

3. Transmission sans transformation de mouvement :

Pour assurer la transmission de la puissance mécanique, différentes solutions existent qu'on peut rassembler en trois grandes familles :

- Solutions destinées à la **transmission sans transformation de mouvement mais avec modification de la vitesse angulaire** : la rotation est maintenue en sortie mais la vitesse angulaire change.
- Solutions destinées à la **transmission sans transformation de mouvement et sans modification de la vitesse angulaire** : le mouvement en entrée est une rotation, en sortie, la nature de mouvement ne change pas, et même la vitesse angulaire reste inchangeable.
- Solutions destinées à la **transmission avec transformation de mouvement** : dans ce cas, la rotation est transformées en translation ou l'inverse.

Le tableau suivant représente une synthèse des différentes solutions technologiques assurant les trois modes de transmission de mouvement :

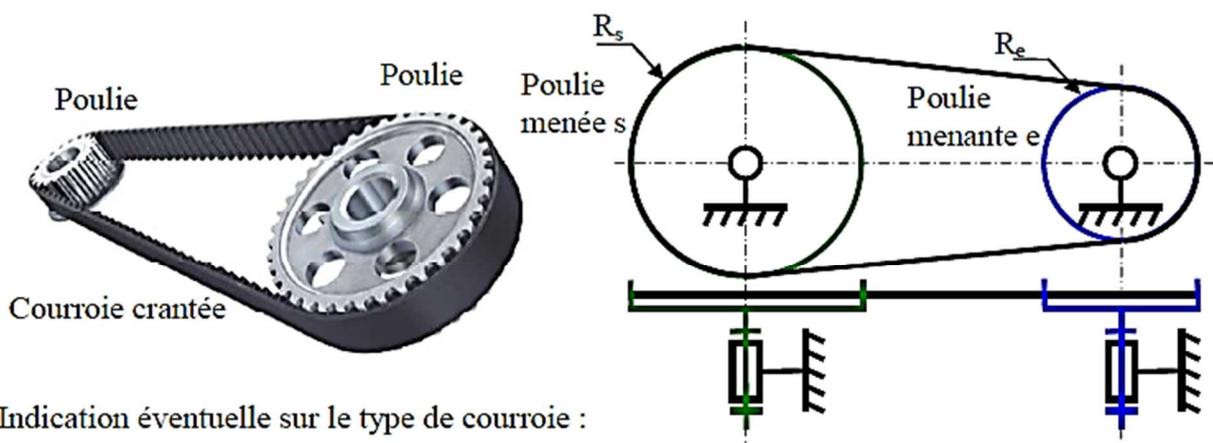
Transmission sans transformation de mouvement S.T.M.		Transmission avec transformation de mouvement A.T.M.
Solutions pour la transmission S.T.M. <u>avec</u> modification de la vitesse angulaire	Solutions pour la transmission S.T.M. <u>sans</u> modification de la vitesse angulaire	
poulies et courroie	Accouplements	Système Bielle-manivelle
pignons et chaîne	Limiteurs de couple	Excentrique
engrenages	Embrayages	Cames
Roues de friction	Freins	Vis-écrou
		Pignon-crémaillère

Figure.32. les modes de transmission de mouvement et les solutions technologiques associées.

3.1. Transmission avec modification de vitesse :

3.1.1. Transmission avec poulies et courroie :

Les arbres d'entrée et de sortie sont éloignés, la transmission du mouvement de rotation se fait par adhérence en utilisant un lien flexible appelé **courroie**.



Indication éventuelle sur le type de courroie :

Courroie plate — Courroie ronde ○ Courroie trapézoïdale ▽ Courroie crantée 〰

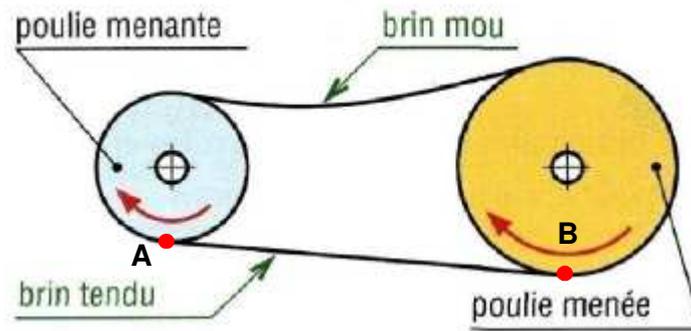


Figure.33. Transmission par poulies et courroie, mécanisme et schéma.

Cette solution a plusieurs avantages :

- Coût peu élevée.
- Solution silencieuse.
- Solution adaptée aux vitesses élevées.

Tout en ayant des limites :

- Durée de vie limitée.
- Besoin d'une tension initiale suffisante dans la courroie pour assurer l'adhérence avec les poulies.
- Besoin d'ajustement de la tension des courroies dans le temps, à cause de l'allongement.
- Couple transmissible faible pour les courroies plates.
- Risque de glissement à l'exception des courroies crantées.

La loi entrée-sortie s'établit en exprimant la condition de roulement sans glissement aux points A et B :

$$N_e \cdot d_e / 2 = N_s \cdot d_s / 2$$

En effet,

Avec : N_e , N_s les vitesses de rotation des poulies en entrée (poulie menante) et en sortie (poulie menée), d_e et d_s représentent respectivement leurs diamètres.

Ainsi :

$$\frac{N_{menée}}{N_{menante}} = \frac{d_{menante}}{d_{menée}}$$

3.1.2. Transmission avec pignons et chaîne :

Les arbres d'entrée et de sortie sont éloignés, la transmission du mouvement de rotation se fait par **obstacle** en utilisant **une chaîne**.

