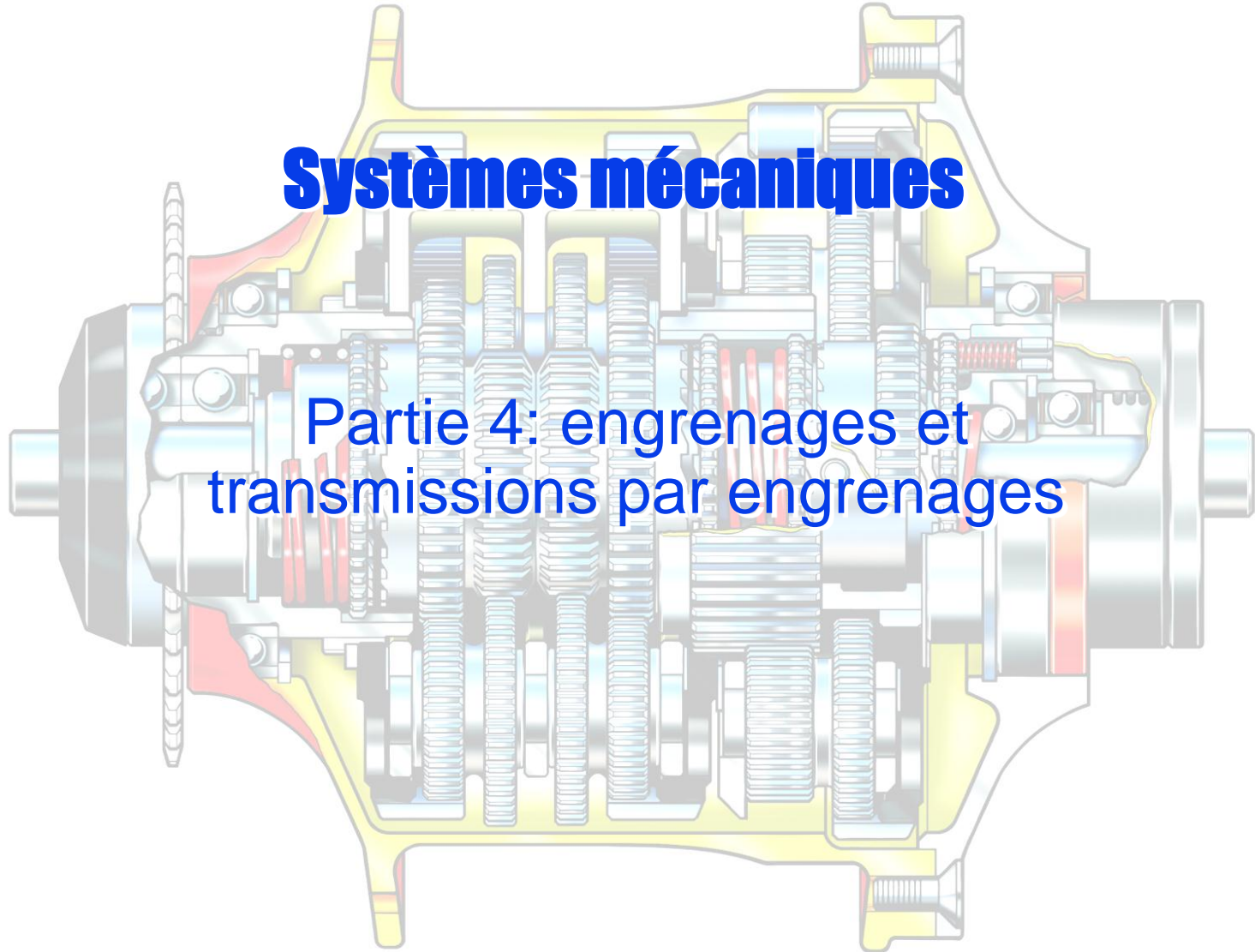


Systemes mécaniques

Partie 4: engrenages et transmissions par engrenages



Sommaire

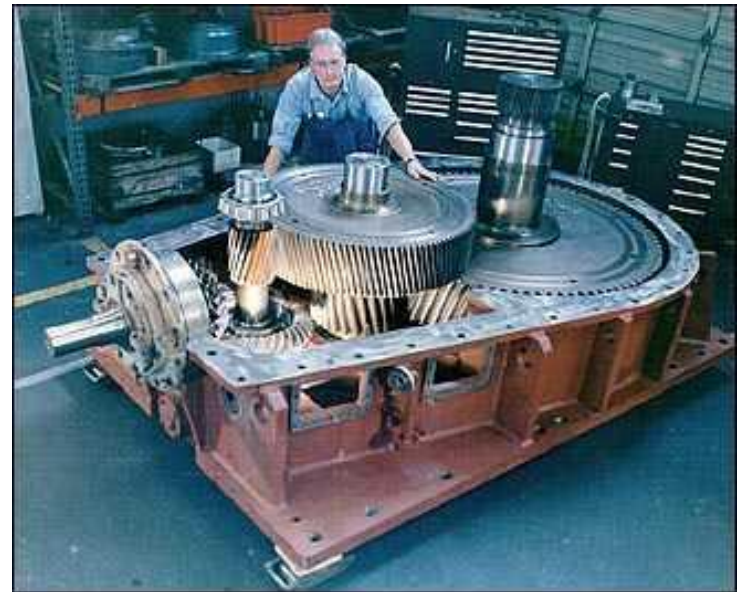
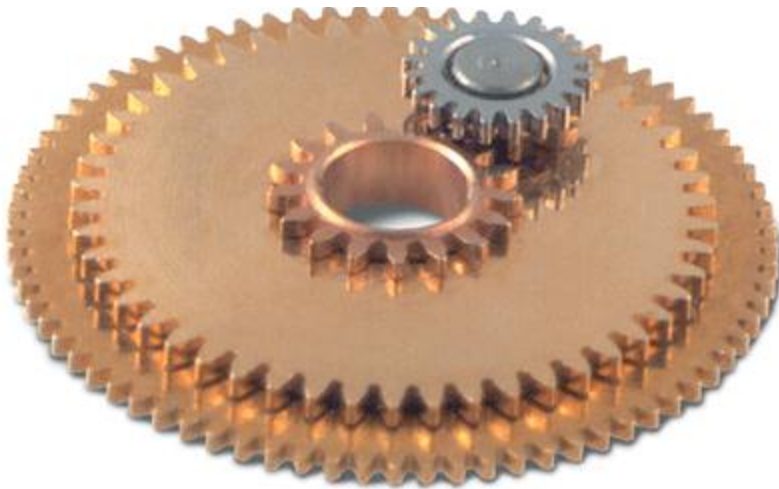
- ◆ Types d'engrenages
- ◆ Spécifications fonctionnelles pour les engrenages
- ◆ Généralités et définitions
- ◆ Conditions d'engrènement
- ◆ Types de profils de dentures
- ◆ Dentures à profil de développante
- ◆ Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale
- ◆ Engrenages coniques
- ◆ Roue et vis sans fin
- ◆ Trains épicycloïdaux
- ◆ Boîtes à vitesses

Engrenages

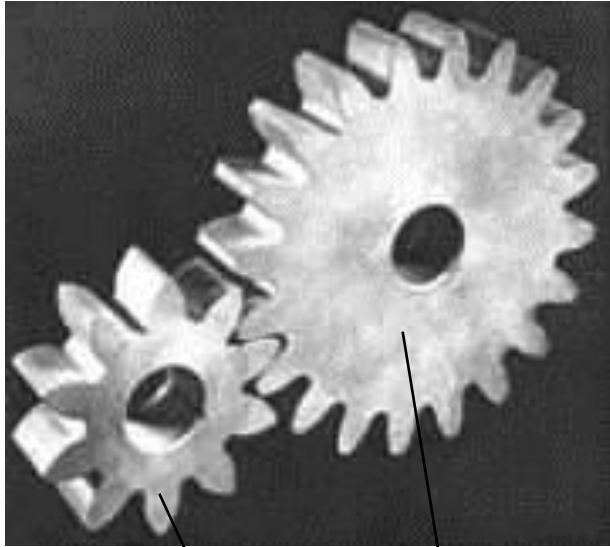
- ◆ Fonction: transmettre et varier un moment et une vitesse de rotation entre deux arbres
 - ◆ Principe physique: obstacle
 - ◆ Rapport de vitesse constant
-
- ◆ Engrenage = pignon + roue
 - ◆ Transformation d'une rotation en une rotation :
 - arbres parallèles : engrenages cylindriques (à denture droite ou hélicoïdale)
 - arbres concourants : engrenages coniques
 - arbres en position quelconque :
 - engrenages cylindriques à denture hélicoïdale
 - roue et vis sans fin
 - engrenages hypoïdes

Exemples de trains d'engrenages

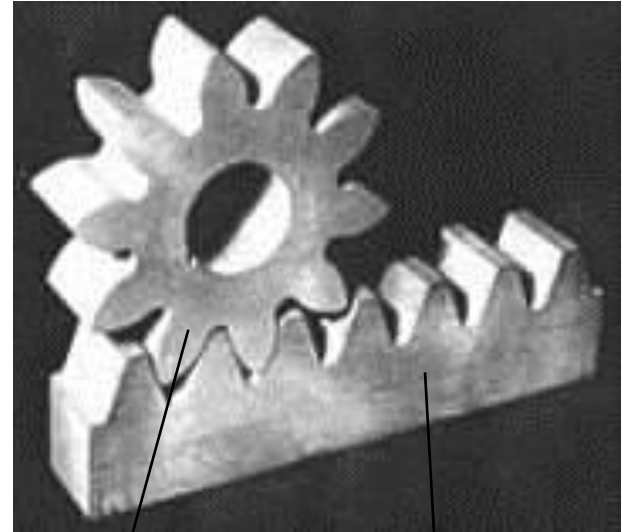
2 MM



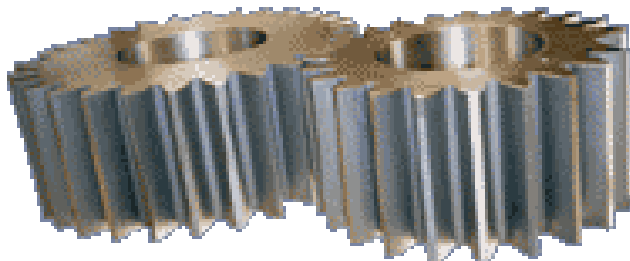
Types d'engrenages



Pignon – Roue

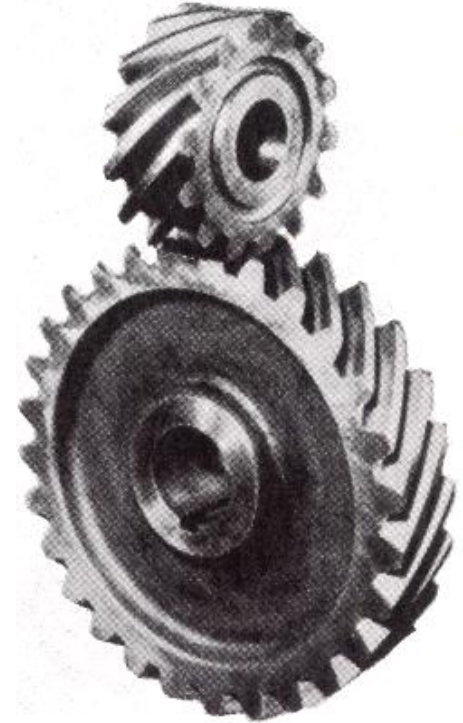
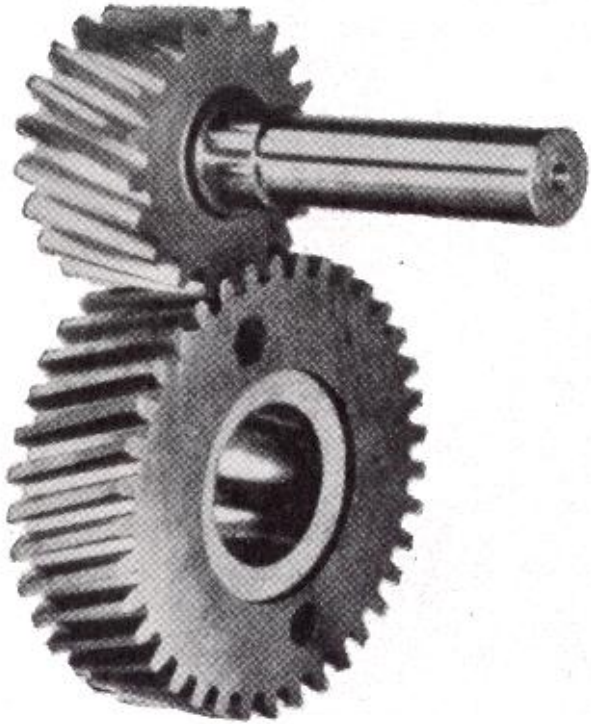


Pignon - crémaillère



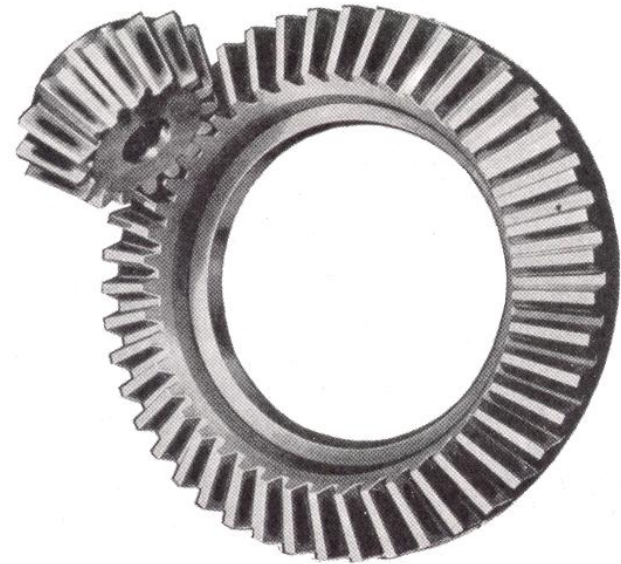
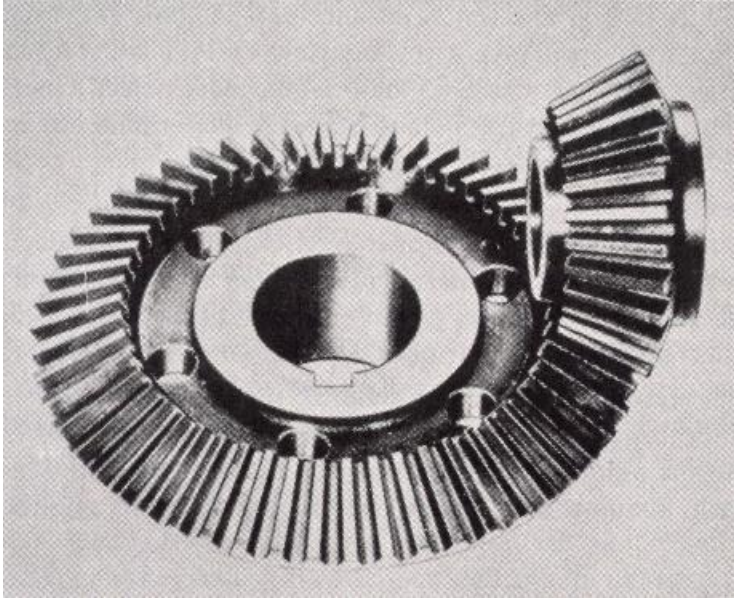
Cylindrique à denture droite

Types d'engrenages



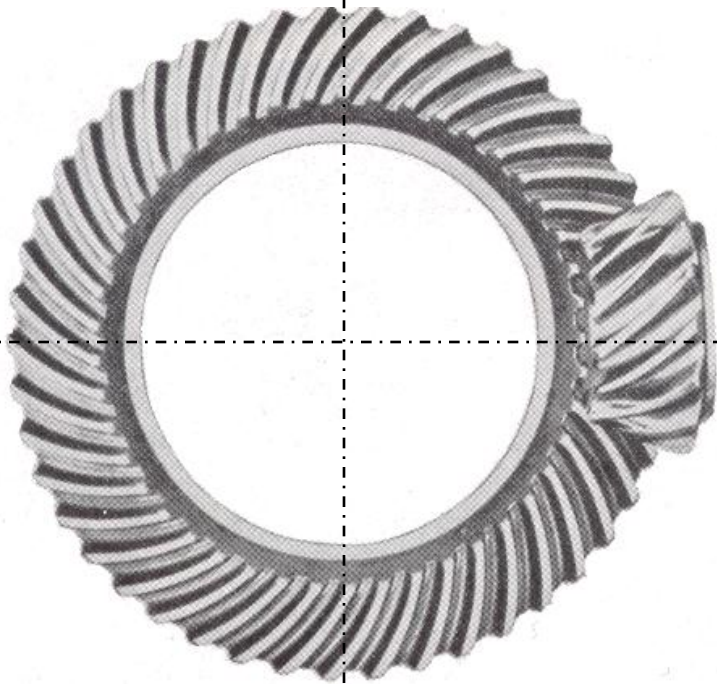
Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

Types d'engrenages

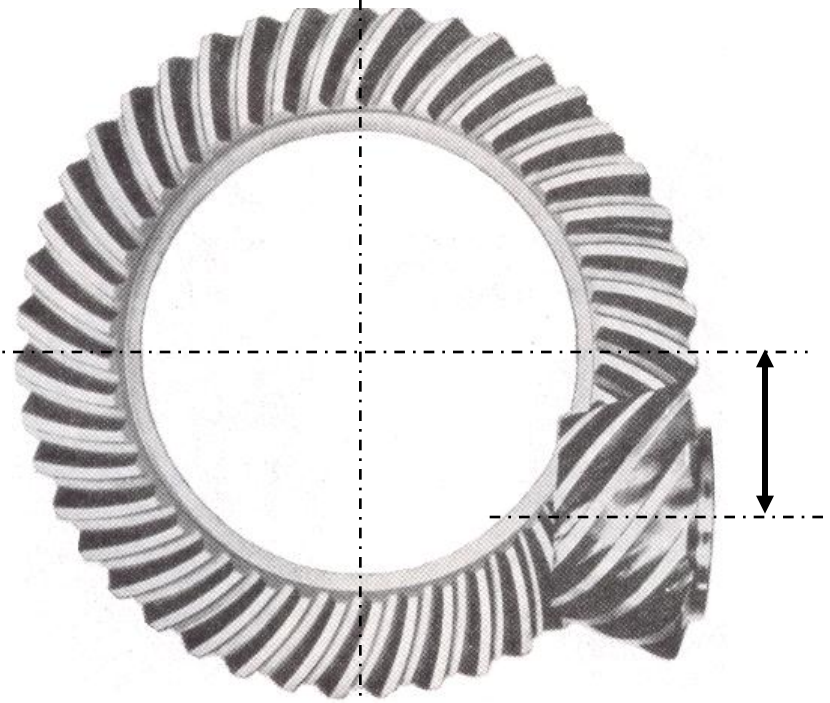


Engrenages coniques à denture droite

Types d'engrenages

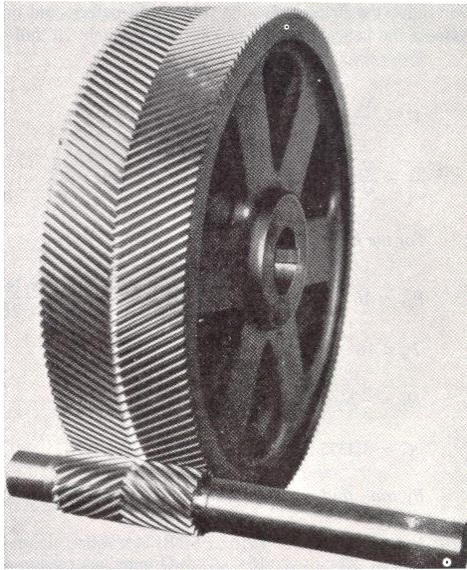


Engrenage conique
à denture spirale

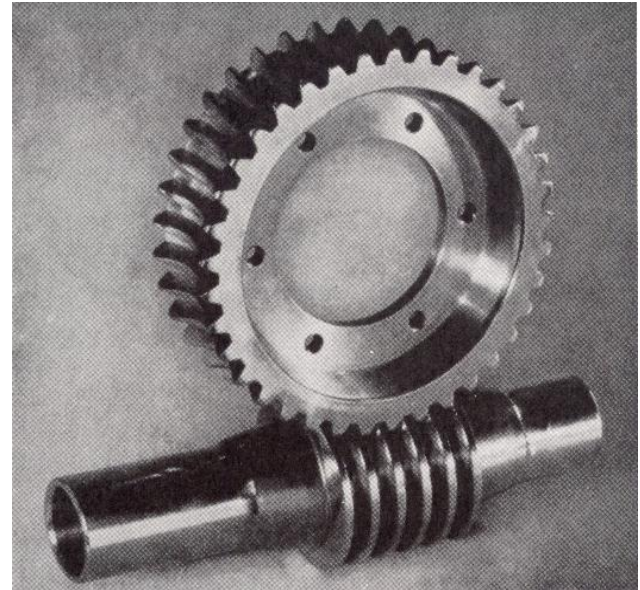


Engrenage conique
à denture hypoïde

Types d'engrenages



Engrenage cylindrique
à chevrons



Roue et vis sans fin

Spécifications fonctionnelles pour les engranages

◆ **Spécifications cinématiques:**

- Rapport de vitesse constant
- Pas d'interférence
 - Pénétration du profil d'une dent d'un élément de l'engrenage dans celui d'une dent de l'autre élément

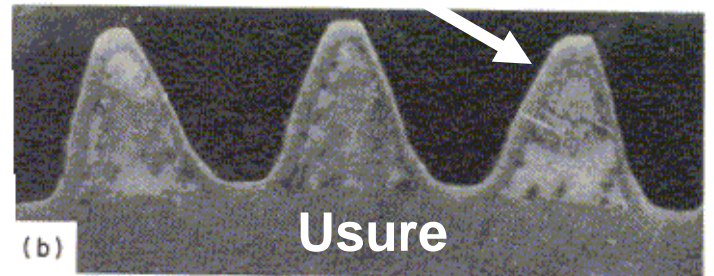
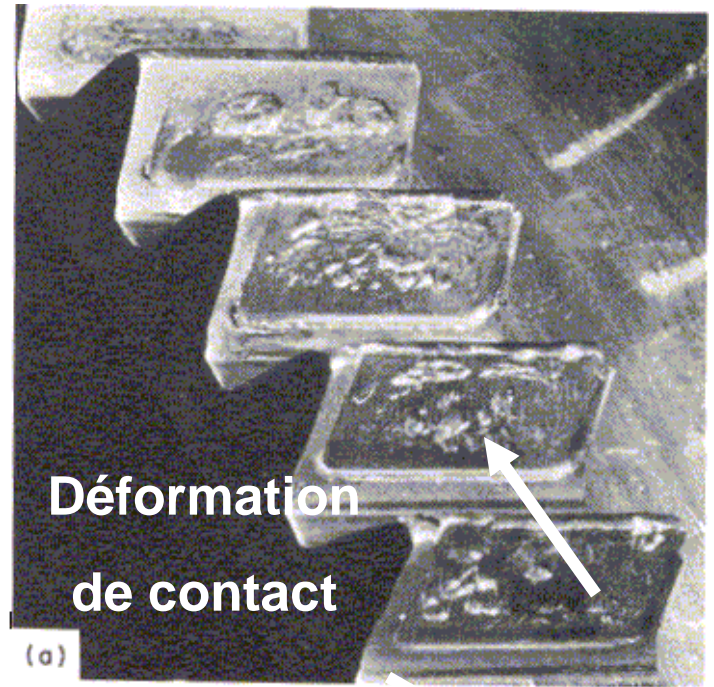
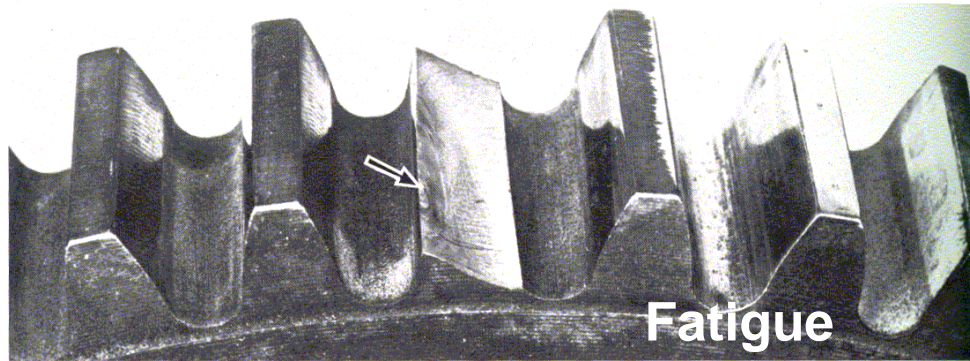
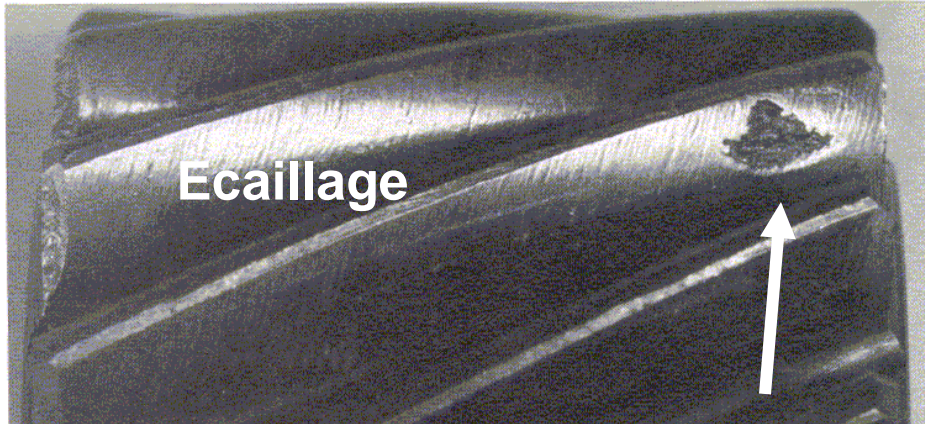
◆ **Spécifications statiques:**

- Pressions de contact limites (usure et écaillage)
- Contraintes en flexion limites (fatigue et rupture)

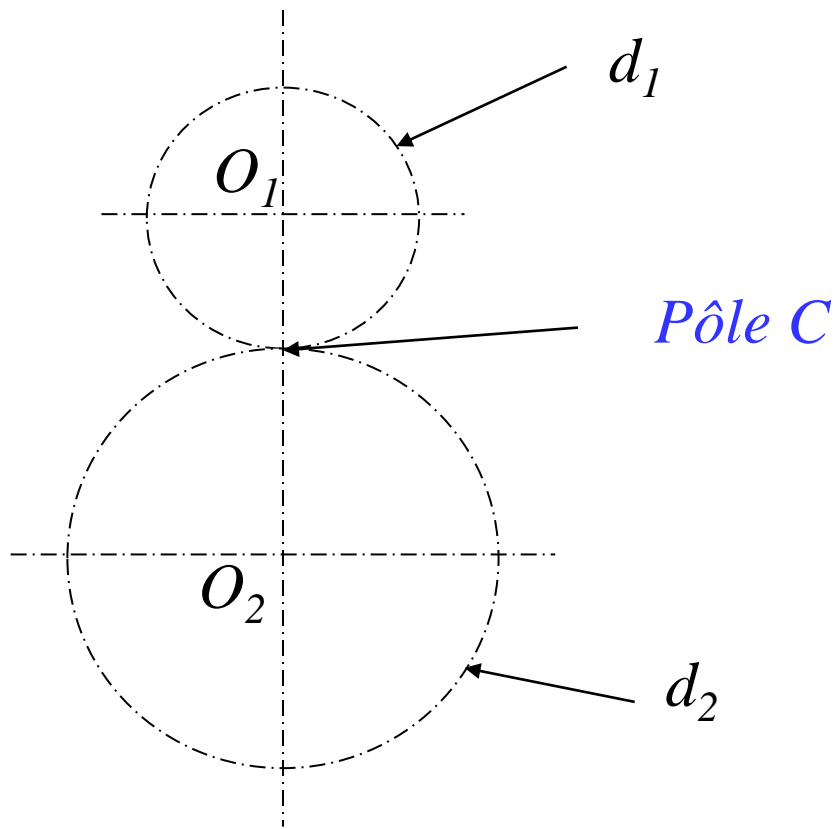
◆ **Spécifications dynamiques:**

- Pas de choc (rapport de conduite)

Détérioration d'engrenages



Généralités et définitions: engrenages cylindriques droits



Cercles primitifs

d_1 = diamètre primitif du pignon

r_1 = rayon primitif du pignon

O_1 = centre de rotation du pignon

z_1 = nombre de dents du pignon

d_2 = diamètre primitif de la roue

r_2 = rayon primitif de la roue

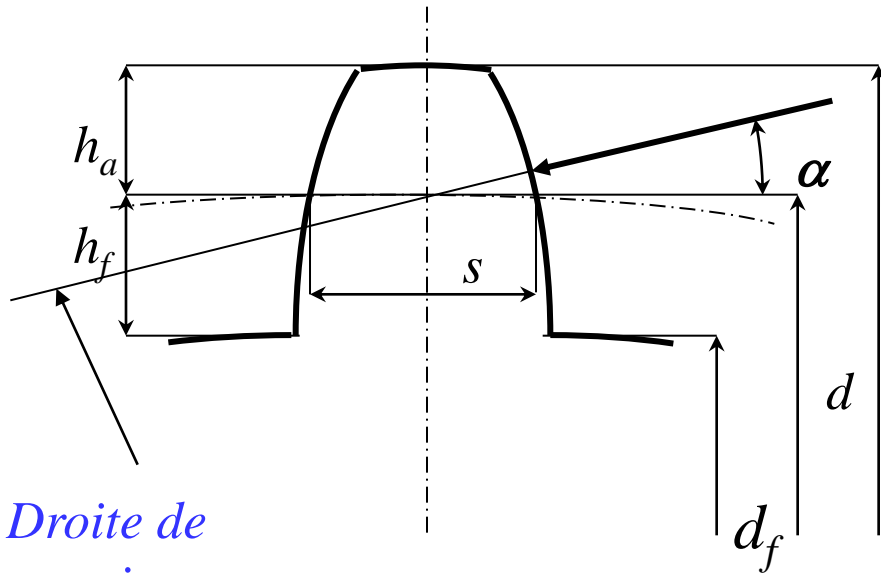
O_2 = centre de rotation de la roue

z_2 = nombre de dents de la roue

Le **pôle C** est le point de contact des deux cercles primitifs, qui en ce point roulent l'un sur l'autre sans glisser.

