

IV. La transmission :

IV.1 Les engrenages :

Un engrenage est un mécanisme élémentaire composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable.

La roue qui a le plus petit nombre de dents est appelée pignon.
Suivant la position relative des axes des roues, on distingue :

- Les engrenages parallèles (axes parallèles) ;
- Les engrenages concourants (axes concourants) ;
- Les engrenages gauches (les axes ne sont dans un même plan).



VI.1.1 Engrenage parallèle :

VI.1.1.2 Engrenage parallèle à denture droite :

1. Cylindre primitif de fonctionnement :

Cylindre décrit par l'axe instantané de rotation du mouvement relatif de la roue conjugué par rapport à la roue considérée. La section droite du cylindre primitif est le cercle primitif de diamètre d .

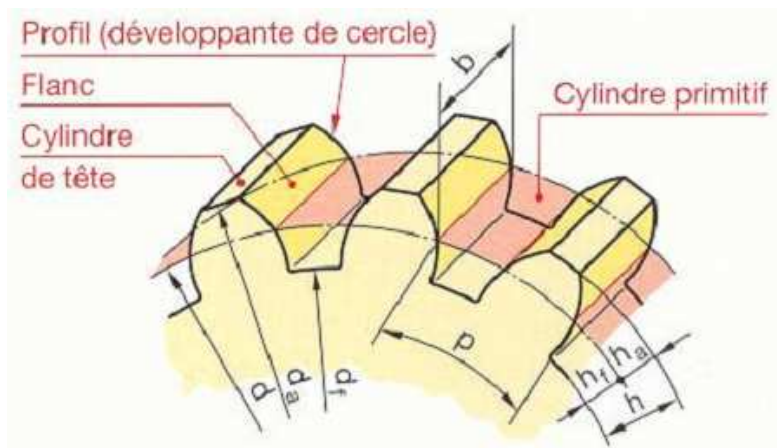
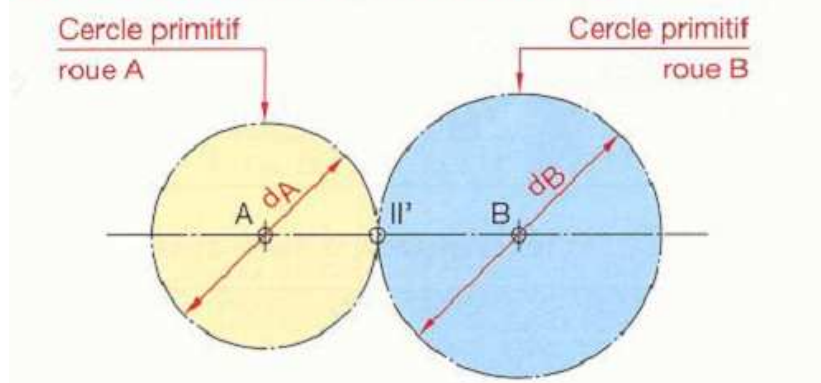
2. Cylindre de tête

Cylindre passant par les sommets des dents. Sa section droite est le cercle de tête de diamètre d_a

3. Cylindre de pied

Cylindre passant par le font de chaque entre-dent. Sa section droite est le cercle de pied de d_f .

Cylindres primitifs de fonctionnement



4. Angle de pression (alpha)

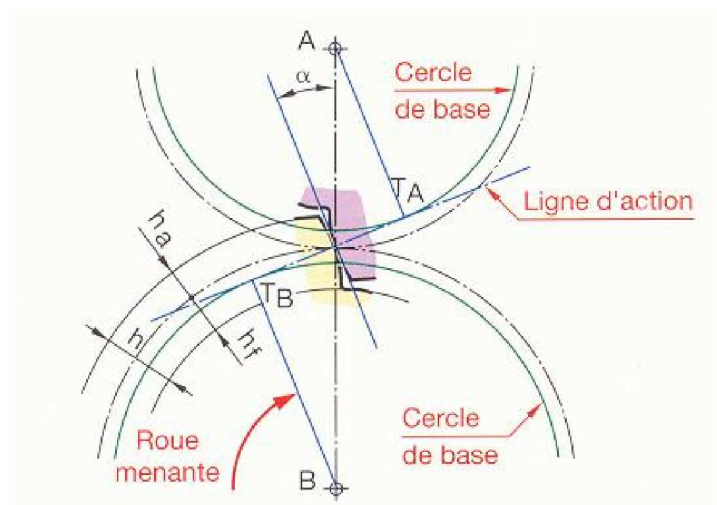
Angle aigu entre le rayon du cercle primitif passant par le point où le profil coupe le cercle primitif et la tangente au profile de ce point.

5. ligne d'action

Normale commune à deux profils conjugués en leur point de contact. Dans un engrenage à développante, la ligne d'action est une droite fixe tangente intérieurement aux deux cercles de base.

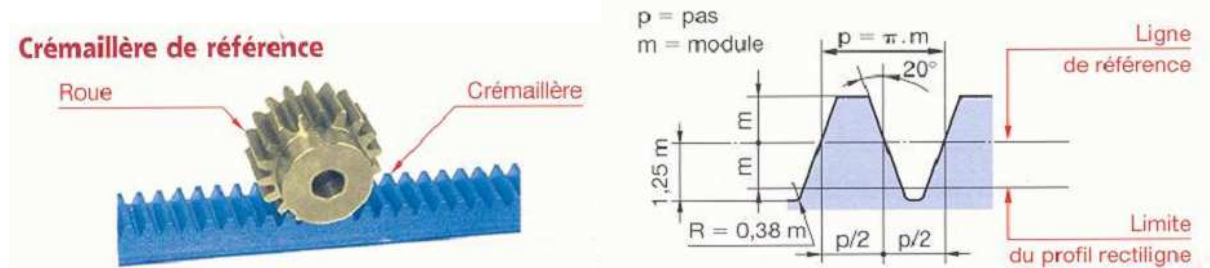
6. Hauteur de dent (h)

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



7. Crémaillère de référence :

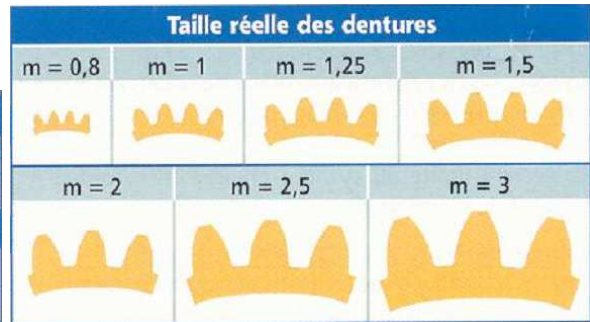
Le profil de la crémaillère de référence définit les caractéristiques communes à toutes les roues cylindriques à développante de cercle.



8. Module (m)

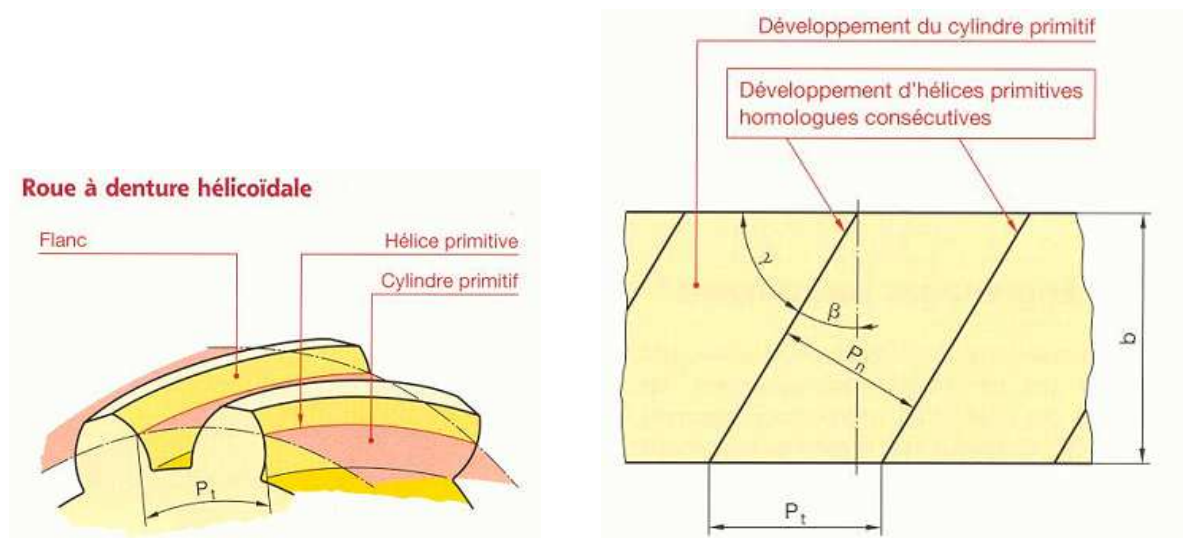
Le module est le quotient du pas exprimé en millimètres par le nombre π . En première approximation, le module peut être calculé par la formule :

Modules normalisés							
Série principale	0,3	0,5	0,8	1	1,25	1,5	2
	2,5	3	4	5	6	8	10
Nombre minimal de dents*							
Z_A	13	14	15	16	17		
Z_B	13 à 16	13 à 26	13 à 45	13 à 101	13 à ∞		



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	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m \cdot z_A}{2} + \frac{m \cdot z_B}{2} = \frac{m(z_A + z_B)}{2}$

IV.1.1.3 Engrenage parallèle à denture hélicoïdale :



Définitions

1. Hélice primitive

Intersection d'un flanc avec le cylindre primitif d'une roue hélicoïdale. L'hélice pas p_z peut être « à droite » ou « à gauche ».

2. Angle d'hélice (β)

Longueur de l'arc du cercle primitif compris entre deux profils homologues consécutifs. Le complément de l'angle β est appelé inclinaison γ .

3. Pas apparent (P_t)

Longueur de l'arc du cercle primitif compris entre deux profils homologues consécutifs

4. Pas réel (P_n)

Longueur de l'arc compris entre deux flancs homologues consécutifs, mesurée le long d'une hélice du cylindre primitif orthogonale aux hélices primitives.

5. Module apparent (m_t)

Quotient du pas apparent (en mm) par le nombre π

6. Module réel (m_n)

Quotient du pas réel (en mm) par le nombre π

Détermination des caractéristiques

Toutes les roues à denture hélicoïdales de même module (réel ou apparent) et de même angle d'hélice engrènent entre elles, quels que soient leur diamètre et leur nombre de dents, mais les hélices doivent être de sens contraire (l'une à droite et l'autre à gauche).