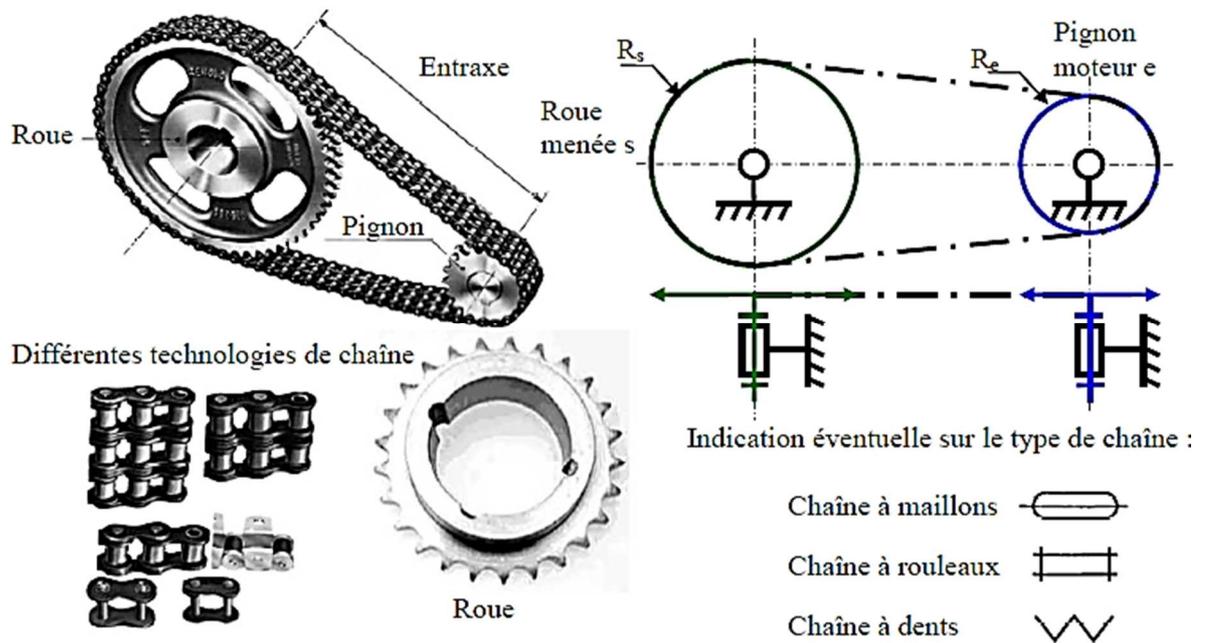


Figure.34. Transmission par pignons et chaîne, mécanisme et schéma.

Les avantages de cette solution sont :

- Transmission de couples importants.
- Absence de glissement grâce la transmission par obstacle.
- Solution adaptée aux vitesses élevées.
- Inversion du sens de rotation possible et aisé.

Les inconvénients sont :

- Besoin d'une lubrification.
- Bruit sensible.

Par analogie avec la solution précédente, la loi entrée sortie s'écrit :

$$N_e \cdot d_e / 2 = N_s \cdot d_s / 2$$

Avec : N_e , N_s les vitesses de rotation des pignons en entrée (pignon menant) et en sortie (pignon mené), d_e et d_s représentent respectivement leurs diamètres.

Ainsi, de manière analogue avec le cas précédent :

$$\frac{N_{menée}}{N_{menante}} = \frac{d_{menante}}{d_{menée}}$$

3.1.3. Transmission à engrenages :

A. Principe et schématisation :

Les arbres d'entrée et de sortie sans **rapprochés**, la transmission du mouvement de rotation se fait par **obstacle** en utilisant **des roues dentées** engrenant l'une avec l'autre (pignon et roue).

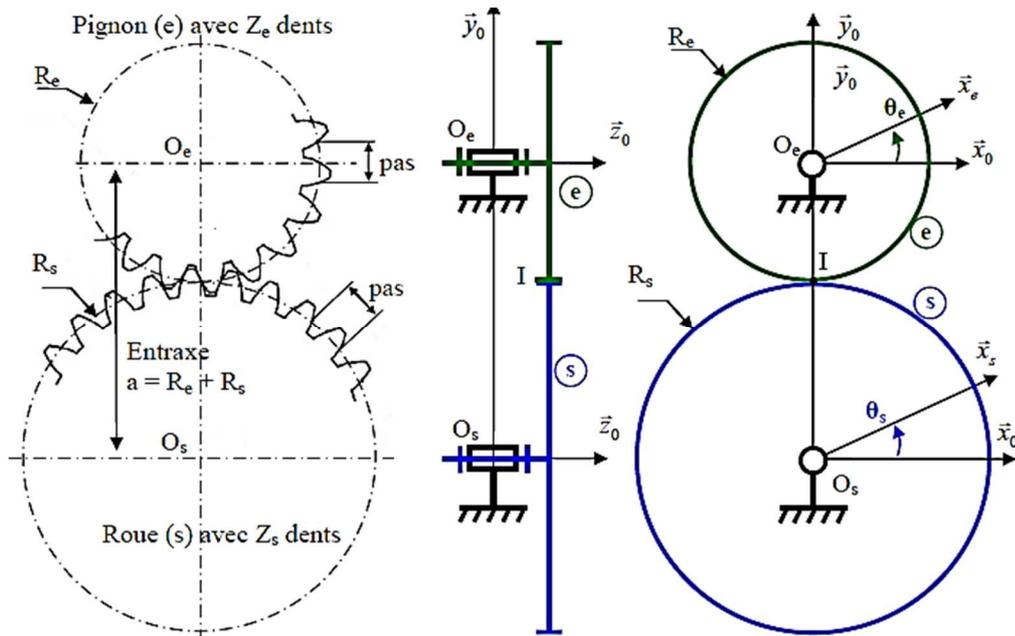


Figure.35. Transmission à engrenages, mécanisme et schéma.

B. Caractéristiques générales d'un engrenage :

- Au niveau du schéma cinématique ci-dessus, $d_e=2.R_e$ et $d_s=2.R_s$ correspondent aux diamètres primitifs des roues définis tel que :

$$d_e = m.Z_e, d_s = m.Z_s$$

avec **m** : le **module**, identique pour les deux roues et Z_i le nombre de dent de la roue i .
Ainsi :

$$\frac{d_{menante}}{d_{menée}} = \frac{Z_{menante}}{Z_{menée}}$$

- Pour les engrenages à denture droite, on introduit **la notion de pas p** comme la longueur d'arc mesuré entre deux points analogues de deux dents consécutives, sur le cercle primitif de diamètre d_e/d_s , ainsi :

$$p = \frac{\text{Circonférence du cercle primitif}}{\text{Nombre de dents}} = \frac{\pi d_e}{Z_e} = \frac{\pi d_s}{Z_s} = \pi.m.$$

