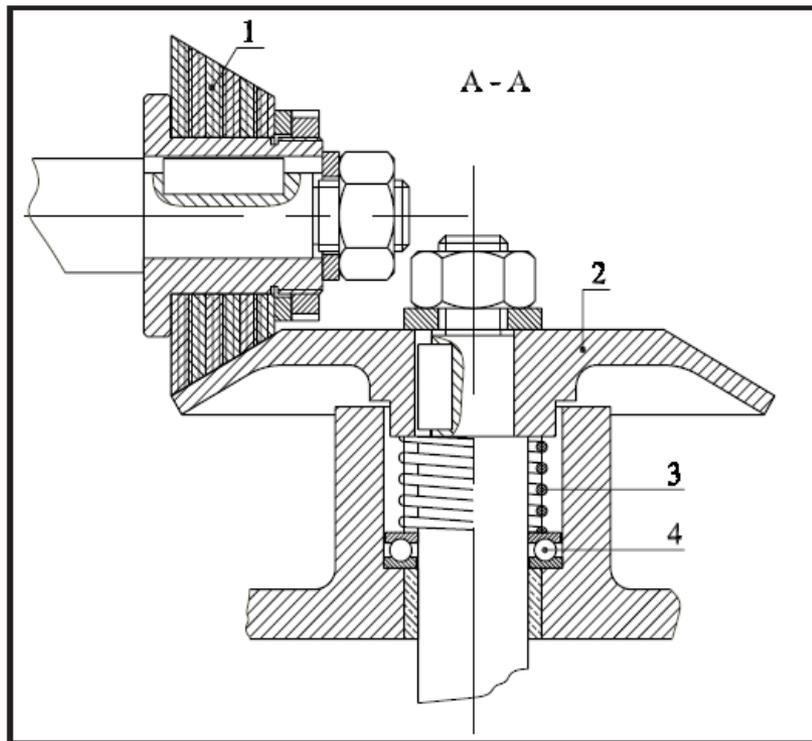
- l'entraînement s'effectue par adhérence qui nécessite une force normale de contact importante. Cette force engendre des charges supplémentaires sur les paliers.
- Le rapport de transmission  $r = N_s / N_e$  n'est pas constant ;
- Utilisation limitée aux transmissions de faibles puissances

# Roues de friction: Etude Technologique

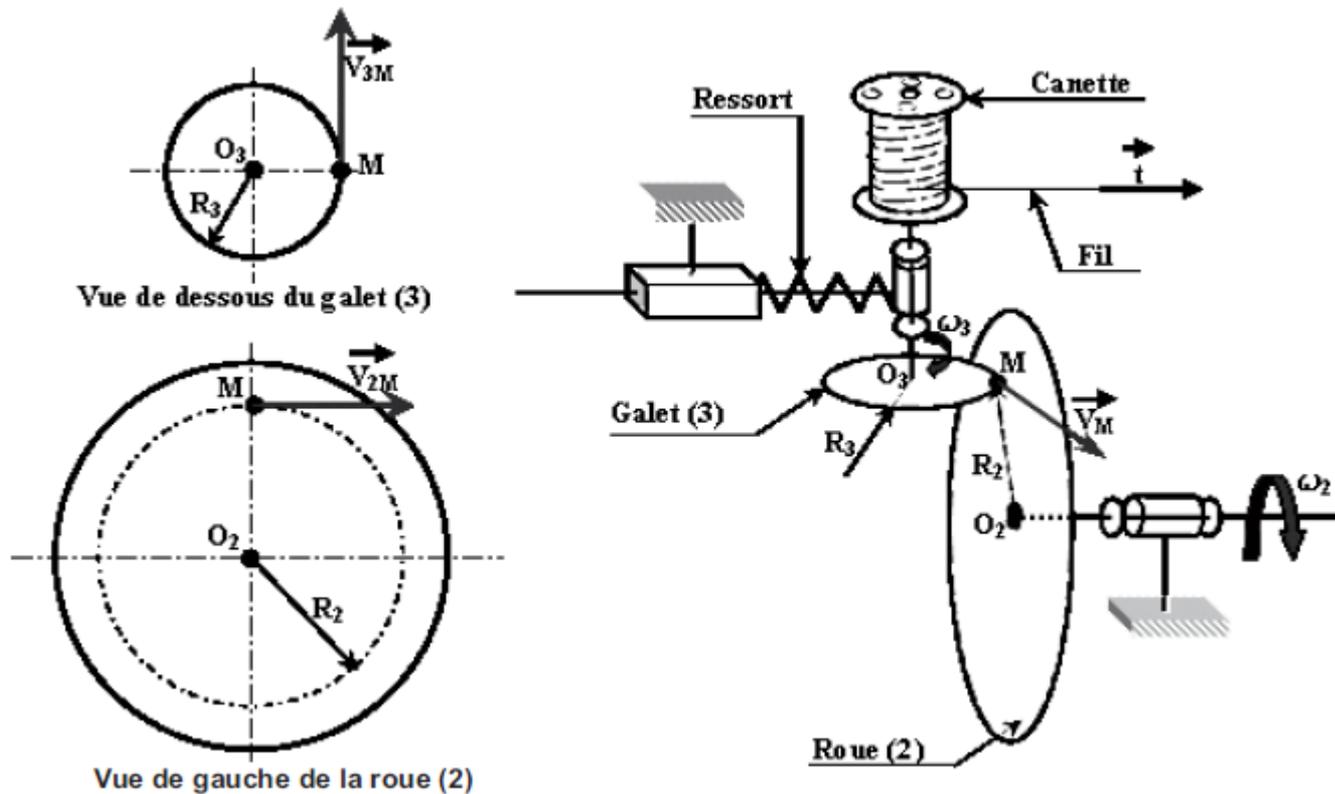
Composition :