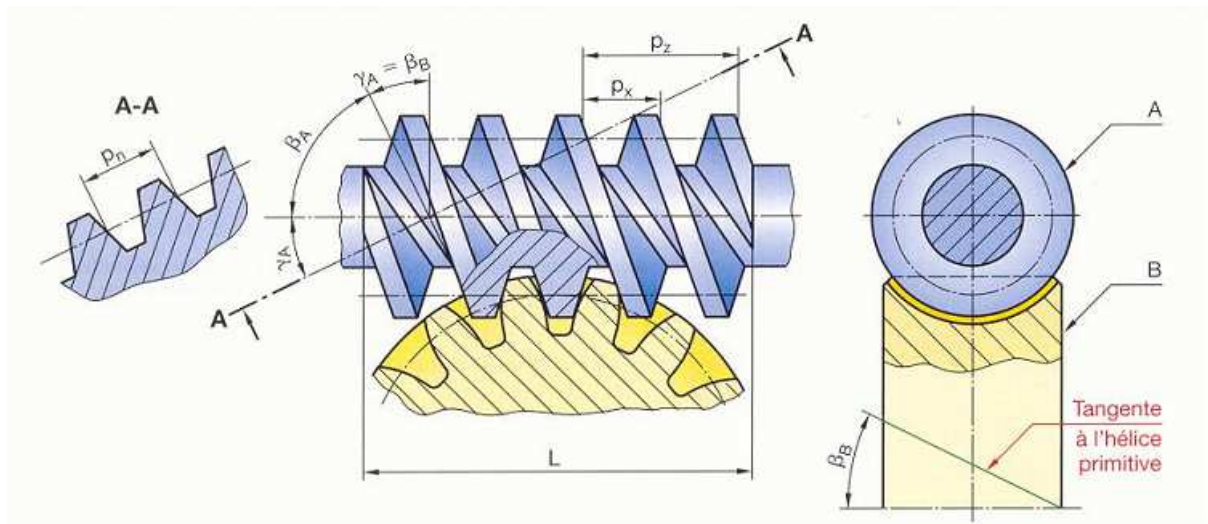
Module réel	m_n	Déterminé par la résistance des matériaux et choisi dans les modules normalisés (§ 73.12)**.
Nombre de dents	z	Déterminé à partir des rapports des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$
Angle d'hélice	β	Choisi habituellement entre 20° et 30°.
Sens de l'hélice « à droite » ou « à gauche »		Pour un même engrenage, les hélices des roues sont de sens contraire.
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	P_t	$P_t = m_t \cdot \pi$
Pas réel	P_n	$P_n = m_n \cdot \pi$ $P_n = P_t \cdot \cos \beta$
Pas de l'hélice primitive	P_z	$P_z = \pi d / \tan \beta$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$
Creux	h_f	$h_f = 1,25 m_n$
Hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25 m_n$ Fin du tableau page suivante.
Diamètre primitif	d	$d = m_t \cdot z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
Entraxe de deux roues A et B	a	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m_t \cdot z_A}{2} + \frac{m_t \cdot z_B}{2}$
Largeur de denture	b	La transmission du mouvement est continue si, le contact cessant entre un couple de dents, un autre couple de dents est déjà en prise, soit : $b \geq \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta}$

IV.1.2 Transmission par roue et vis sans fin :

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



Le sens de l'hélice est le même pour la vis et la roue. Le sens de la rotation de la roue en fonction du sens de l'hélice est schématisé ci-dessous.

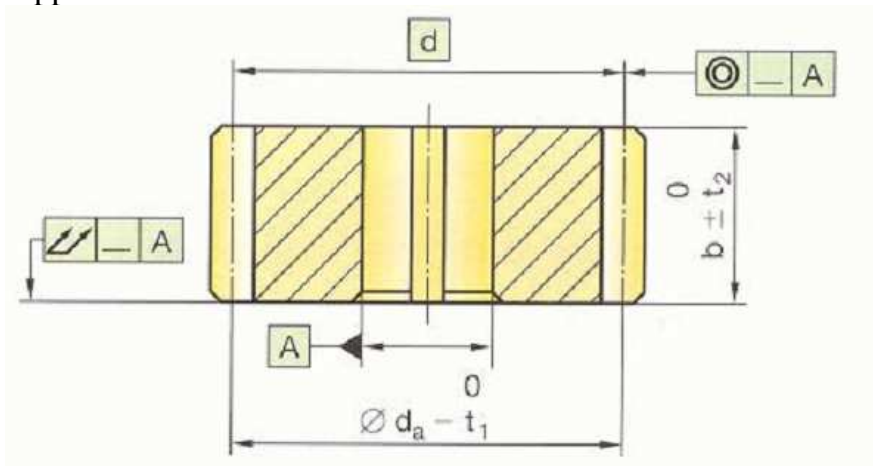


Caractéristiques de la vis A**		
Nombre de filets	z_A	Fonction du rapport des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$
Angle d'hélice	β_A	Fonction de la réversibilité de la transmission (si $\gamma_A < 5^\circ$ système pratiquement réversible). $\beta_A + \gamma_A = 90^\circ$.
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 :		<ul style="list-style-type: none"> - 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	$a = \frac{d_A + d_B}{2}$

IV.1.3 Cotation d'une roue :

Cotation d'une roue d'engrenage doit respecter les règles de la cotation fonctionnelle. La cotation fonctionnelle d'une pièce ne peut ce faire qu'en connaissant son emploi. C'est pourquoi seules sont indiquées les caractéristiques de denture communes à la majorité des applications.



IV 1.4 Calcul des engrenages

IV 1.4.1 Cas des engrenages parallèles à denture droite

La roue 1 est supposée menante (motrice) et la roue 2 menée (réceptrice), r_1 et r_2 sont les rayons primitifs.

C_1 est le couple moteur sur la roue 1 et C_2 le couple récepteur sur la roue 2.

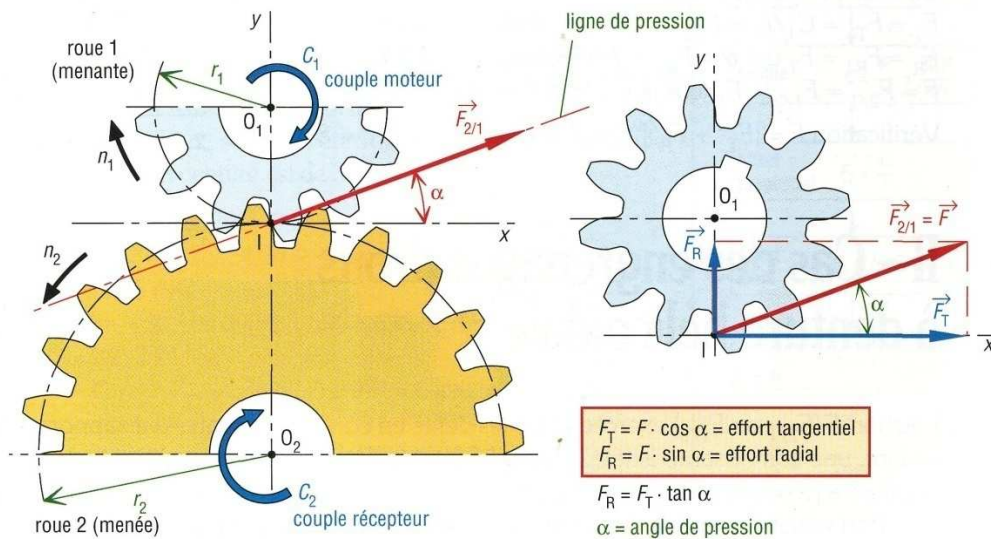
P_1 est la puissance motrice de la roue 1 et P_2 la puissance réceptrice de la roue 2.

Si le rendement est égal à 1 : $P_2 = P_1$.

$$P = C \cdot \omega$$

$$P_1 = C_1 \cdot \omega_1$$

$$P_2 = C_2 \cdot \omega_2 \text{ avec } P \text{ en watts, } C \text{ en Nm et } \omega \text{ en rad/s}$$



1. Efforts de contact

a) Action de contact $F_{2/1}$

Elle schématise l'action exercée par la roue 2 sur la roue 1. Elle est toujours portée par la ligne de pression (inclinée de l'angle de pression α et passant par I, point de contact entre cercles primitifs).

b) Effort tangentiel F_T

Il est obtenu en projetant $F_{2/1}$ sur la tangente en I aux cercles primitifs. F_T est à l'origine du couple transmis.

$$F_T = F_{2/1} \cdot \cos \alpha$$

$$C_1 = F_T \cdot r_1$$

$$C_2 = F_T \cdot r_2$$

c) Effort radial F_R :

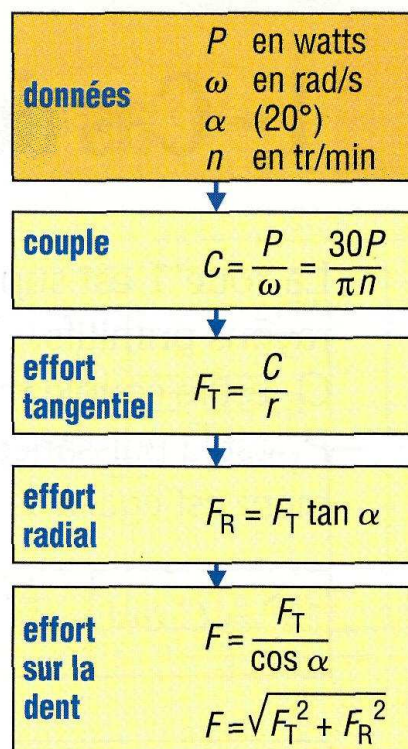
Perpendiculaire à F_T , il est obtenu en projetant $F_{2/1}$ sur O_1O_2 .

Parfois appelé effort de séparation, il ne participe pas à la transmission du couple son action a tendance à séparer les deux roues et se traduit par un fléchissement des arbres.

$$F_R = F_{2/1} \cdot \sin \alpha$$

2. Calcul de $F_{2/1}$, F_T et F_R

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation et l'angle de pression (la détermination de F_T à partir du couple C est nécessaire pour obtenir F_R et $F_{2/1}$).

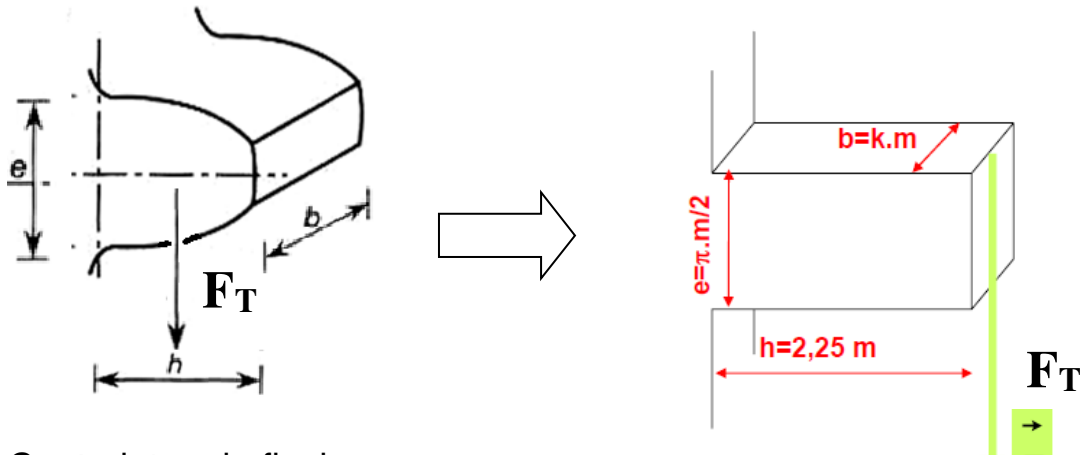


Calcul de résistance :

Hypothèses:

1. Seul l'effort tangentiel transmet le couple
2. L'effort tangentiel s'applique en bout de dent
3. La dent est une poutre encastree de longueur $h=2,25.m$,
4. La dent est soumise à de la flexion

5. l'épaisseur de la dent est = à l'épaisseur au primitif et est cte
 $e = \text{pas}/2 = \pi.m/2$
6. on se place dans les hypothèses de la RdM.