- Pour un engrenage à denture droite à **contact extérieur**, on définit **l'entraxe a** comme la **distance entre les axes des deux roues**, ainsi :

$$a = \frac{d_e + d_s}{2} = m. \frac{Z_e + Z_s}{2}$$

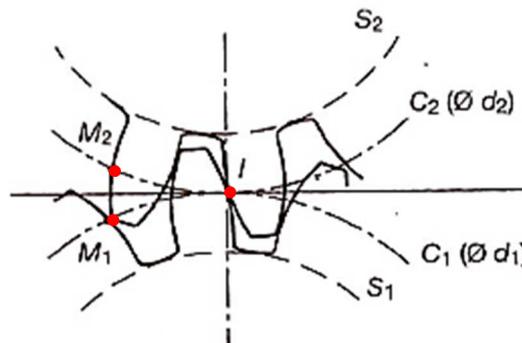


Figure.36. Schématisation de la notion de pas, $p = \widehat{M1} = \widehat{M2}$.

C. Classification des engrenages :

On retrouve trois familles d'engrenages :

- Engrenages à **axes parallèles** : cette famille comprend **les engrenages cylindriques à denture droite et à denture hélicoïdale**.
- Engrenages à **axes non parallèles**, dits **engrenages coniques**.
- Engrenages à axes **non-concourants** : principalement **la roue et vis sans fin**.



Figure.37. Les principaux types d'engrenages.

Remarque :

Les engrenages à denture droite peuvent être à **contact extérieur ou intérieur**, comme le montre la figure suivante :

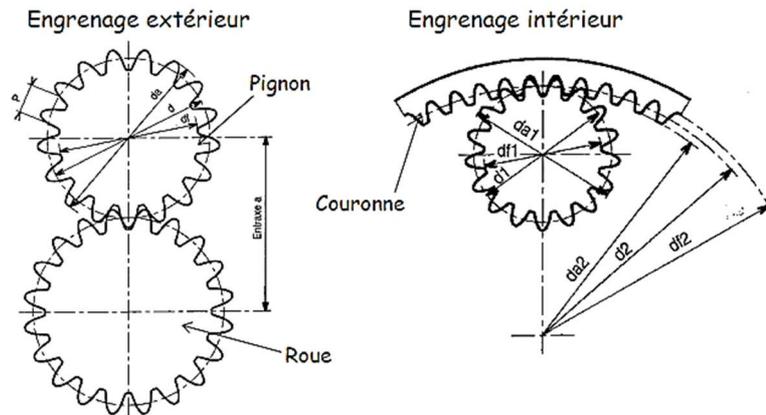


Figure.38. Engrenages à denture droite à contacts extérieur et intérieur.

Dans le cas des engrenages à contact intérieur, le sens de rotation se conserve, et l'entraxe a est défini par :

$$a = \frac{d_{\text{couronne}} - d_{\text{pignon}}}{2} = m \cdot \frac{Z_{\text{couronne}} - Z_{\text{pignon}}}{2}$$

D. Loi entrée-sortie :

Pour l'engrenage à **contact extérieur** suivant :

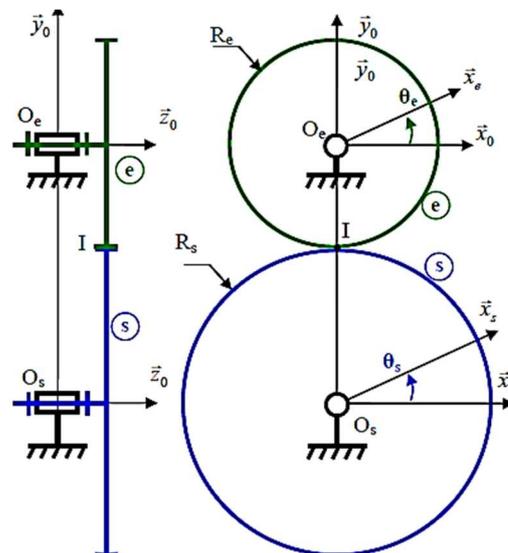


Figure.39. Schéma cinématique et paramétrage, engrenage à denture droite.

La roue et le pignon **tournent en sens opposés**, la loi entrée sortie se déduit de la condition de roulement sans glissement au point de contact I :

$$\vec{V}(I \in \text{roue/pignon}) = \vec{0}$$

Par composition des vecteurs vitesses, on a :

$$\vec{V}(I \in \text{roue}/R0) = \vec{V}(I \in \text{pignon}/R0)$$

Avec $\vec{V}(I \in \text{roue}/R0) = -Rs.Ns/R0.\vec{x}_0$ et $\vec{V}(I \in \text{pignon}/R0) = +Re.Ne/R0.\vec{x}_0$

Ainsi : $-Rs.Ns/R0 = +Re.Ne/R0$.

- Pour les engrenages à **contact extérieur**, constitué d'une roue et d'un pignon, la loi entrée sortie s'écrit :

$$r = \frac{N_{menée}}{N_{menante}} = - \frac{d_{menante}}{d_{menée}} = - \frac{Z_{menante}}{Z_{menée}}$$

- Si le **contact est intérieur**, alors :

$$r = \frac{N_{menée}}{N_{menante}} = + \frac{d_{menante}}{d_{menée}} = + \frac{Z_{menante}}{Z_{menée}}$$

- Pour un ensemble d'engrenages à contacts quelconques, la relation généralisée s'écrit :

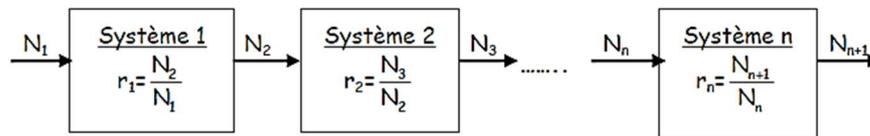
$$r = \frac{N_{menée}}{N_{menante}} = (-1)^n \cdot \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menées}}$$

Où **n le nombre de contact extérieur** et **r est le rapport de réduction**, tel que : $r=1/K$, avec k le rapport de transmission :

- Si $|r| < 1$, on parle de réducteur, dans ce cas $|k| > 1$.
- Si $|r| > 1$, on parle de multiplicateur, dans ce cas $|k| < 1$.