Le système roue de friction comprend :

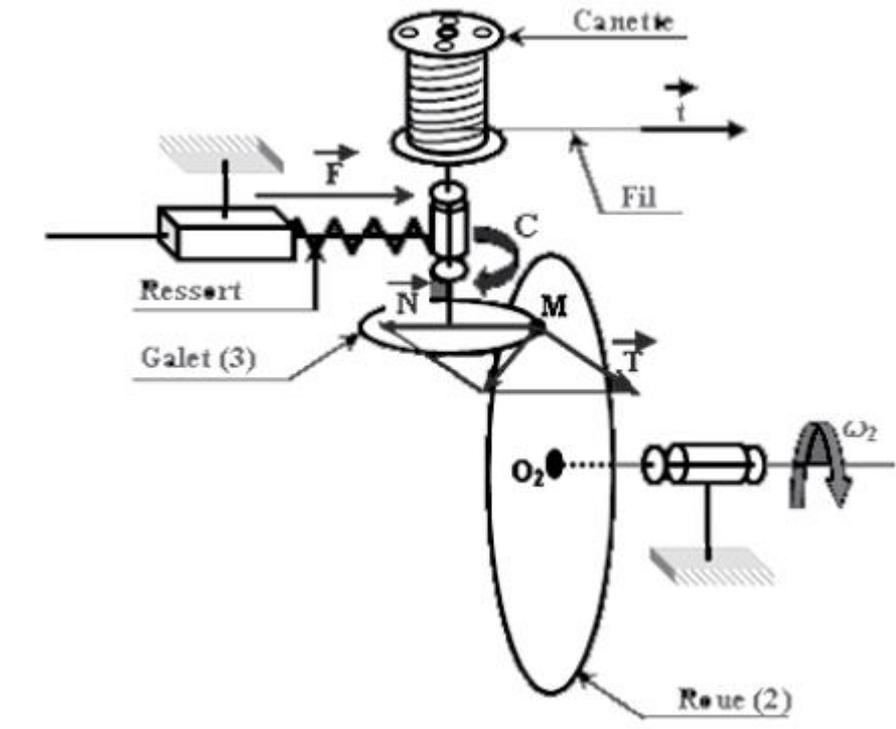
- un plateau (2) en fonte ;
- un galet (1) en cuir, en férodo, en aggloméré de liège,... dont la surface extérieure est conique ou cylindrique (légèrement bombée).