Contraintes de flexion :

$$\sigma = M_f / (I_z / v)$$

Avec :

- M_f : moment de flexion

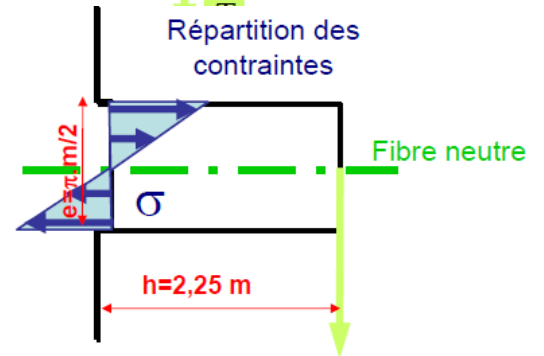
$$M_f = F_T \cdot h = F_T \cdot 2,25 \cdot m$$

- I_z moment quadratique :

$$I_z = b \cdot e^3 / 12 = (b/12) (\pi \cdot m / 2)^3$$

- v la plus grande distance entre σ et la fibre neutre :

$$v = e/2 = \pi \cdot m / 4$$



$$\sigma = \frac{F_T \times 2,25 \times m}{\frac{k \cdot m}{12} \times \frac{\pi^3 \times m^3 \times 4}{8\pi \times m}}$$

$$\sigma = 5,48 \cdot F_T / (k \cdot m^2)$$

Condition de résistance :

$$\sigma = 5,48 \cdot T / (k \cdot m^2) \leq R_{Pe}$$

d'où :

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{F_T}{k \cdot R_{Pe}}}$$

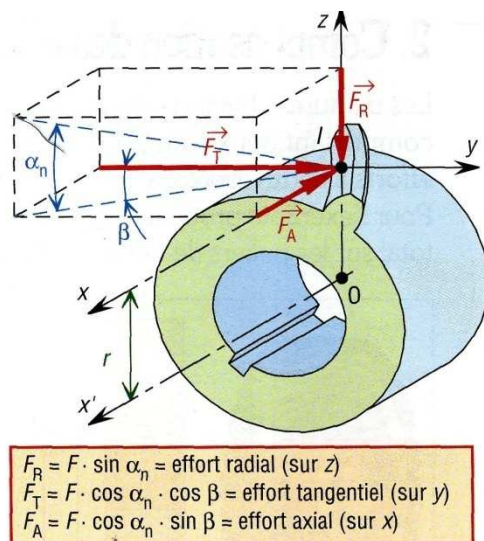
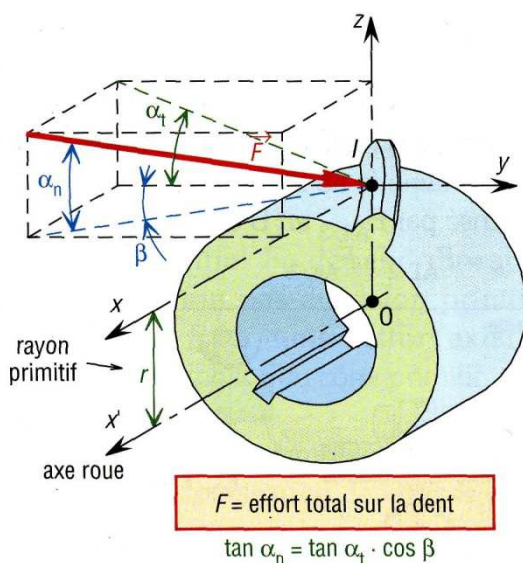
R_{Pe} : contrainte pratique en extension du matériau.

IV 1.4.2 Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

L'action F ($F_{2/1}$ ou $F_{1/2}$) exercée entre les dents en contact présente, par rapport au cas précédent, une composante axiale F_A supplémentaire due à l'inclinaison β de la denture.

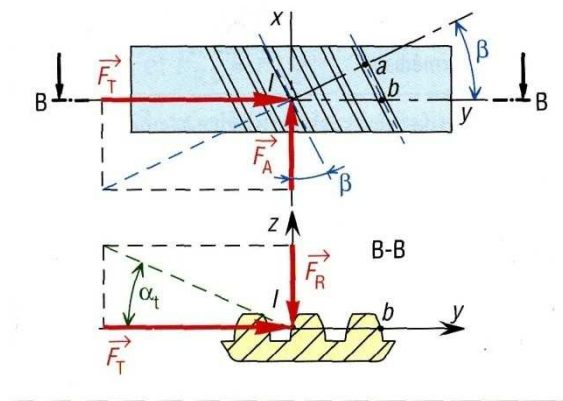
F_A est parallèle à l'axe de la roue et se transmet aux paliers par l'intermédiaire des arbres.

F_R , effort radial passant par le centre de la roue, et F_T , effort tangentiel transmettant le couple et la puissance, sont analogues au cas précédent des dentures droites. Ni F_R , ni F_A ne participent à la transmission du couple.

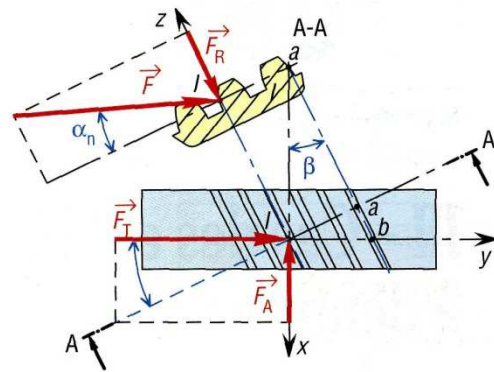


Action F résultante sur une dent hélicoïdale

Composantes F_T , F_A , F_R de F



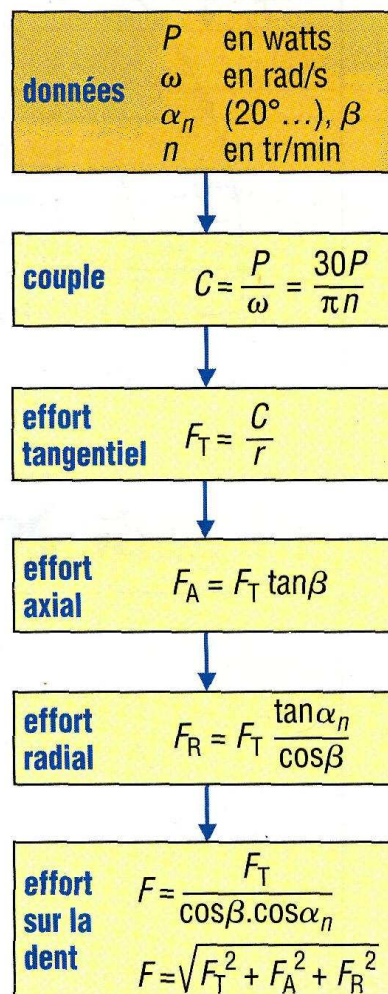
Vues de F_A et F_T dans le plan
(I, x, y)



Mise en évidence de F et F_R dans le plan AA

1. Calcul de F_T , F_R , F_A et F

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation, l'angle de pression normal α_n (α_t = angle de pression apparent) et l'angle d'inclinaison β .



IV 1.4.1 Les trains d'engrenage

Les trains d'engrenages sont utilisés dans une grande quantité de machines et mécanismes divers. Les engrenages cylindriques sont les plus courants, les engrenages coniques réalisent la transmission entre arbres concourants. Les engrenages roue et vis permettent l'irréversibilité et une grande réduction avec un seul couple de roues (leur faible rendement les écarte des grandes puissances).

Les dentures droites sont employées dans les petits appareils et avec les engrenages intérieurs. Elles sont fréquentes avec les trains épicycloïdaux.

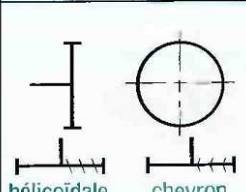
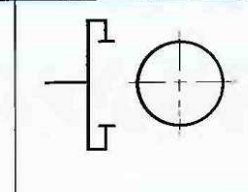
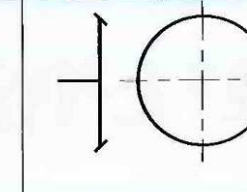
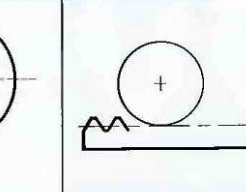
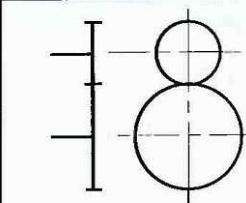
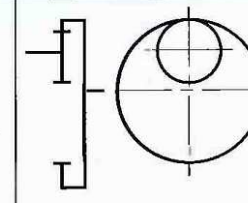
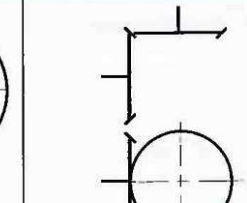
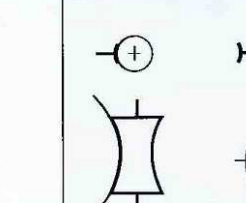
Les dentures hélicoïdales, plus silencieuses sont les plus utilisées lorsqu'il s'agit de transmettre de la puissance.

Afin de réduire l'encombrement et économiser la matière on limite le rapport de transmission d'un même couple de roue ($1/8 \leq Z_1/Z_2 \leq 8$). Au-delà de ces valeurs, il est souvent préférable d'utiliser deux couples de roues ou plus.

Dans la plupart des applications, les trains fonctionnent en réducteur (réduisent la vitesse et augmentent le couple).

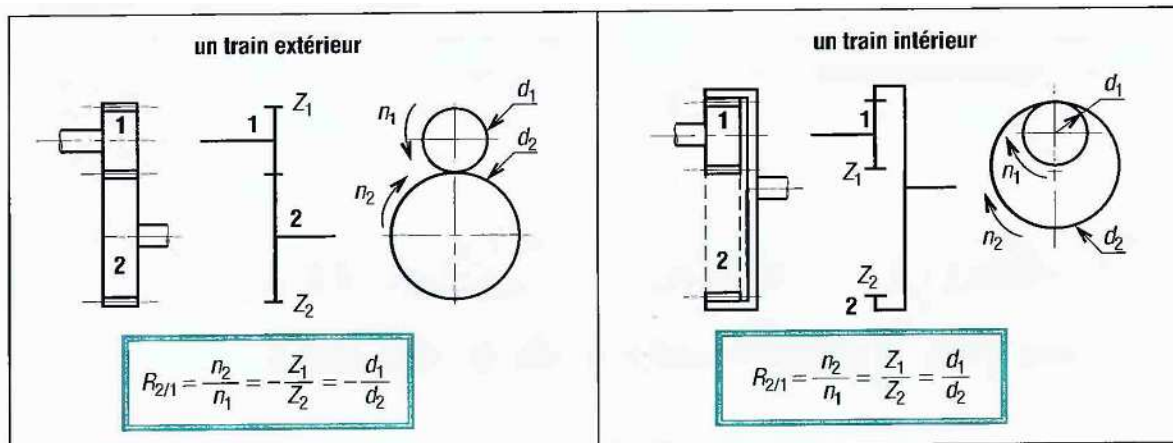
IV 1.4.1.2 Schématisation :

La normalisation indiquée ci-dessous permet de représenter schématiquement les engrenages et les chaînes cinématiques usuelles.

Schémas cinématiques (normalisation)			
 hélicoïdale	 chevron		
roue extérieure	roue intérieure	roue conique	roue et crémaillère
		 spirale	 à vis globique
denture extérieure	denture intérieure	engrenages coniques	roue creuse vis tangente
engrenages droits			roue et vis sans fin

IV 1.4.1.3 Etude des trains classiques :

1. Trains à engrenage :



2. Train à un engrenage : deux roues extérieures et cas d'une roue intérieure.

2. Trains à deux engrenages

Il y a deux couples de roues en série. Le rapport de transmission est égal au produit des rapports de transmission de chacun des deux couples de roues.