Remarque :

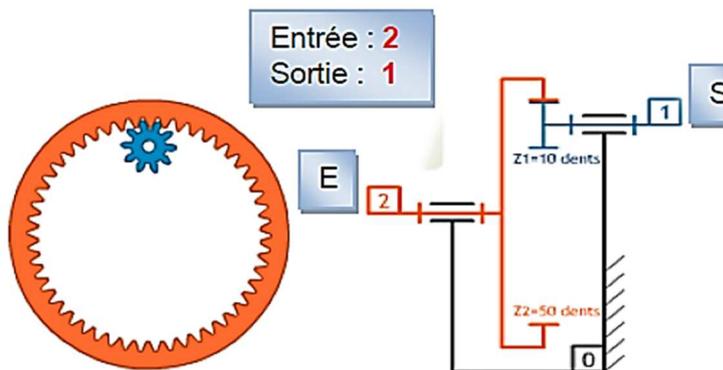
La relation généralisée se retrouve en adoptant le schéma suivant :



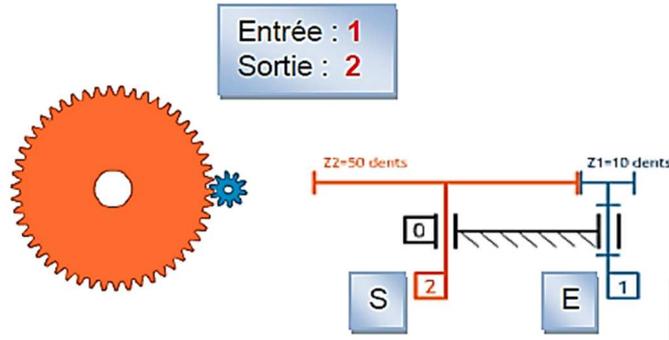
Ainsi, $\frac{N_{menée}}{N_{menante}} = \frac{N_{n+1}}{N_1} = r_n \times r_{n-1} \times \dots \times r_2 \times r_1$.

Exemples :

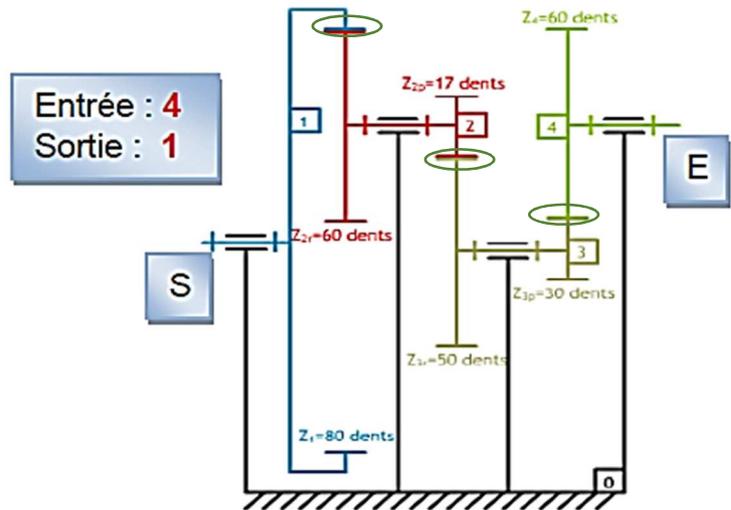
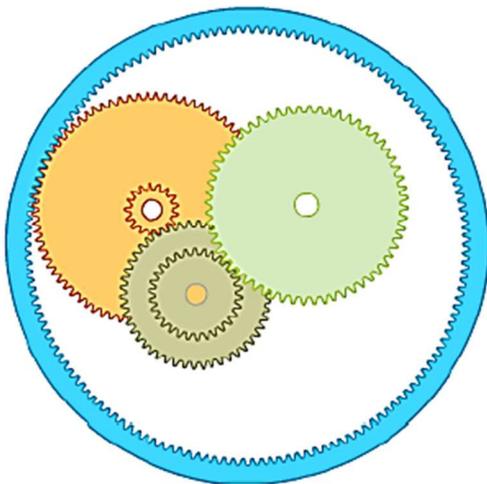
- Pour les engrenages suivant (E : entrée et S : sortie) :



- $r =$



• $r =$



• $r =$

E. Train épicycloïdal :

Il s'agit d'un engrenage qui a la particularité d'avoir plus qu'une mobilité ($\mu=2$), l'architecture générale est donnée sur la figure ci-dessous :

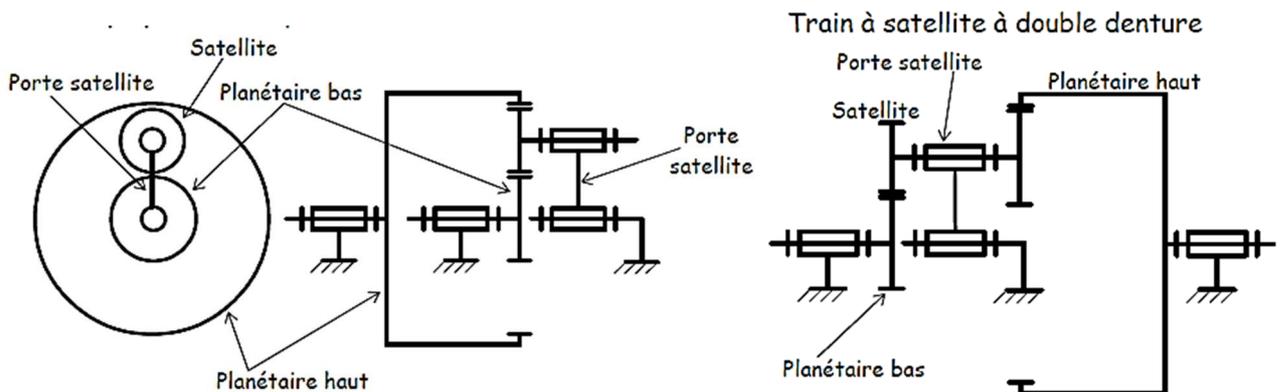


Figure.40. Architecture générale d'un train épicycloïdal simple (à gauche) et à satellite à double denture (à droite).