# Roues de friction: Schématisation

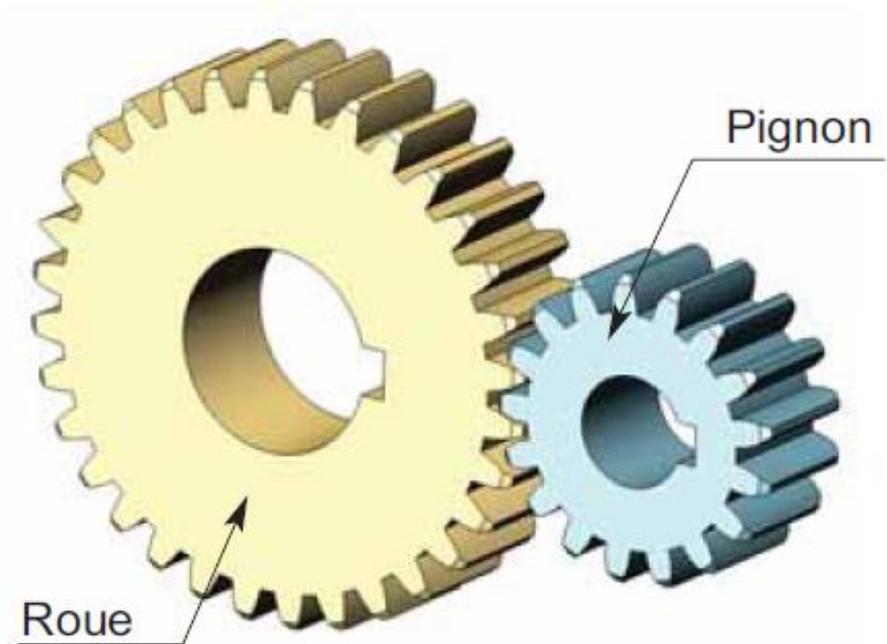


# ENGRENAGES



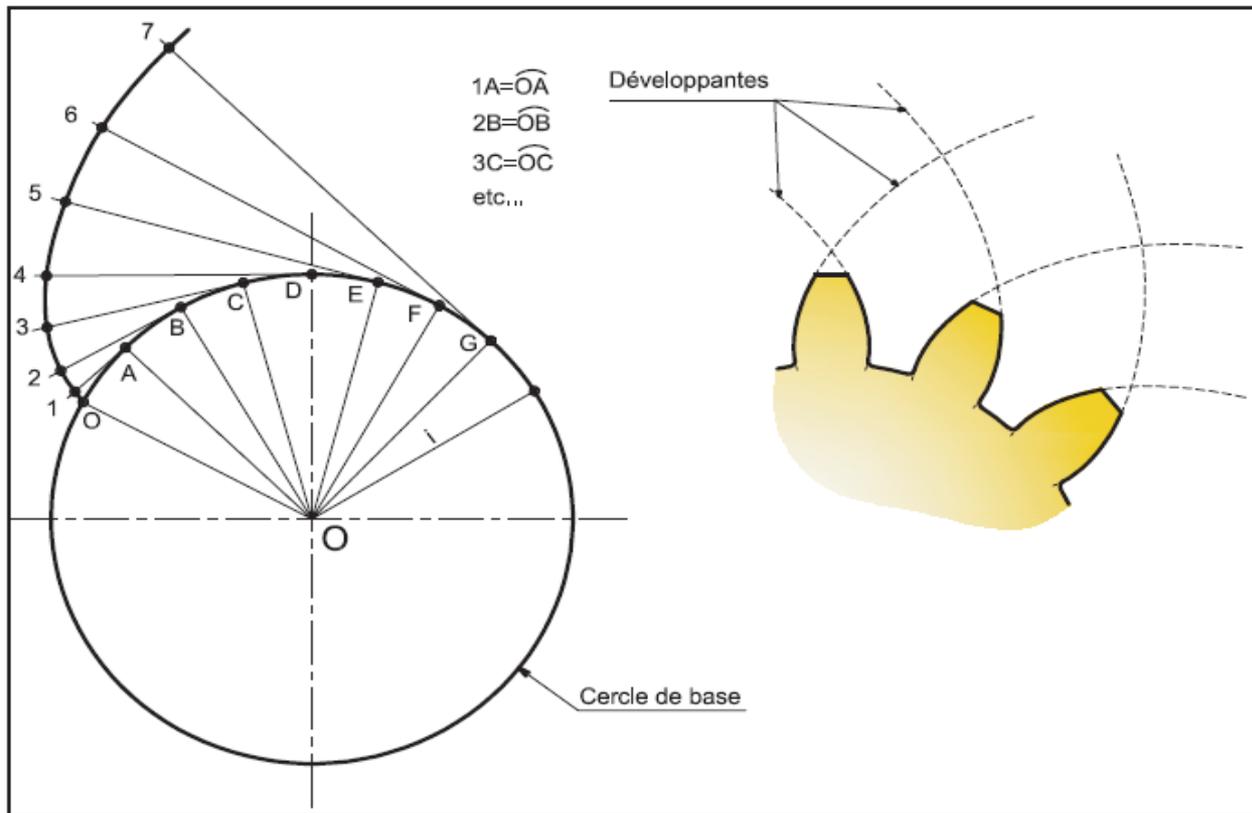
# ENGRENAGES : Définition

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.



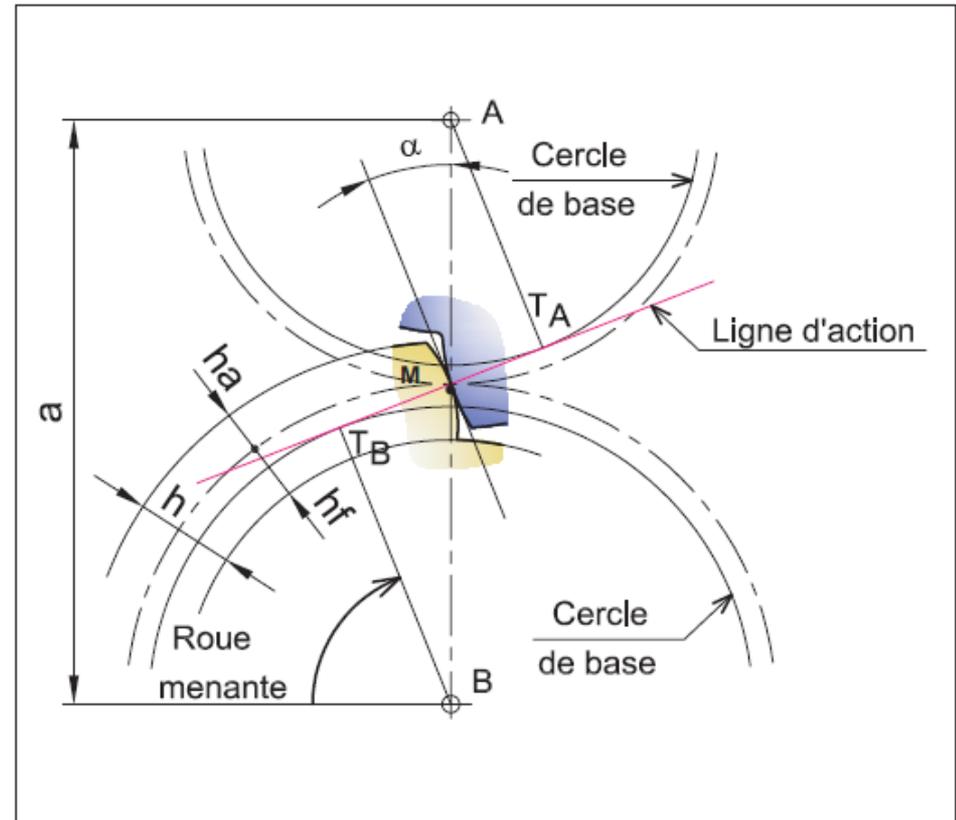
# ENGRENAGES: développante de cercle

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.