C = centre instantané de rotation 1,2

Généralités et définitions: engrenages cylindriques droits



Droite de pression

Saillie : $h_a = m$; creux : $h_f = 1,25 m$

Cercle de tête : $d_a = d + 2 h_a = d + 2 m$

Cercle de pied : $d_f = d - 2 h_f = d - 2,5 m$

Hauteur de dent : $h = h_a + h_f$

Largeur de denture : $b = K \times m$ ($7 < K < 12$)

Module : $m = \frac{d}{z}$ [mm]

Pas de denture: $p = \frac{\pi d}{z} = m\pi$

d_a Epaisseur de la dent

sur le cercle primitif: $s = \frac{\pi d}{2z} = \frac{p}{2} = \frac{m\pi}{2}$

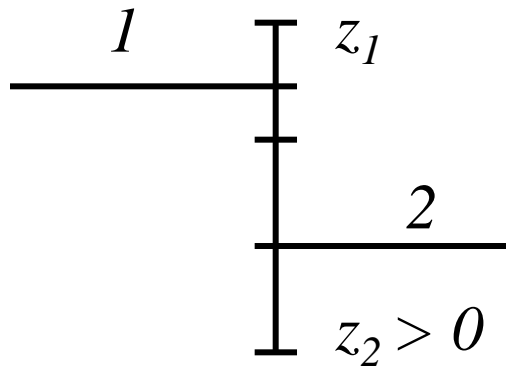
Angle de pression: α

MODULE - Valeurs normalisées principales

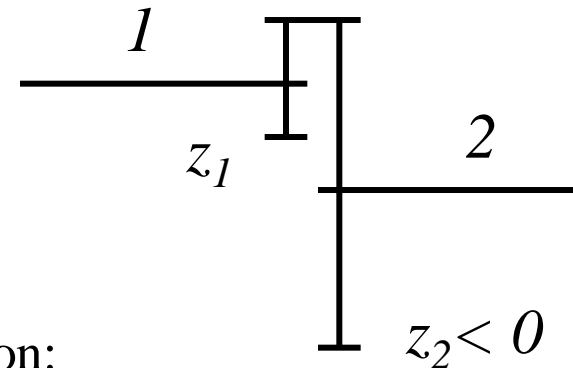
0,5	2,5	12
0,6	3	16
0,8	4	20
1	5	25
1,25	6	32
1,5	8	40
2	10	50

Rapport de transmission d'un engrenage

Engrenage extérieur



Engrenage intérieur



Rapport de transmission:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

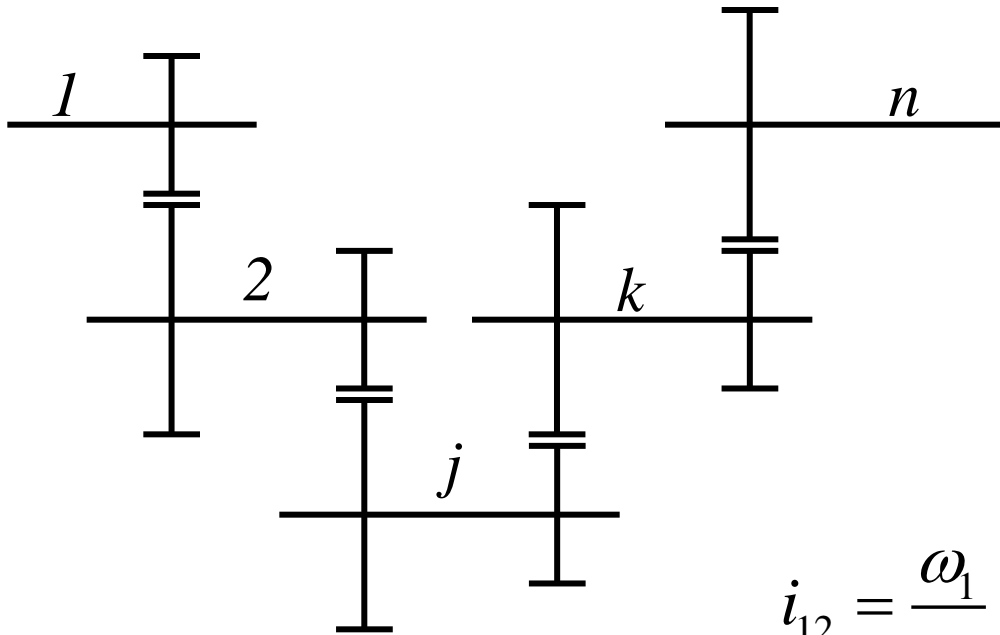
si sens $\omega_1 =$ sens $\omega_2 \rightarrow i > 0$

si sens $\omega_1 = -$ sens $\omega_2 \rightarrow i < 0$

z, d couronne intérieure < 0

$$\rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1} = -\frac{z_2}{z_1}$$

Rapport d'un train d'engrenages extérieurs



$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad i_{jk} = \frac{\omega_j}{\omega_k} = -\frac{z_k}{z_j}$$

$$i_{1n} = i_{12} \dots i_{jk} \dots i_{n-1,n}$$

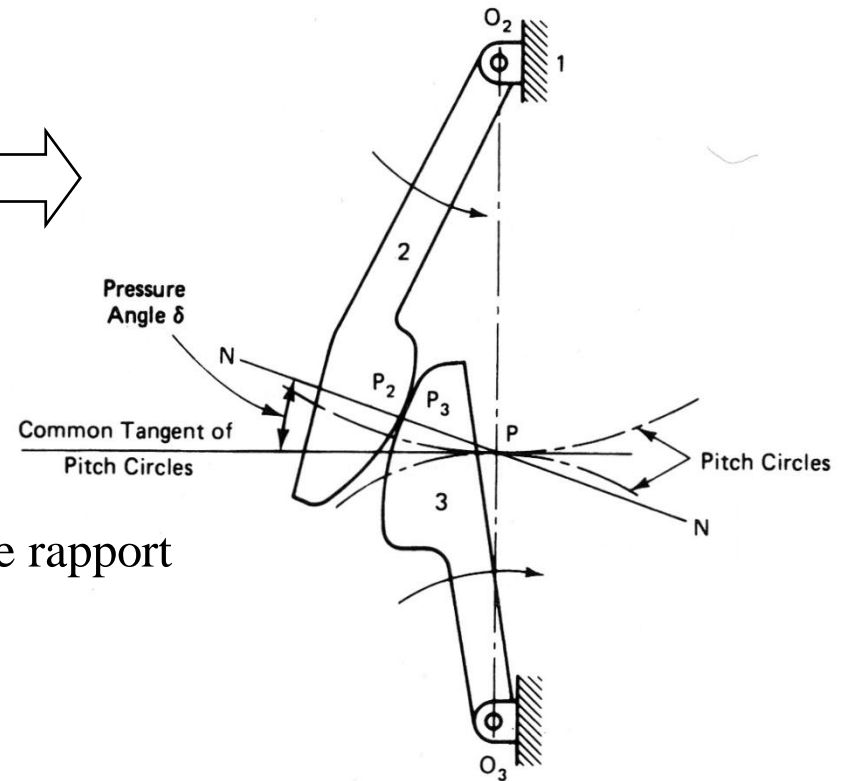
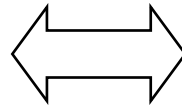
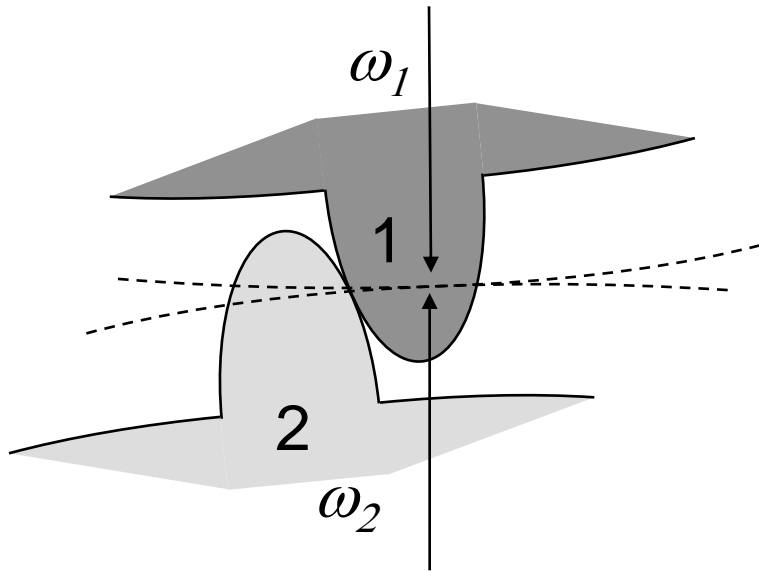
$$\text{sign}(i_{1n}) = (-1)^n$$

Conditions d'engrènement

- ◆ Transmission uniforme, sans choc:
 - même pas et module pour toutes les dents d'un pignon ou d'une roue
 - profiles conjugués des dents du pignon et de la roue
 - rapport de conduite tel que deux dents soient entrées en contact avant que les deux dents précédentes se séparent.
 - Pas d'interférence

Profils conjugués

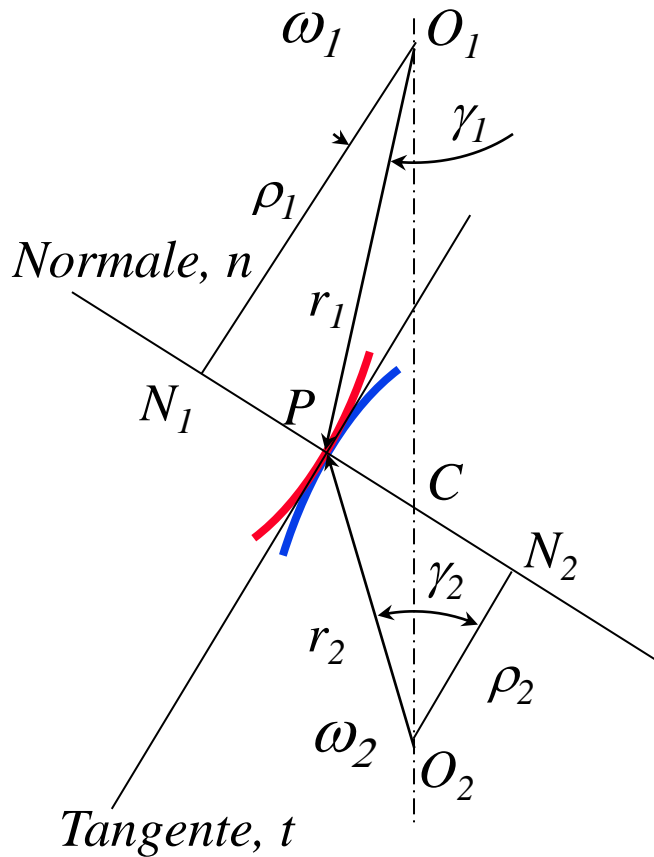
Deux profils de dents d'engrenage \Leftrightarrow came-suiveur



Deux profils sont conjugués si et seulement si le rapport de vitesse est constant tout au long du contact

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{d\phi_1}{dt}}{\frac{d\phi_2}{dt}} = \frac{d\phi_1}{d\phi_2} = \text{constant}$$

Profils conjugués



Profils 1 et 2, en contact en P , tournant autour de O_1 et O_2

$$\vec{V}_1 = \vec{r}_1 \otimes \vec{\omega}_1 = \begin{pmatrix} V_{1n} \\ V_{1t} \end{pmatrix}; \quad \vec{V}_2 = \vec{r}_2 \otimes \vec{\omega}_2 = \begin{pmatrix} V_{2n} \\ V_{2t} \end{pmatrix}$$

Contact sans pénétration: $V_{1n} = \omega_1 r_1 \cos \gamma_1 = V_{2n} = \omega_2 r_2 \cos \gamma_2$

$$\omega_1 O_1 N_1 = \omega_2 O_2 N_2$$

$$\frac{O_1 C}{O_2 C} = \frac{O_1 N_1}{O_2 N_2} = \left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| = \left| \frac{r_1}{r_2} \right| = \left| \frac{1}{i} \right| = \text{constant}$$

Etant donné O_1, O_2, C , pour tout profil 1 on peut construire un profil conjugué 2.

Vitesse tangentielle:

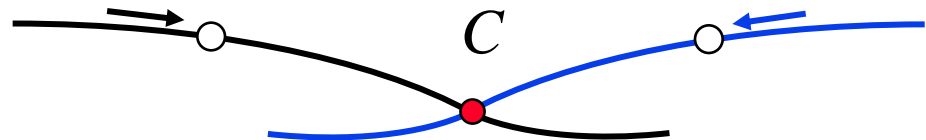
$$V_{1t} = r_1 \omega_1 \sin \gamma_1 = \omega_1 N_1 P \quad V_{2t} = r_2 \omega_2 \sin \gamma_2 = \omega_2 N_2 P$$

Vitesse tangentielle relative:

$$V_{12} = \omega_1 N_1 P - \omega_2 N_2 P = (\omega_1 + \omega_2) PC$$

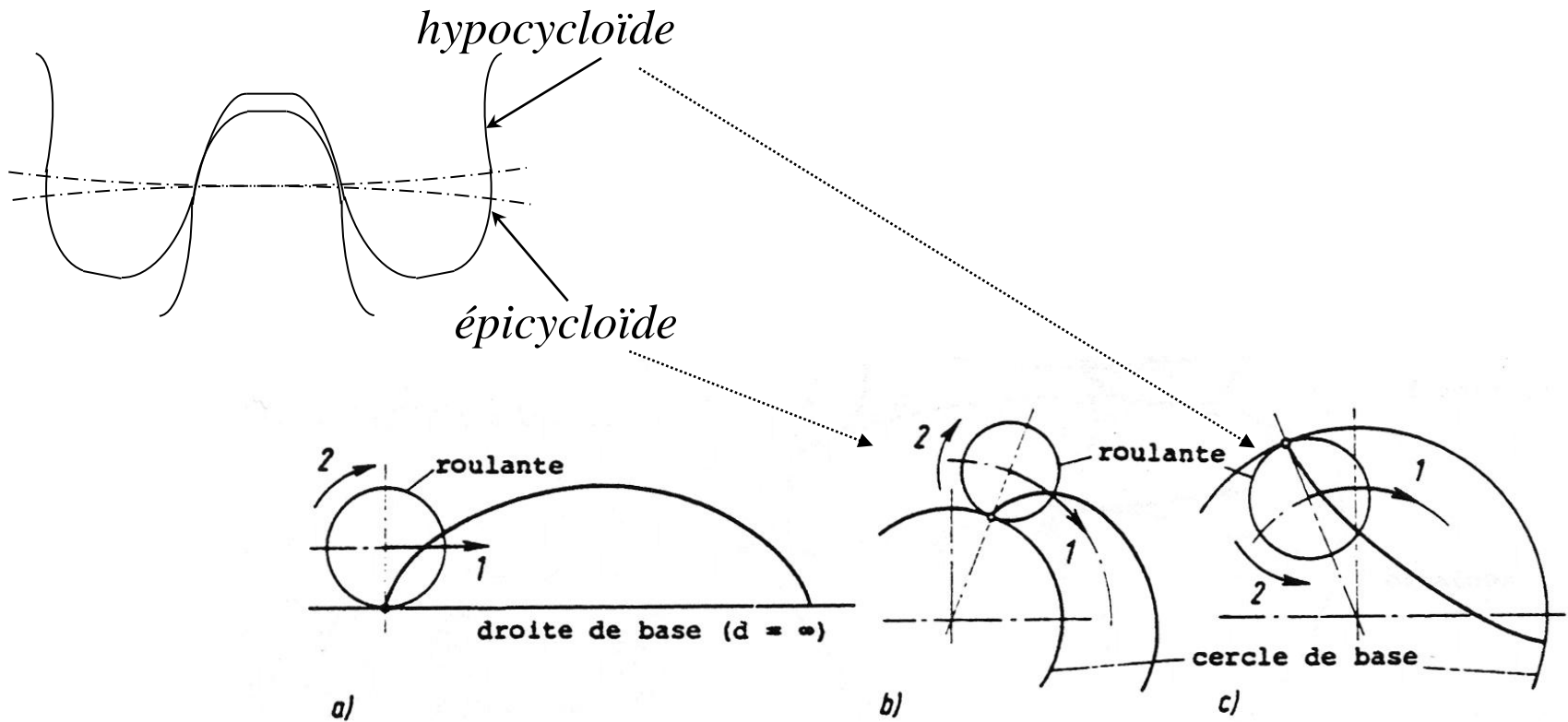
Ligne d'engrènement

- ◆ Lieux des points de contact entre deux dents lorsque pignon et roue tournent.
- ◆ Forme de la ligne de contact dépend du profil de la denture
- ◆ Une partie d'approche (engrènement-pôle) et une de retraite (pôle et fin de l'engènement)
- ◆ Deux lignes possibles selon sens de la vitesse



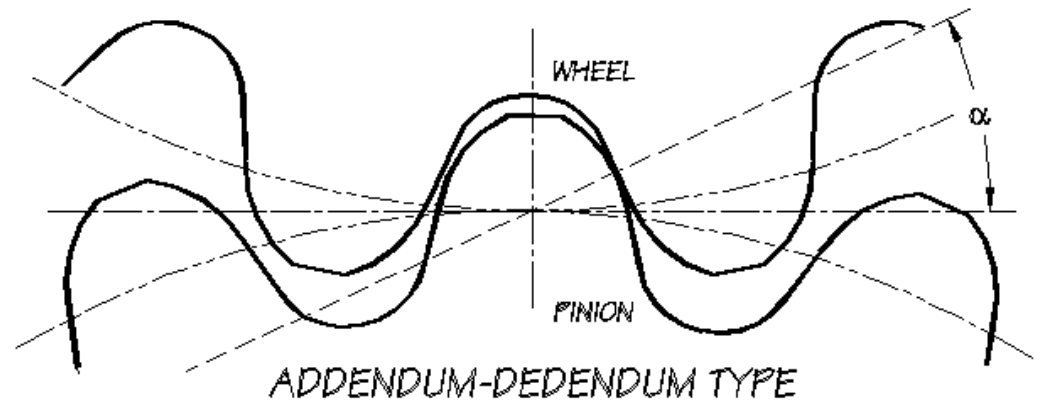
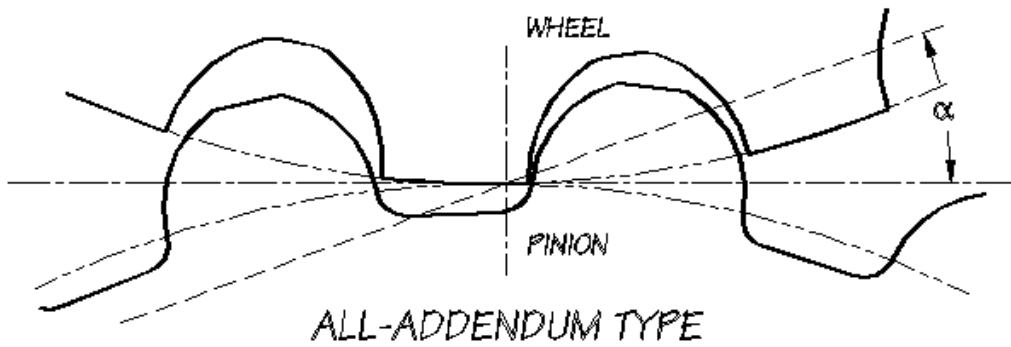
Profils de denture

Profil cycloïdal



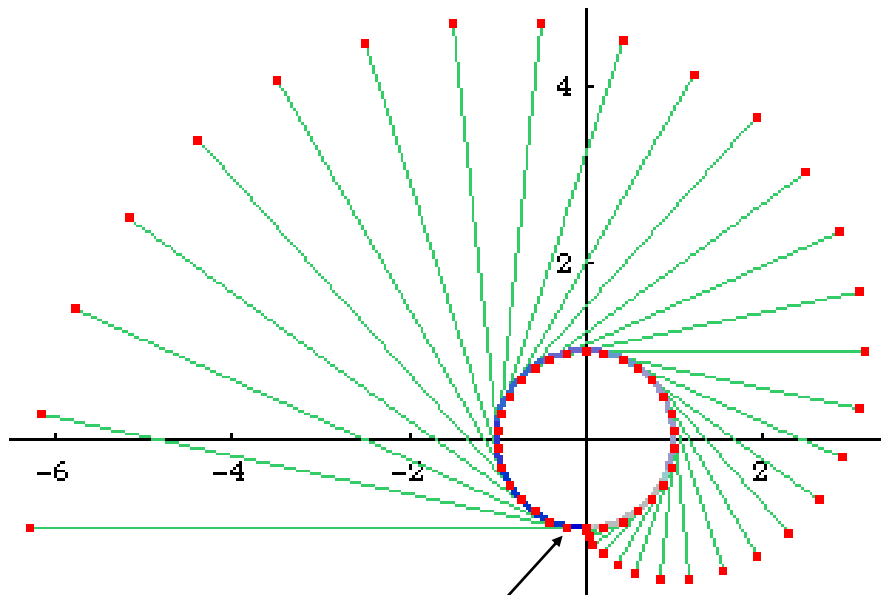
Profils de denture

Profil Wildhaber-Navikov: arcs de cercle

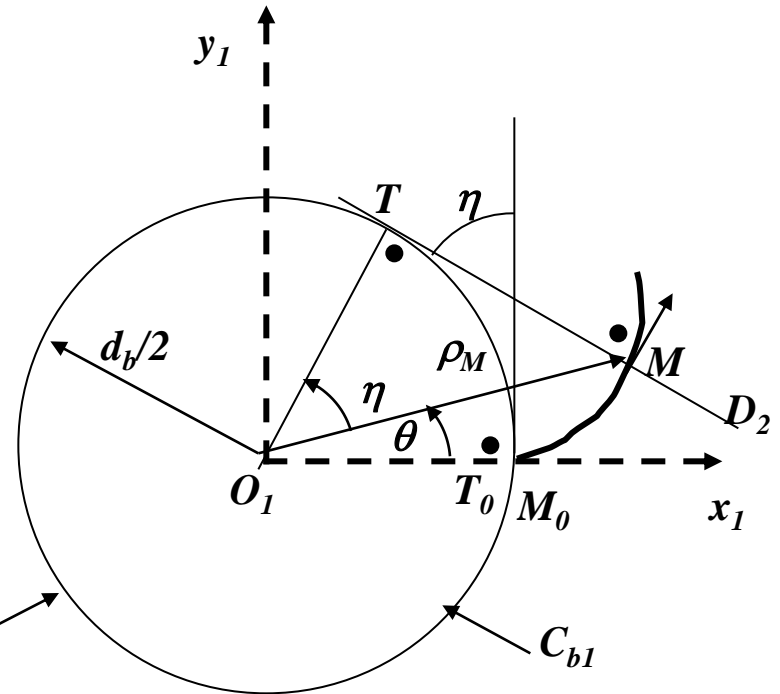


$$\theta = H - \arctan H = \text{inv}(\arctan H)$$

Profils de denture: développante de cercle



Cercle de
base



$$TM_0 = \overline{TM} \rightarrow \frac{d_b}{2} (\eta + \theta) = \frac{d_b}{2} \tan \eta$$

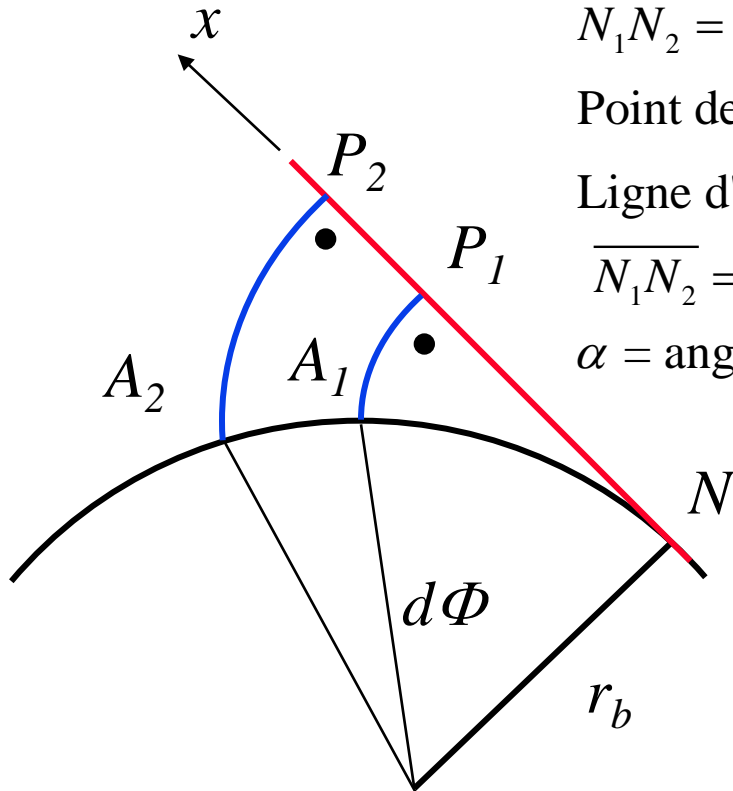
Equations de la développante:

$$\theta = \tan \eta - \eta = \text{inv} \eta \quad \rho_M = \frac{d_b}{2 \cos \eta}$$

Etude cinématique de la denture à développante

Par définition pour ϕ : $\overline{NP_1} = NA_1$, pour $\phi + d\phi$: $\overline{NP_2} = NA_2$

$$\rightarrow \overline{P_1P_2} = A_1A_2 = r_b d\phi = x \rightarrow v_x = \frac{dx}{dt} = r_b \frac{d\phi}{dt} = r_b \omega$$



$\overline{N_1N_2}$ = génératrice des profils

Point de contact se déplace sur $\overline{N_1N_2}$

Ligne d'engrènement portée par $\overline{N_1N_2}$

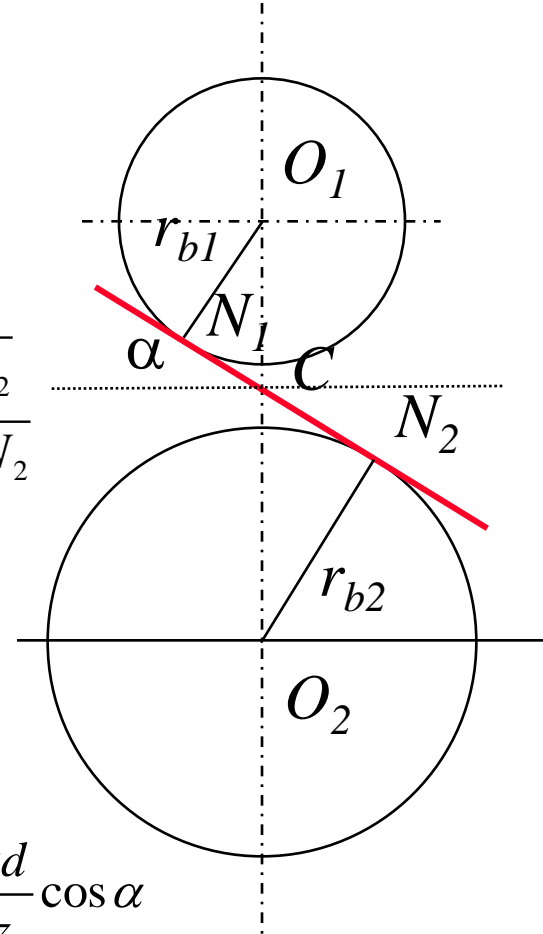
$\overline{N_1N_2}$ = droite de pression