Dans le cas d'un train épicycloïdal à axes parallèles, différentes configurations sont possibles, en fonction du satellite (simple ou double denture) et du contact planétaire-satellite (extérieur ou intérieur) :

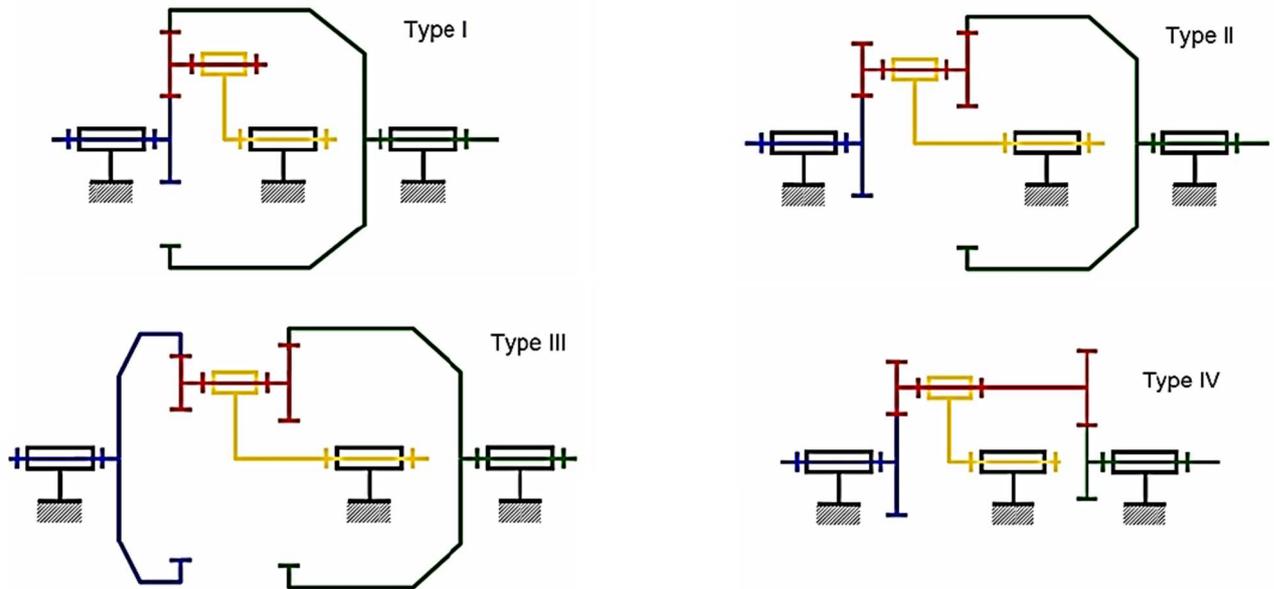


Figure.41. Différents types de trains épicycloïdaux à axes parallèles.



Figure.42. Exemple d'application du train épicycloïdal.

Il est à noter que l'axe du satellite qui est le porte satellite est mobile.

Dans le cas du train épicycloïdal, la loi entrée sortie est analogue au cas précédent mais exprimée par rapport au **porte satellite (PS)** au lieu du bâti (repère associé : R0) :

$$\lambda = \frac{N_{\text{sortie/PS}}}{N_{\text{entrée/PS}}} = \frac{N_{\text{sortie/R0}} - N_{\text{PS/R0}}}{N_{\text{entrée/R0}} - N_{\text{PS/R0}}} = (-1)^n \cdot \frac{\prod Z_{\text{menantes}}}{\prod Z_{\text{menées}}}$$

Cette relation est appelée formule de Willis.

3.1.4. Transmission à roues de friction :

A. Principe et schématisation :

Les arbres d'entrée et de sortie sans **rapprochés**, la transmission du mouvement de rotation se fait par **adhérence** en utilisant **deux roues de friction**.

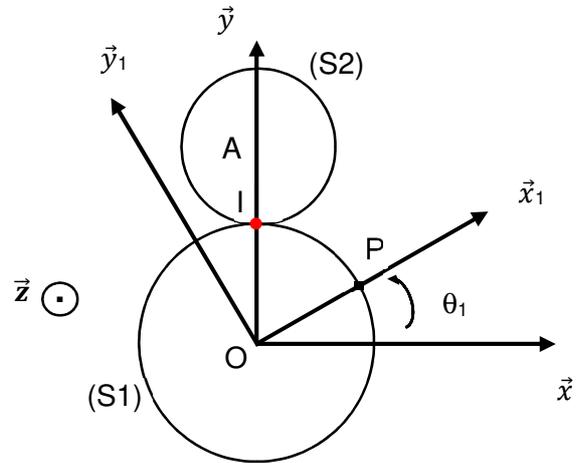
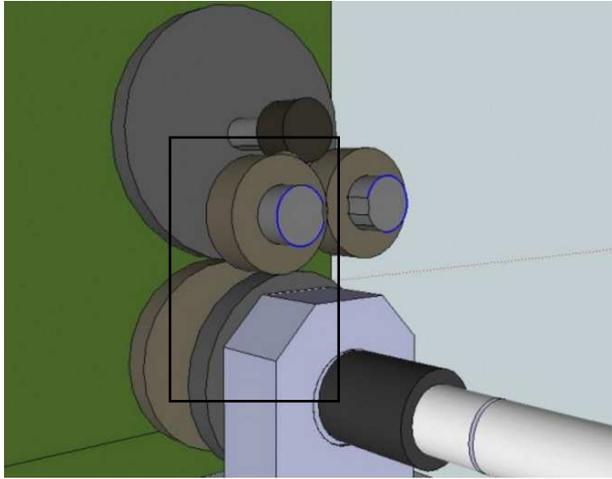


Figure.43. Transmission avec roues de friction, mécanisme et schéma.

- La loi entrée-sortie des deux roues de friction s'écrit donc :

$$\frac{N_{menée}}{N_{menante}} = - \frac{d_{menante}}{d_{menée}}$$

3.2. Transmission sans modification de vitesse :

3.2.1. Transmission permanente : les accouplements :

Un accouplement permet de **transmettre** un mouvement de rotation **entre deux arbres tout en maintenant la même vitesse de rotation.**



Figure.44. Transmission de mouvement par accouplement d'un moteur électrique vers une pompe.