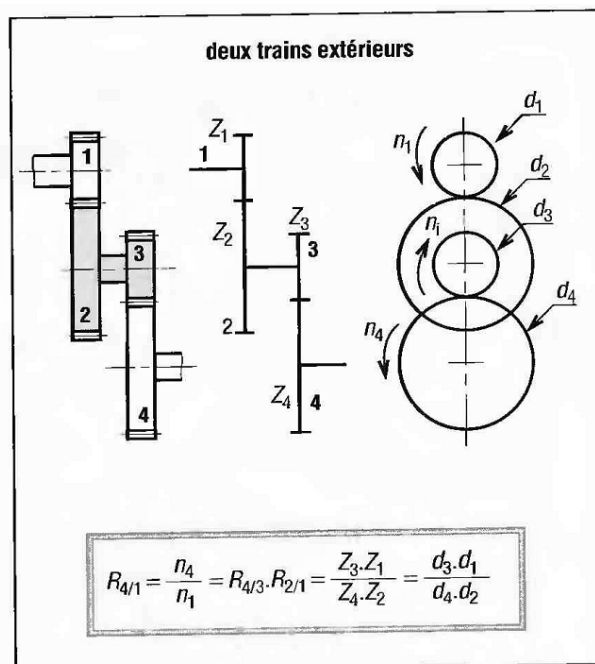
Exemple 2 : ajoutons en série le couple de roues extérieures $Z_3 = 17$ et $Z_4 = 51$ dents au train de l'exemple 1.

En remarquant que $n_1 = n_2 = n_3$:

$$\begin{aligned}
 R_{4/1} &= \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_1} \cdot \frac{n_1}{n_1} = \frac{n_4}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1} \\
 &= \left[-\frac{Z_3}{Z_4} \right] \cdot \left[-\frac{Z_1}{Z_2} \right] \\
 &= \frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_2} = \frac{17 \times 15}{51 \times 30} \\
 &= \frac{1}{3 \times 2} = \frac{1}{6}
 \end{aligned}$$

$$n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = 1\,500/6 = 250 \text{ tr/min}$$

Remarque : $R_{4/1} = R_{4/3} \cdot R_{2/1} = (-Z_3/Z_4) \cdot (-1/2) = (-1/2) \cdot (-1/3) = 1/6$



3. Train à deux engrenages.

3. Trains à deux engrenage plus roue d'inversion

Si on intercale une roue supplémentaire 5, entre 3 et 4, au train du paragraphe précédent, la roue introduite modifie le sens de rotation final sans modifier le rapport global de la transmission.

Le nombre de dents de la roue d'inversion n'a aucune importance.

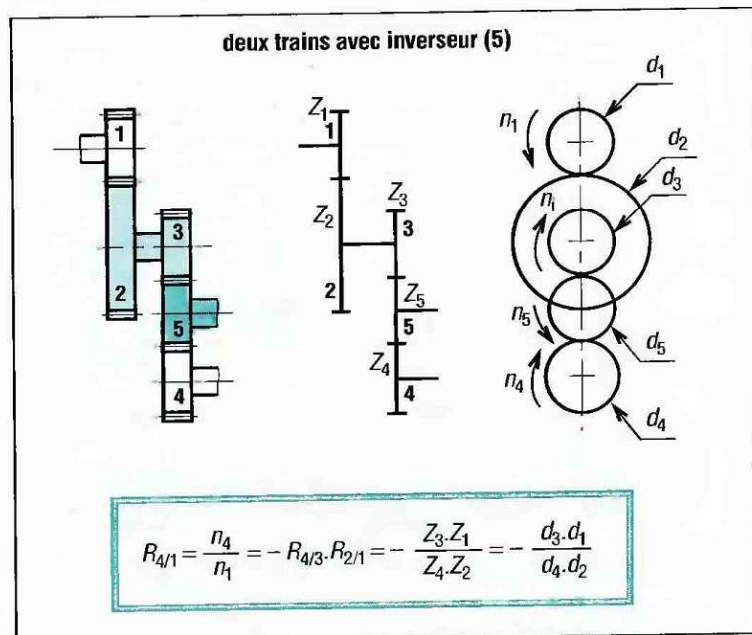
Remarque : cette roue peut aussi être intercalée entre 1 et 2 (même résultat).

Exemple 3 : intercalons une roue 5 de 20 dents dans le train de l'exemple 2.

$$\begin{aligned}
 R_{4/1} &= \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_5} \cdot \frac{n_5}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1} \\
 &= \left[-\frac{Z_5}{Z_4} \right] \cdot \left[-\frac{Z_3}{Z_5} \right] \cdot \left[-\frac{Z_1}{Z_2} \right] \\
 &= (-1)^3 \cdot \frac{Z_5 \cdot Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_5 \cdot Z_2} \\
 &= -\frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_2} \\
 &= -\frac{1}{6}
 \end{aligned}$$

Z_5 est éliminé des calculs par simplification et n'intervient pas sur le résultat.

$$n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = -250 \text{ tr/min}$$



4. Train à deux engrenages avec roue d'inversion, repère 5.

Si on intercale une roue supplémentaire 5, entre 3 et 4, au train du paragraphe précédent, la roue introduite modifie le sens de rotation final sans modifier le rapport global de la transmission.

Le nombre de dents de la roue d'inversion n'a aucune importance.

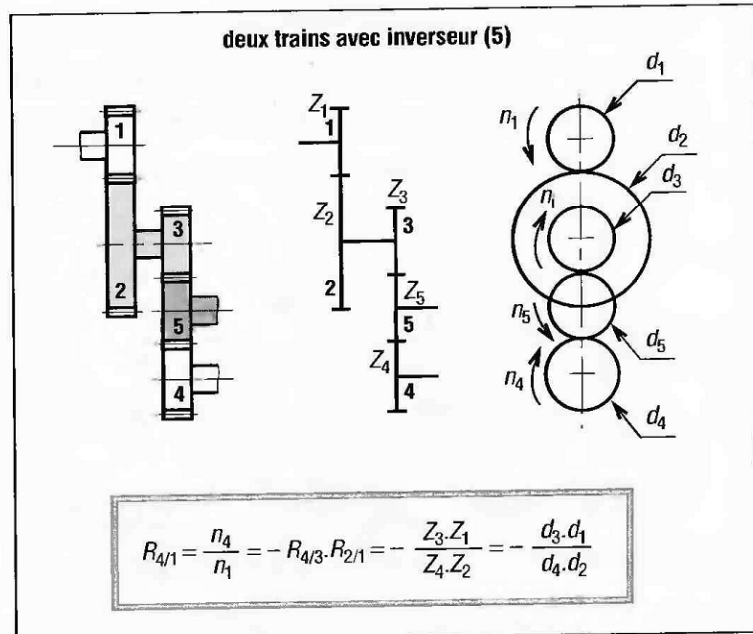
Remarque : cette roue peut aussi être intercalée entre 1 et 2 (même résultat).

Exemple 3 : intercalons une roue 5 de 20 dents dans le train de l'exemple 2.

$$\begin{aligned}
 R_{4/1} &= \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_5} \cdot \frac{n_5}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1} \\
 &= \left[-\frac{Z_5}{Z_4} \right] \cdot \left[-\frac{Z_3}{Z_5} \right] \cdot \left[-\frac{Z_1}{Z_2} \right] \\
 &= (-1)^3 \cdot \frac{Z_5 \cdot Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_5 \cdot Z_2} \\
 &= -\frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_2} \\
 &= -\frac{1}{6}
 \end{aligned}$$

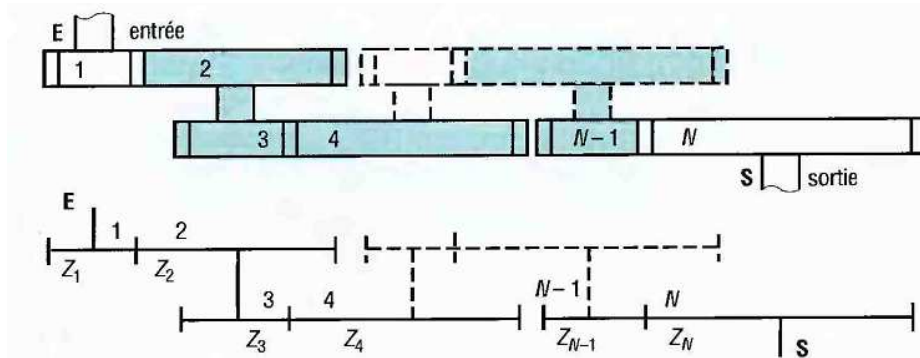
Z_5 est éliminé des calculs par simplification et n'intervient pas sur le résultat.

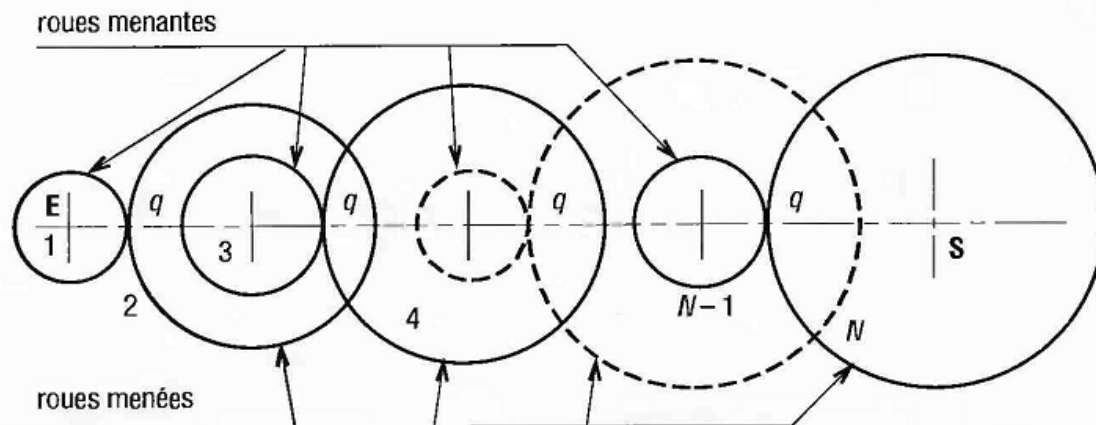
$$n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = -250 \text{ tr/min}$$



4. Train à deux engrenages avec roue d'inversion, repère 5.

Trains à N engrenage :





$$R_{S/E} = \frac{n_S}{n_E} = (-1)^y \frac{\text{produit nbre de dents des roues menantes}}{\text{produit nbre de dents des roues menées}}$$

avec $y = \text{nbre de contact extérieur (type } q)$

$$R_{S/E} = \frac{n_S}{n_E} = (-1)^y \frac{Z_1 \cdot Z_3 \dots Z_{N-1}}{Z_2 \cdot Z_4 \dots Z_N} = R_{2/1} R_{4/3} \dots R_{N/N-1}$$

Les roues menantes sont les roues motrices de chaque couple de roues. Les roues menées sont les roues réceptrices.

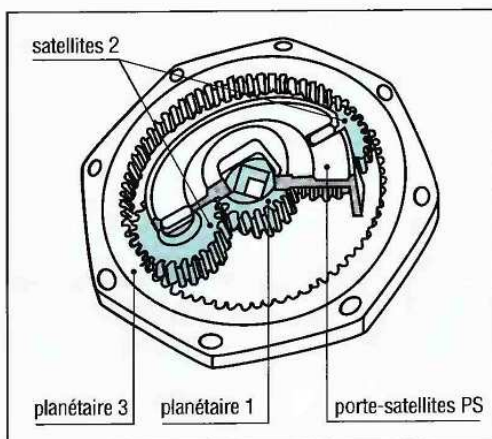
y est le nombre total de contacts (q) entre roues extérieures. $(-1)^y$ permet de savoir s'il y a ou non inversion du sens de rotation entre entrée et sortie.

4. Train épicycloïdaux ou planétaires :

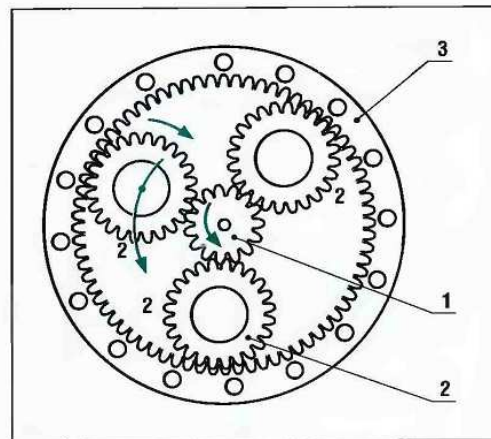
Ils autorisent de grands rapports de réduction sous un faible encombrement et sont régulièrement utilisés dans les boîtes de vitesse automatiques.