α = angle de pression

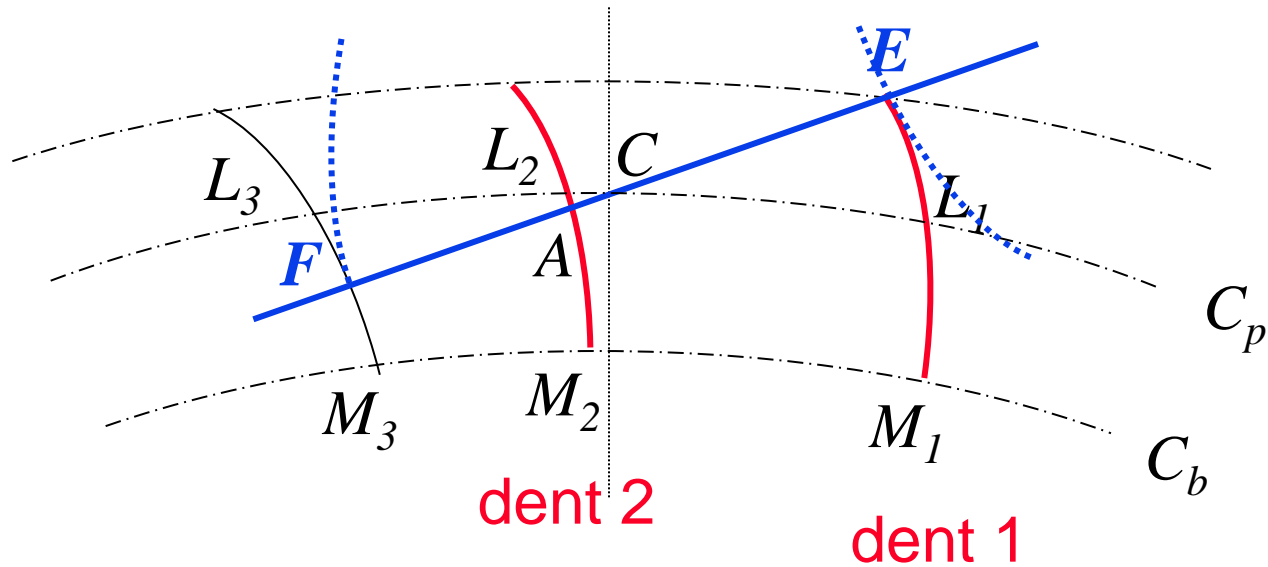
$$\frac{\overline{O_1C}}{\overline{O_2C}} = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

$$\text{Pas de base: } p_b = \frac{\pi d_b}{z} = \frac{\pi d}{z} \cos \alpha$$

$$\alpha \in [14,4^\circ - 25^\circ] \quad \alpha_{normalisé} = 20^\circ$$



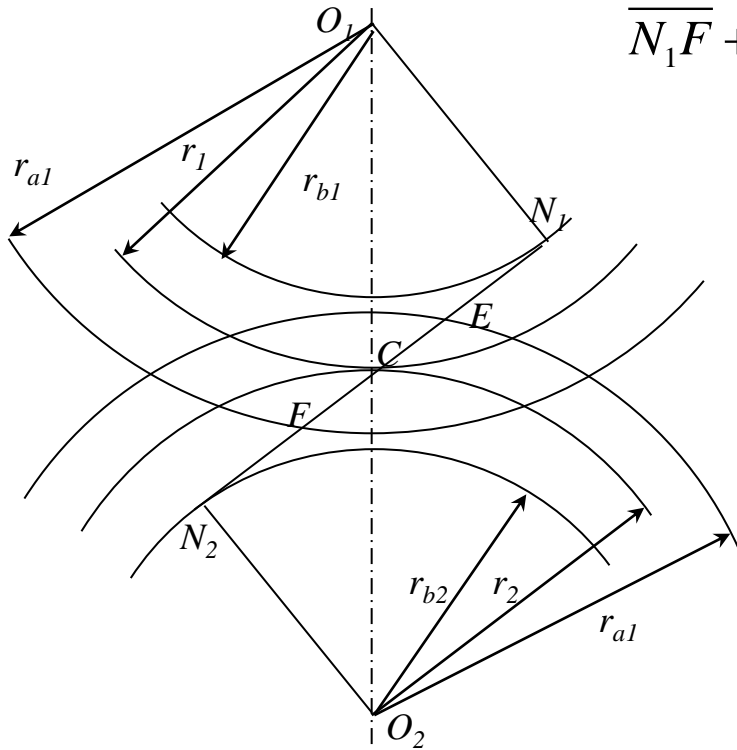
Rapport de conduite, nombre de dents en contact



E et F position limite dents en contact

Rapport de conduite:
$$\varepsilon = \frac{L_1 L_3}{L_1 L_2} = \frac{M_1 M_3}{M_1 M_2} = \frac{M_1 M_3}{p_b} = \frac{EF}{p_b} = \frac{EA + AF}{p_b} = \frac{g_a + g_r}{p_b}$$

Rapport de conduite, nombre de dents en contact



$$a = \overline{O_1O_2}$$

$$\overline{N_1F} + \overline{N_2E} = \overline{N_1C} + \overline{FC} + \overline{N_2C} + \overline{EC} = \overline{N_1C} + \overline{N_2C} + \overline{EF}$$

$$\overline{N_1F} = \sqrt{r_{b1}^2 - r_{a1}^2} \quad \overline{N_2E} = \sqrt{r_{b2}^2 - r_{a2}^2}$$

$$\overline{N_1C} + \overline{N_2C} = a \sin \alpha$$

$$\rightarrow \overline{EF} = \sqrt{r_{b1}^2 - r_{a1}^2} + \sqrt{r_{b2}^2 - r_{a2}^2} - a \sin \alpha$$

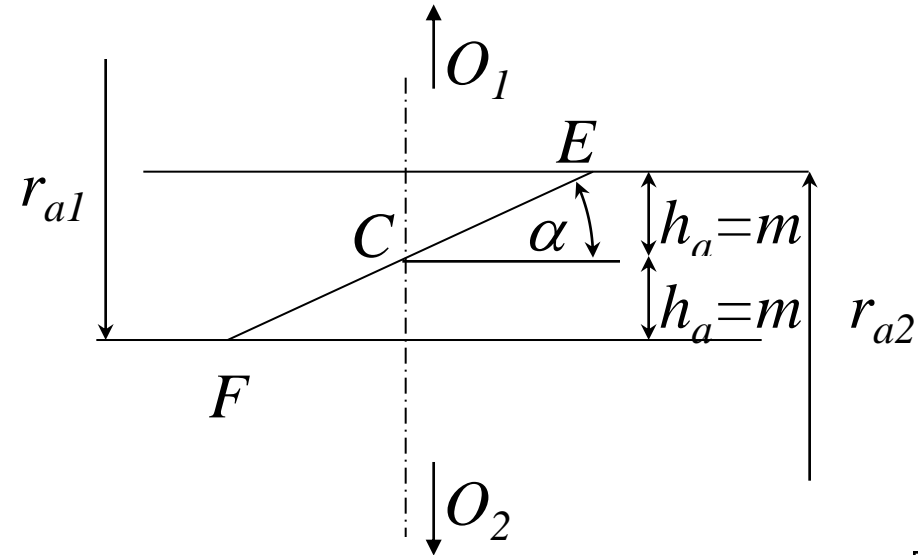
$$\rightarrow \varepsilon = \frac{1}{p_b} \left[\sqrt{r_{b1}^2 - r_{a1}^2} + \sqrt{r_{b2}^2 - r_{a2}^2} - a \sin \alpha \right]$$

Bon engrènement:

2 dents en contact lorsque la paire suivante engrène

$\rightarrow \varepsilon > 1$ On choisit $\varepsilon > 1,2$

Rapport de conduite, nombre de dents en contact



$$z \rightarrow \infty \Rightarrow \overline{EF} \rightarrow \overline{EF}_{\max} = 2 \frac{m}{\sin \alpha}$$

$$\varepsilon_{\max} = 2 \frac{m}{p_b \sin \alpha} = \frac{4}{\pi \sin 2\alpha}$$

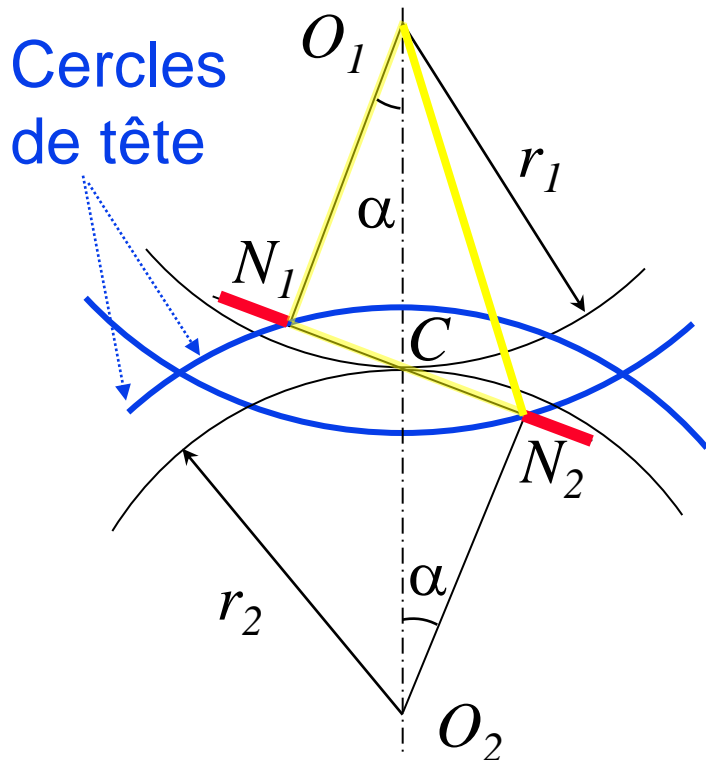
Angle de pression α ($^\circ$)	14,5	20	25
Rapport de conduite maximal ε_{\max}	2,63	1,98	1,69

Interférence

Interférence = pénétration du profil d'une dent du pignon dans celui d'une dent de la roue.

Risque d'interférence si α trop petit

On doit avoir $\overline{EC} < \overline{CN}_2$



Limite 1: point $N_2 = \text{point } E \rightarrow r_{2\min}$ pour r_1 donné

$$\overline{CN}_2 = \overline{N_1N_2} - \overline{N_1C} = \sqrt{\overline{O_1N_2^2} - \overline{O_1N_1^2}} - \overline{N_1C}$$

$$\overline{CN}_2 = r_{2\min} \sin \alpha = \sqrt{(r_1 + m)^2 - (r_1 \cos \alpha)^2} - r_1 \sin \alpha$$

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} \quad r_{2\min} = \frac{mz_{2\min}}{2}$$

$$z_{2\min} = \sqrt{z_1^2 + 4 \frac{1 + z_1}{\sin^2 \alpha}} - z_1 \quad (1)$$

Limite 2: point $N_1 = \text{point } F \rightarrow r_{2\max}$ pour r_1 donné

$$z_{2\max} = \frac{\left(\frac{z_1}{2} \sin \alpha\right)^2 - 1}{1 - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha} \quad (2)$$

Interférence

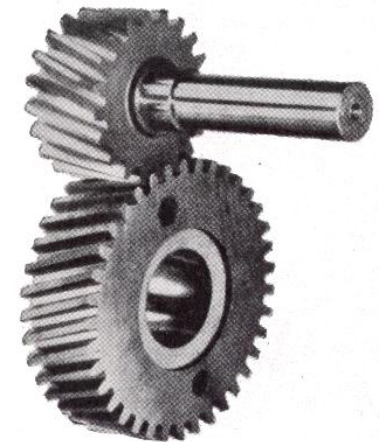
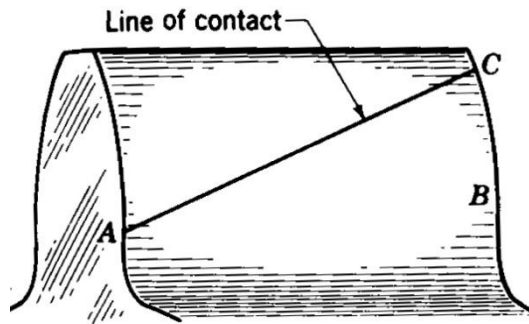
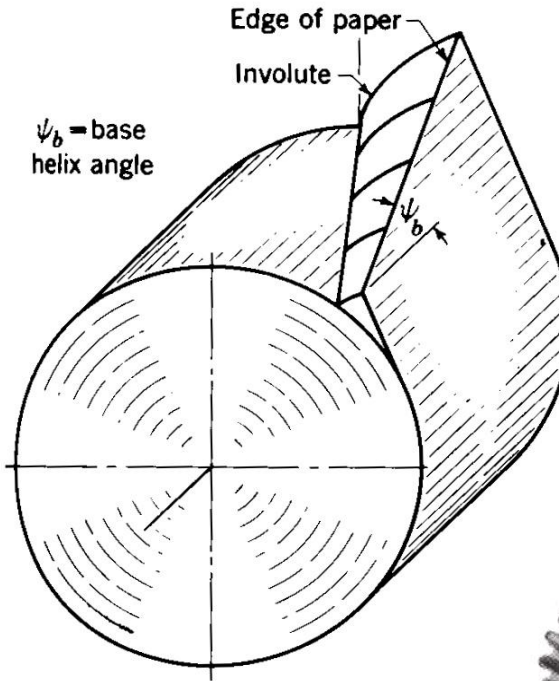
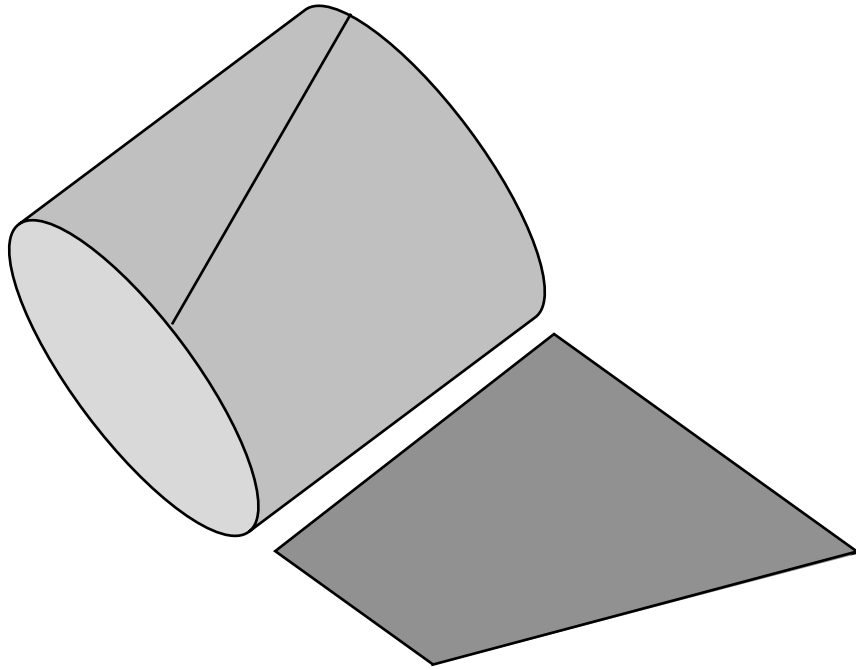
Nombre minimal de dents du pignon pour un nombre de dents de la roue		Nombre maximal de dents de la roue pour un nombre de dents du pignon
17	← →	1309
16		101
15		45
14		26
13		16

$\alpha = 20^\circ$

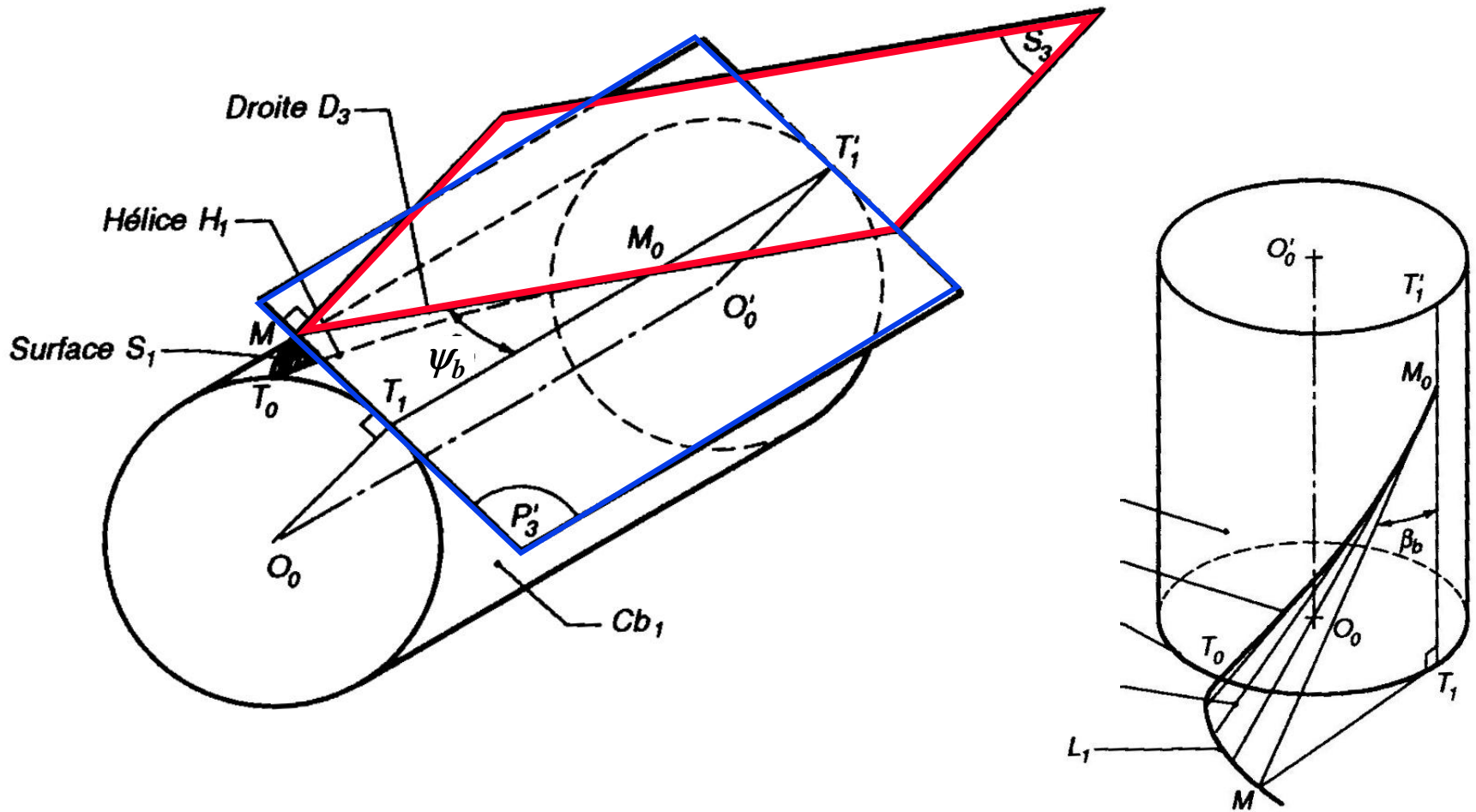
Cas particulier du pignon-crémaillère: $z_2 = \infty \rightarrow z_{1\min} = \frac{2}{\sin \alpha}$	$\alpha (^\circ)$	14,5	20	25
	z_{\min}	32	18	12

Cas particulier $z_1 = z_2$:	$\alpha (^\circ)$	14,5	20	25
	z_{\min}	23	13	9

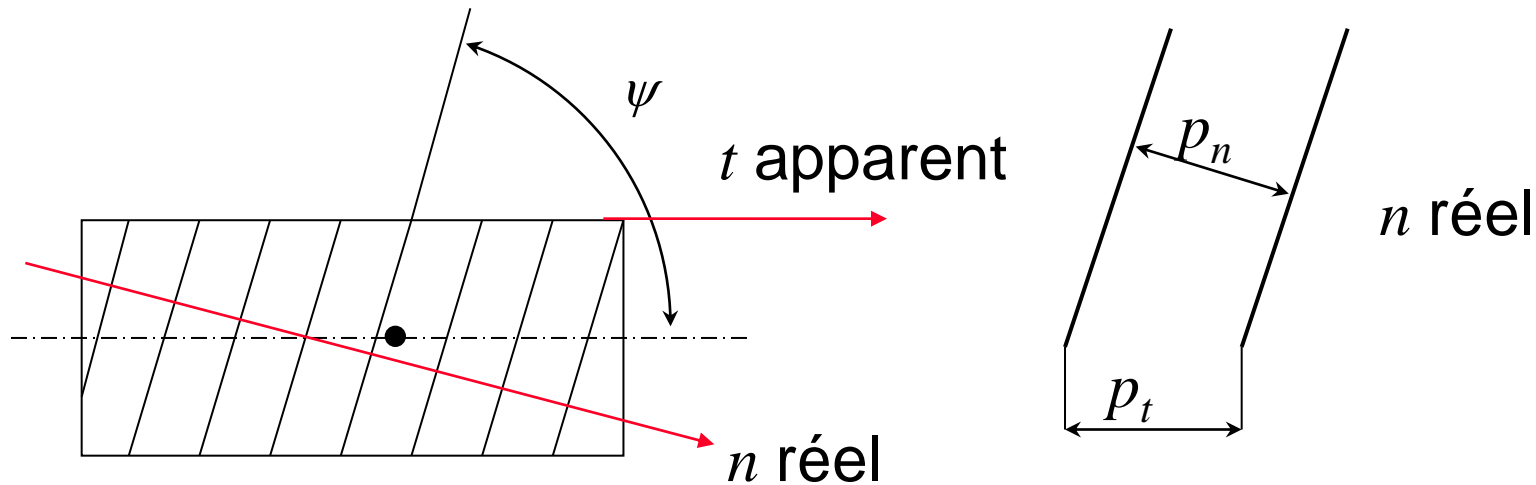
Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale



Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale



Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale



Avantages:

- rapport de conduite > 2
→ deux paires de dents en contact
- plus uniforme et silencieux

Désavantages:

- à m et z égaux, plus volumineux

Angle de pression apparent: $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \psi}$

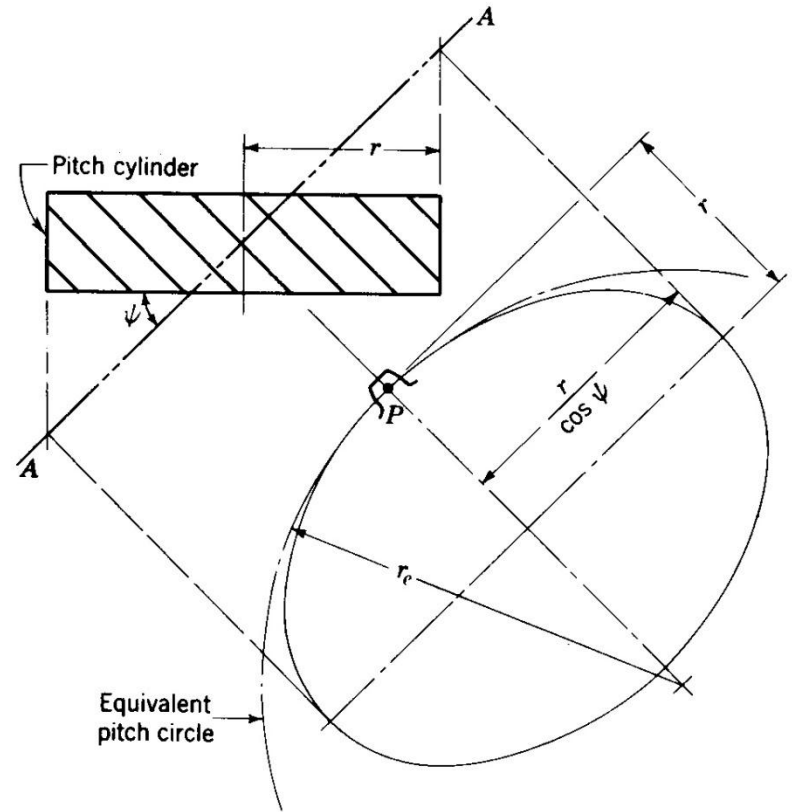
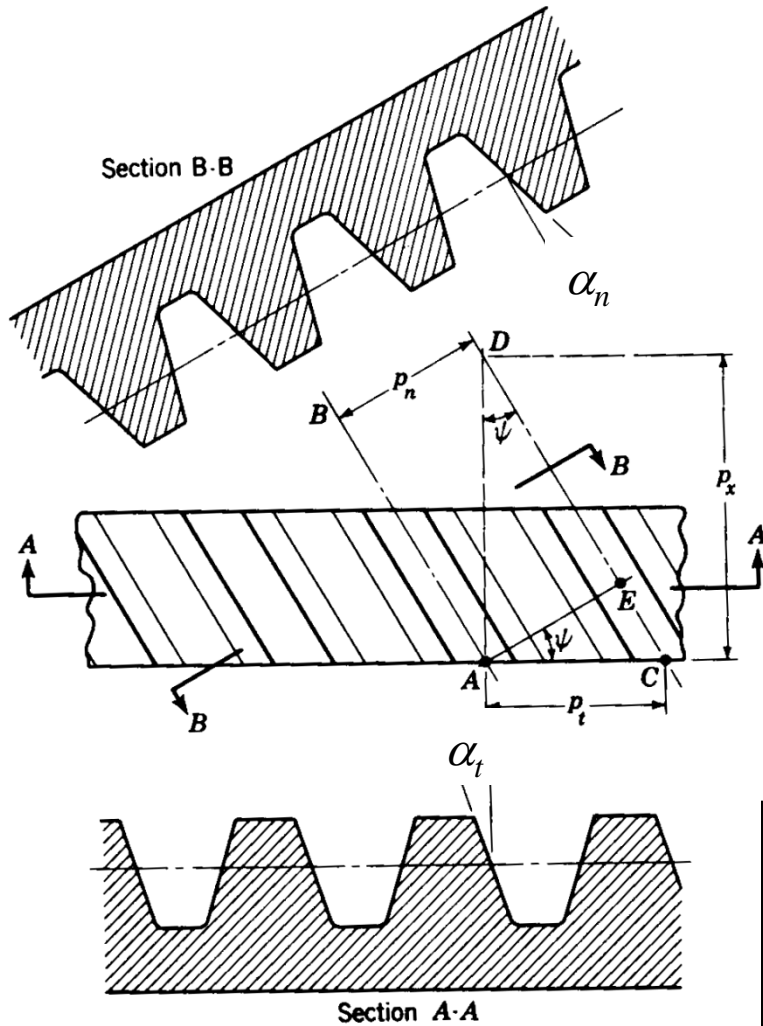
Module réel: m_n Module apparent: m_t

Pas réel: $p_n = \pi m_n$ Pas apparent: $p_t = \pi m_t$

Saillie: $h_a = m_n$ Creux: $h_f = 1.25 m_n$

Hauteur de dent: $h = 2,25 m_n$

Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale



Diamètre primitif: $d = 2r = m_t z = \frac{m_n}{\cos \psi} z$

Diamètre primitif équivalent: $d_e = 2r_e = \frac{d}{\cos^2 \psi}$

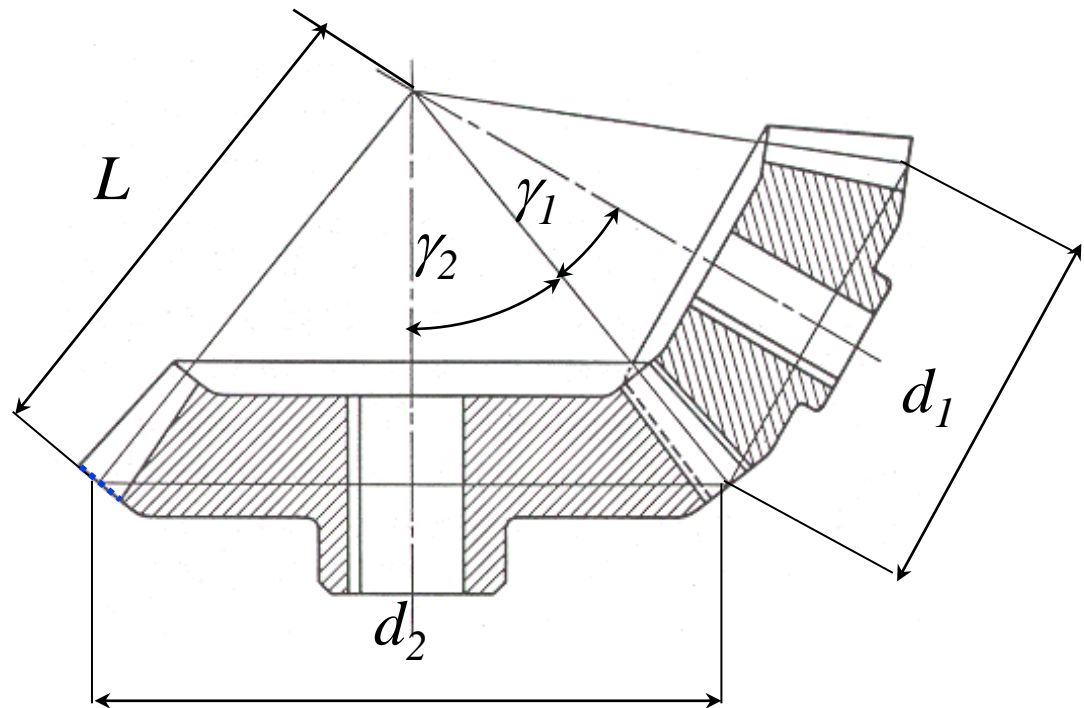
Engrenages coniques

Cône primitif de référence du pignon et de la roue

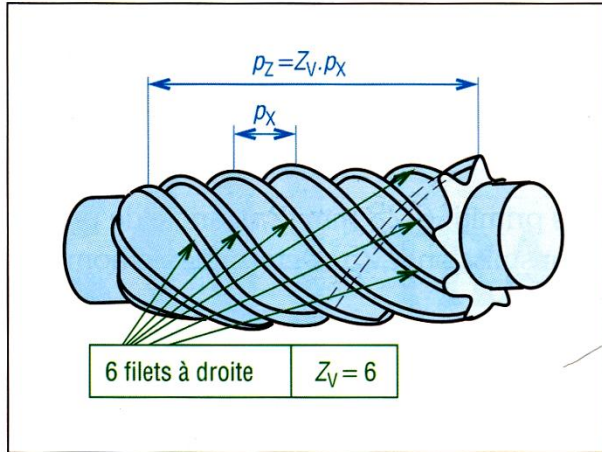
Condition d'engrènement: les cônes ont même sommet $L = \frac{r_1}{\sin \gamma_1} = \frac{d_1}{2 \sin \gamma_1} = \frac{d_2}{2 \sin \gamma_2}$

Cercle primitif, diamètre primitif, saillie et creux. Angle de pression $\alpha = 20^\circ$

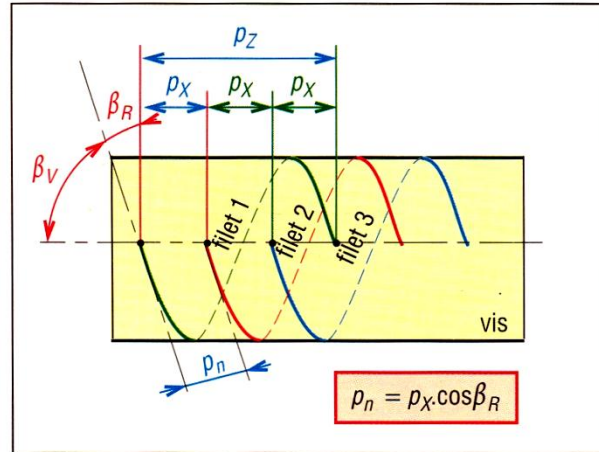
Denture conique spirale, angle d'hélice $\psi \in [20^\circ - 45^\circ]$



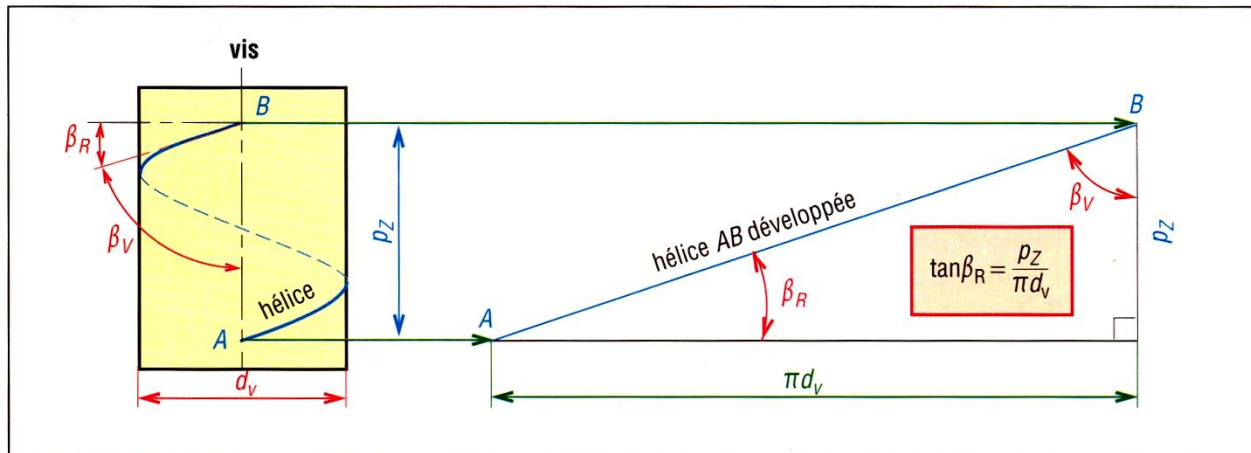
Roue et vis sans fin



Cas d'une vis à six filets.