Le symbole normalisé d'un accouplement est le suivant :

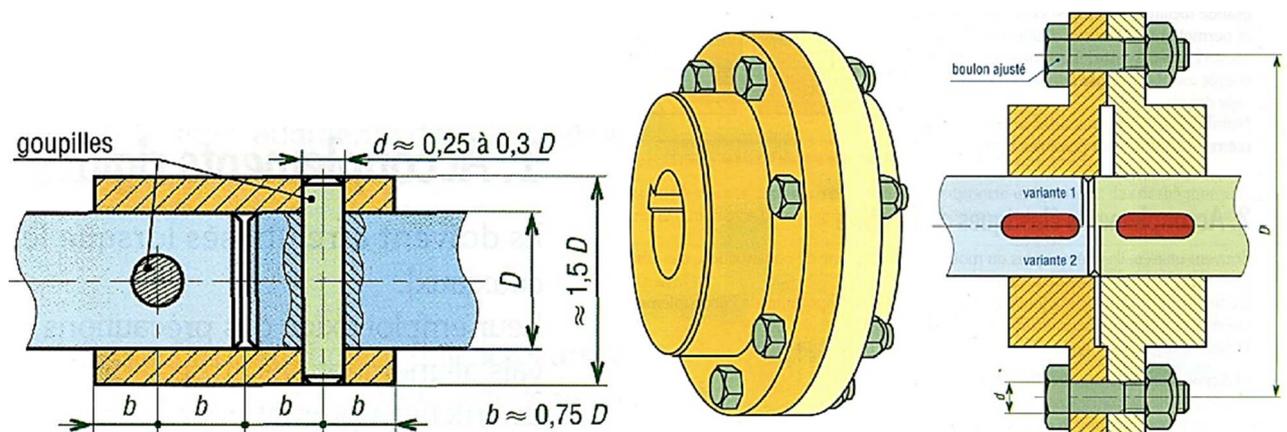


Différentes familles d'accouplements existent :

- Les accouplements rigides.
- Les accouplements élastiques.
- Les accouplements flexibles.

A. Les accouplements rigides :

Les accouplements rigides transmettent simplement le mouvement de rotation et n'autorisent aucun défaut d'alignement entre les deux arbres, par conséquent les deux arbres à accoupler doivent être parfaitement alignés.



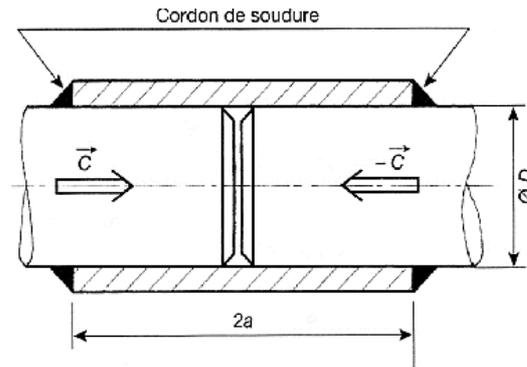
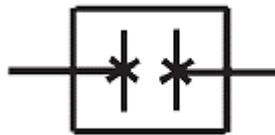


Figure.45. Différentes solutions technologiques assurant un accouplement rigide.

Remarque :

Un accouplement rigide est représenté par le symbole **normalisé** suivant :



B. Les accouplements élastiques :

Les accouplements élastiques transmettent le mouvement de rotation tout en autorisant un ou plusieurs défauts d'alignement (voir figure suivante) entre les deux arbres. Ce type d'accouplement comporte un ou plusieurs éléments élastiques.

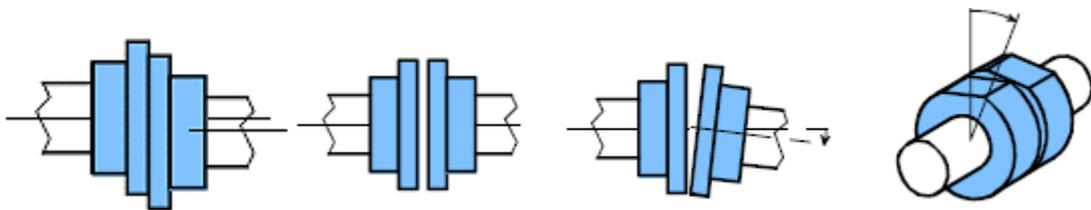
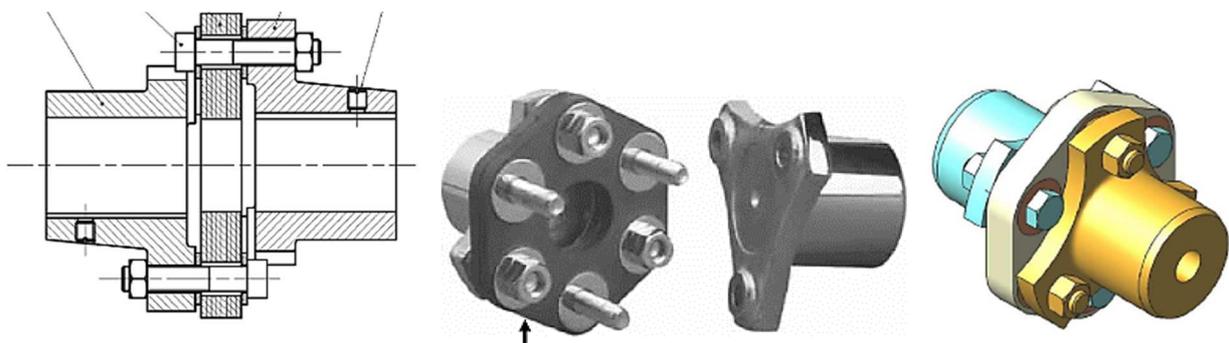


Figure.46. Différents types de défauts d'alignement : radial, axial, angulaire et de torsion.



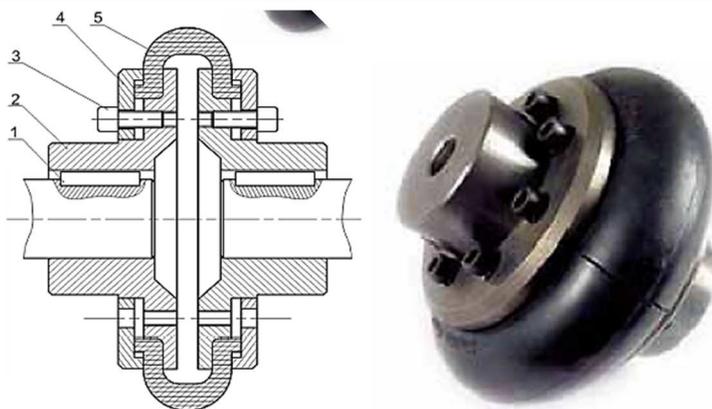


Figure.47. Exemples d'accouplement élastiques, en haut : accouplement Flector, en bas : manchon à gaine flexible.