Les puissances transmises sont modérées et les rendements diminuent quand le rapport de réduction augmente. Leur étude est plus complexe que les autres cas.

Une particularité permet de les identifier : les axes de rotation des roues appelées satellites ne sont pas fixes dans le bâti mais tourbillonnent par rapport aux autres roues.

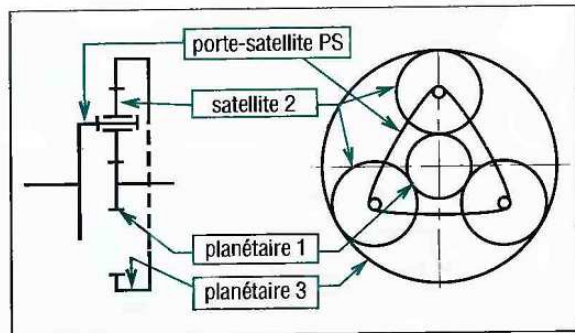


7. Train épicycloïdal simple avec deux satellites.



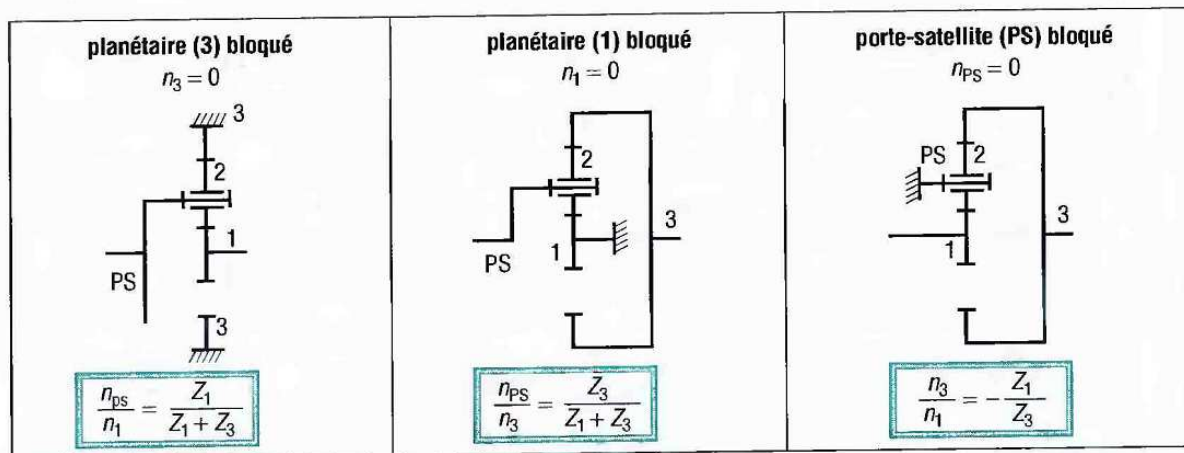
8. Configuration à trois satellites.

Cette configuration est la plus utilisée ; le rendement est bon et l'encombrement axial faible. On peut avoir 2, 3 ou 4 satellites ; leur nombre est sans influence sur le rapport de la transmission. Le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments principaux, planétaire 1, planétaire 3 ou porte-satellites PS, est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.



9. Schéma cinématique général du train épicycloïdal simple.

a) Cas usuels de fonctionnement



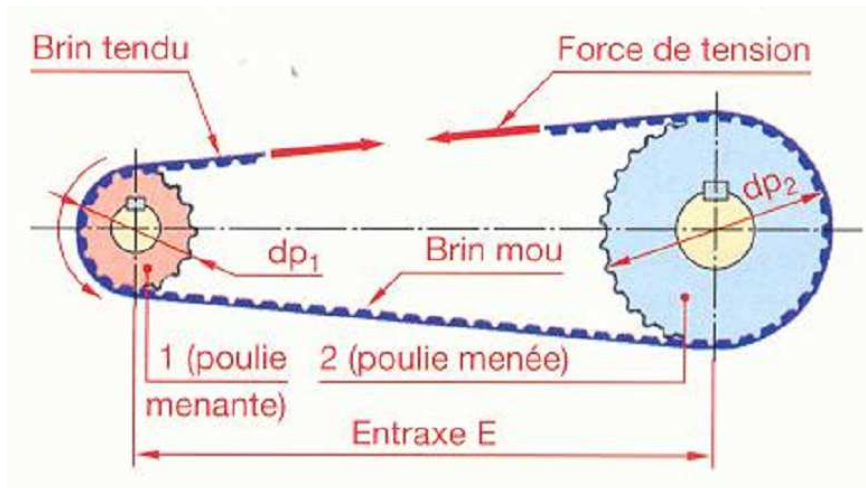
10. Différents cas de fonctionnement du train épicycloïdal simple.

La configuration avec planétaire 3, ou couronne bloquée, est de loin la plus utilisée : planétaire 1 en entrée et porte-satellites PS en sortie.

Si le porte-satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un train classique à un engrenage intérieur avec roue (satellite) d'inversion.

IV.2 Poulies et courroies

Ces systèmes sont utilisés pour transmettre la puissance en conservant le sens de rotation. Ils évitent les bruits mais nécessitent un entretien fréquent par remplacement de la courroie. Il existe des courroies synchrones (crantées), des courroies plates, des courroies toriques et des courroies trapézoïdales et polyvés (transmission par adhérence).



Rapport de transmission :

$$R = \frac{n_2 \text{ (poulie menée)}}{n_1 \text{ (poulie menante)}} = \frac{dp_1 \text{ (poulie menante)}}{dp_2 \text{ (poulie menée)}}$$

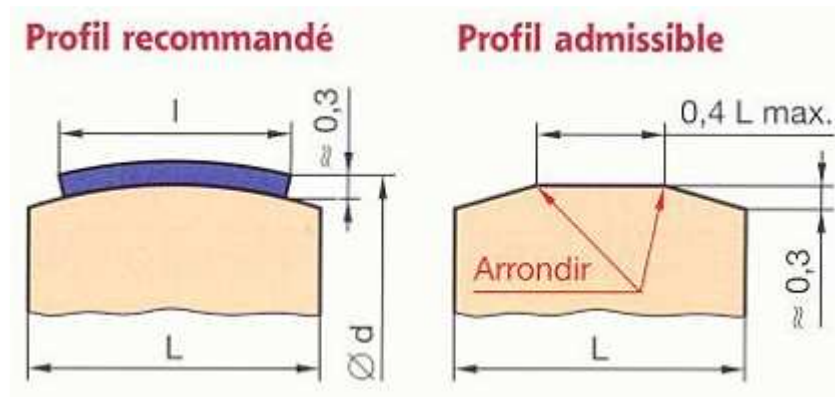
n : fréquence de rotation des poulies en tr/min.

dp : diamètres primitifs des poulies en mm.

Longueur primitif d'une courroie :

$$L = 2 E + 1,57 (dp_1 + dp_2) + \frac{(dp_2 - dp_1)^2}{4 E}$$

IV.2 .1 Les courroies plates



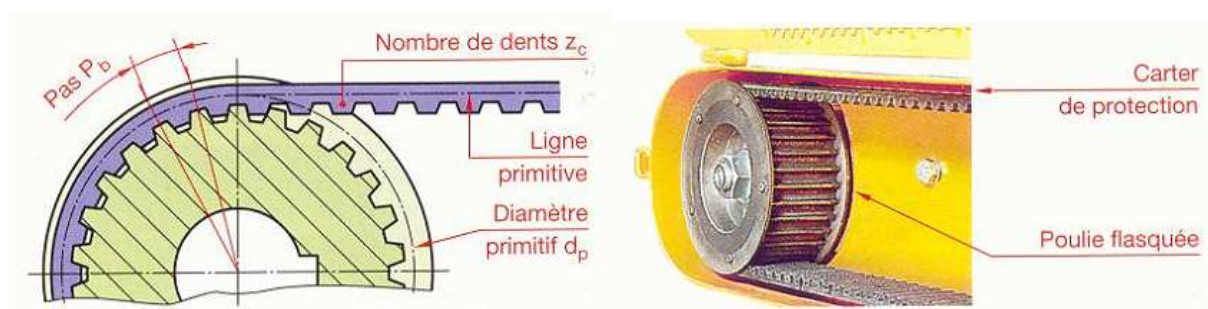
Les courroies plates permettent de transmettre de grandes fréquences de rotation. Afin de limiter l'action de la force centrifuge sur les courroies, on limite généralement les vitesses circonférentielle aux valeurs ci-dessous :

Matériau	Vitesse circonférentielle maximale
Aramide – Silicone	50 à 80 m/s
Polyuréthane	25 m/s
Tolérance sur l'entraxe E	
E max. = entraxe nominal + 3 % L	
E min. = entraxe nominal – 1,5 % L	

IV.2.2 Courroie synchrone

La face interne de ces courroies est dentée. Elles assurent ainsi une transmission sans glissement permettant la synchronisation ou l'indexage positif requis.

- Matière : matériau composite (polyuréthane armé de câbles en acier ou de câbles en aramide...)
- Température d'utilisation : – 10 °C à + 60 °C.

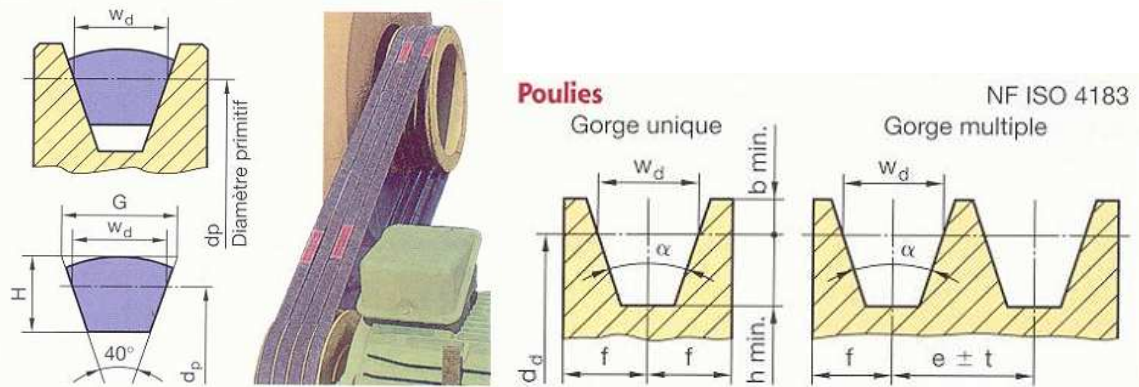


POULIES

- Afin que la courroie ne sorte pas des poulies, au moins une des deux poulies doit être flasquée, en principe la plus petite.
- Lorsque l'entraxe est supérieur à huit fois le diamètre primitif de la petite poulie, les deux poulies doivent être flasquées.
- Lorsque les axes des poulies sont verticaux, ou très inclinés par rapport à l'horizontale, utiliser des poulies flasquées.

IV.2.4 Courroies trapézoïdales

La courroie et la gorge de la poulie sont à section trapézoïdale. On obtient ainsi une forte adhérence par coincement de la courroie dans la gorge de la poulie (environ trois fois plus que pour une courroie plate dans un même matériau). Il est, ainsi, possible de réduire l'arc d'enroulement et d'avoir des entraxes relativement courts.



■ Matière :

Matériau composite (chloroprène + fibres de verre + fils d'acier + ...).