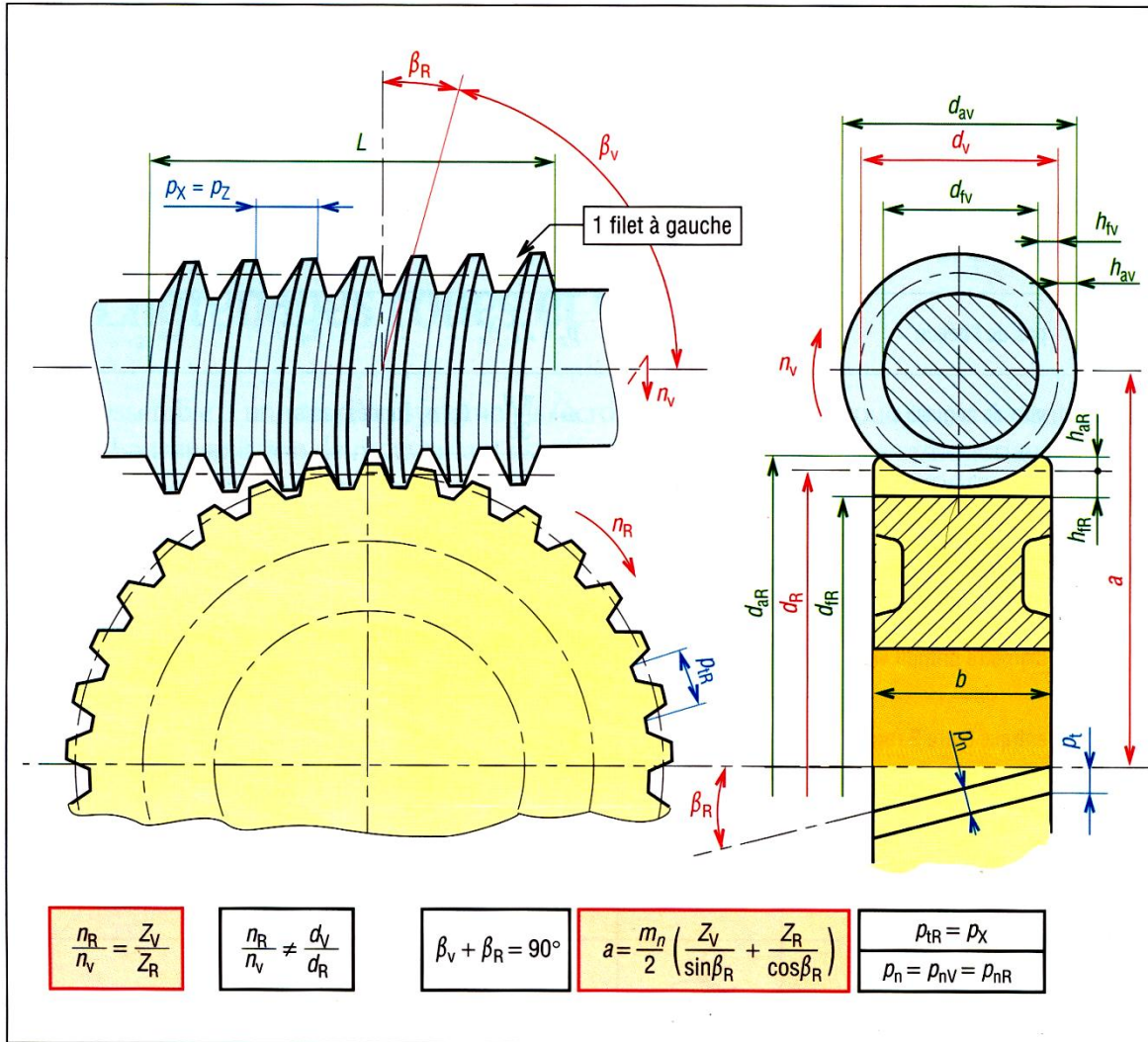
Position des filets dans le cas d'une vis à trois filets.



Développement de l'hélice.

Source: Fanchon, J.- L., *Guide des sciences et technologies industrielles*, AFNOR, Nathan, Paris 2007

Roue et vis sans fin



Pas pas axial p_x

Pas hélicoïdal $p_z = Z_V p_x$

Diamètre primitifs: d_V et d_R

Saillie $h_a = m_n$ Creux $h_f = m_n$

Condition d'engrènement:

$$p_{nR} = p_{nV} \quad p_{tR} = p_x$$

$$p_{tR} = \pi \frac{d_R}{Z_R} = \pi \frac{d_V}{Z_V} \tan \beta$$

Rapport de vitesse:

$$i = \frac{n_V}{n_R} = \frac{Z_R}{Z_V} \neq \frac{d_R}{d_V}$$

$$\frac{Z_R}{Z_V} = \frac{d_R}{d_V \tan \beta_R}$$

Roue et vis sans fin

Dérivation du rapport de vitesses i :

Pas hélicoïdal $p_z = Z_V p_x$

Condition d'engrènement: $p_{nR} = p_{nV}$ $p_{tR} = p_x = \pi \frac{d_R}{Z_R} \rightarrow d_R = \frac{p_x Z_R}{\pi}$

Vitesse axiale sur la vis = vitesse tangentielle sur la roue

$n_V p_z = n_V Z_V p_x = n_R \pi d_R = n_R \pi \frac{p_x Z_R}{\pi} \rightarrow n_V Z_V = n_R Z_R$ Rapport de vitesse: $i = \frac{n_V}{n_R} = \frac{Z_R}{Z_V}$

$p_{tR} = \pi \frac{d_R}{Z_R} = \pi \frac{d_V}{Z_V} \tan \beta = p_x \rightarrow \frac{Z_R}{Z_V} = \frac{d_R}{d_V \tan \beta}$

$m_x = \frac{p_x}{\pi} = \frac{d_R}{Z_R} = \frac{d_V}{Z_V} \tan \beta$

Règles constructives:

$$1,6 \leq \frac{a^{0,875}}{d_V} \leq 3 \quad 6 \leq \frac{d_V}{m_x} \leq 15 \quad d_V, m_x \text{ en mm}$$

Trains épicycloïdaux

◆ Fonctions:

- Transmettre et varier un moment et une vitesse de rotation entre deux arbres
- Sommer ou soustraire des puissances

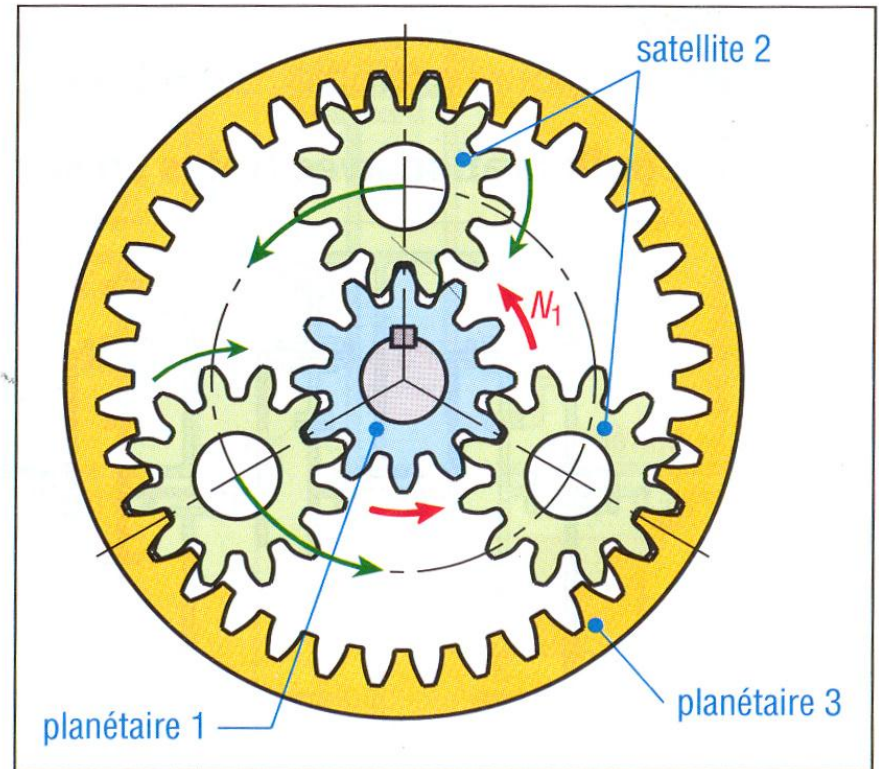
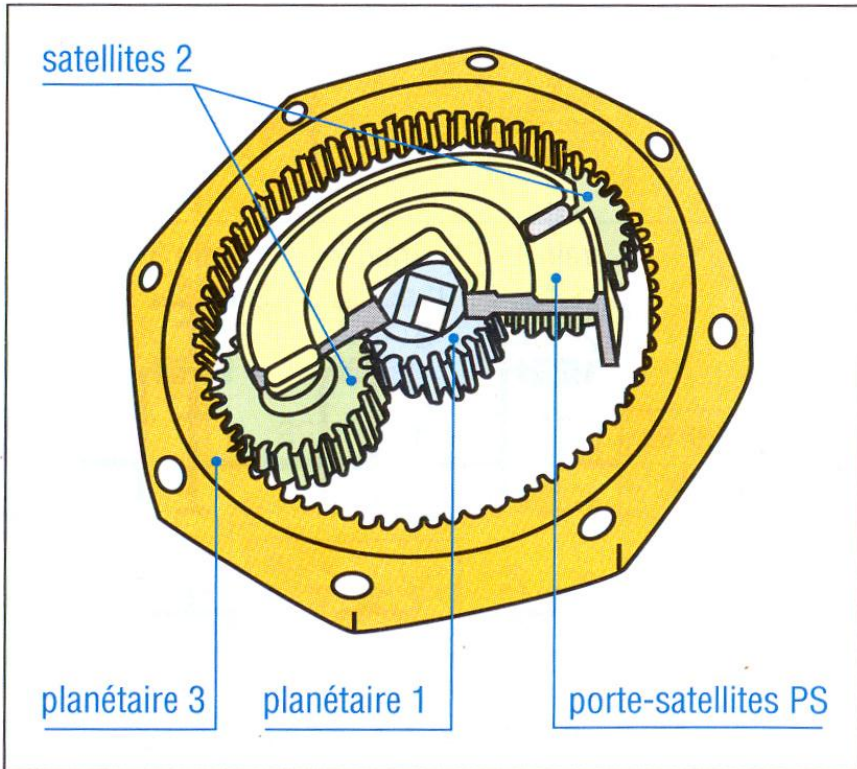
◆ Principe physique:

- Par obstacle
- Combinaison de trains d'engrenages et d'arbres

◆ Remarques:

- Trois arbres
- Rapports de vitesses constants

Trains épicycloïdaux

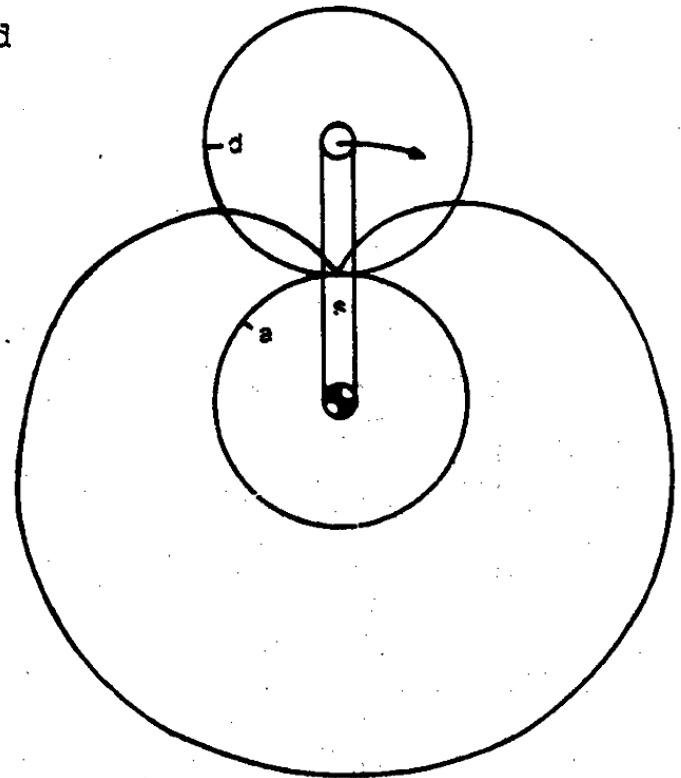
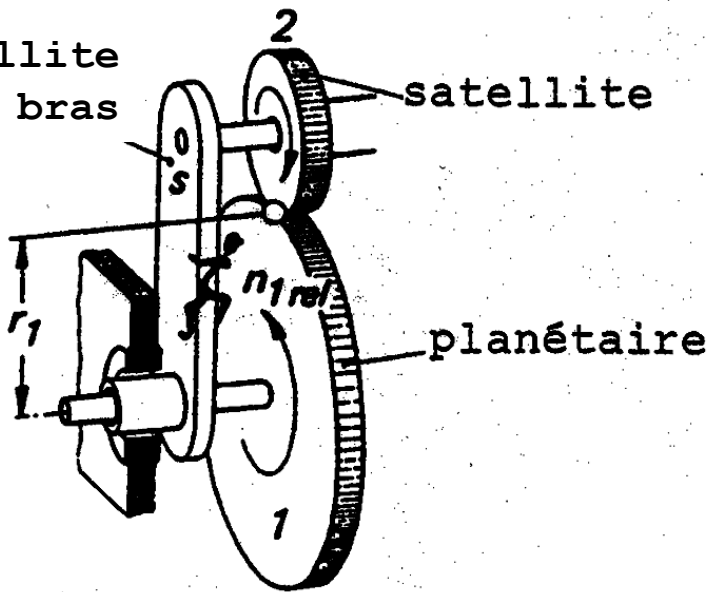


Source: Fanchon, J.- L., *Guide des sciences et technologies industrielles*, AFNOR, Nathan, Paris 2007

Trains épicycloïdaux

	Français	Anglais	Allemand
roue intérieure	planétaire	sun wheel	Sonnenrad
roue mobile	satellite	planet	Planetenrad
roue extérieure	couronne	annulus	Hohlrad
porte-satellite	bras	arm	Steg

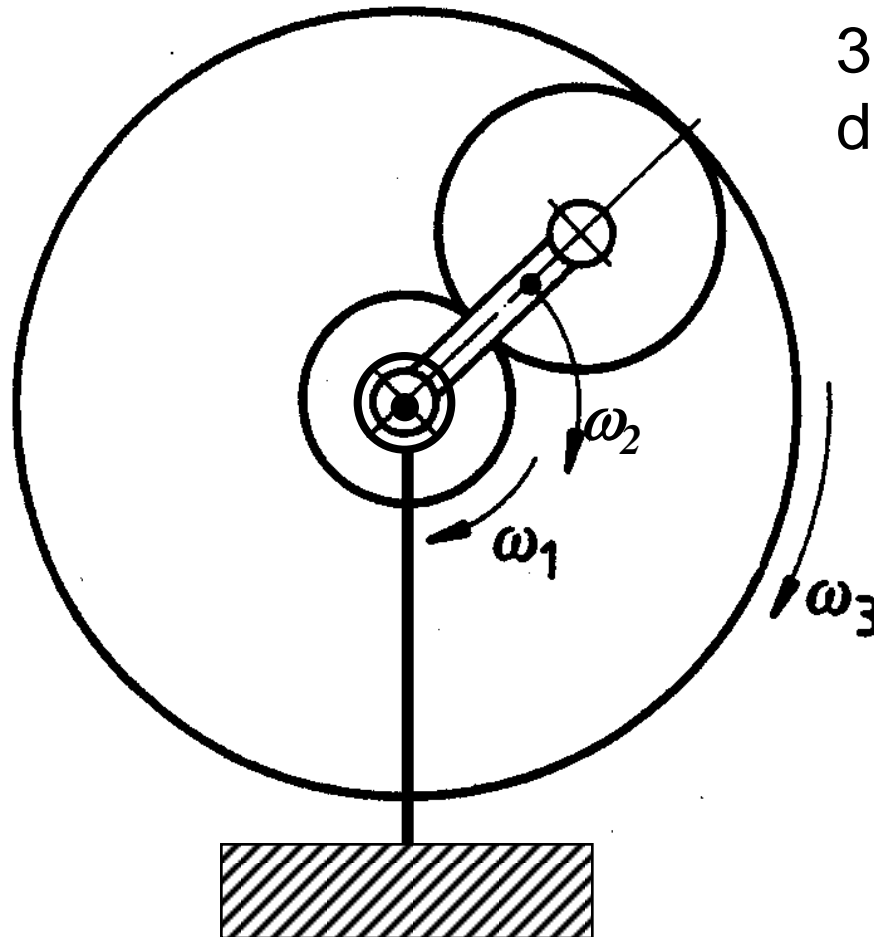
Porte-satellite
ou bras



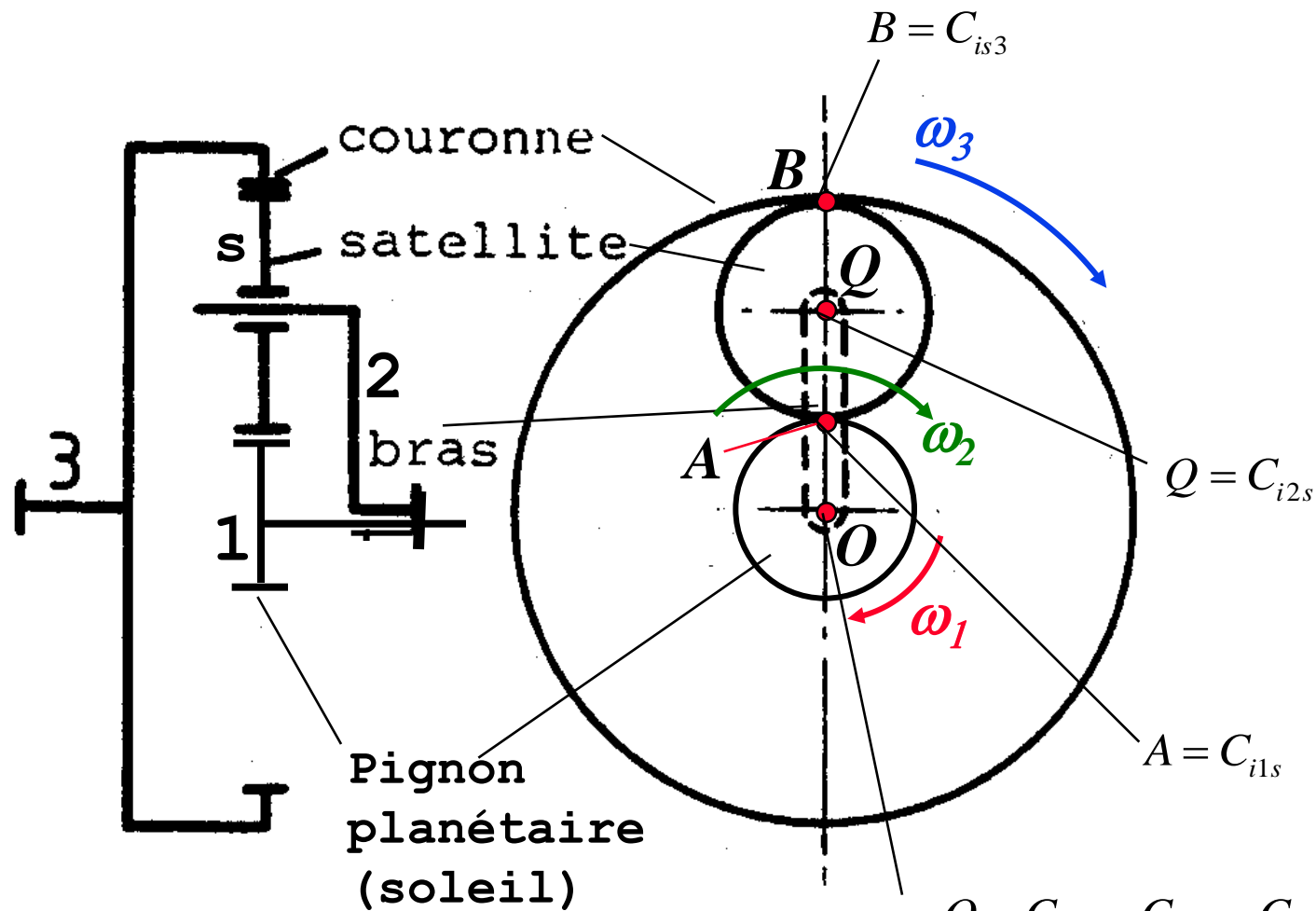
Trains épicycloïdaux

3 arbres

3 vitesses absolues
de rotation



Trains épicycloïdaux



0 bâti,
référentiel absolu
1 planétaire:
rayon primitif r_1 ,
vitesse absolue ω_1
2 porte satellite:
rayon r_2 ,
vitesse absolue ω_2
3 couronne:
rayon primitif r_3 ,
vitesse absolue ω_3

$$O = C_{i10} = C_{i20} = C_{i20} = C_{i21} = C_{i31} = C_{i23}$$

Vitesse et rapport de transmission: définitions

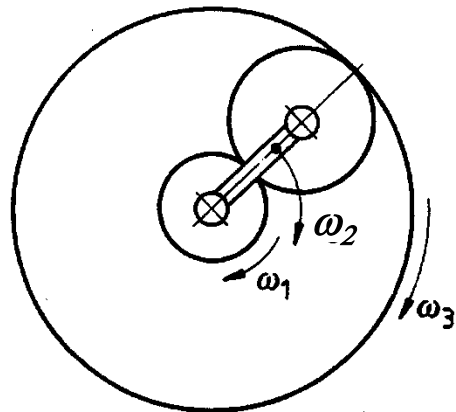
VITESSES ABSOLUES:

ω_1 = vitesse du planétaire

ω_3 = vitesse de la couronne

ω_2 = vitesse du bras

= vitesse d'entraînement

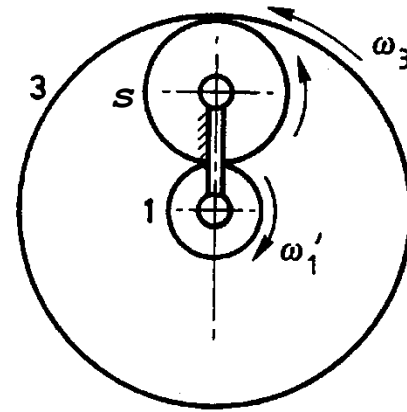


VITESSES RELATIVES:

bras fixe $\rightarrow \omega_2 = 0$

$\omega'_1 = \omega_{12} = v_{\text{relative}}$ du planétaire

$\omega'_3 = \omega_{32} = v_{\text{relative}}$ de la couronne



Vitesse et rapport de transmission: formule de Willis

$$V_{\text{absolue}} = V_{\text{relative}} + V_{\text{entraînement}}$$

VITESSES ABSOLUES :

$$\omega_1 = \omega_{12} + \omega_2$$

$$\omega_2 = 0 + \omega_2$$

$$\omega_3 = \omega_{32} + \omega_2$$

VITESSES RELATIVES :

$$\omega_{12} = \omega_1 - \omega_2$$

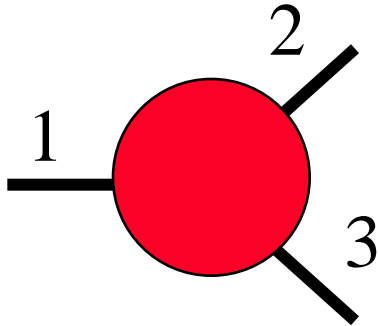
$$\omega_{32} = \omega_3 - \omega_2$$

$$\text{Raison} = i_0 = \frac{\omega'_3}{\omega'_1} = \frac{\omega_{12}}{\omega_{32}}, |i_0| = \frac{R_3}{R_1} = \left| \frac{z_3}{z_1} \right|$$

Formule de Willis

$$i_0 = \frac{\omega_{12}}{\omega_{32}} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_3 - \omega_2} \text{ ou } \omega_1 - i_0 \omega_3 = (1 - i_0) \omega_2$$

Généralisation de la formule de Willis



$$i_{0_{13}} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_3 - \omega_2} ; i_{0_{12}} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} ; i_{0_{32}} = \frac{\omega_3 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1}$$

$$\omega_1 = \begin{bmatrix} a_2 & a_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \end{bmatrix} \quad a_2 = 1 - i_0 \quad a_3 = i_0$$

Diagramme de vitesse de Kutzbach

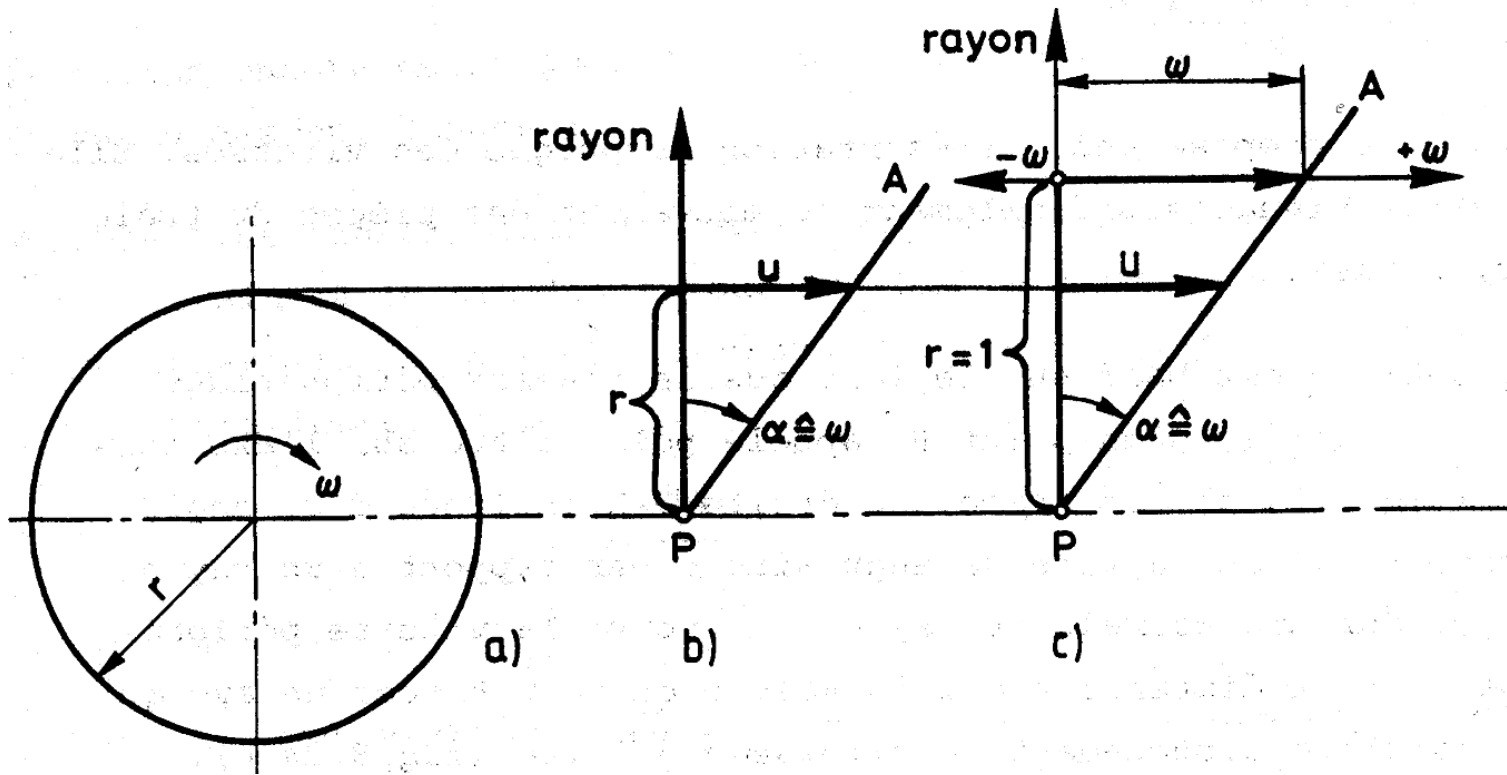
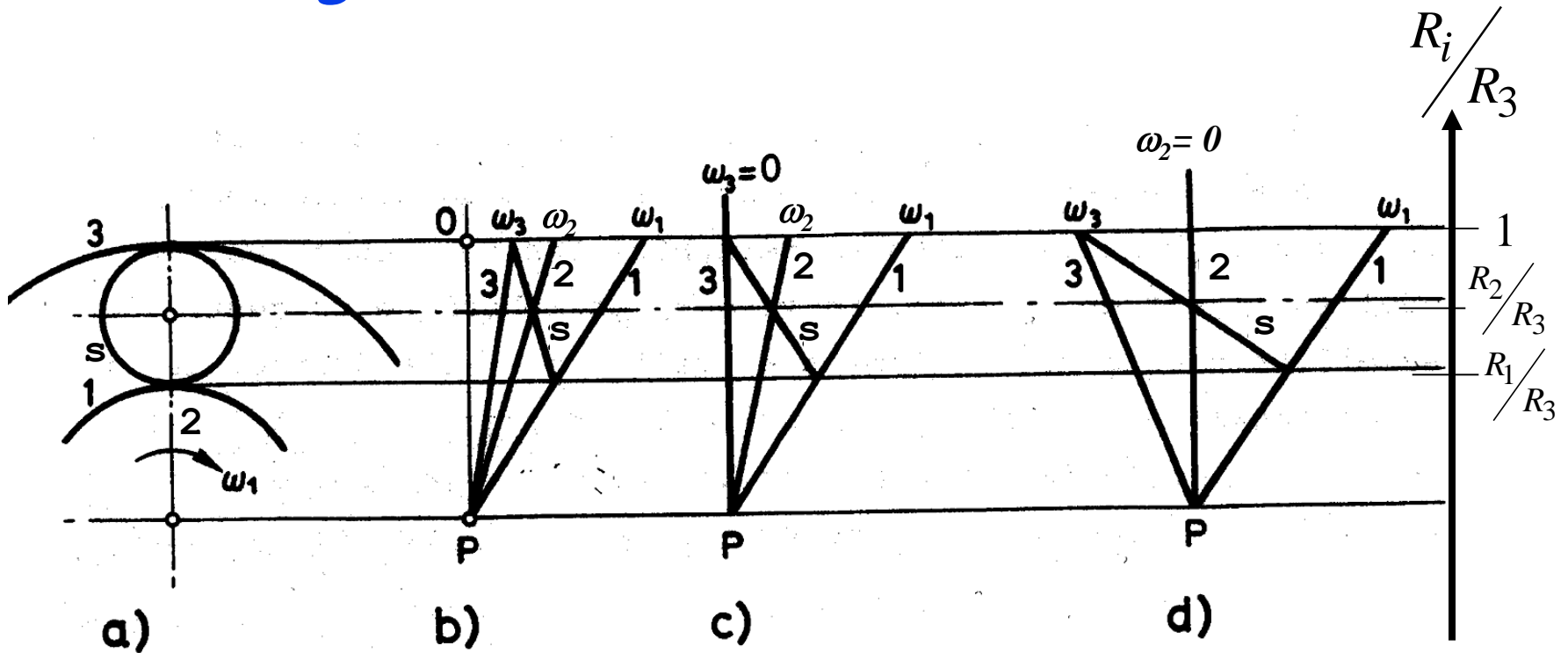