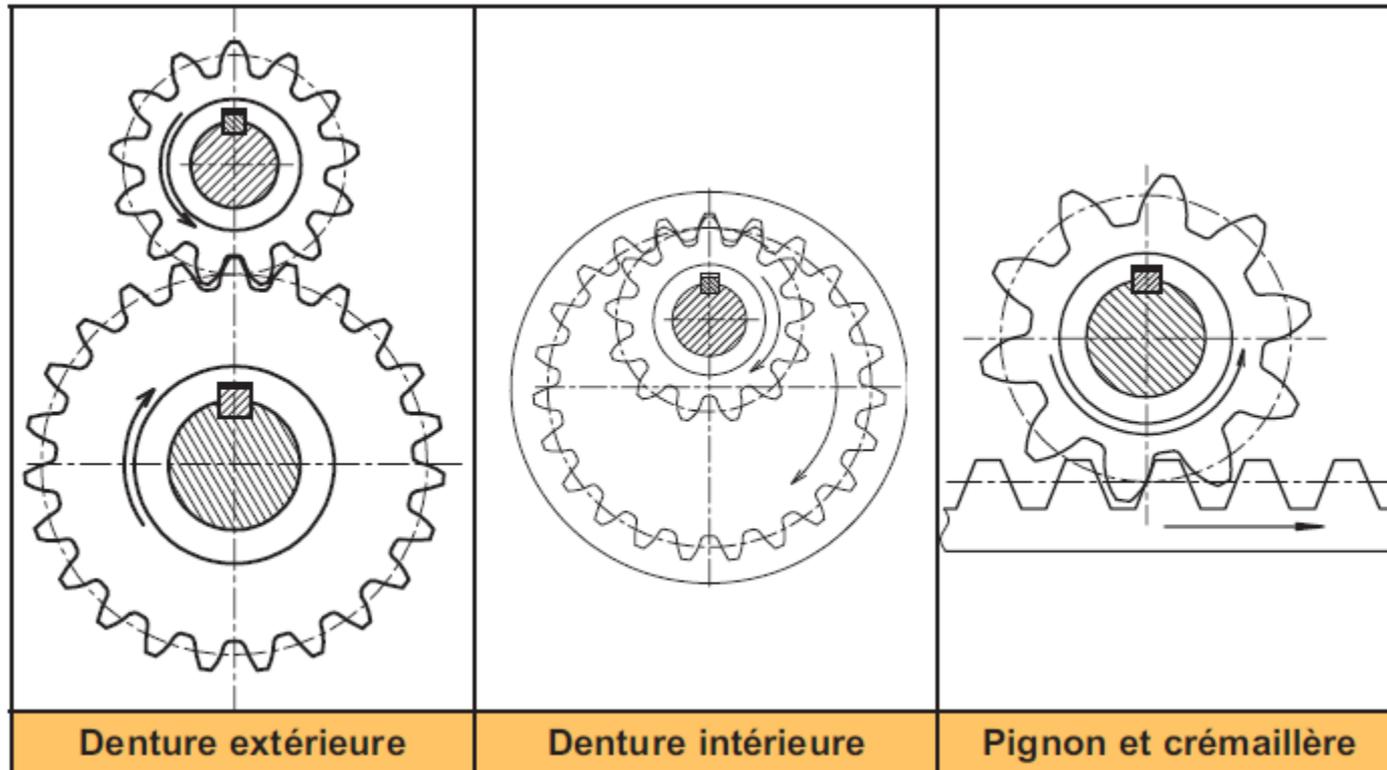
# ENGRENAGES : Principe de l'engrènement

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 à deux cercles appelés cercles primitifs. Cet angle  $\alpha$  est appelé angle de pression et vaut dans le cas général **20°**.

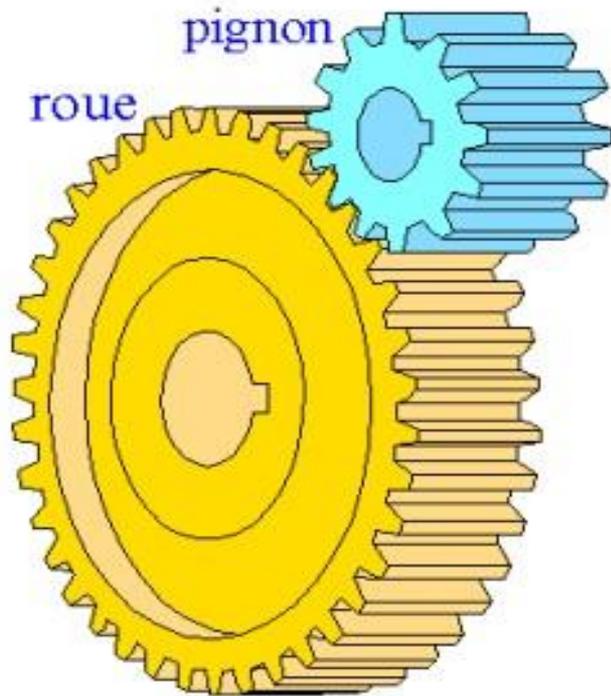


# Engrenages cylindriques à denture droite

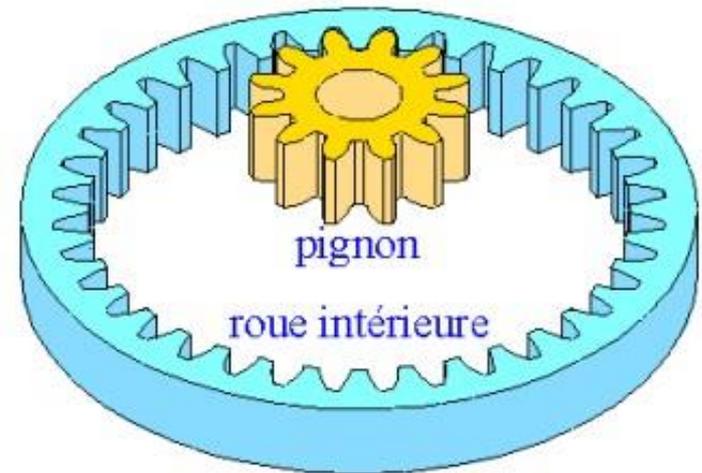
La génératrice de forme des dents est une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale.