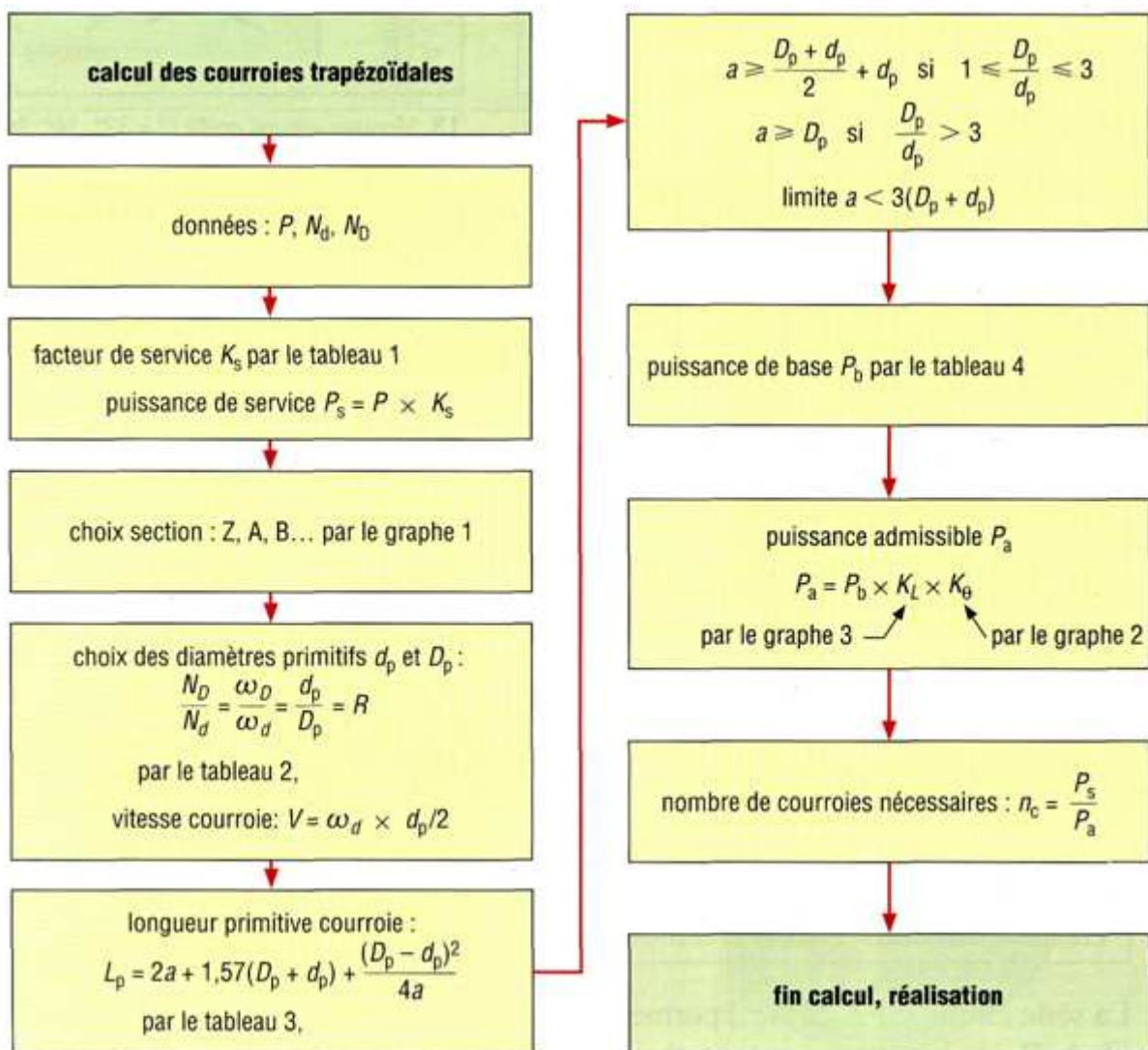
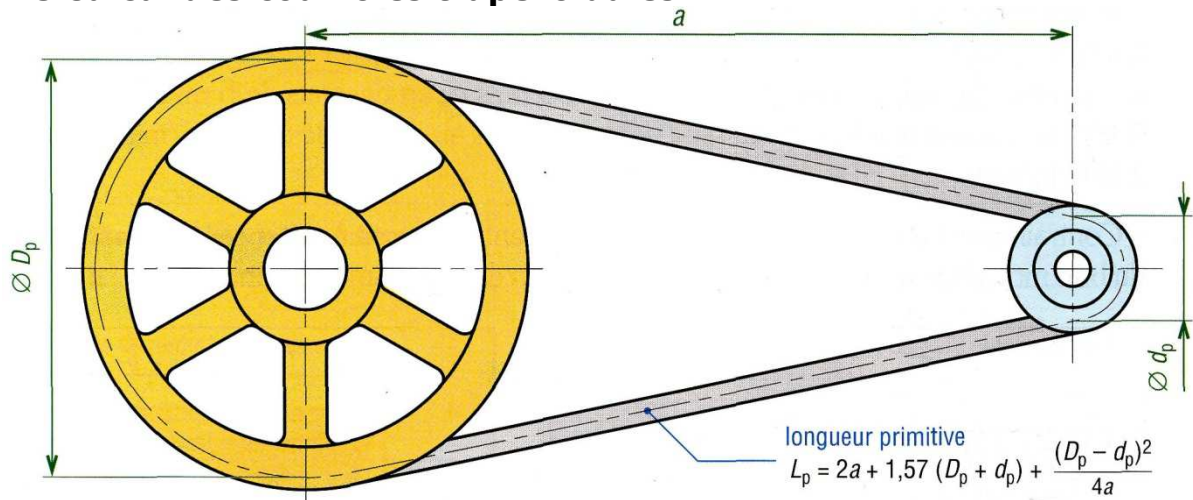
■ Température d'utilisation :

– 25 °C à + 85 °C.

LONGUEUR DE RÉFÉRENCE DE LA COURROIE L_d

C'est la longueur de la courroie, au niveau de la largeur de référence et sous tension normalisée.

Le Calcul des courroies trapézoïdales :

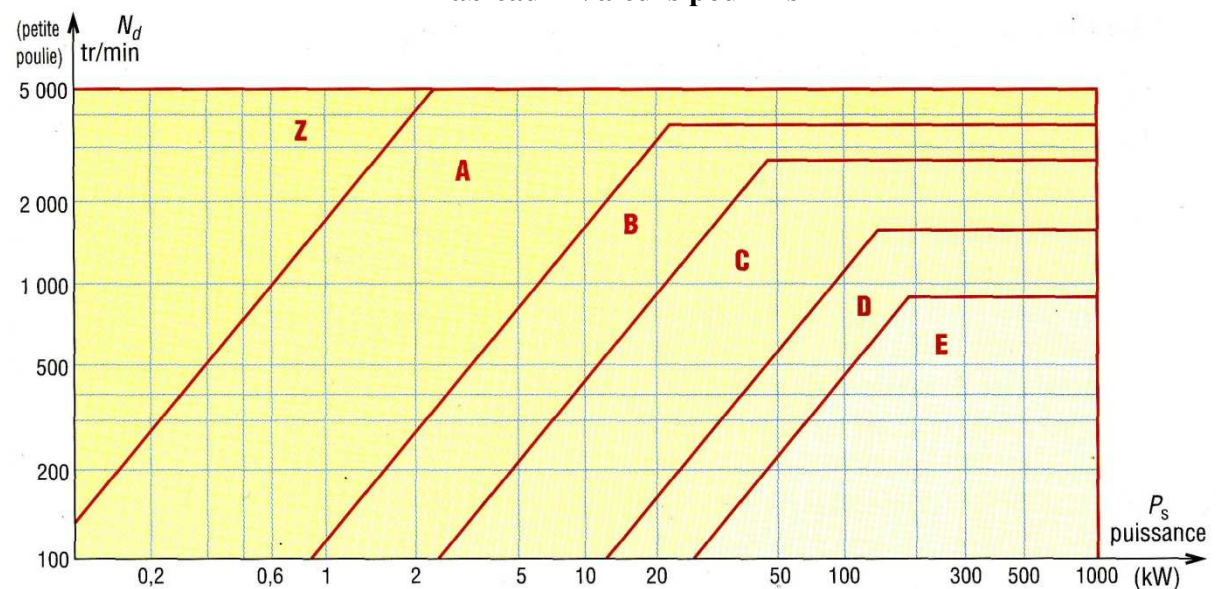


Longueurs des courroies et angles d'enroulement (notation $\sin^{-1} = \arcsin$)		
courroies non croisées		courroies croisées
angles d'enroulement	longueurs des courroies	
$\theta_d = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$	$L = [4.a^2 - (D-d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} (\theta_D . D + \theta_d . d)$	$\theta_D = \theta_d = \theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$
$\theta_D = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$	si α est petit : $L \approx 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{(D-d)^2}{4a}$	$L = [4a^2 - (D+d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} \theta (D+d)$
		$L \approx 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{(D+d)^2}{4a}$

1. Valeur du coefficient de service K_s				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples

Tableau1 Valeurs pour K_s



Graphe 1 : gamme des puissances transmissibles par type de courroie.

2. Diamètres primitifs d_p et D_p recommandés (mm) pour les poulies trapézoïdales ISO 4183	
Z SPZ	50*, 56*, 63, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 630
A SPA	75*, 80*, 85*, 90, 95, 100, 106, 112, 121, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800
B SPB	125*, 132*, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120
C SPC	200* 212*, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 2 000
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 060, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 2 000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 1 900, 2 000, 2 240, 2 500
* : uniquement courroies classiques Z, A, B et C	