Remarque :

Un accouplement élastique a pour symbole :



C. Les accouplements flexibles :

Les accouplements flexibles transmettent le mouvement de rotation en autorisant un ou plusieurs défauts d'alignement à l'exception du défaut associé à une torsion, en effet, **les accouplements flexibles sont rigides en torsion.**

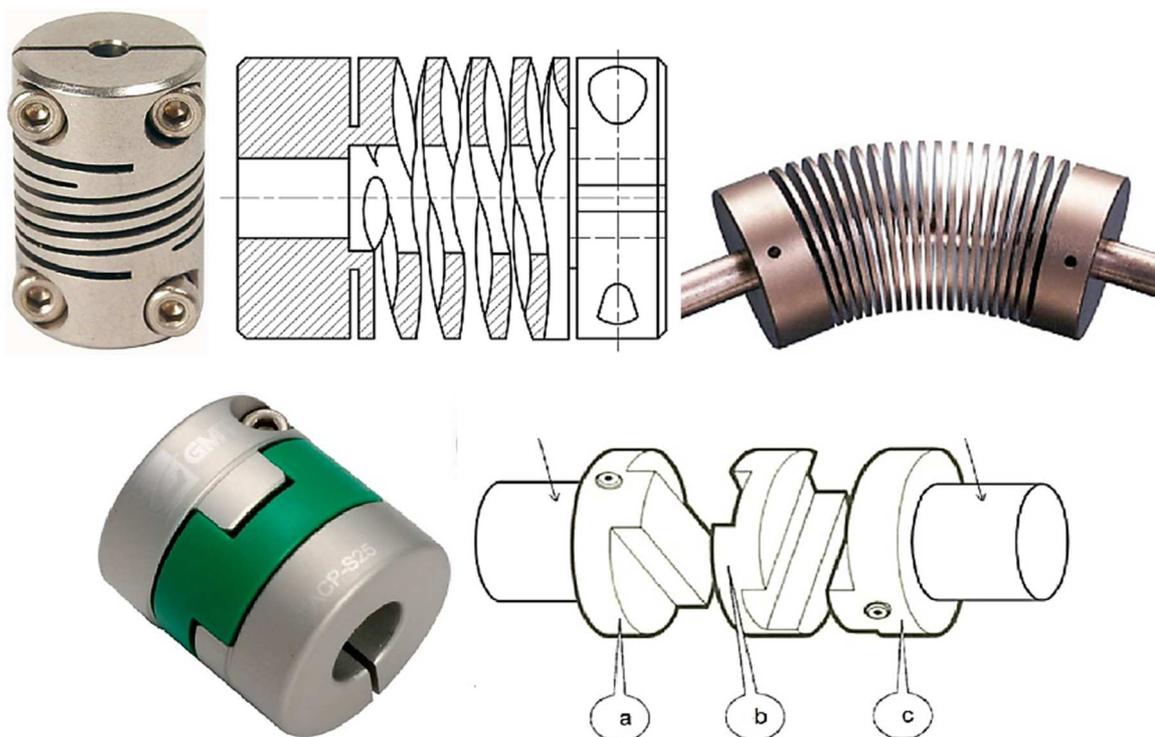


Figure.48. Exemples d'accouplement flexibles, en haut : accouplement Panamech, Multi-Beam, en bas : joint d' OLDHAM.

4. Transmission avec transformation de mouvement :

La transmission par transformation de mouvement consiste à **transformer une rotation en translation ou l'inverse.**

Différentes solutions existent :

- Système Bielle-manivelle.
- Excentrique.
- Cames.
- Vis-écrou.
- Pignon-crémaillère.

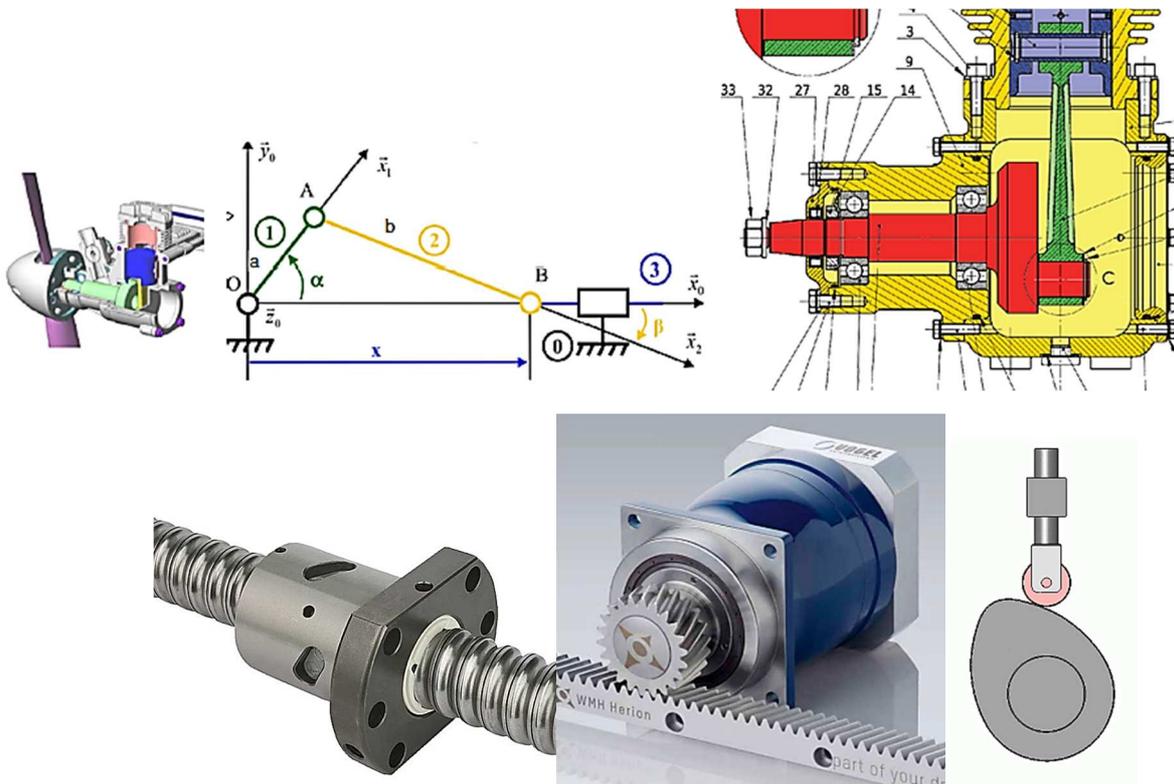


Figure.48. Différentes solutions technologiques permettant de transformer un mouvement.