# Engrenages cylindriques à denture droite: Type de contact



**Contact extérieur**



**Contact intérieur**

# Engrenages cylindriques à denture droite

## 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 :  $m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{k \cdot R_{pe}}}$

**T** : effort tangentiel sur la dent.

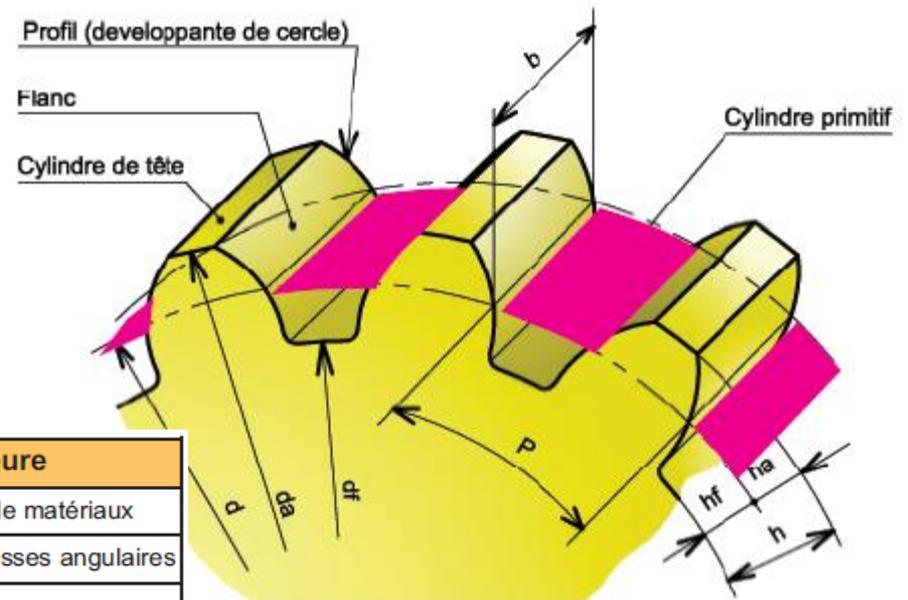
**k** : coefficient de largeur de denture.

**R<sub>pe</sub>** : résistance pratique à l'extension. R<sub>pe</sub> 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.

# Engrenages cylindriques à denture droite



		Roue à denture extérieure
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance de matériaux
Nombre de dents	Z	Déterminé à partir des rapports des vitesses angulaires
Pas de la denture	p	$p = \pi \cdot m$
Saillie	ha	$ha = m$
Creux	hf	$hf = 1,25 \cdot m$
Hauteur de la dent	h	$h = ha + hf = 2,25 \cdot m$
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Diamètre de tête	da	$da = d + 2m$
Diamètre de pied	df	$df = d - 2.5m$
Largeur de denture	b	$b = k \cdot m$ (k valeur à se fixer, fréquemment on choisit entre 6 et 10)
Entraxe de 2 roues A et B	a	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m \cdot Z_A}{2} + \frac{m \cdot Z_B}{2} = \frac{m(Z_A + Z_B)}{2}$

action  
indus

# Engrenages cylindriques à denture droite

## Rapport de vitesses :

$\omega_1$  et  $\omega_2$  sont les vitesses angulaires respectives des roues dentées (1) et (2) :

**Z<sub>1</sub>** : Nombre de dents de la roue (1)

**Z<sub>2</sub>** : Nombre de dents de la roue (2)

Non glissement au point (M) :

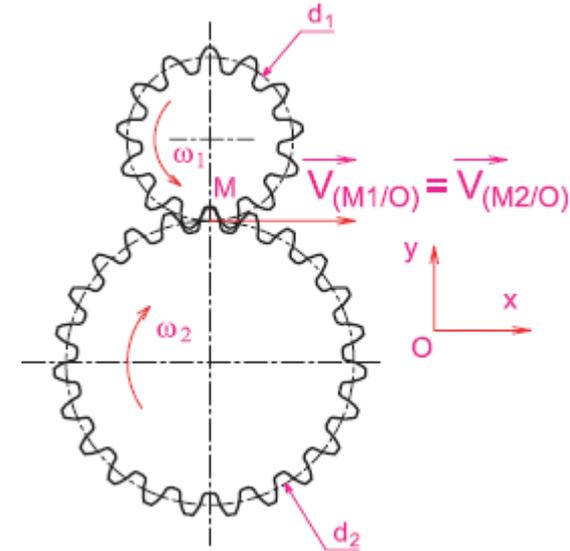
$$|| V_{(M1/O)} || = || V_{(M2/O)} ||$$

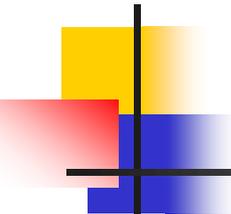
$$\omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = \omega_2 \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$\omega$  : Vitesse angulaire exprimée en rd/s

N : Vitesse de rotation exprimée en tr/min





# Engrenages cylindriques à denture droite

---

## **Efforts sur les dentures – Couple transmis :**

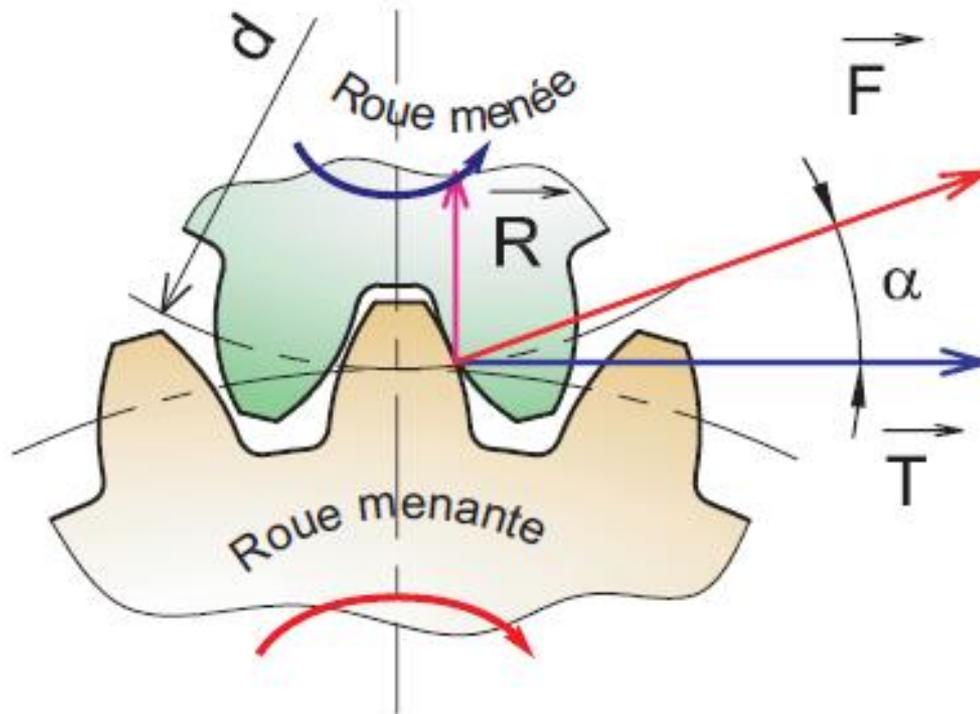
L'effort  $F$  normal à la dent ( Action de la roue menante sur la roue menée) étant incliné de l'angle de pression  $\alpha$  ( $20^\circ$  en général), on considère les deux projections de  $F$  suivant:

- 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 utilisé pour le calcul du module **m**.

# Engrenages cylindriques à denture droite

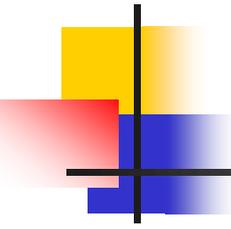


$$T = 2C / d$$

$$R = T \cdot \tan \alpha$$

C: couple transmis

d: diamètre primitif



# Engrenages cylindriques à denture droite

---

## **Inconvénient de ce type d'engrenage :**

Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 à 3 dents), ce qui engendre du bruit et des vibrations.

## **Matériaux utilisés:**

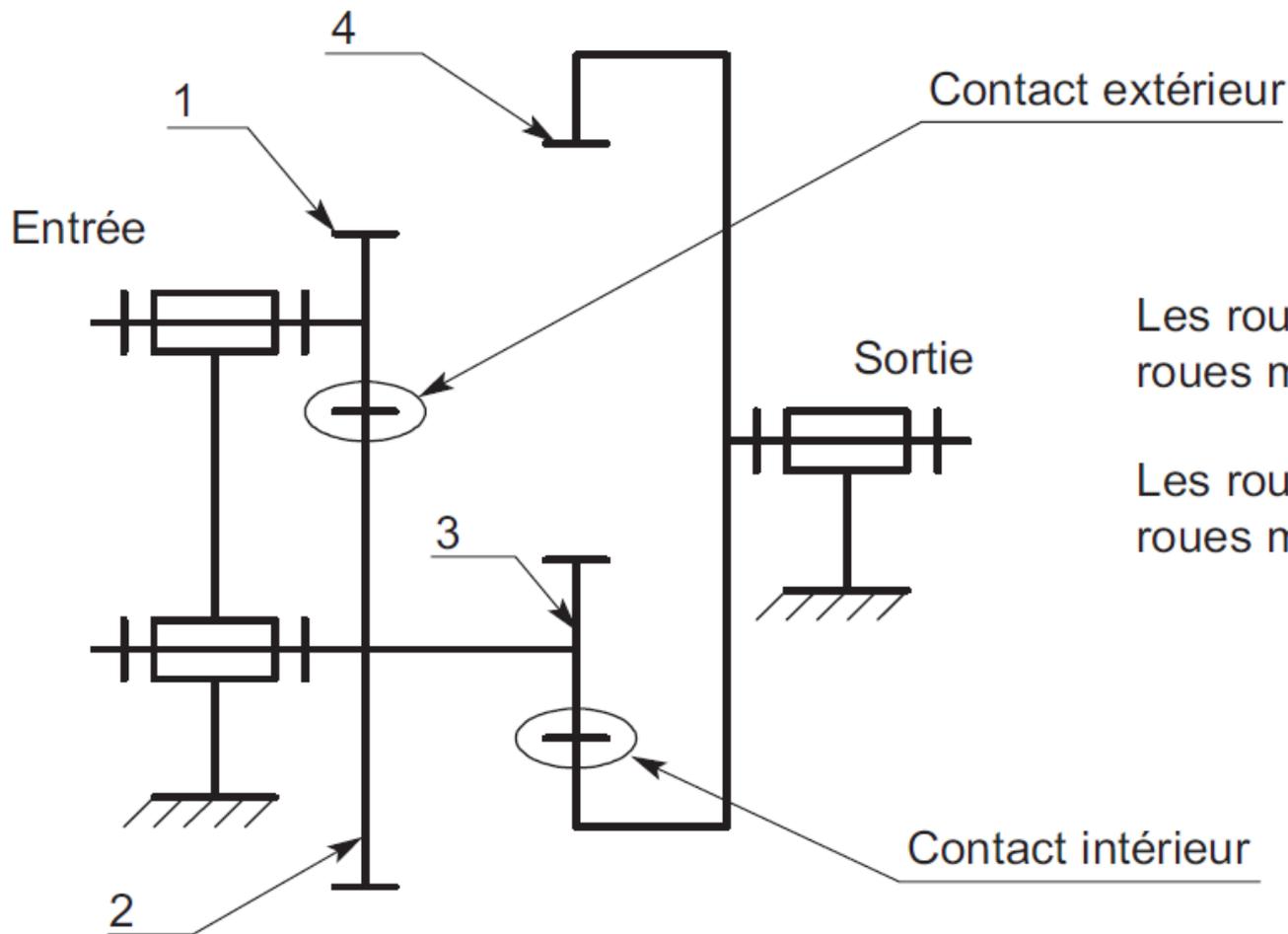
Fonte à graphite sphéroïdal : Roues de grandes dimensions.

Aciers ordinaires type C : Engrenages peu chargés.