Tableau 2 : choix des longueurs primitifs

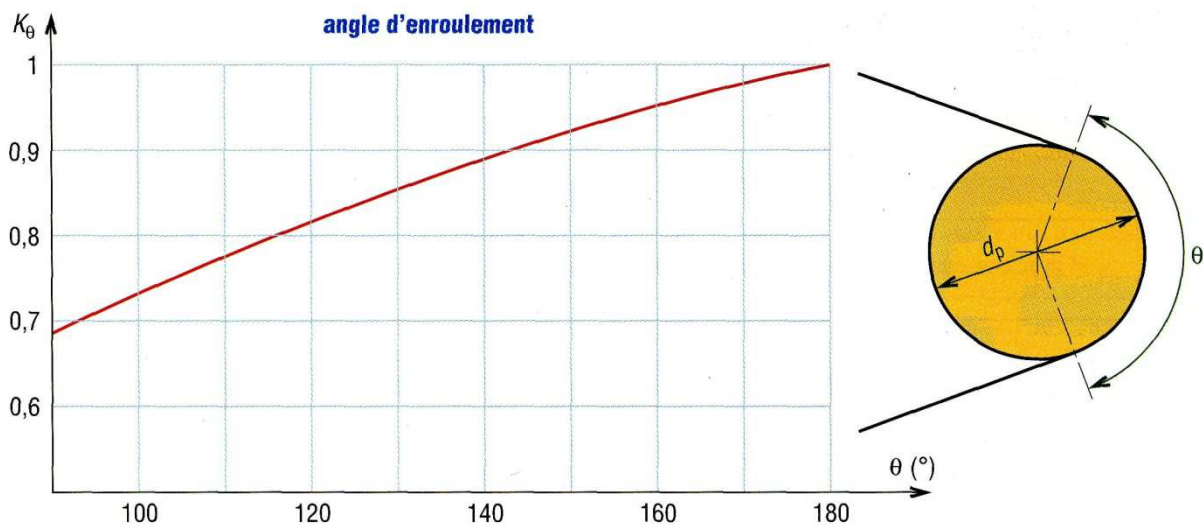
3. Longueurs primitives ou de référence L_p (en mm des courroies trapézoïdales)					
(L* : longueur NF ISO 4184 – les autres longueurs varient sensiblement d'un fabricant à l'autre)					
Z	270, 295, 340, 380, 405*, 435, 465, 475*, 485, 505, 530*, 545, 570, 610, 625*, 635, 675, 700*, 710, 750, 780*, 790, 840, 895, 920*, 940, 1 000, 1 055, 1 080*, 1 095, 1 145, 1 205, 1 250, 1 330*, 1 420*, 1 540*...				
A	415, 490, 541, 585, 620, 630*, 670, 700*, 719, 770, 790*, 820, 871, 890*, 933, 983, 990*, 1 049, 1 100*, 1 153, 1 201, 1 250*, 1 303, 1 353, 1 405, 1 430*, 1 455, 1 508, 1 550*, 1 608, 1 640*, 1 709, 1 750*, 1 858, 1 913, 1 940*, 2 013, 2 050*, 2 133, 2 200*, 2 273, 2 300*, 2 393, 2 480*, 2 533, 2 700*, 2 833, 3 183...				
B	613, 655, 680, 729, 780, 830, 881, 930*, 980, 1 000*, 1 033, 1 083, 1 100*, 1 133, 1 185, 1 210*, 1 243, 1 318, 1 370*, 1 393, 1 465, 1 560*, 1 668, 1 760*, 1 872, 1 950*, 2 075, 2 180*, 2 283, 2 300*, 2 380, 2 480, 2 500*, 2 659, 2 700*, 2 870*, 3 200*, 3 393, 3 600*, 3 793, 4 060*, 4 430*, 4 820*, 5 043, 5 370*, 5 620, 6 070*, 6 585...				
C	920, 1 075, 1 152, 1 312, 1 462, 1 505*, 1 662, 1 760*, 1 840, 1 950*, 2 094, 2 195*, 2 348, 2 420*, 2 500, 2 715*, 2 907, 2 880*, 3 080*, 3 312, 3 520*, 3 720, 3 964, 4 060*, 4 177, 4 278, 4 600*, 5 015, 5 380*, 5 662, 6 100*, 6 362, 6 815*, 7 035, 7 600*, 8 038, 8 444, 9 100*, 10 062, 10 700*...				
D	2 576, 2 740*, 2 876, 3 100*, 3 226, 3 330*, 3 530, 3 730*, 4 080*, 4 386, 4 620*, 5 029, 5 400*, 5 676, 6 100*, 6 370, 6 840*, 7 126, 7 620*, 8 000, 8 405, 9 140*, 10 700*, 11 276, 12 200*, 13 700*, 15 200*...				
E	4 660*, 5 040*, 5 105, 5 420*, 5 765, 6 100*, 6 505, 6 850*, 7 265, 7 650*, 8 055, 8 410, 8 790, 9 150*, 10 035, 11 230, 12 230*, 13 750*, 15 280*, 16 800*...				
Séries étroites	SPZ	SPA	SPB	SPC	Lp (ISO 4184) : 650, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 500, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 9 000, 10 000, 11 200, 12 500
	630 à 3 550	800 à 4 500	1 250 à 8 000	2 000 à 12 500	

Tableau 3 : Longueurs primitifs des courroies

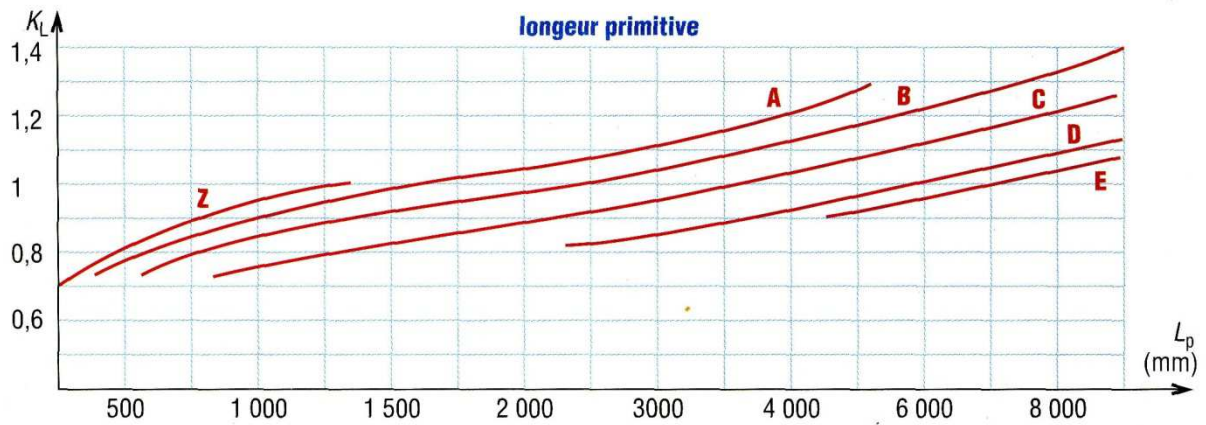
4. Puissance de base P_b en kW des courroies trapézoïdales classiques													
type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)					type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)				
		5	10	15	20	25			5	10	15	20	25
Z	50	0,45	0,72	0,85	-	-	C	180	3,92	6,10	7,33	8,32	-
	60	0,62	1,05	1,35	-	-		210	4,59	7,38	9,40	10,86	11,76
	70	0,73	1,29	1,70	1,94	-		240	4,99	8,31	10,82	12,75	14,14
	80	0,83	1,48	1,97	2,30	2,41		280	5,50	9,27	12,26	14,70	16,50
	90	0,90	1,61	2,18	2,58	2,76		320	5,83	9,96	13,34	16,10	18,29
	100	0,95	1,72	2,37	2,80	3,04		360	6,14	10,56	14,16	17,19	19,69
	110	1,00	1,82	2,48	2,99	3,27		430	6,55	11,25	15,32	18,68	21,43
A	85	1,25	2,04	2,66	3,01	-	D	290	8,92	13,44	15,95	16,80	-
	100	1,42	2,37	3,12	3,99	4,10		320	9,84	15,41	18,90	20,74	20,92
	115	1,55	2,64	3,52	4,21	4,73		360	10,94	17,50	22,07	24,96	26,19
	130	1,65	2,85	4,04	4,60	5,22		400	11,80	19,20	24,61	28,33	30,42
	150	1,75	3,03	4,10	4,80	5,72		460	12,78	21,18	27,55	32,29	34,37
	170	1,82	3,19	4,33	5,00	6,10		520	13,58	22,71	29,85	35,35	39,20
	190	1,87	3,30	4,54	5,55	6,39		580	14,16	23,96	31,64	37,76	42,80
B	120	2,11	3,23	4,23	4,80	-	E	440	10,97	18,85	24,69	28,33	29,44
	140	2,35	3,95	5,02	5,83	6,37		480	11,89	20,65	27,39	31,92	33,91
	160	2,57	4,03	5,61	6,63	7,37		520	12,62	22,15	29,63	34,95	37,68
	180	2,72	4,39	6,09	7,24	8,14		600	13,84	24,57	33,28	39,86	43,75
	200	2,81	4,81	6,42	7,71	8,75		700	14,94	27,26	36,66	44,28	49,35
	220	2,92	4,89	6,73	8,13	9,24		800	15,77	28,50	39,18	47,60	53,56
	250	3,01	5,06	6,89	8,64	8,85		950	16,82	30,40	42,00	51,40	59,13

Les puissances P_b indiquées sont des moyennes et peuvent varier sensiblement d'un fabricant à l'autre (consulter leurs catalogues pour des renseignements plus détaillés)

Tableau 4 : puissance de base P_d



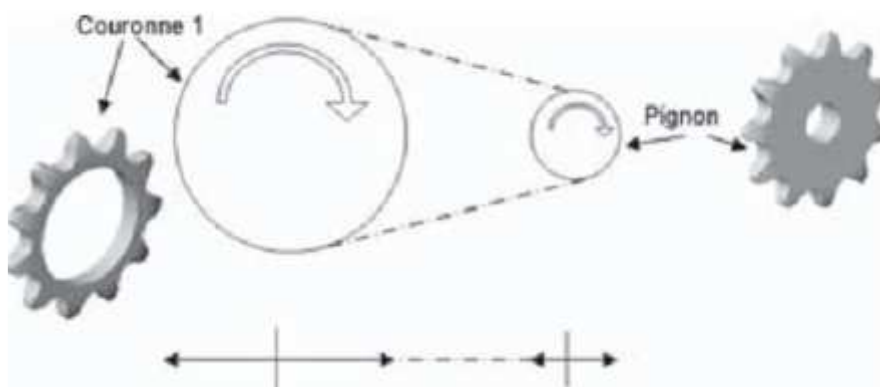
Graph 2 : Détermination de K_θ



Graph3 : Détermination de K_L

IV.3 Pignon et chaîne :

Ces systèmes sont largement diffusés sur les cycles, notamment pour un gain de poids et de place. La mise en œuvre sur les vélos, par exemple, permet d'avoir des boîtes de vitesses compactes et légères, et dont la transmission est efficace.

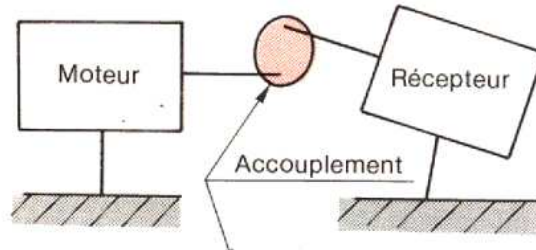


Le rapport de transmission s'écrit :

$$i_{1/2} = \frac{\omega_{1/0}}{\omega_{2/0}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

IV.4 Les accouplements :

D'une manière générale, les accouplements sont destinés à relier un organe moteur à un organe récepteur. Le problème majeur est de compenser les désalignements axiaux, radiaux et angulaires entre l'axe du moteur et l'axe du récepteur.



Position du problème :

La transmission de puissance entre deux arbres, sensiblement colinéaires, est réalisable par accouplement.

Le choix de l'accouplement dépend :

- des défauts d'alignement des arbres,
- de la variation de puissance transmise.

Types d'accouplement :

Suivant les conditions technologiques, on met en place des accouplements :

- rigides,
- articulés,
- élastiques.

IV.4.1 Accouplements rigides :

Conditions d'utilisation :

La mise en place de ces accouplements implique la parfaite coaxialité des arbres ou leurs autoalignement.

Conditions de détermination

- Dilatation axiale ou pas.
- Equilibrage.
- Moment transmissible.
- Démontage sans déplacer les arbres.

Exemple de réalisation

— Accouplement agissant par adhérence (Fig. 11.12b). Le serrage des boulons crée un effort axial (N) sur les plateaux ; le moment transmissible est :

$$M = r_{\text{moy}} fN$$

— Accouplement agissant par obstacle (Fig. 11.11). La résistance des goupilles détermine le moment maxi transmissible.

— Accouplement combiné (Fig. 11.12a). L'association adhérence + obstacle permet la transmission de moment plus important.

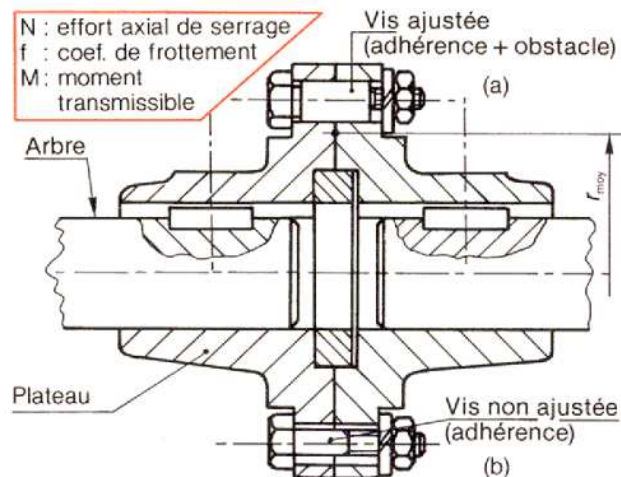


Fig. 11.12. — Accouplement à plateaux.