Diagramme de vitesse de Kutzbach



a : train épicycloïdal

b : 3 organes en rotation
dans le même sens

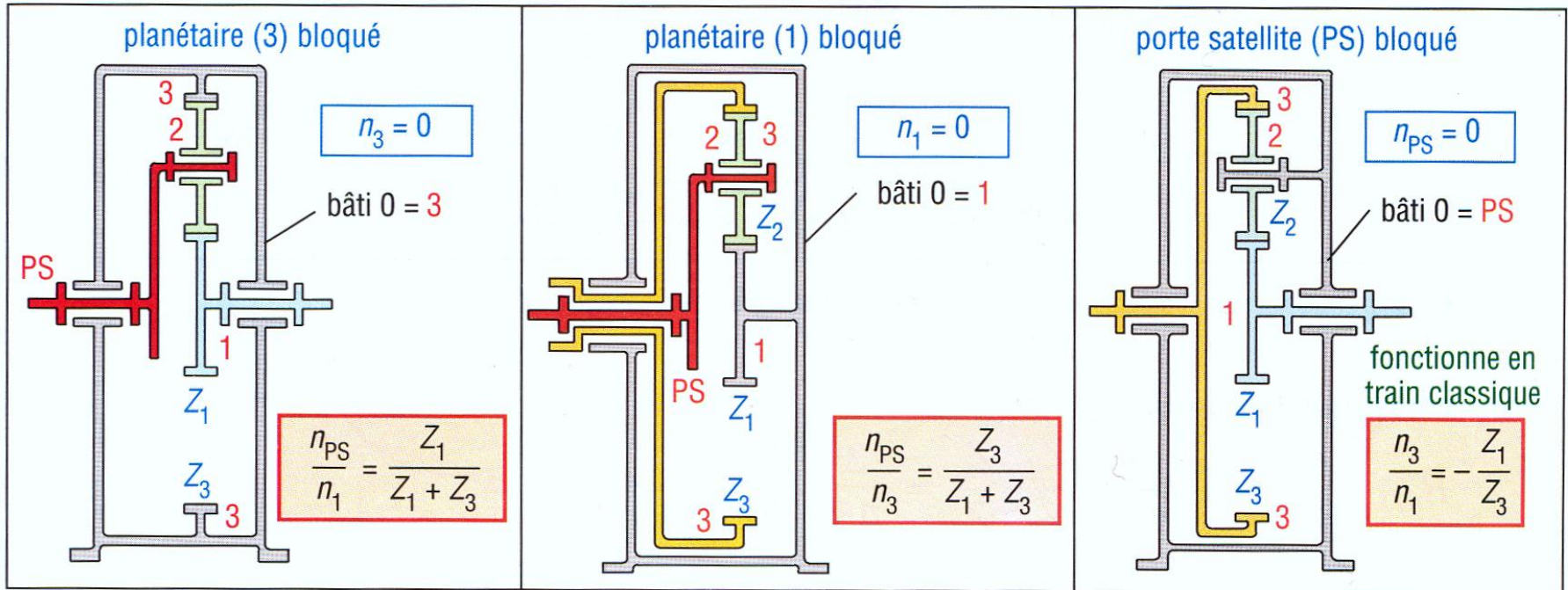
c : couronne fixe

d : bras porte-satellite fixe

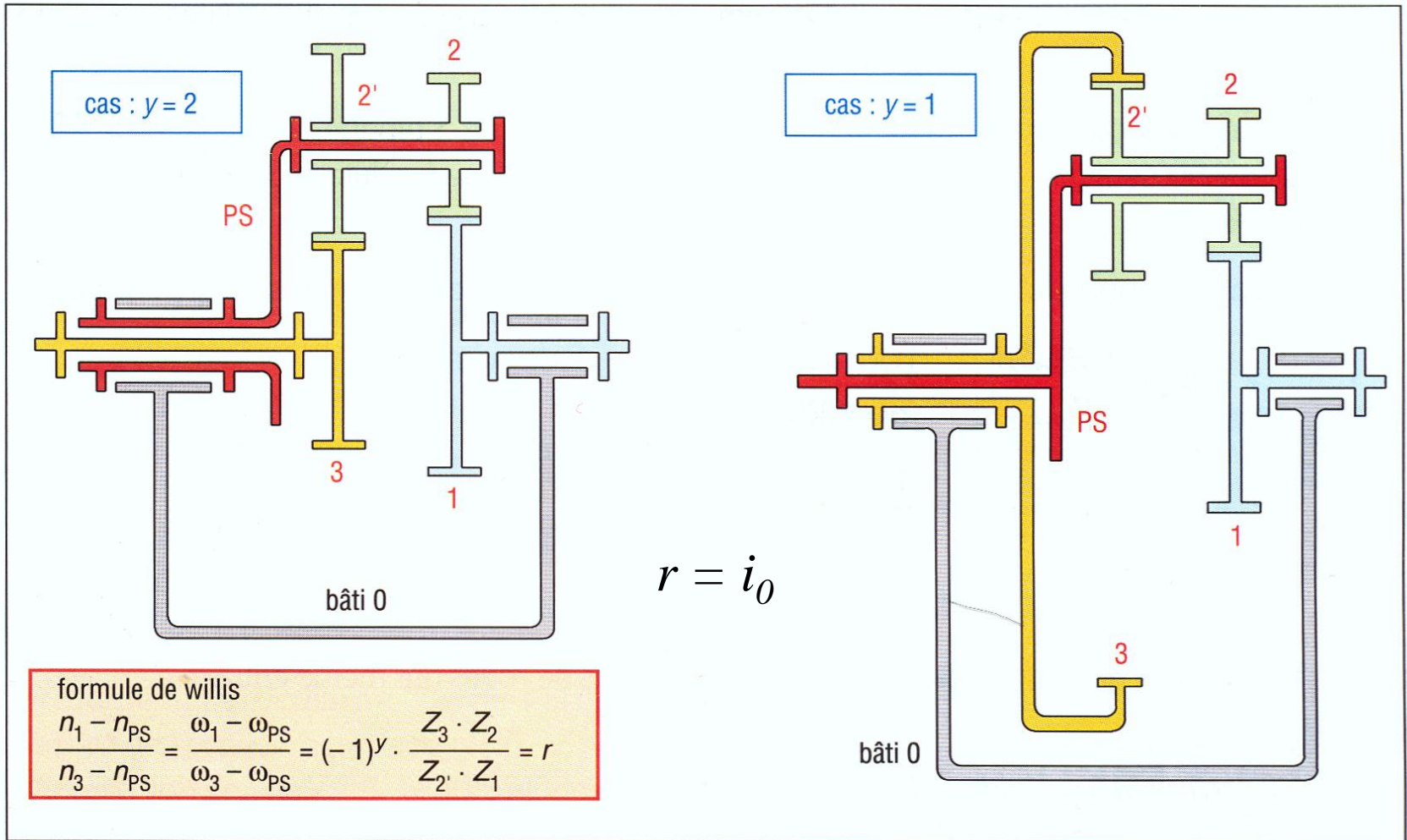
$$\frac{1}{2}(R_1\omega_1 + R_3\omega_3) = R_2\omega_2$$

Trains épicycloïdaux

$$n_i = \omega_i \quad n_{PS} = n_2 = \omega_2$$

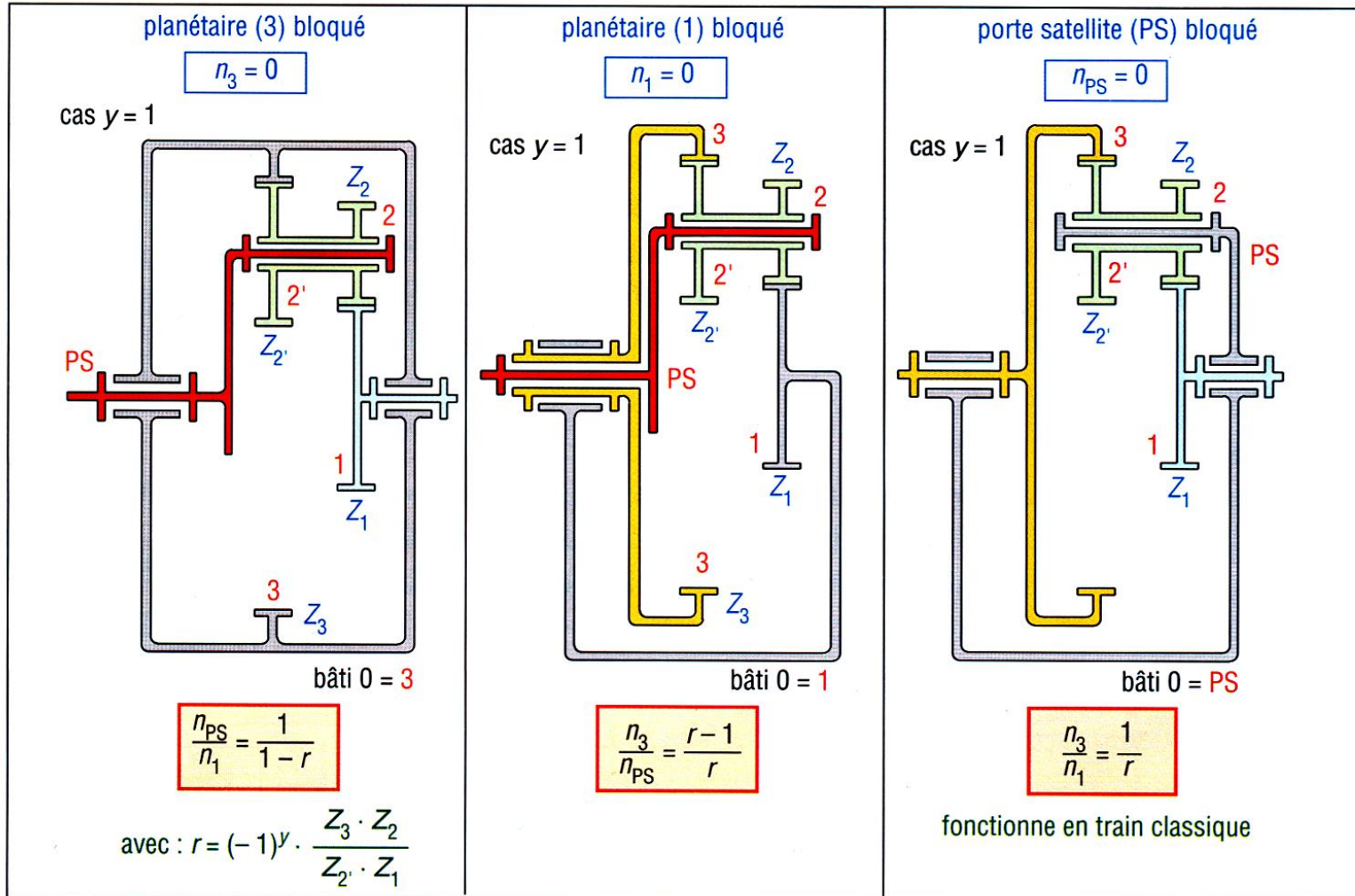


Trains épicycloïdaux à satellite double

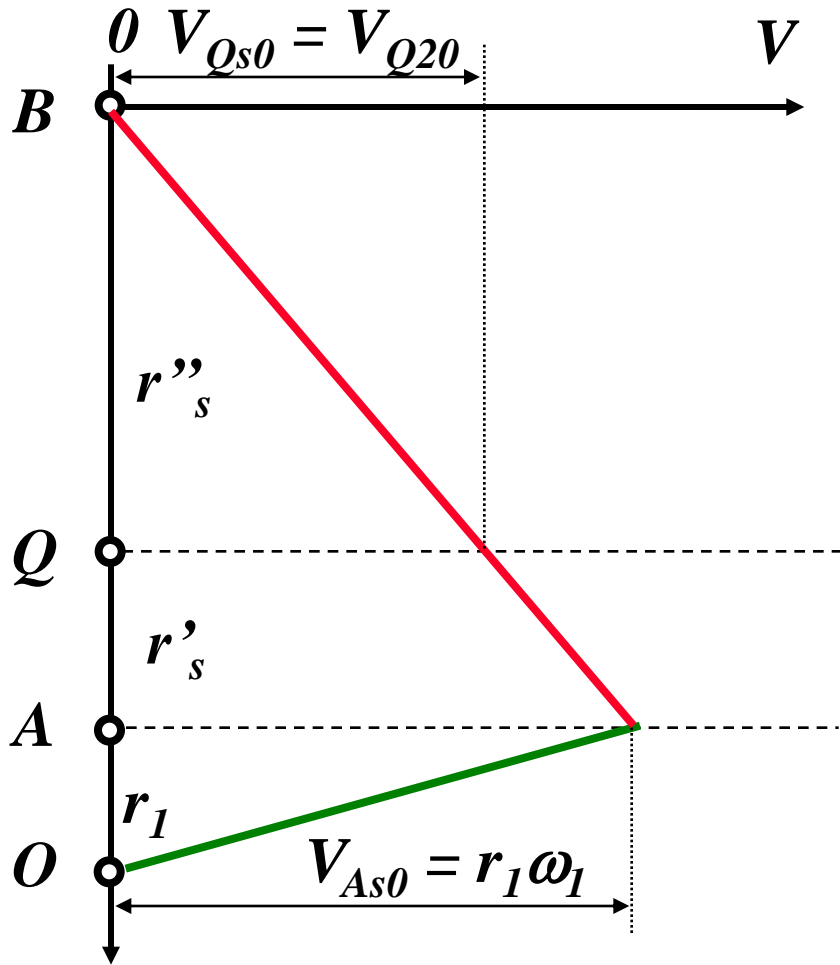


Source: Fanchon, J.- L., *Guide des sciences et technologies industrielles*, AFNOR, Nathan, Paris 2007

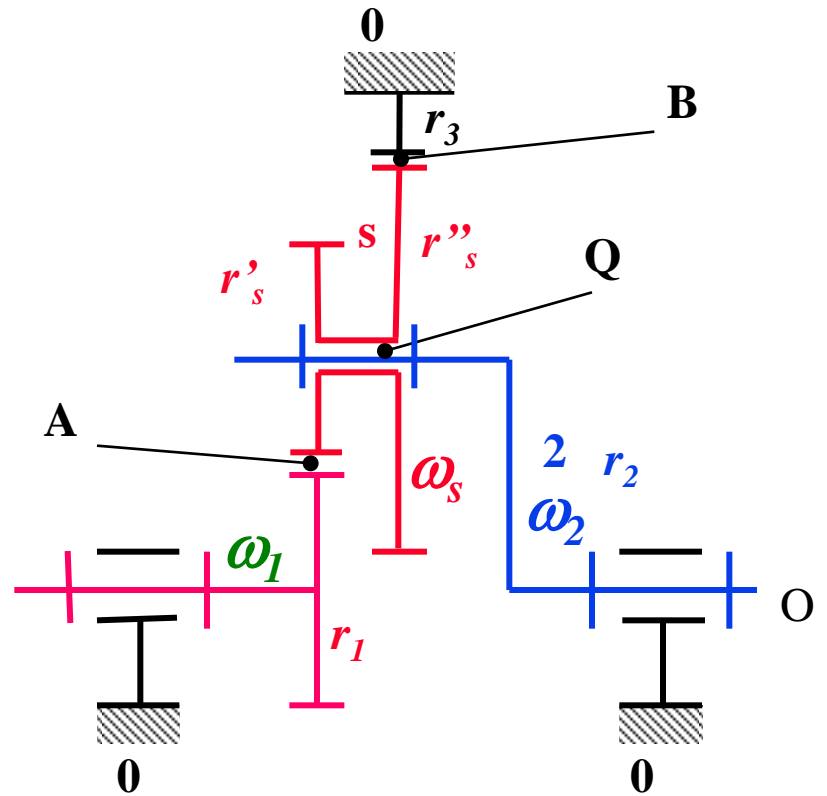
Trains épicycloïdaux à satellite double



Trains épicycloïdaux à satellite double



$$V_{Q20} = \omega_2 r_2 = \omega_1 r_1 \frac{r''_s}{r'_s + r''_s}$$



Trains épicycloïdaux à satellite double

$$V_{A10} = \omega_1 \overline{OA} \rightarrow V_{As0} = \omega_1 \overline{OA} \quad (A = C_{i1s})$$

$$V_{Bs0} = 0 \quad (B = C_{i0s}) \rightarrow V_{Qs0} = \omega_1 \frac{r'_s r''_s}{r'_s + r''_s} = \omega_1 \overline{OA} \frac{\overline{BQ}}{\overline{BA}}$$

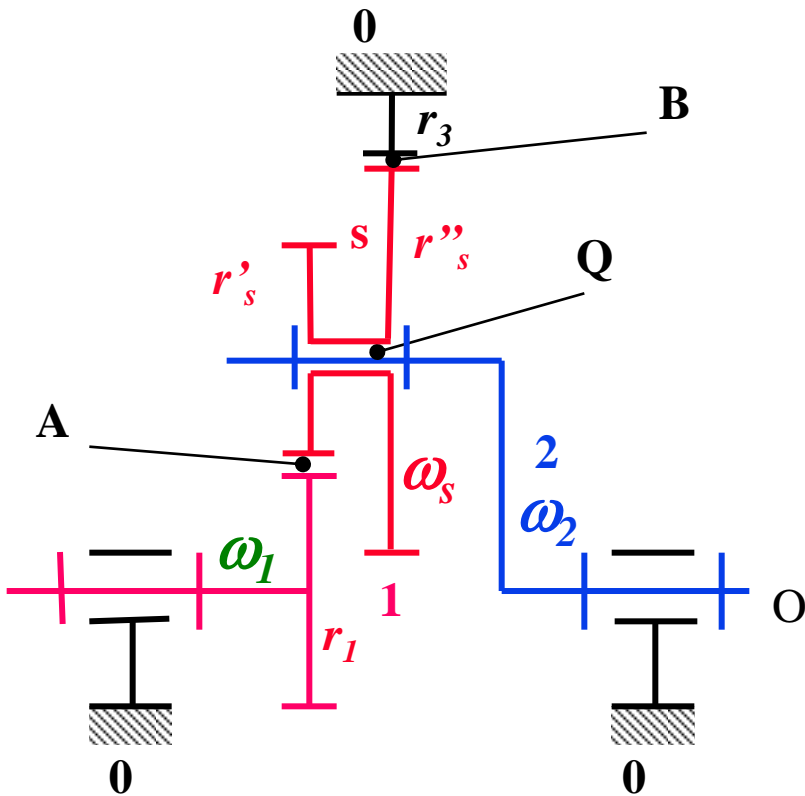
$$V_{Q20} = \omega_2 r_2 = \omega_2 \overline{OQ} \quad V_{Q20} = V_{Qs0}$$

$$\rightarrow \omega_2 \overline{OQ} = \omega_1 \overline{OA} \frac{\overline{BQ}}{\overline{BA}}$$

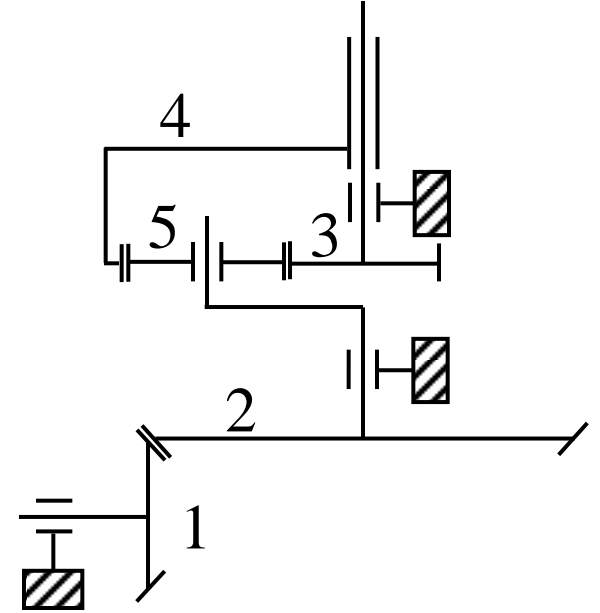
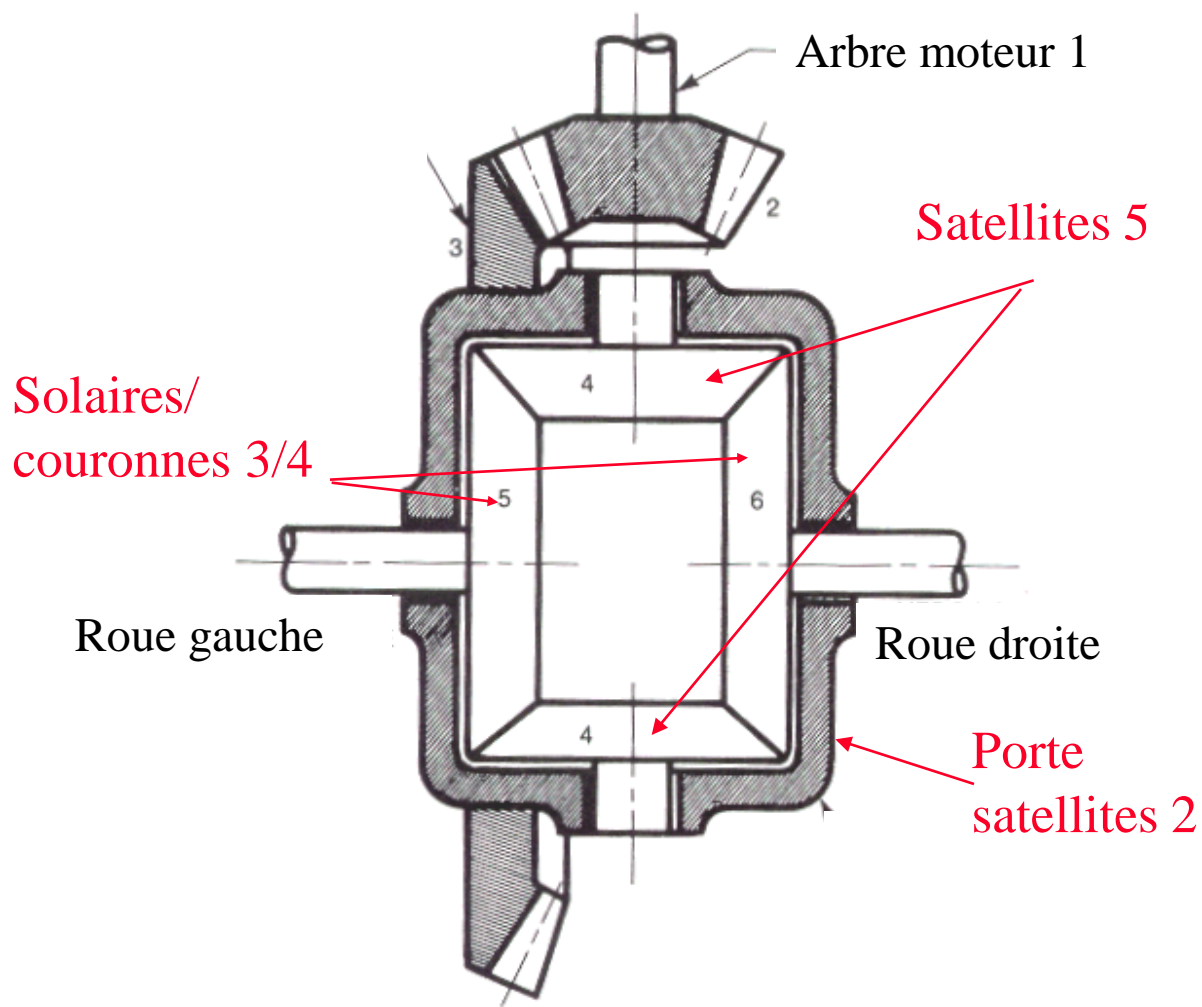
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\overline{OA}}{\overline{OQ}} \frac{\overline{BQ}}{\overline{BA}} = \frac{z_1}{z_1 + z'_s} \frac{z''_s}{z'_s + z''_s}$$

$$r_3 = r_1 + r'_s + r''_s$$

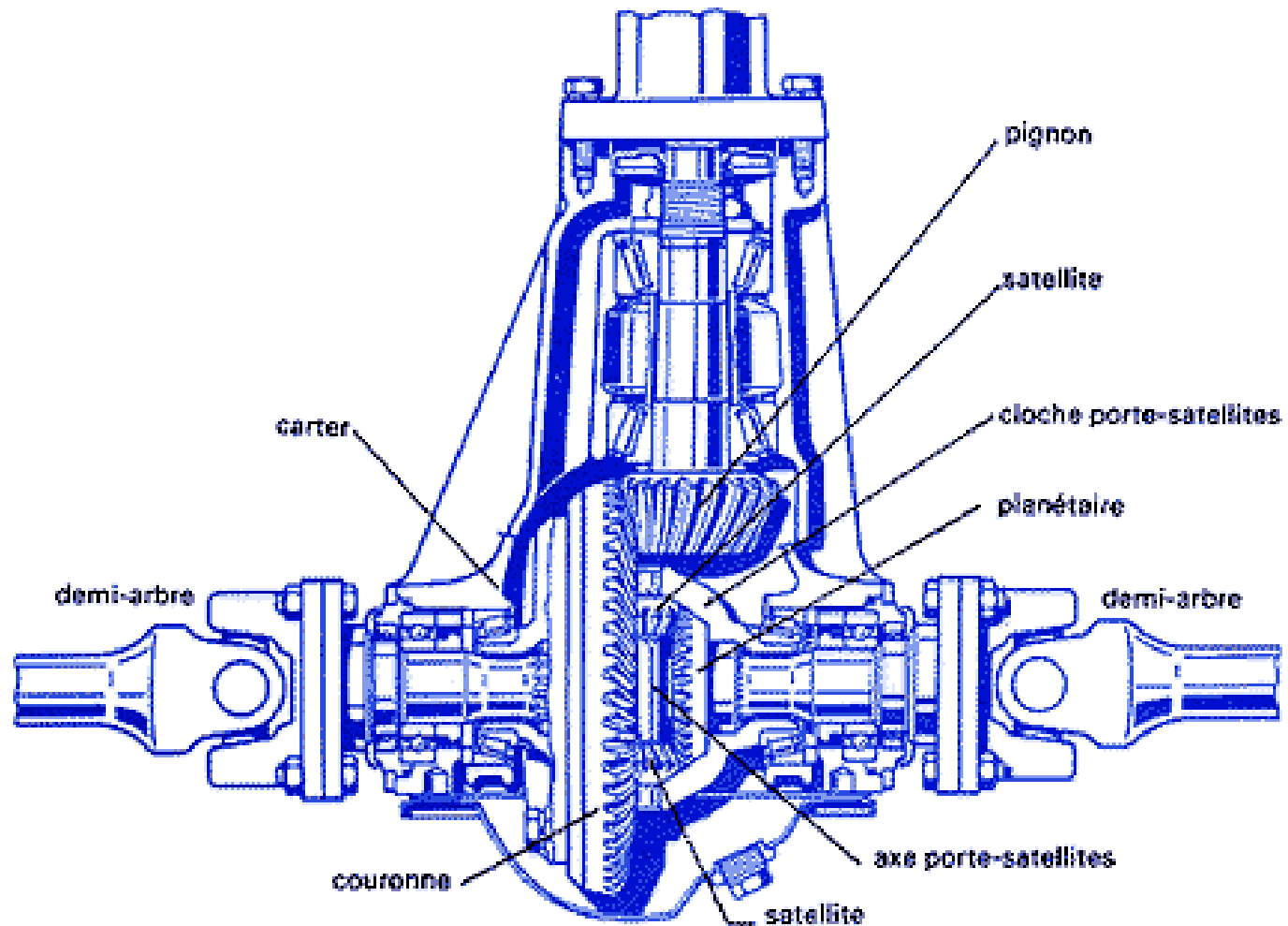
$$\text{si } m' = m'' \rightarrow z_3 = z_1 + z'_s + z''_s$$