Aciers au nickel-chrome : Engrenages fortement chargés.

Matières plastiques (Nylon, Teflon...) : Faibles puissances.

# Train d'engrenages

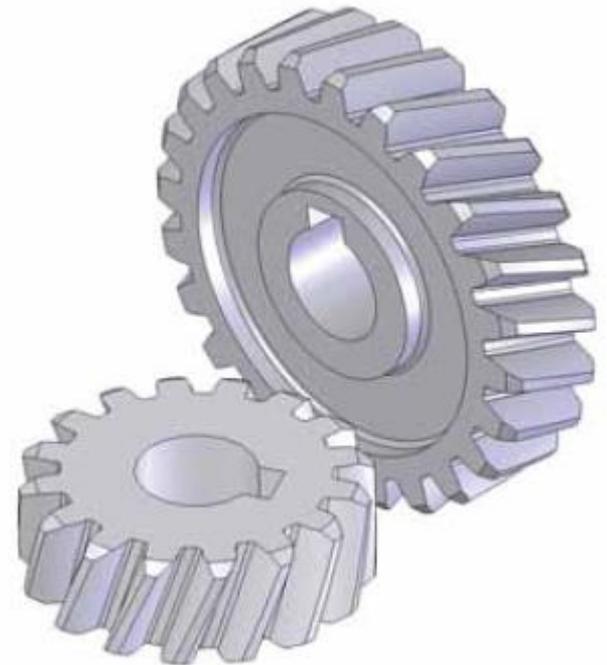
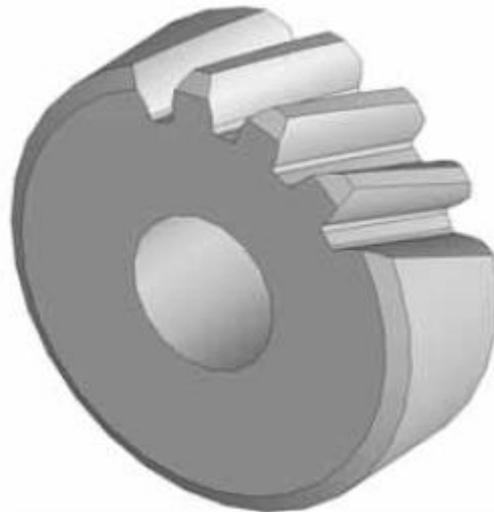


Les roues (1) et (3) sont des roues menantes (motrices).

Les roues (2) et (4) sont des roues menées (réceptrices).

# Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

La génératrice de forme des dents est une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation.

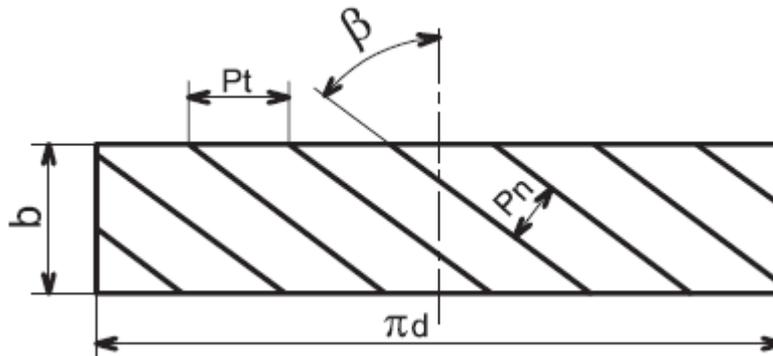


# Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

## Dimensions :

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

- du module normalise, appele ici module normal (ou reel) et designe par  **$m_n$** , (Calcule par la R.d.M.)
- du nombre de dents  **$Z$** .
- de l'angle d'inclinaison de l'helice  $\beta$ .



# Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

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 dependent alors de ce module tangentiel.

Relations: **Pn = Pt.cosβ mn = mt.cosβ d = mt.Z**

On constate que le diametre primitif varie avec l'angle d'helice β, il en est de meme pour les diametres de tete et de pied.

## Rapport de vitesses :

Le rapport d'une transmission assuree par deux roues cylindriques a denture helicoidale est le meme que celui d'une transmission assuree par deux roues a denture droite.

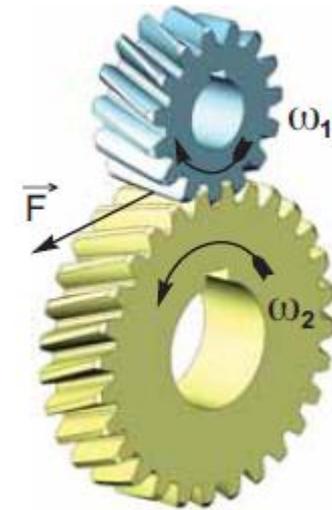
$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

# Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

## Conditions d'engrènement :

L'engrènement entre deux roues est possible si :

- elles ont le même module réel et le même angle d'inclinaison de l'hélice ( $\beta$ ).
- les sens d'hélices sont inverses



# Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

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

- Effort tangentiel  $T$  est souvent determine a partir du couple :  **$T = 2C / d$**

- Effort radial  $R$ , determine par la relation:

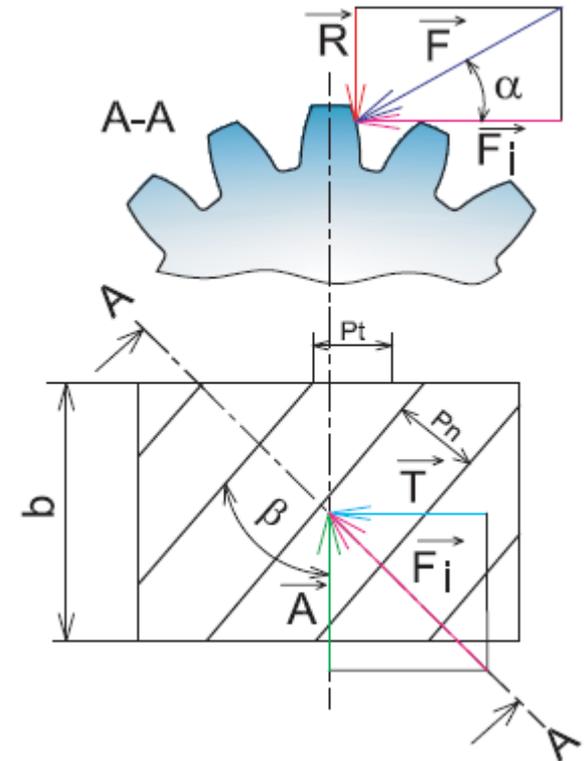
$$\mathbf{R} = (\mathbf{T} / \cos \beta) \operatorname{tg} \alpha$$

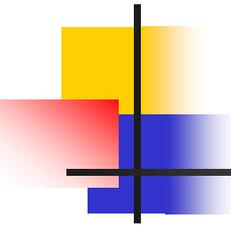
- Effort axial  $A$ , determine par la relation:

$$\mathbf{A} = \mathbf{T} \operatorname{tg} \beta$$

$F$  : Effort normal a la denture du a l'engrenement

$F_i$  : Resultante de l'effort tangentiel  $T$  et l'effort axial  $A$





# Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

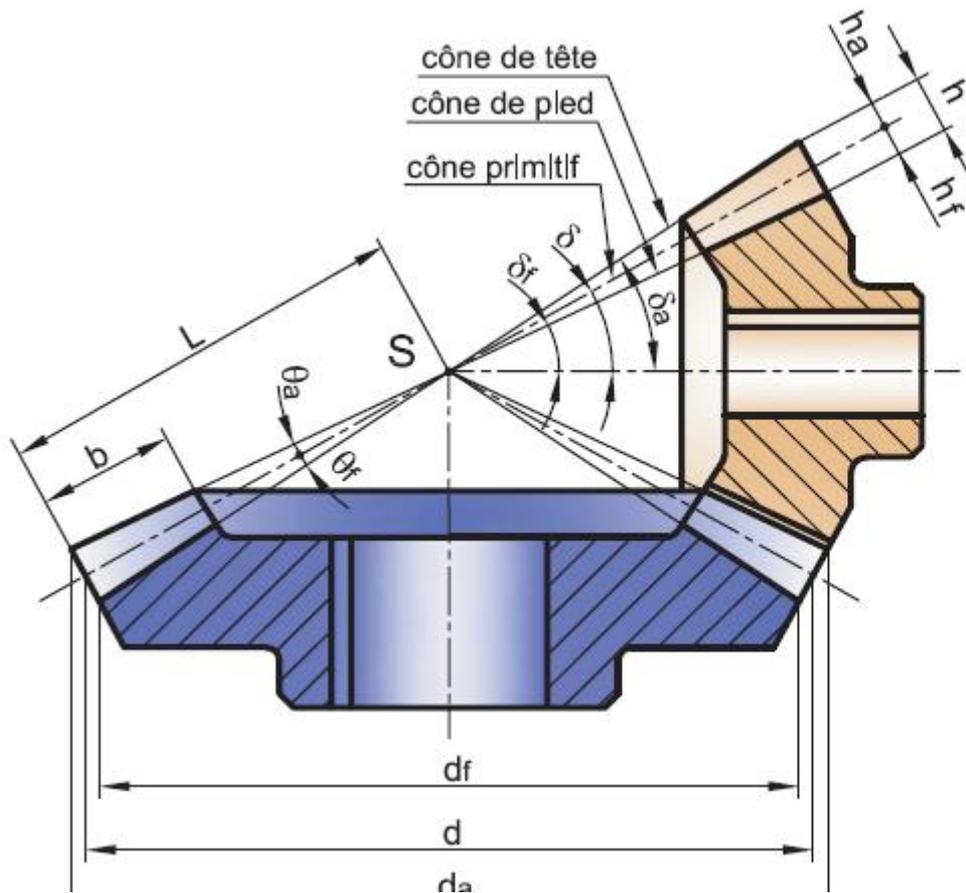
---

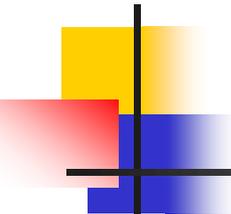
## **Avantage et inconvénient :**

Ce type de denture présente l'avantage d'être plus silencieux que de la denture droite. En contre partie il engendre un effort axial dont l'intensité dépend de la valeur de l'angle d'inclinaison de l'hélice ( $\beta$ ) ce qui nécessite l'utilisation de palier de butée pouvant encaisser ce type d'efforts.

# Engrenages concourants

Les roues assurant la transmission entre deux arbres concourants sont coniques. L'étude qui suit porte plus particulièrement sur les dentures droites.





# Engrenages concourants

---

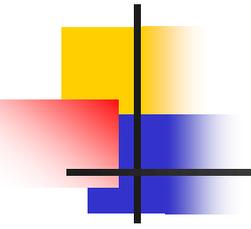
## Rapport de vitesses :

- $N_1$  et  $N_2$  sont les vitesses respectives des roues coniques (1) et (2).
- $Z_1$  et  $Z_2$  sont les nombre de dents respectifs des roues coniques (1) et(2).

$$r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

## Conditions d'engrènement :

Deux roues coniques n'engrenent correctement que si les modules sont égaux et si les cones primitifs ont a la fois une generatrice commune et leurs sommets confondus.



# Engrenages concourants

## **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.

La figure ci-dessous montre une application d'un réglage des sommets des cônes dans un renvoi d'angle.

# Engrenages concourants