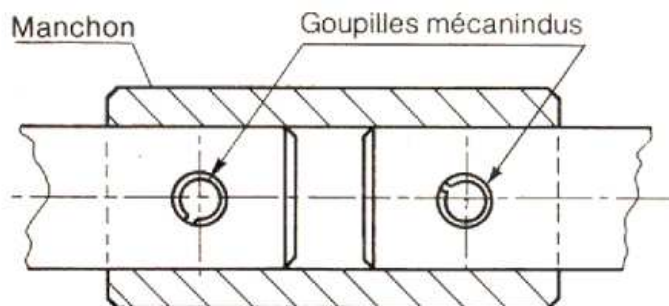
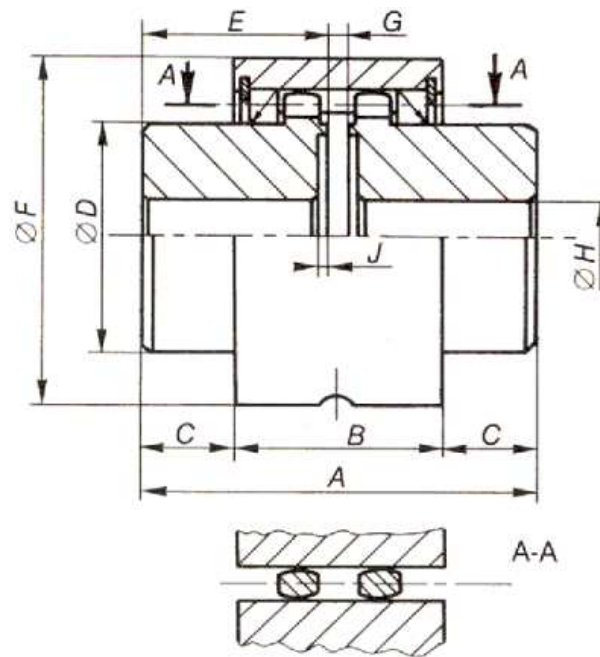


Fig. 11.11. — Manchon d'accouplement.

IV.4.2 Accouplement articulés :

- La mise en place de dents bombées permet un déport des axes de chaque manchon ;
- L'angulation de chaque manchon est de 1° en moyenne. Lubrification à la graisse.



IV.4.3 Accouplement élastiques :

Ils permettent :

- d'absorber les irrégularités du couple,
- d'accepter les défauts d'alignement,
- d'autoriser les déformations des châssis montés sur supports élastiques.

Ils ont pour inconvénients de créer :

- des forces (F_x, F_y),
- des moments (C_θ, C_α),

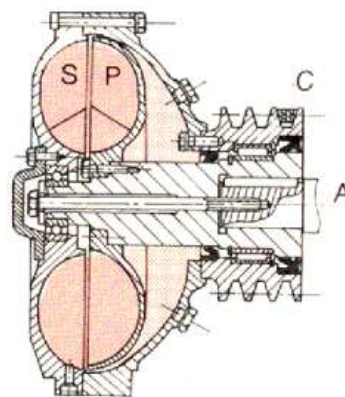
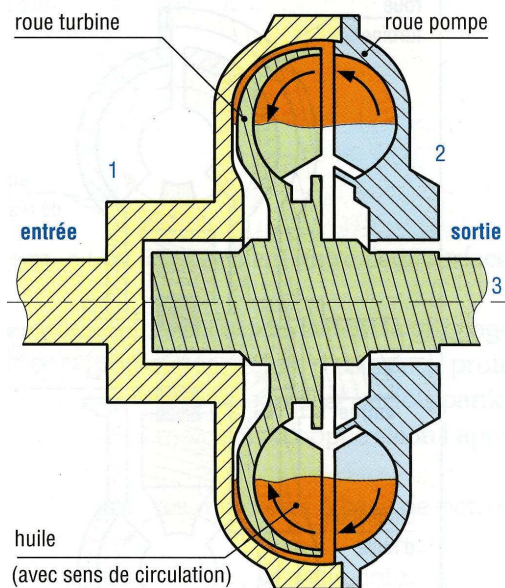
sur les arbres en fonction des déformations et de la rigidité des éléments élastiques (rigidités voir

Elasticité torsionnelle	Elasticité radiale	Elasticité axiale	Elasticité conique
$K_s = \frac{C_s}{\theta}$	$K_r = \frac{F_r}{Y}$	$K_x = \frac{F_x}{X}$	$K_\alpha = \frac{C_\alpha}{\alpha}$



IV.4.4 Les coupleurs hydrauliques :

- Sécurité, robuste, automatique, réversible, souplesse de marche, absorbant les a-coups. Faible poids par kW à égalité de vitesse.
- Rendement élevé à la vitesse de régime ou à charge variable. Progressivité de démarrage, réglable par modification de remplissage. Réduction des risques de patinage des véhicules. Permet aux moteurs de démarrer à vide sous valeur du couple presque maximale.
- Entretien et usure pratiquement nuls, période d'oscillation propre inexistante.
- Glissement en pleine charge de l'ordre de 2 à 4%.



- A : arbre moteur (ou récepteur)
- C : courroie
- P : Primaire (ou secondaire)
- S : Secondaire (ou primaire)

IV.4.5 Les accouplement temporaire

IV.4.5.1 Les freins :

Transformateurs d'énergie mécanique en chaleur, destinés à ralentir ou à arrêter complètement le mouvement d'un mécanisme.

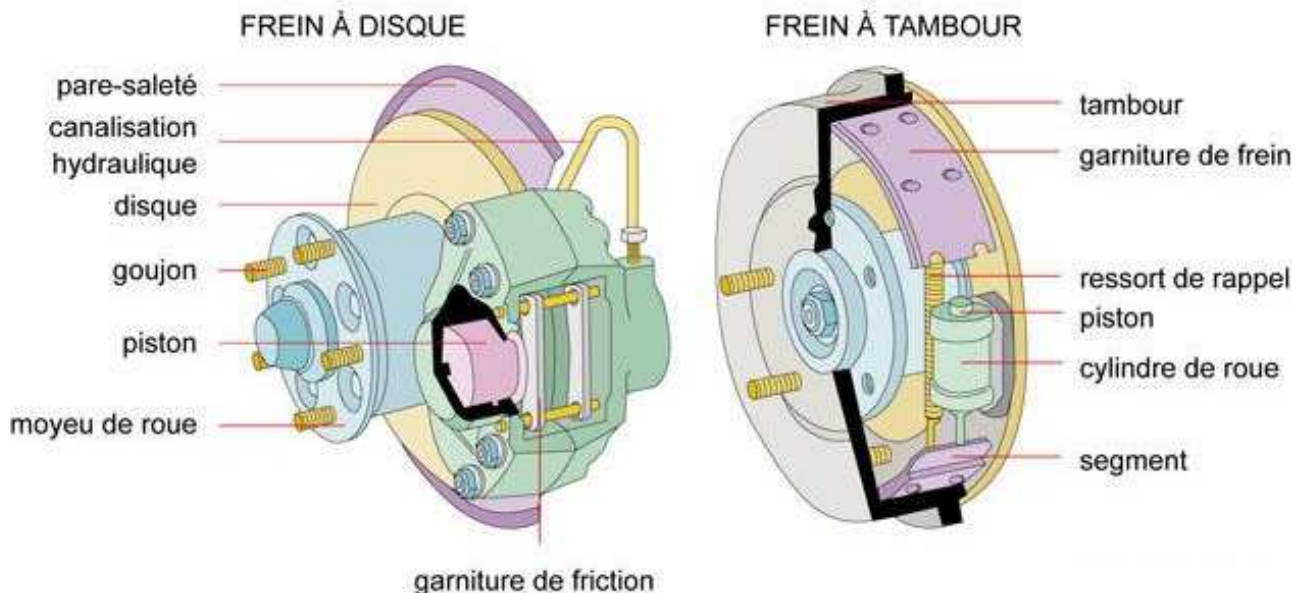
D'après l'organe de friction :

- à sabots, — à bandes, — à mâchoires,
- à disques (de plus en plus utilisés).

L'énergie absorbée est proportionnelle à la masse en mouvement et au carré de la vitesse. L'inertie du système à freiner est le plus gros inconvénient.

Qualités recherchées

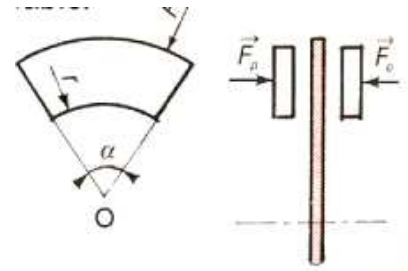
- Efficacité.
- Régularité de l'effort de freinage.
- Faible effort de commande.
- Réglages aussi espacés que possible.
- Construction et entretien faciles.



Frein à disque :

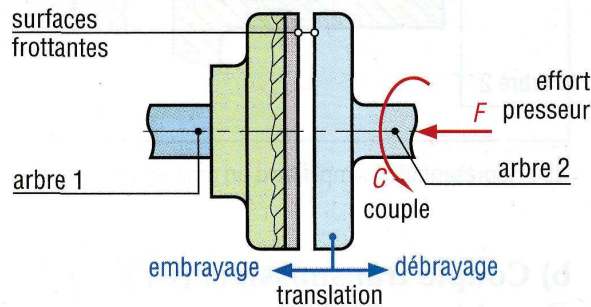
Surfaces de frottement planes et perpendiculaires à l'axe. Le disque est un cylindre de faible épaisseur et de grand diamètre. Le rapport entre D et d est au maximum de 0,7. Il est admis, pour le calcul des garnitures, dans des conditions normales d'utilisation, une usure de 1 mm pour un couple de $15 \cdot 10^6$ daNm/cm² de garniture. Les garnitures se présentent sous forme :

— *patins* complets ou partiels.



IV.4.6 Les embrayages :

D'une manière générale, on appelle embrayage tout accouplement temporaire. La commande des embrayages peut être mécanique, électromagnétique, hydraulique...

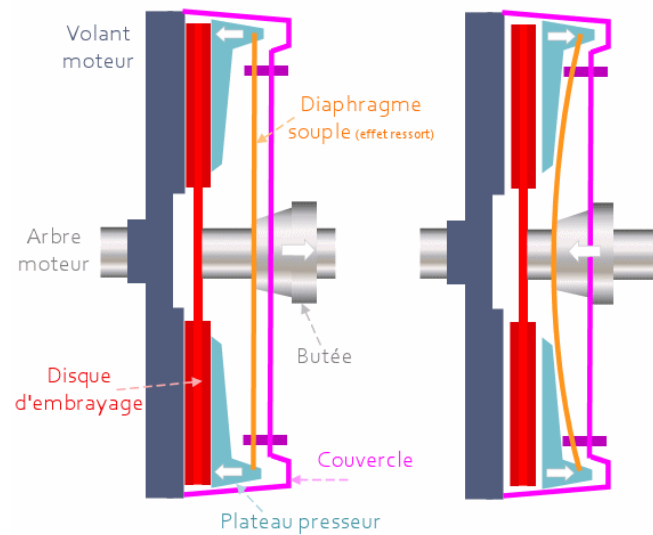


Principe de fonctionnement

En savoir plus sur : http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/accouplements.htm

1. Embrayage à diaphragme à commande mécanique :

Par déformation d'un diaphragme, on désaccouple l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie (commande mécanique). La durée de vie dépend des conditions d'utilisation, et de l'utilisateur.



2. Embrayage multidisques à commande électromagnétique :

Un électroaimant attire l'armature mobile et solidarise l'arbre moteur avec le plateau récepteur.