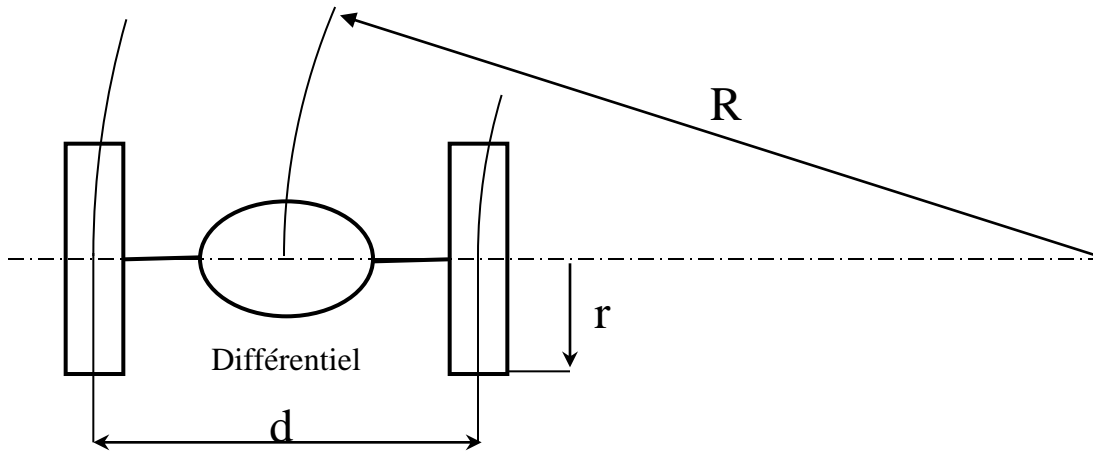
Train épicycloïdal sphérique: différentiel



Train épicycloïdal sphérique: différentiel



Train épicycloïdal sphérique: différentiel



$$\omega'_1 = \frac{1}{r} \left(R + \frac{d}{2} \right) \frac{V}{R}$$

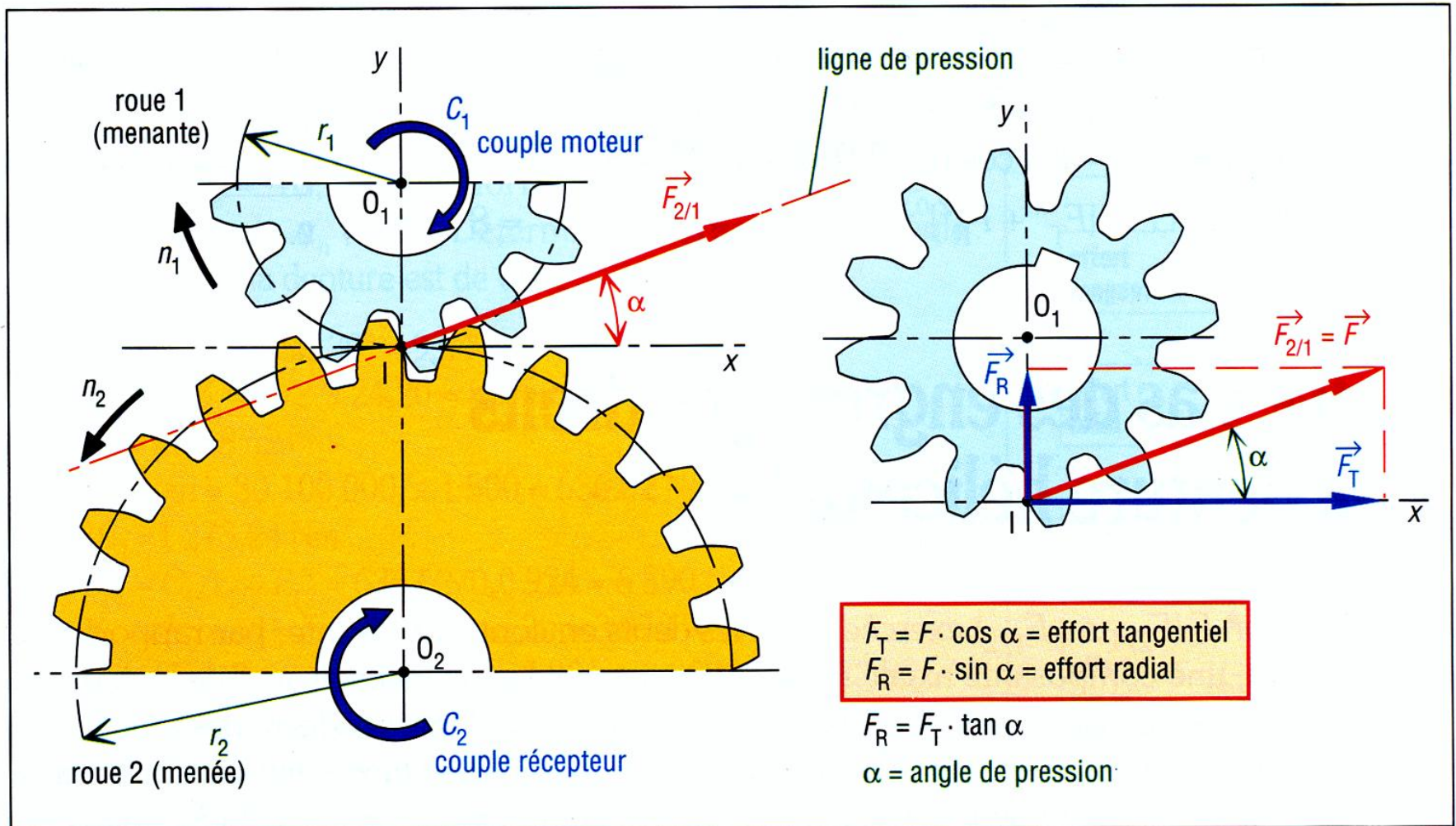
$$\omega''_1 = \frac{1}{r} \left(R - \frac{d}{2} \right) \frac{V}{R}$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} (\omega'_1 + \omega''_1) = \frac{V}{R}$$



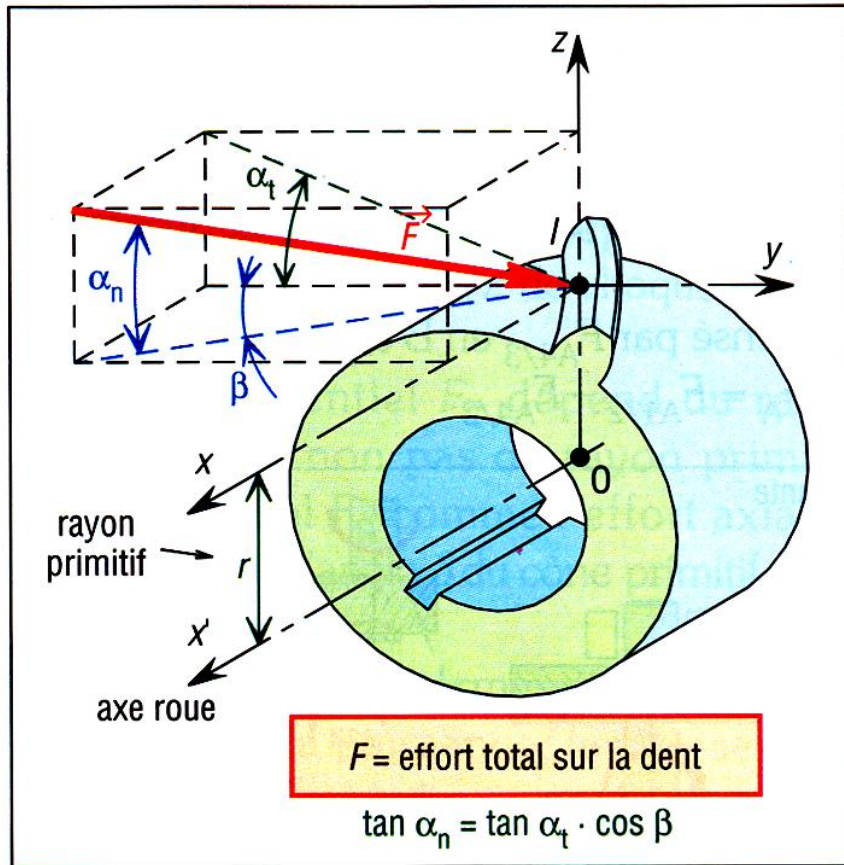
$$\frac{\omega'_1}{\omega''_1} = \frac{R + \frac{d}{2}}{R - \frac{d}{2}}$$

Efforts dans les engrenages cylindriques : denture droite

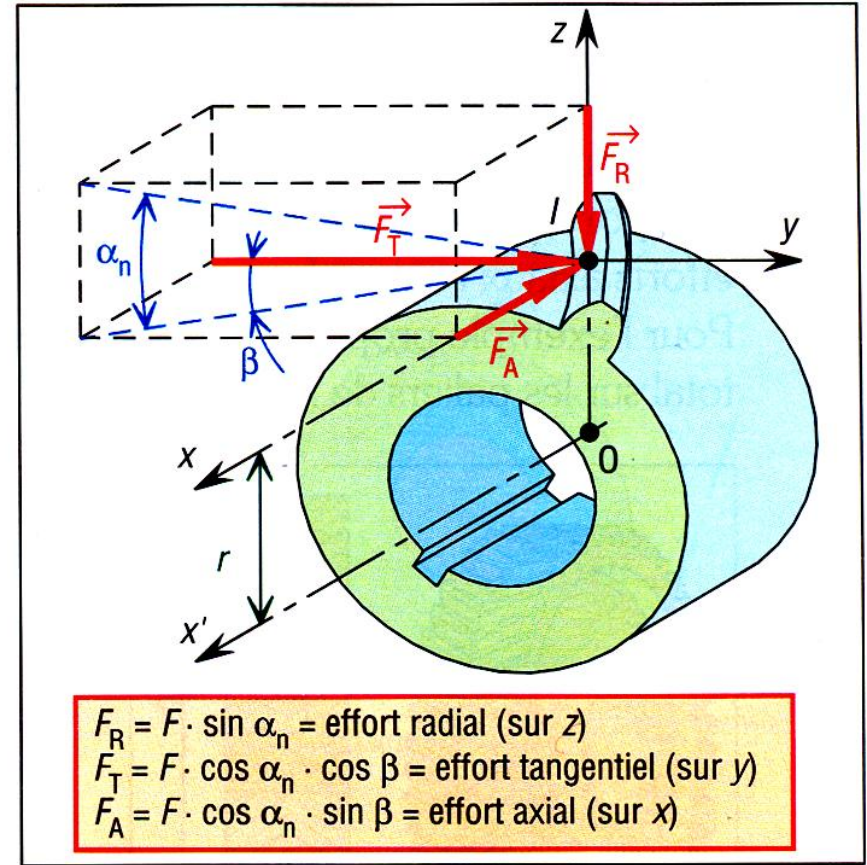


Source: Fanchon, J.- L., *Guide des sciences et technologies industrielles*, AFNOR, Nathan, Paris 2007

Efforts dans les engrenages cylindriques : denture hélicoïdale

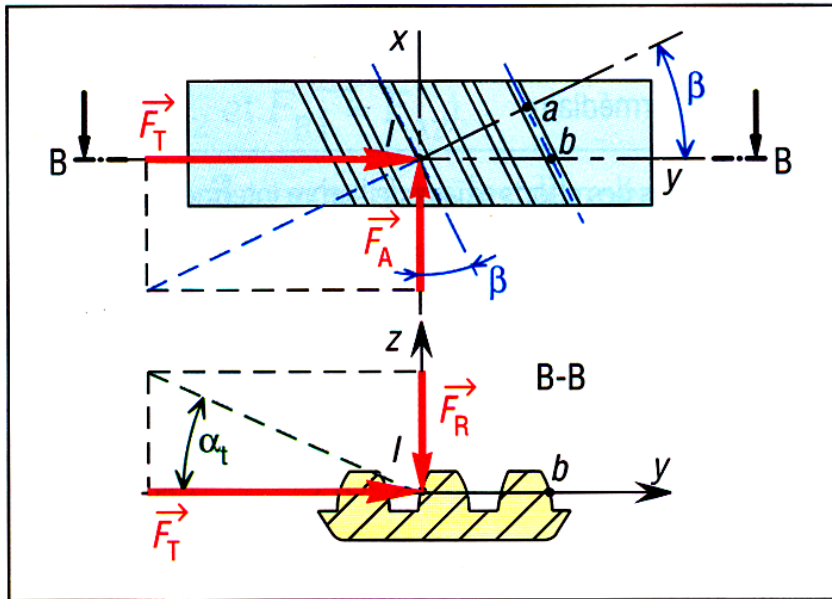


Action F résultante sur une dent hélicoïdale.

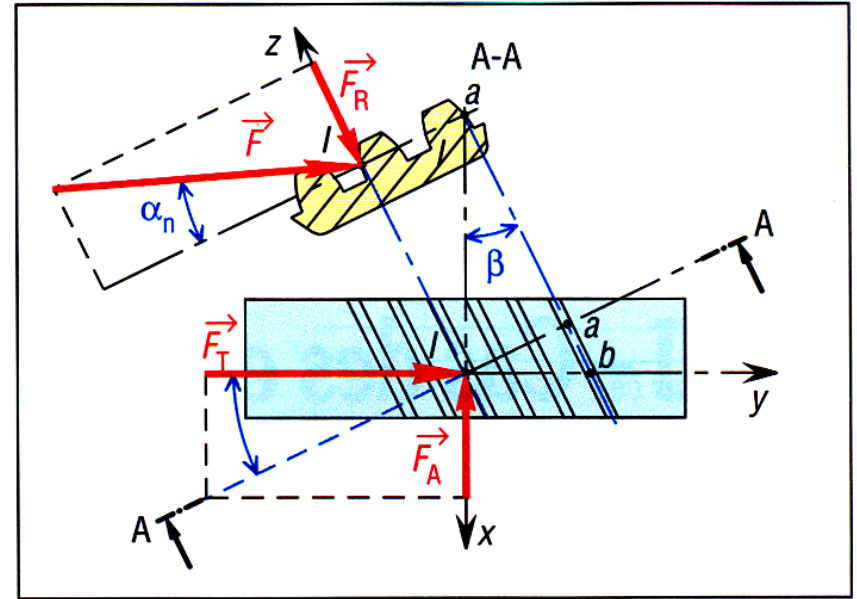


Composantes F_T, F_A, F_R de F .

Efforts dans les engrenages cylindriques : denture hélicoïdale



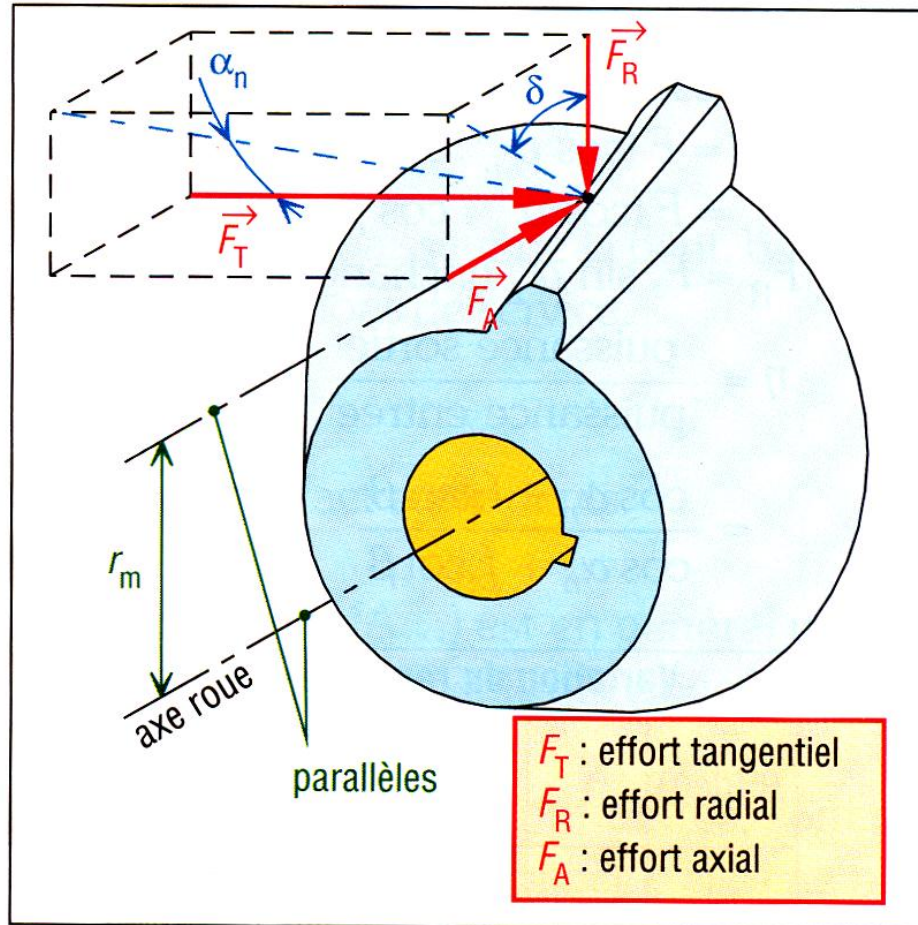
Vues de F_A et F_T dans le plan (l, x, y) .



Mise en évidence de F et F_R dans le plan AA.

Source: Fanchon, J.- L., *Guide des sciences et technologies industrielles*, AFNOR, Nathan, Paris 2007

Efforts dans les engrenages coniques: denture droite

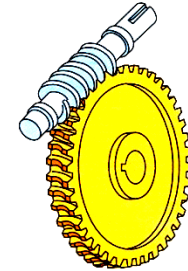
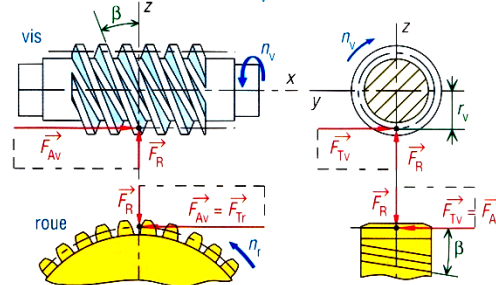


Source: Fanchon, J.- L., *Guide des sciences et technologies industrielles*, AFNOR, Nathan, Paris 2007

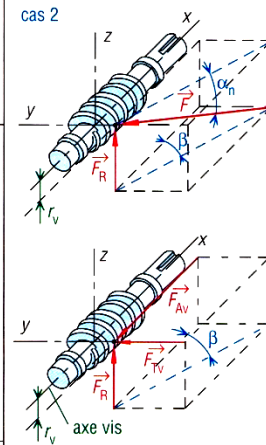
Efforts dans une roue et vis sans fin

F_{Av} : effort axial sur la vis F_{Ar} : effort axial sur la roue
 F_{Tv} : effort tangential sur la vis F_{Tr} : effort tangential sur la roue
 F_R : effort radial (roue et vis) F : effort total sur la dent (roue et vis)

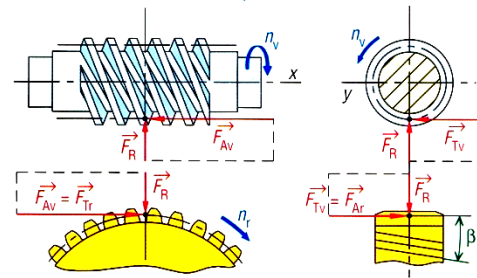
cas 1 : vis menante, filet à droite, $n_v > 0$



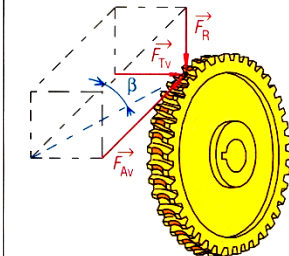
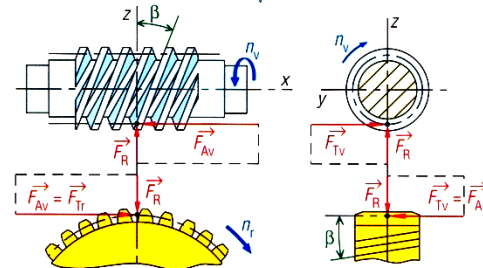
cas 2



cas 2 : vis menante, filet à droite, $n_v < 0$



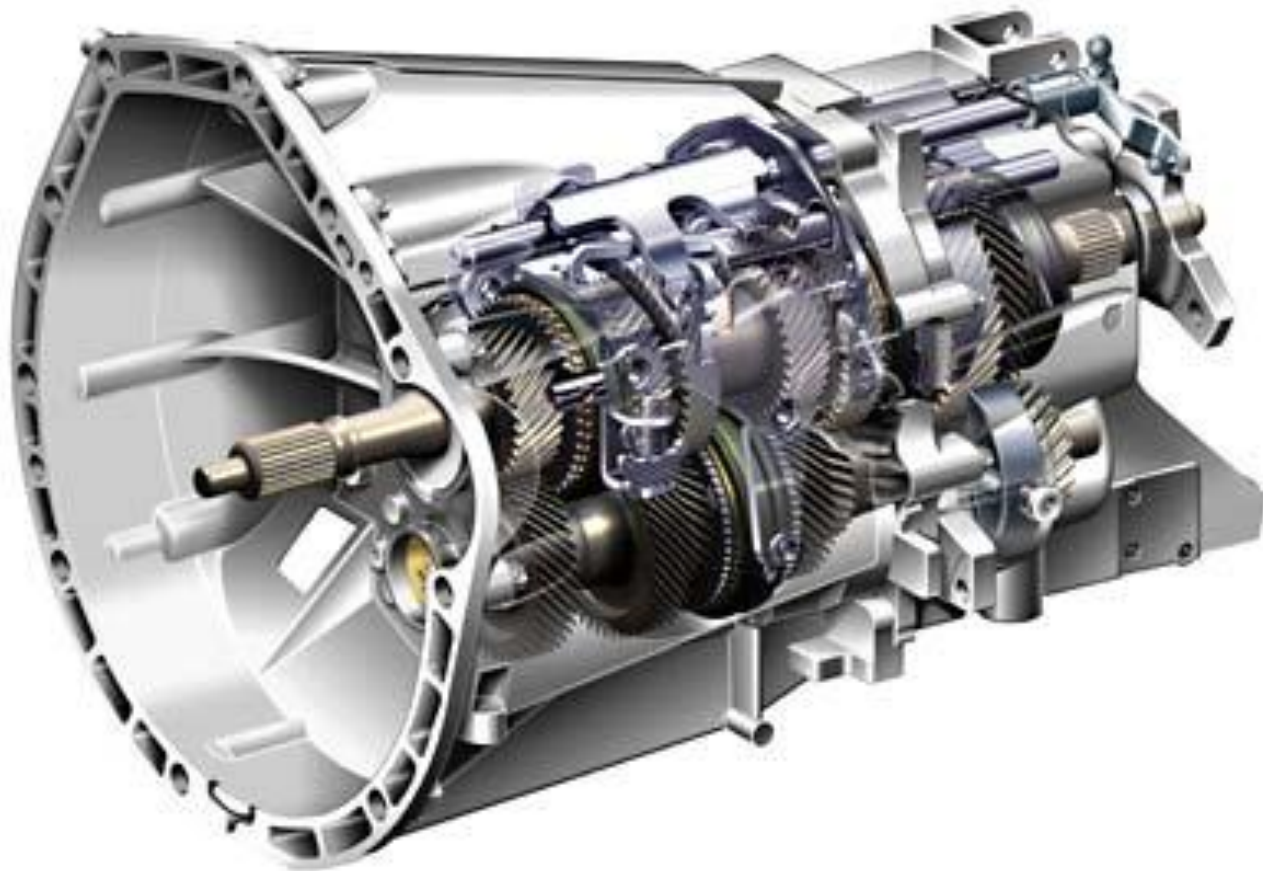
cas 3 : vis menante, filet à gauche, $n_v > 0$



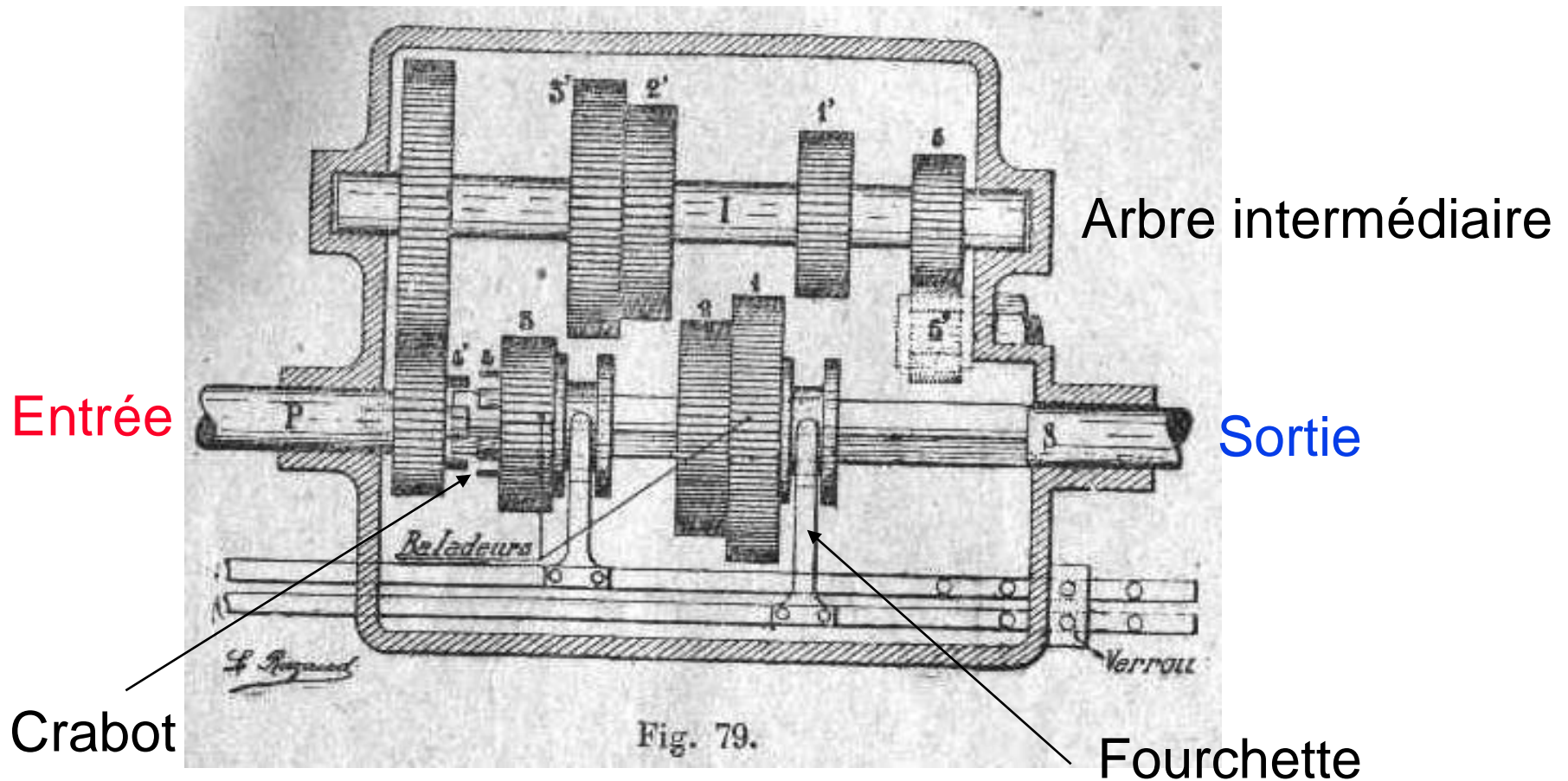
Source: Fanchon, J.- L., *Guide des sciences et technologies industrielles*, AFNOR, Nathan, Paris 2007

Boîtes de vitesses

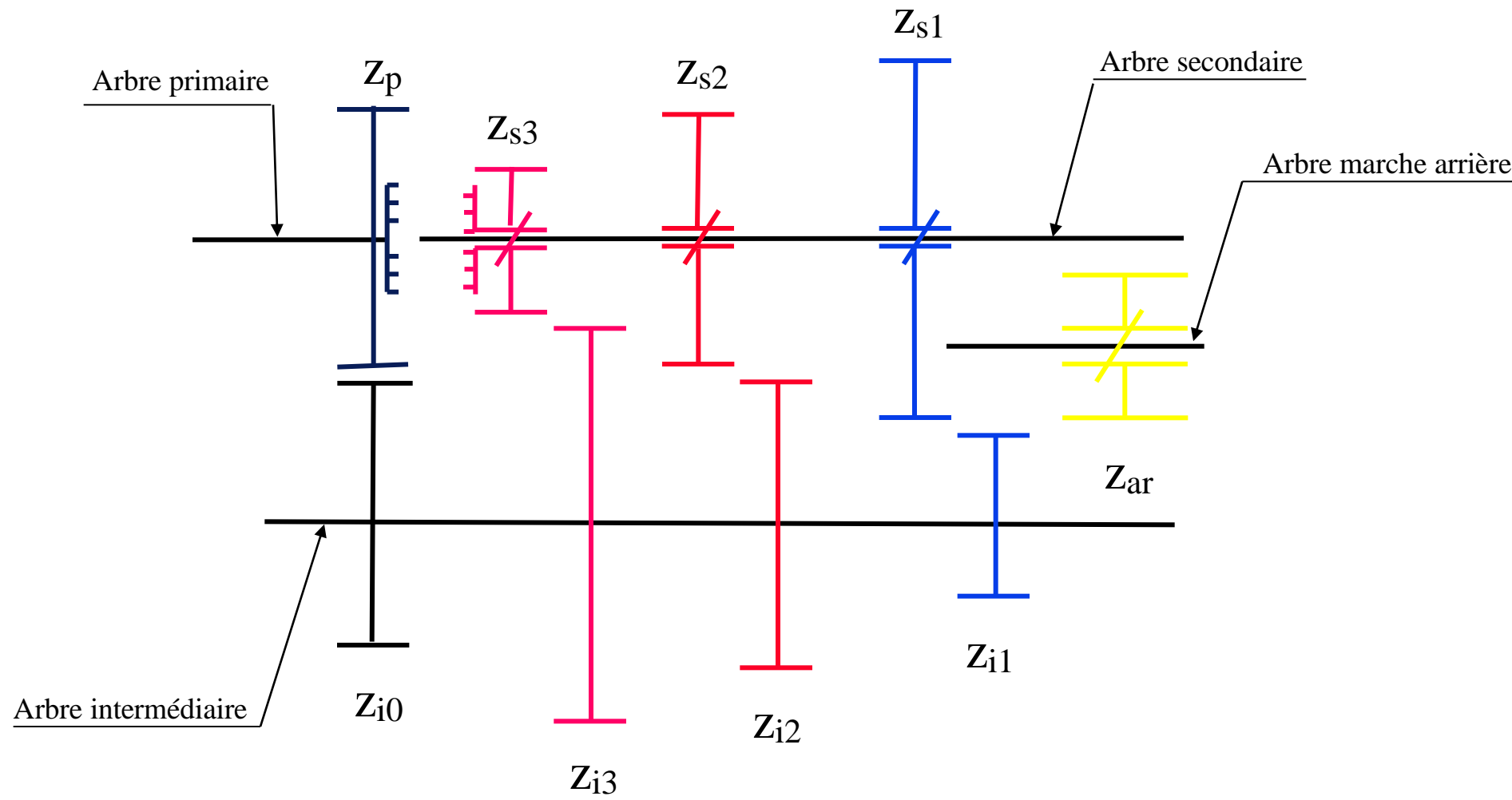
Mercedes-Benz C-class sport coupe, six-speed manual transmission



Boîtes de vitesses

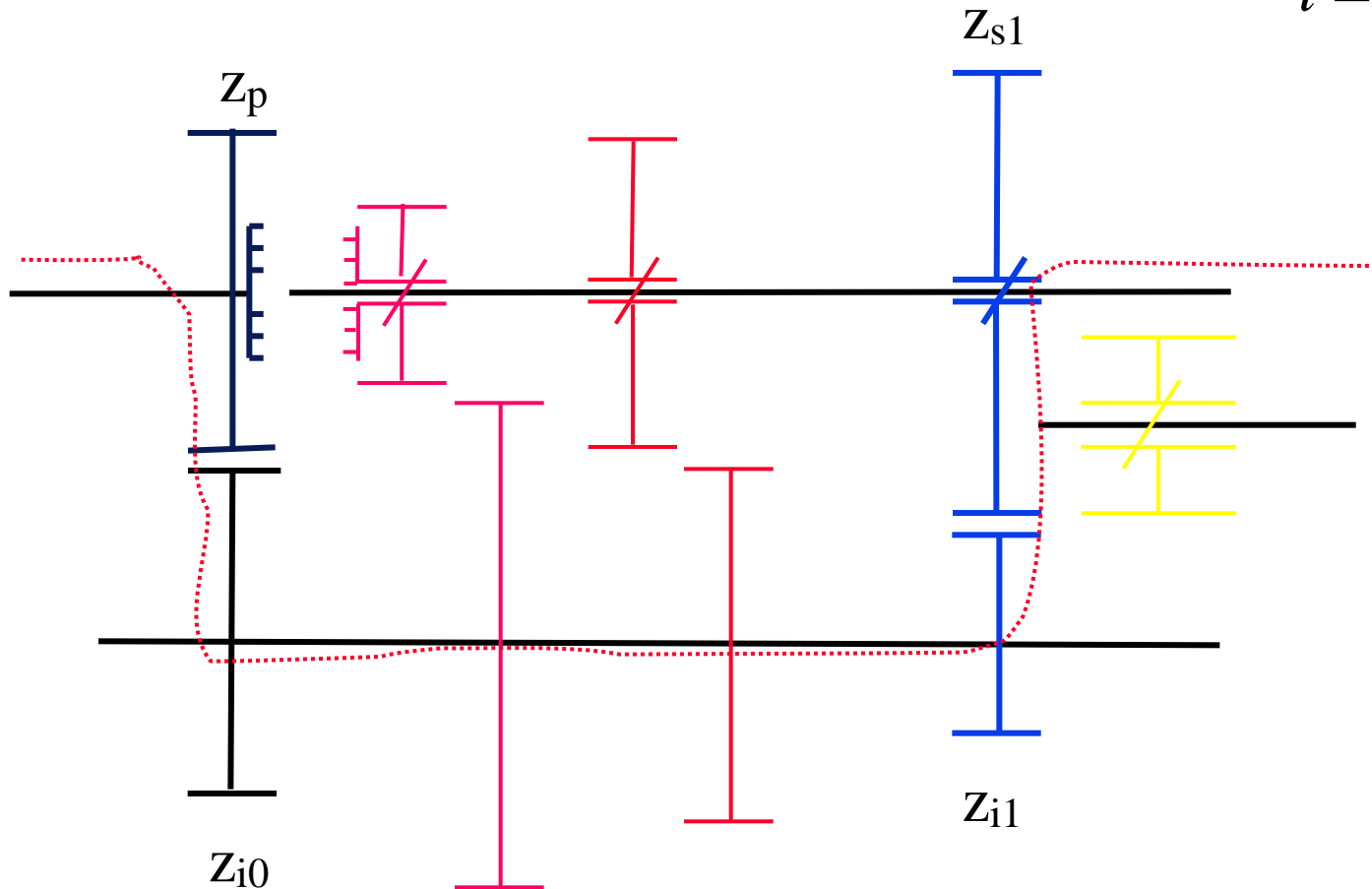


Boîtes de vitesses



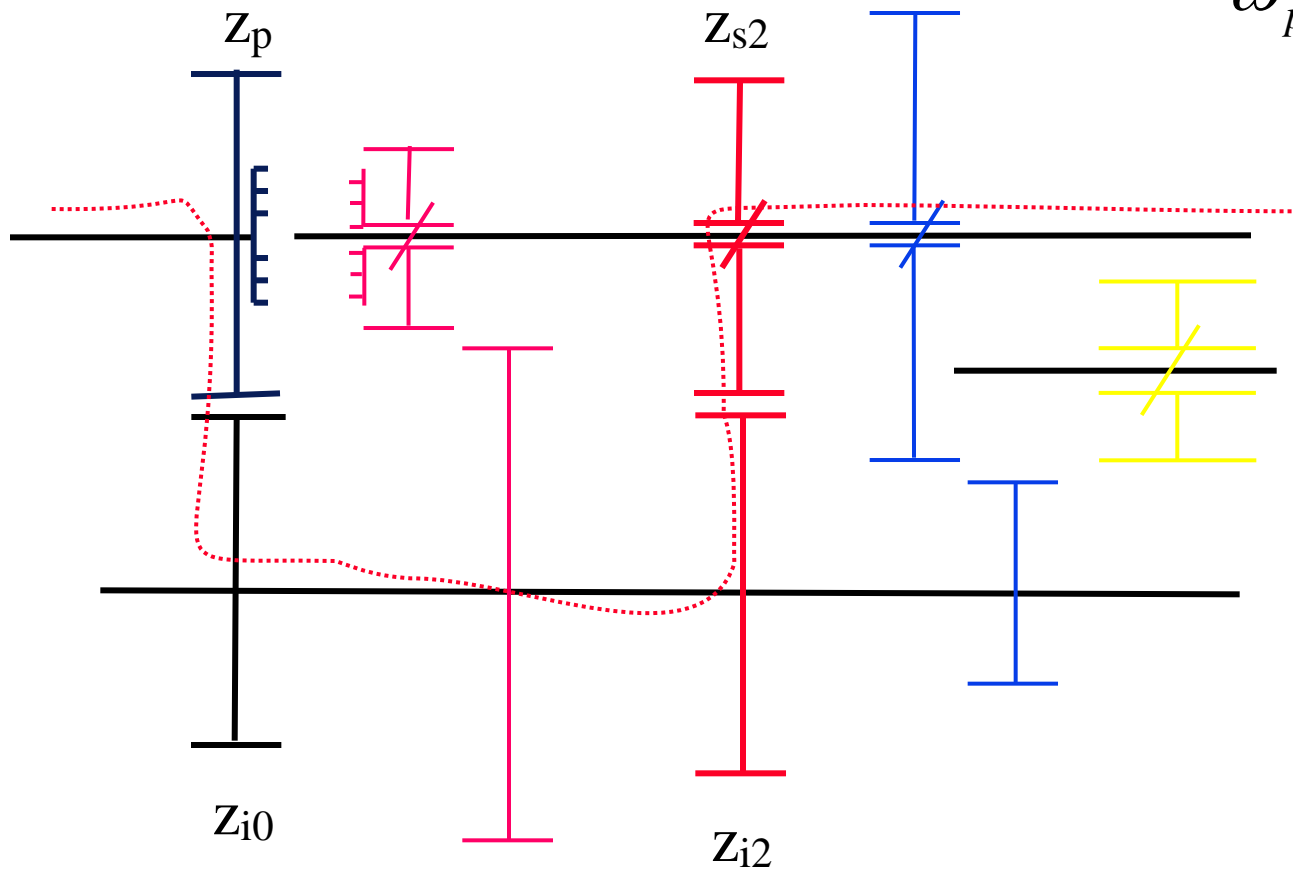
Boîtes de vitesses: 1ère

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_p} = \frac{z_p}{z_{i0}} \frac{z_{i1}}{z_{s1}}$$



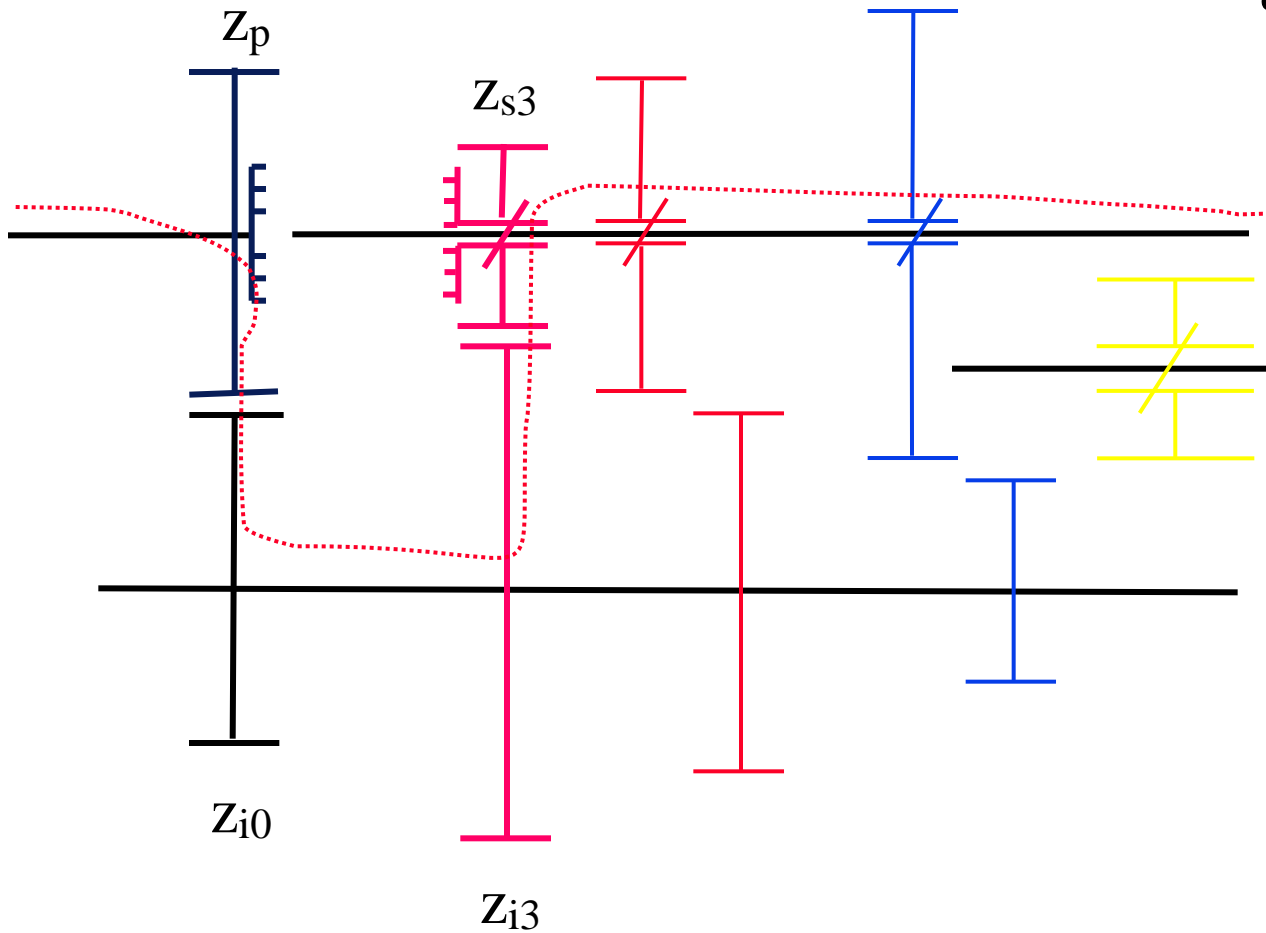
Boîtes de vitesses; 2^{ème}

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_p} = \frac{z_p}{z_{i0}} \frac{z_{i2}}{z_{s2}}$$



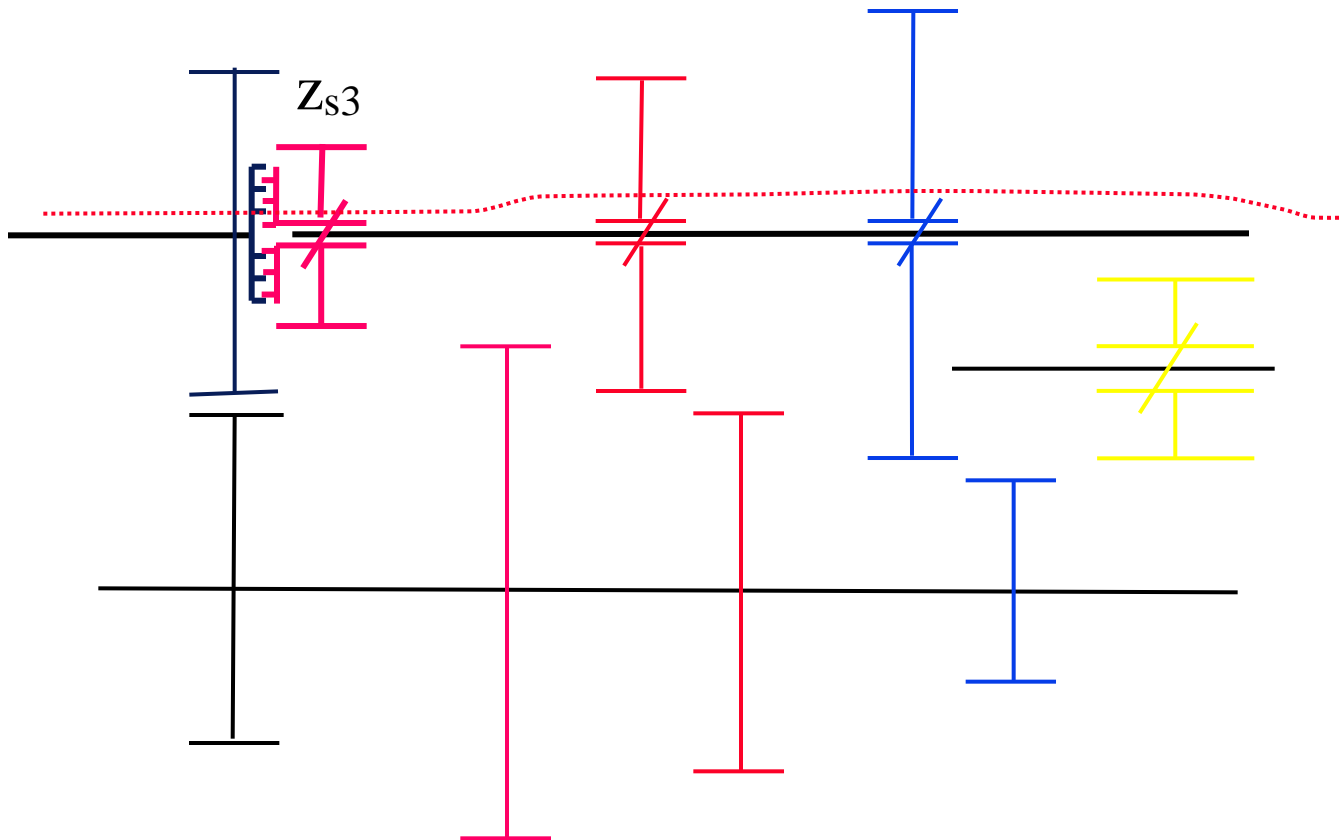
Boîtes de vitesses: 3^{ème}

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_p} = \frac{z_p}{z_{i0}} \frac{z_{i3}}{z_{s3}}$$



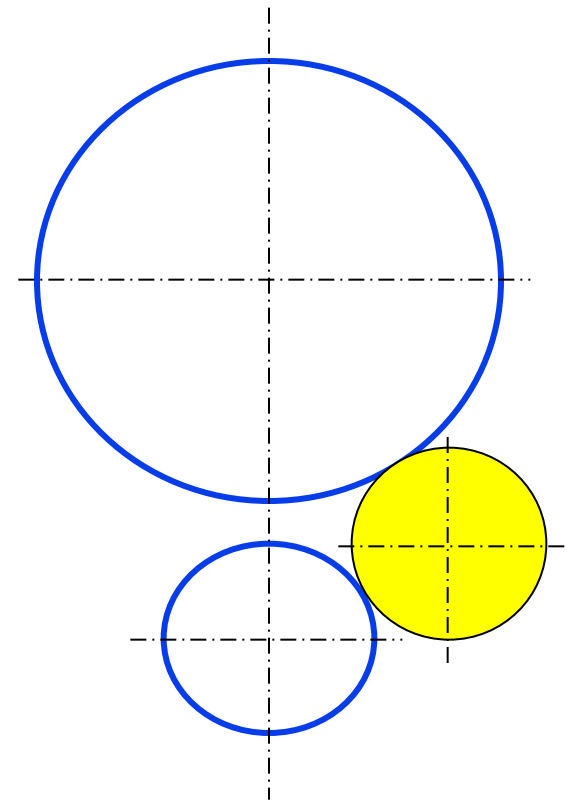
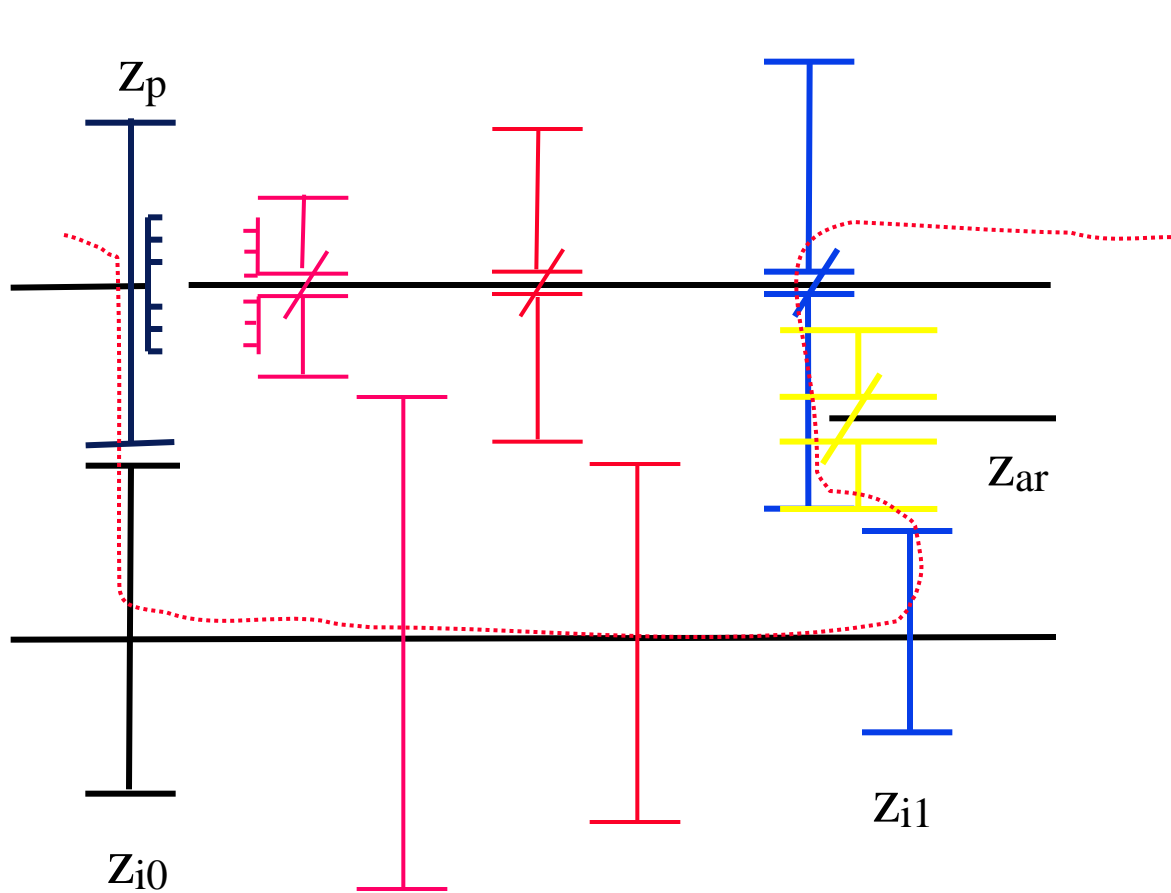
Boîtes de vitesses: 4^{ème}

$i = 1$



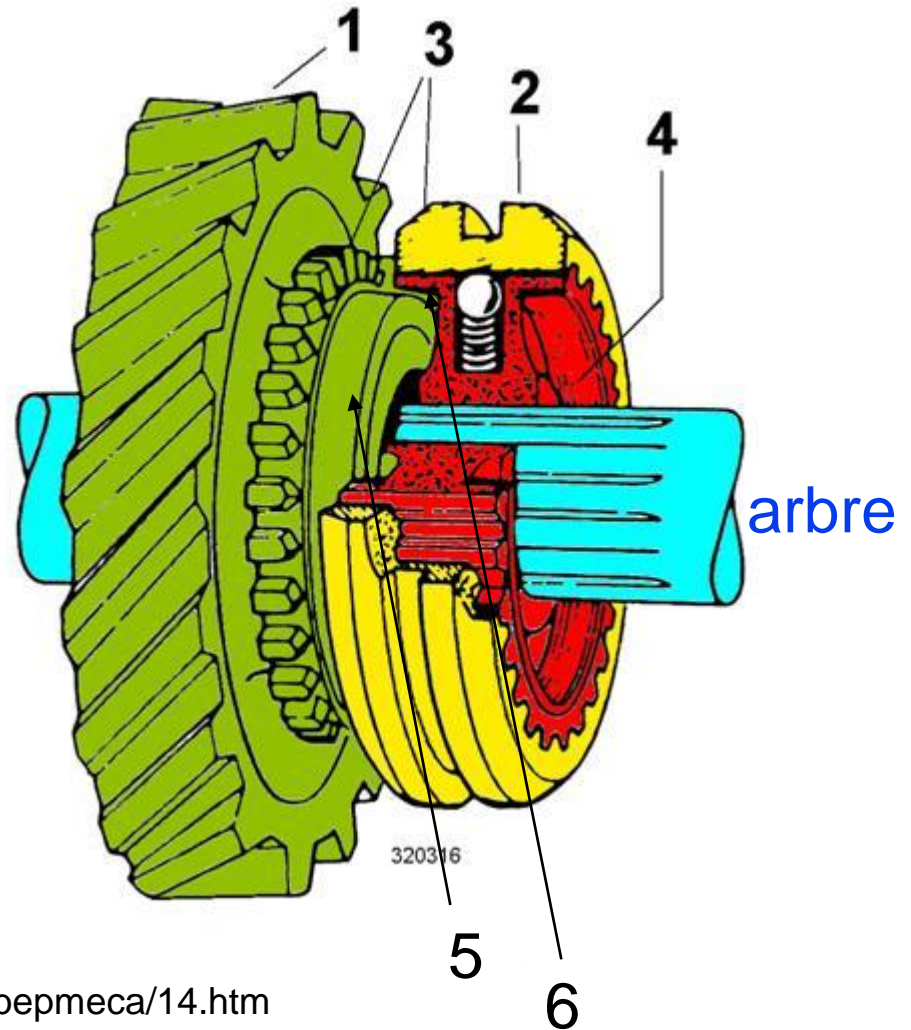
Boîtes de vitesses: marche arrière

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_p} = - \frac{z_p}{z_{i0}} \frac{z_{i1}}{z_{s1}}$$

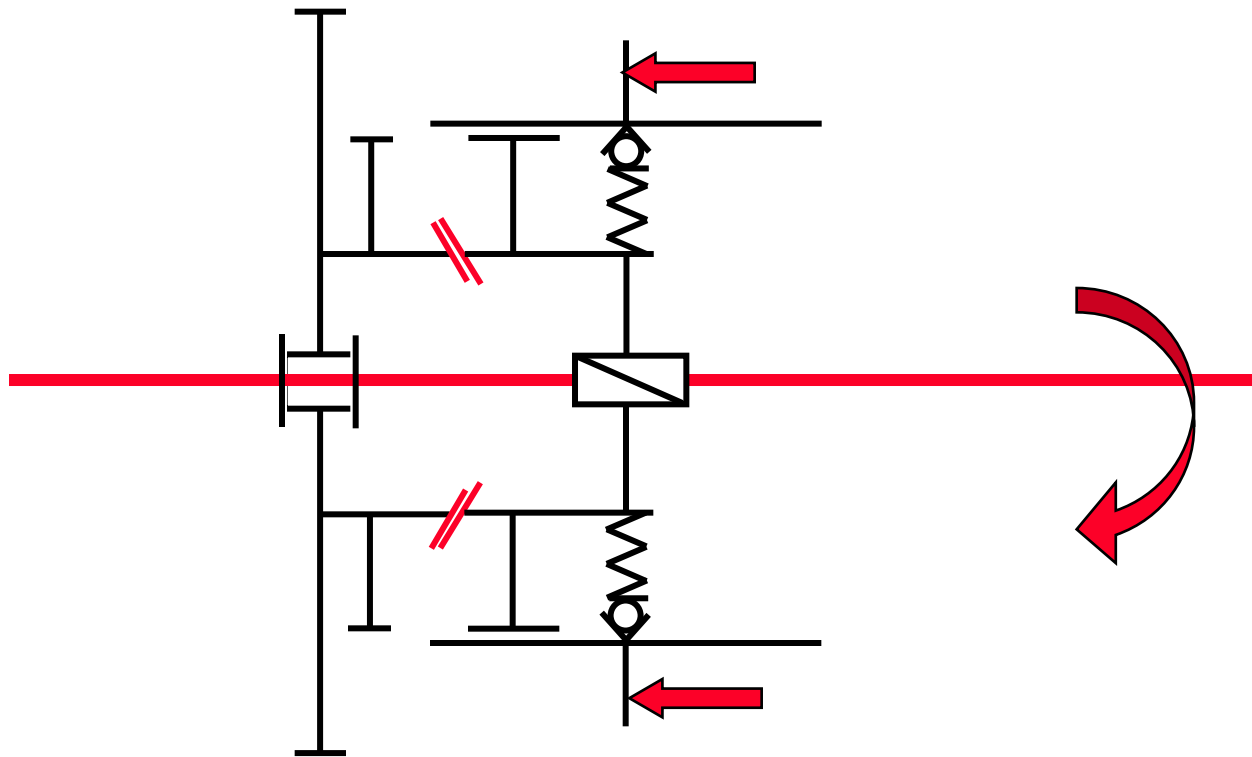


Crabot Synchro – Mesh

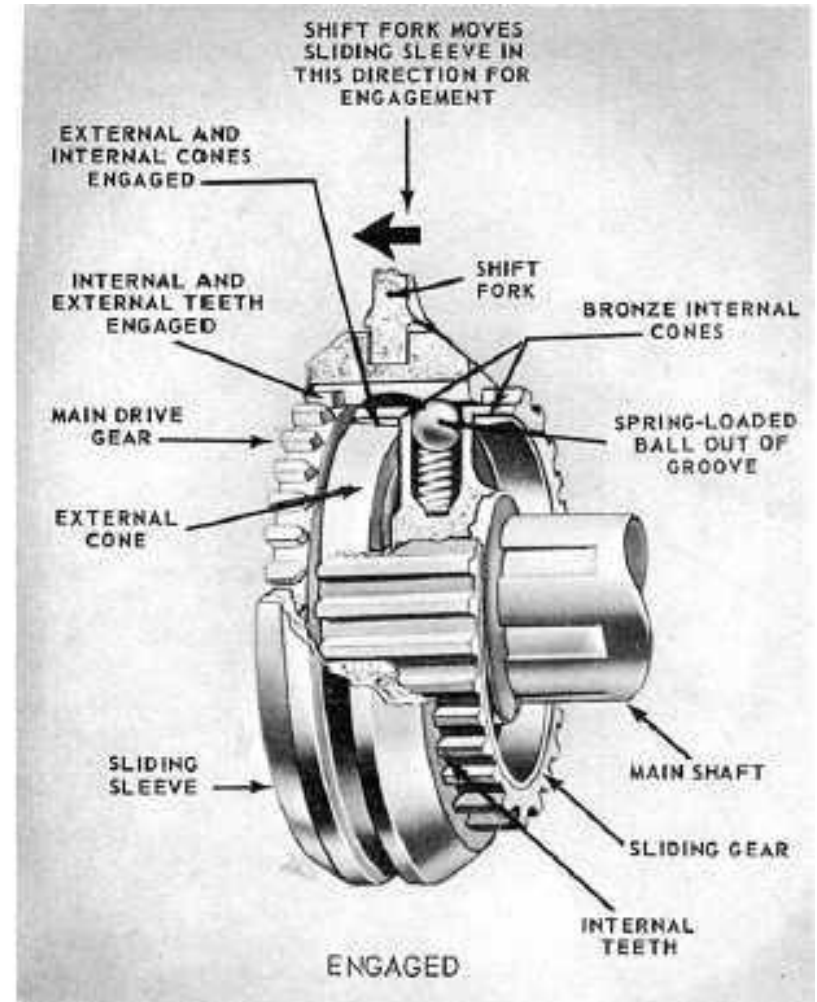
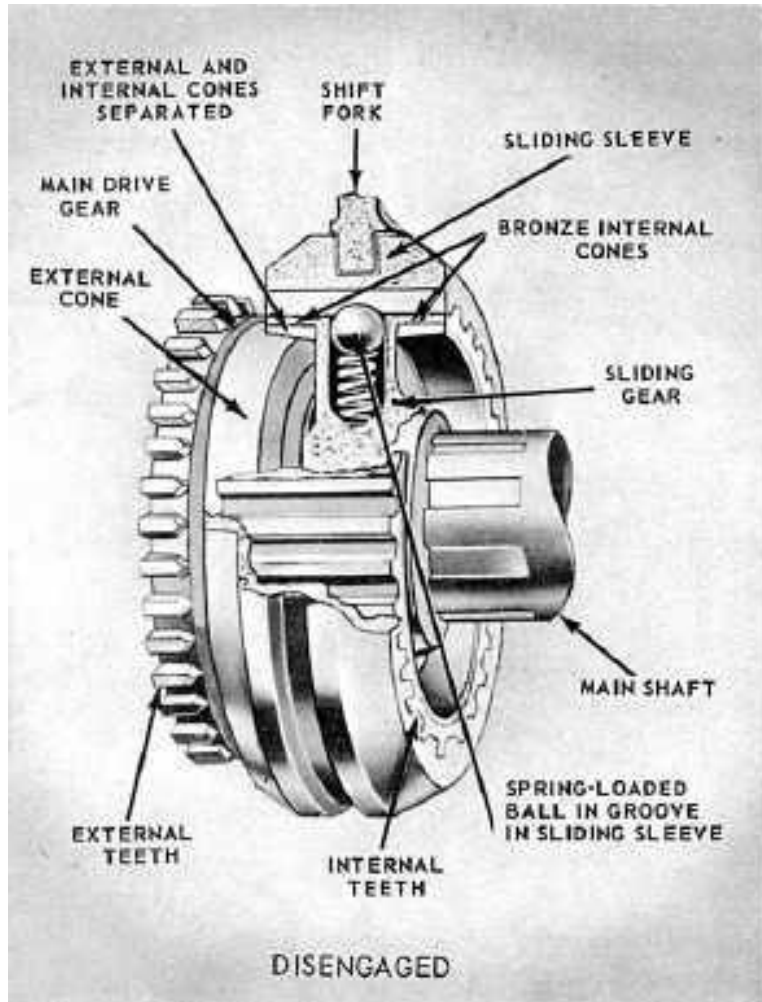
1. Pignon fou sur l'arbre
2. Denture interne mobile de l'accouplement crabot
3. Denture externe du crabot solidaire du pignon
4. Denture externe coulissante et accouplée à l'arbre
5. Cône externe de frottement solidaire du pignon
6. Cône interne solidaire de la denture externe coulissante



Crabot Synchro – Mesh

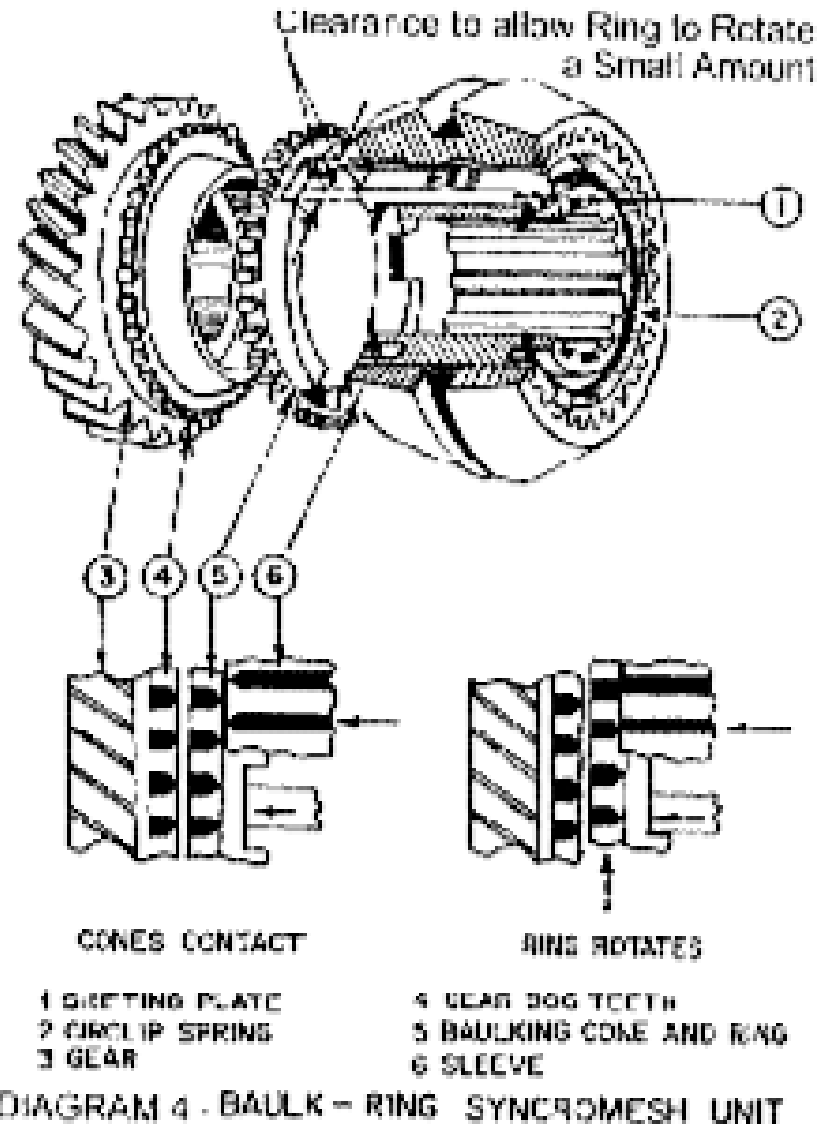


Crabot Synchro-Mesh

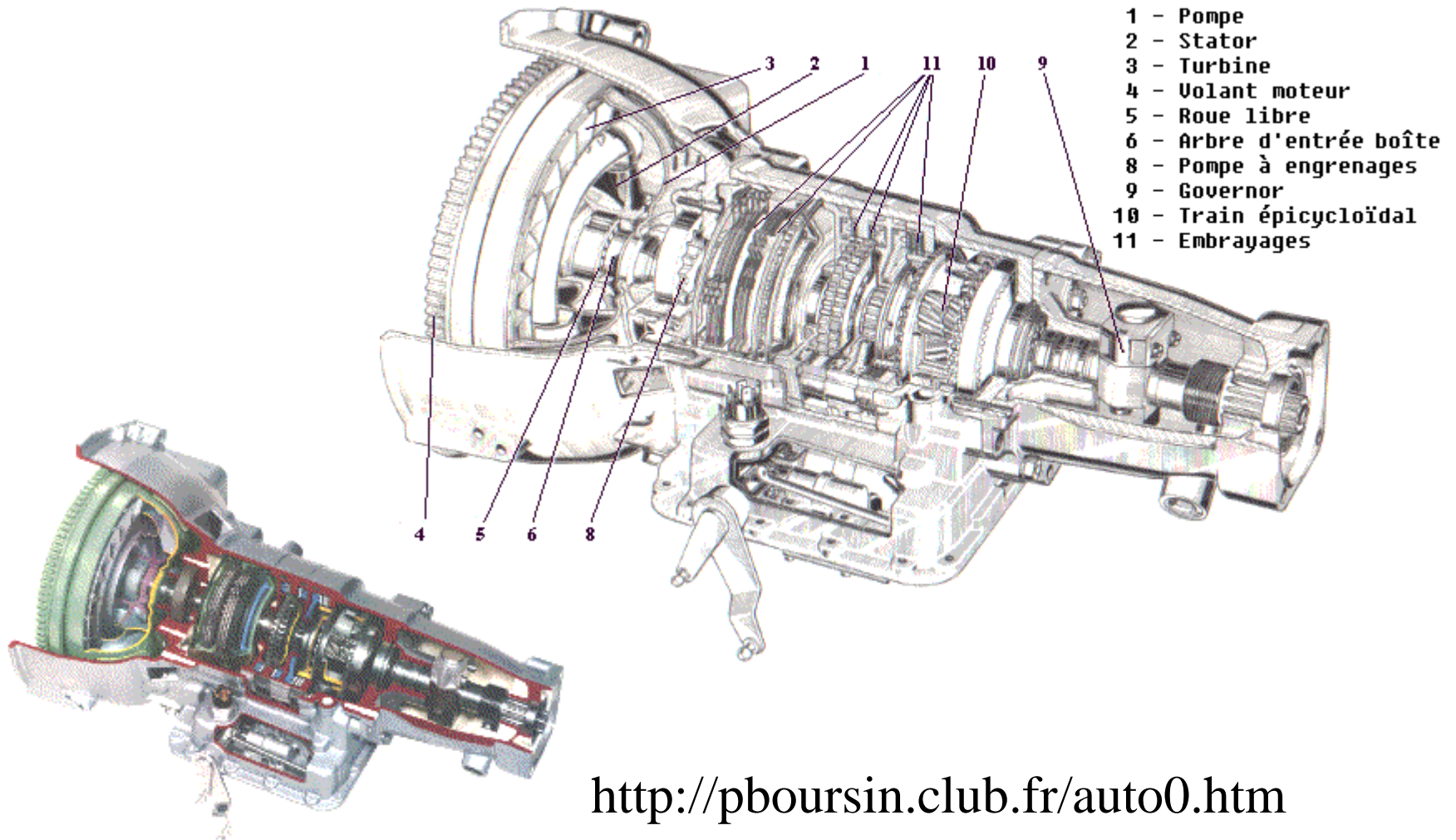


Crabot Synchro – Mesh: autre version

Baulk ring
synchromesh

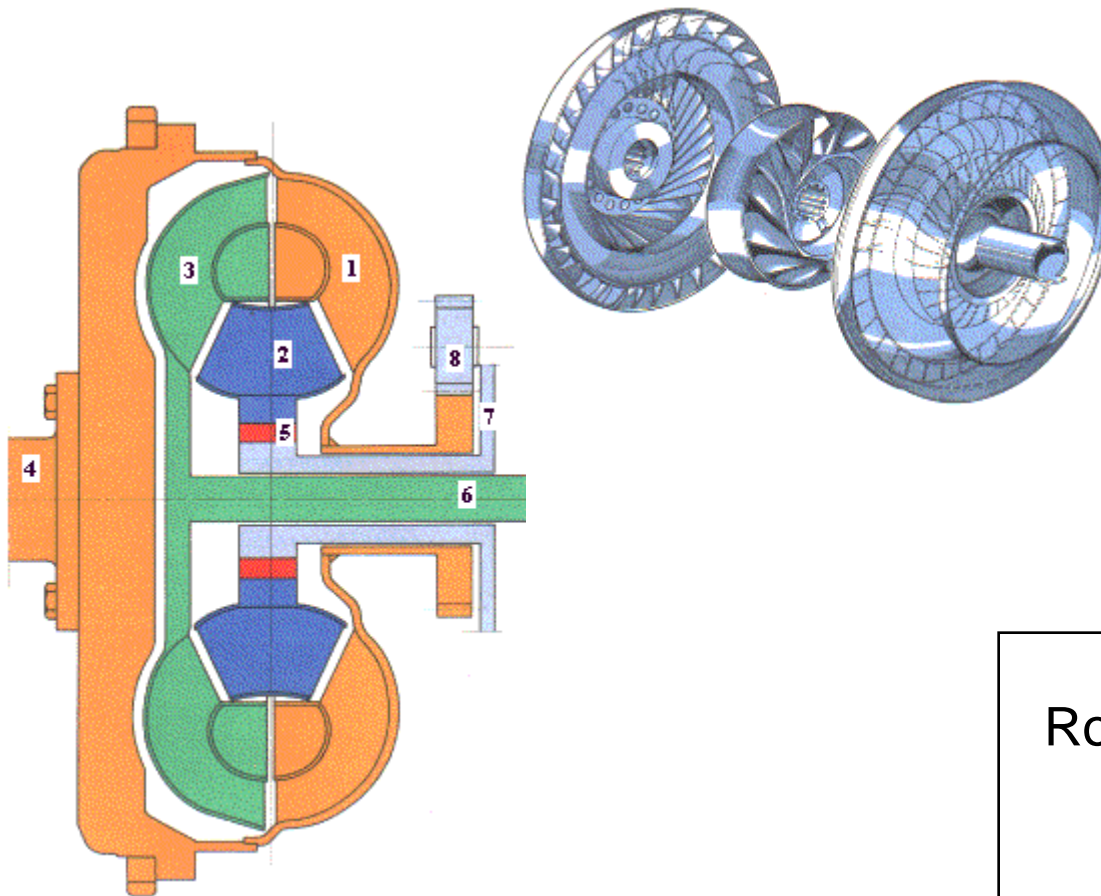


Boîte automatique



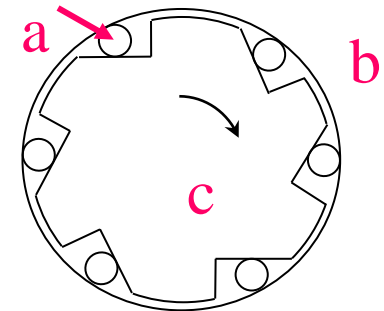
<http://pboursin.club.fr/auto0.htm>

Convertisseur de couple



1. Pompe
2. Stator
3. Turbine
4. Arbre de vilebrequin
5. Roue libre
6. Arbre de boîte
7. Support de stator
8. Pompe à engrenage

Roue libre



Roue libre

◆ Fonctions:

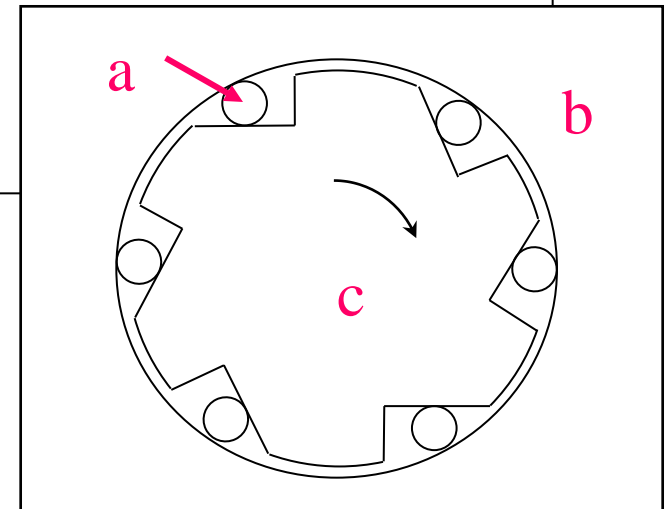
- Transmettre un couple et une rotation dans un sens uniquement

◆ Principe physique:

- Par frottement, arc-boutement

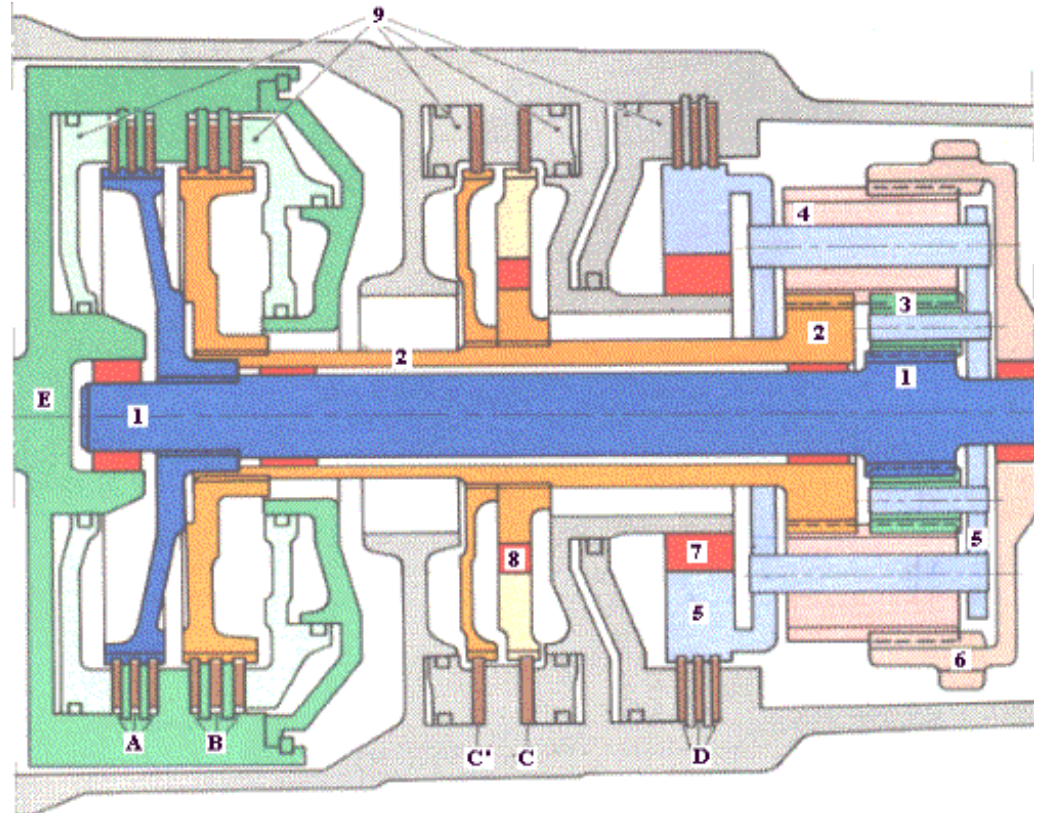
◆ Remarque:

- Liaison non-positive
- Liaison unilatérale

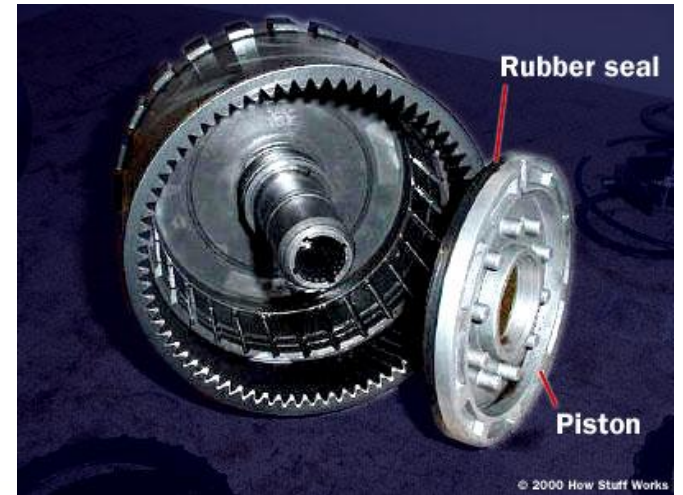


Principe de fonctionnement: train épicycloïdal à deux entrées

- E** - arbre d'entrée de boîte en forme de tambour.
- train épicycloïdal :
 - 1** - arbre planétaire primaire (25 dents)
 - 2** - arbre planétaire secondaire (32 dents)
 - 3** - 3 pignons satellites primaires (15 dents)
 - 4** - 3 pignons satellites secondaires (15 dents)
 - 5** - porte-satellites
 - 6** - couronne planétaire à denture intérieure reliée à l'arbre récepteur (64 dents)
 - 7** - roue libre du train planétaire - (anti-recul en côte)
 - 8** - roue libre embrayage C - (point de réaction)
 - 9** - pistons de commande des embrayages



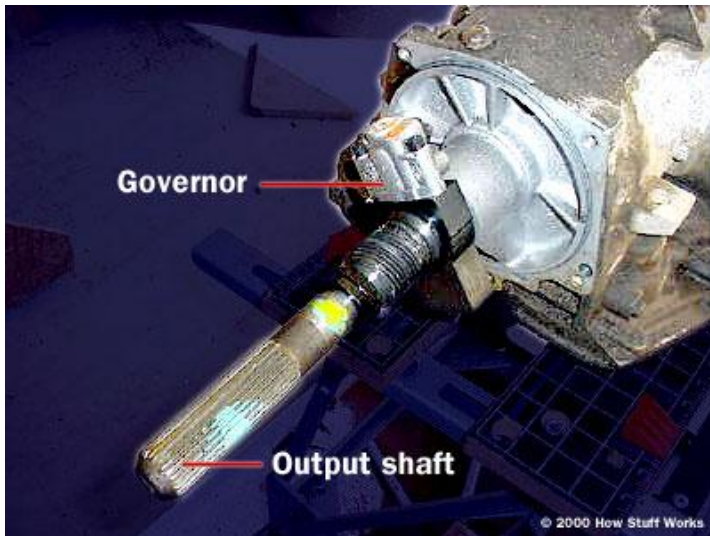
Embrayage



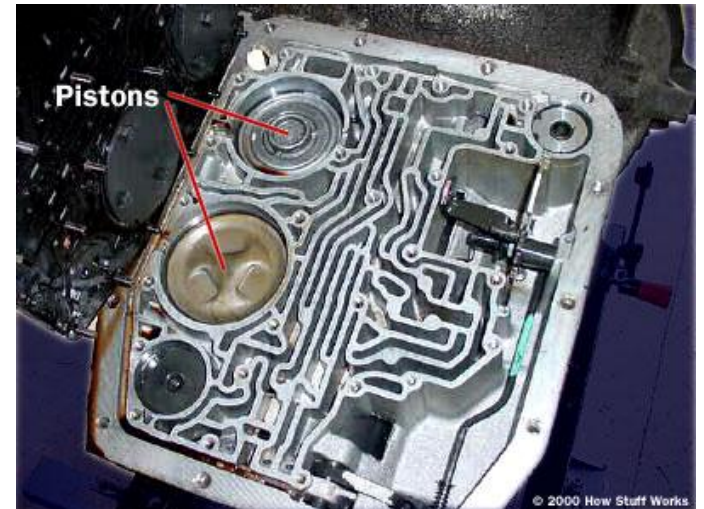
© 2000 How Stuff Works

Commande

Gouverneur



Circuit hydraulique de commande

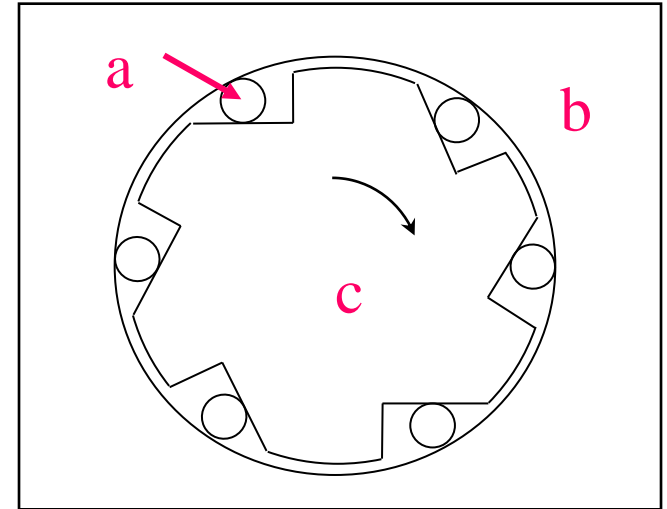


Pompe à engrenage

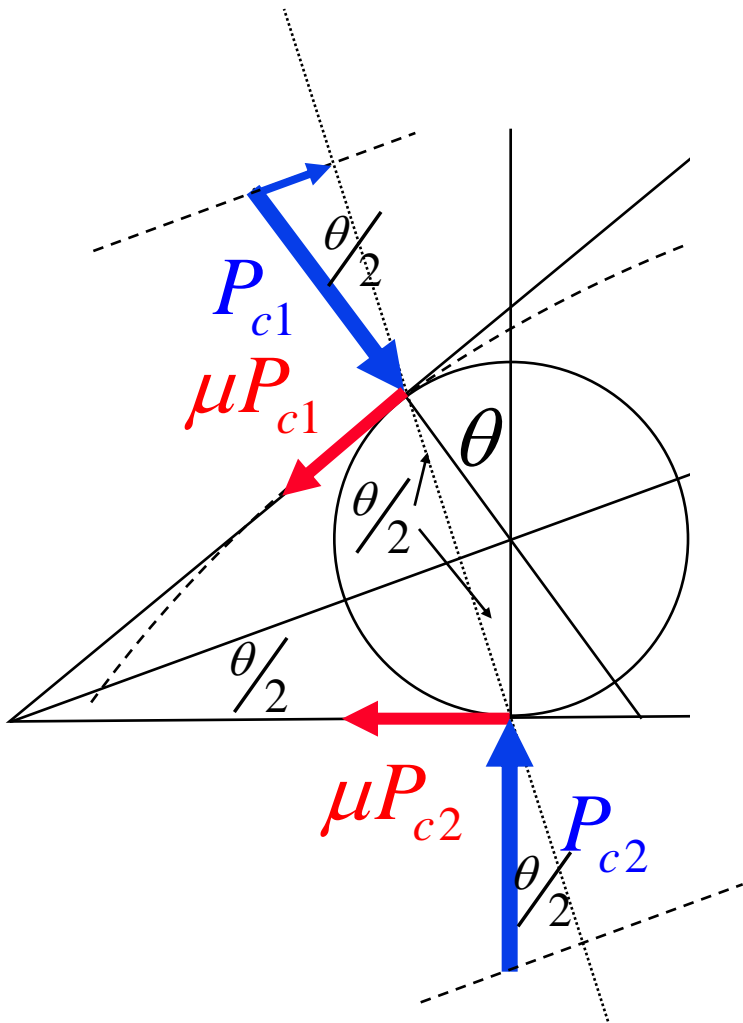


Roue libre

- ◆ Quels sont les paramètres qui doivent être déterminés lors de la conception?
- ◆ Comment fixe-t-on ces paramètres?
- ◆ Quelle condition doit être remplie pour que la roue libre fonctionne?
- ◆ Quelle est la relation entre le moment à transmettre et la force normale de contact?
- ◆ Faire les analyses nécessaires



Analyse de la roue libre



On considère l'équilibre de la bille isolée avec les efforts de contact normaux et tangentiels.

Par symétrie $P_{c1} = P_{c2}$

Faisons l'hypothèse $\mu_1 = \mu_2 \rightarrow \mu_1 P_{c1} = \mu_2 P_{c2}$

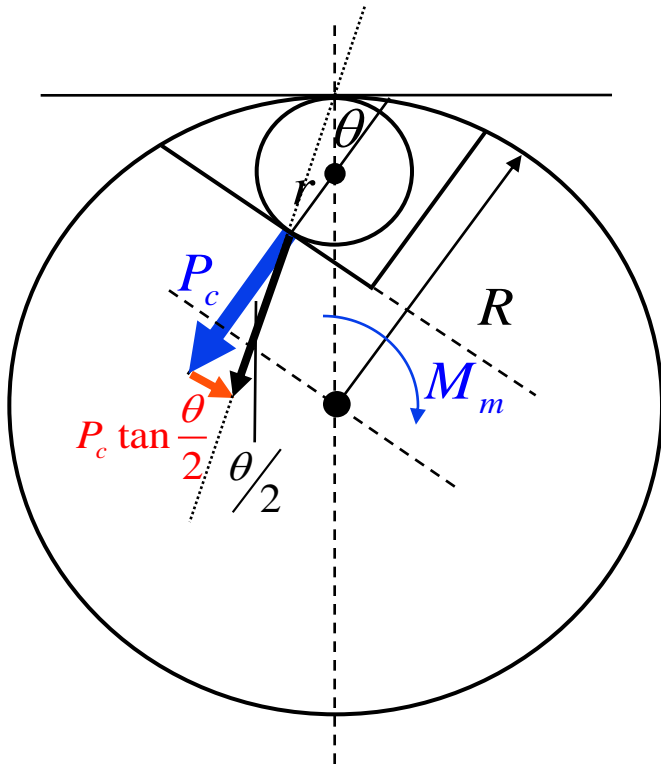
Les efforts d'adhérence équilibrent les composantes de P_{c1} et P_{c2} parallèles à la bissectrice

Pour que la bille ne soit pas "ejectée" on doit avoir

$$2P_{c1} \sin \frac{\theta}{2} \leq 2\mu_1 P_{c1} \cos \frac{\theta}{2} \rightarrow \tan \frac{\theta}{2} \leq \mu_1 = \tan \rho_0$$

$$\rightarrow \frac{\theta}{2} \leq \rho_0$$

Analyse de la roue libre



On considère l'équilibre des moments sur le disque moteur. Le moment appliqué M_m est équilibré par le moment des réactions de

contact P_c et $P_c \tan \frac{\theta}{2}$

Bras de levier de P_c : $(R - r) \sin \theta$

Bras de levier de $P_c \tan \frac{\theta}{2}$: $(R - r) \cos \theta - r$

$$M_m = P_c (R - r) \sin \theta - P_c \tan \frac{\theta}{2} [(R - r) \cos \theta - r]$$

$$M_m = P_c \left[(R - r) \sin \theta - \tan \frac{\theta}{2} \{(R - r) \cos \theta - r\} \right]$$

Cette relation relie la performance désirée aux paramètres de conception. Il faut encore tenir compte de la condition de glissement dérivée plus haut et d'une condition sur les pressions de contact qu'on limite en jouant sur r , R et θ .