4.1. Système bielle-manivelle :

Le mouvement de rotation continue de la manivelle est transformé en mouvement de translation rectiligne périodique du piston grâce à une bielle (cas d'un compresseur par exemple), le mouvement inverse transformation le mouvement de translation d'un piston en rotation est possible aussi (cas d'un moteur). **Le système bielle-manivelle est donc réversible.**

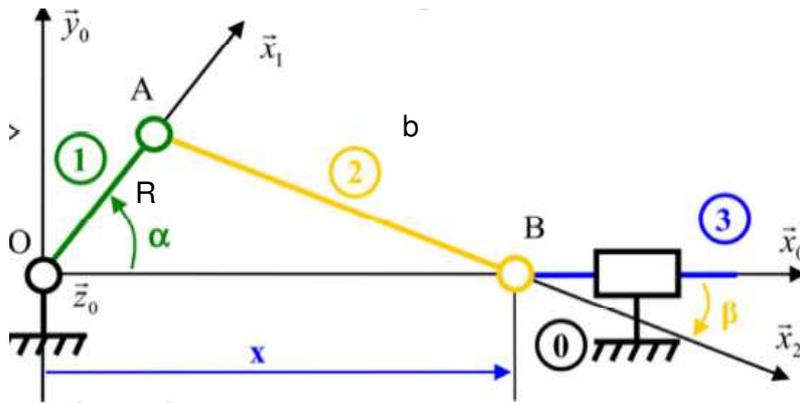


Figure.49. Schéma cinématique d'un système bielle-manivelle.

4.1.1. Loi entrée-sortie :

La loi entrée-sortie a été établie précédemment (voir chapitre 5), il s'agit d'une loi non linéaire liant le paramètre linéaire de sortie x au paramètre angulaire d'entrée α :

$$x = R \cdot \cos \alpha + \sqrt{b^2 - R^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

La course C du piston est obtenue en évaluant la différence de distance entre les position extrêmes ($\alpha=0^\circ$ et $\alpha=180^\circ$).

Ainsi : $C = x_{\max} - x_{\min} = b + R - (b - R) = 2R$

$$C_{\text{bielle-manivelle}} = 2.R, \text{ où } R \text{ est la longueur de la manivelle}$$

4.2. Système à excentrique :

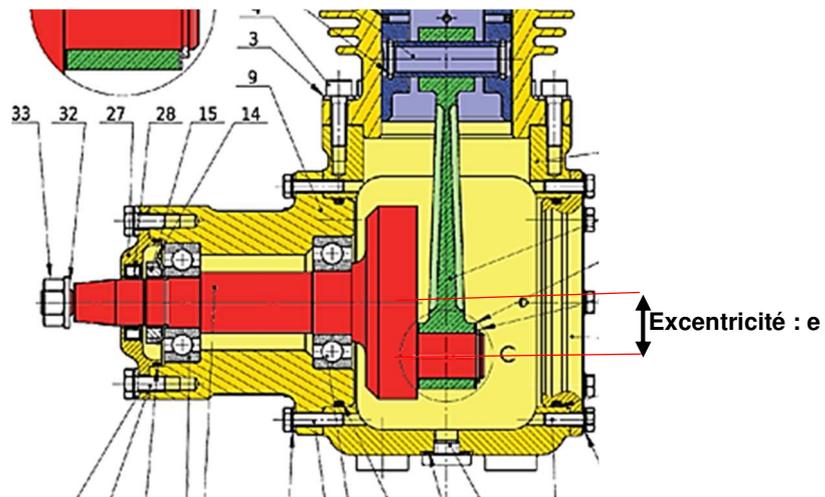


Figure.49. Système à excentrique, cas d'un micro-compresseur.

L'excentrique s'appuie sur le même principe de fonctionnement que celui d'un système bielle-manivelle, **il s'agit aussi d'un système réversible.**

Concernant la course, la longueur de la manivelle $OA=R$ est remplacée par l'excentrique e , ce dernier représente la distance entre l'axe du vilebrequin et l'axe du pion solidaire au vilebrequin, ainsi :

$$C_{\text{excentrique}} = 2.e, \text{ où } e \text{ est l'excentricité}$$

4.3. Système vis-écrou :

Le mouvement de rotation de la vis est transformé en mouvement de translation rectiligne de l'écrou. **Le système vis-écrou est généralement irréversible**, cependant il peut être **réversible** dans certains cas peu fréquents, où la transformation du mouvement de translation de l'écrou en rotation de la vis devient possible.



Figure.50. Système vis-écrou.

4.3.1. Loi entrée-sortie :

Cette loi a été précédemment établie, il s'agit d'une loi linéaire liant le paramètre de translation de l'écrou x au paramètre de rotation de la vis θ :

$$x = \frac{P}{2.\pi} .\theta, \text{ où } P \text{ est le pas de la vis}$$

- On pose : $k = \frac{P}{2.\pi}$, k est appelé le pas réduit.

Remarque :

A partir de la loi entrée-sortie précédente, on peut, par simple dérivation, établir la relation entre la vitesse linéaire de l'écrou et la vitesse angulaire de la vis :

$$V = \frac{P}{2.\pi} .\omega$$

4.4. Système pignon-crémaillère :

Le mouvement de rotation d'un pignon est transformé en mouvement de translation rectiligne de la crémaillère (barre métallique dentée ou crantée) par obstacle grâce aux dents/crans. **La transmission par pignon-crémaillère est réversible.**

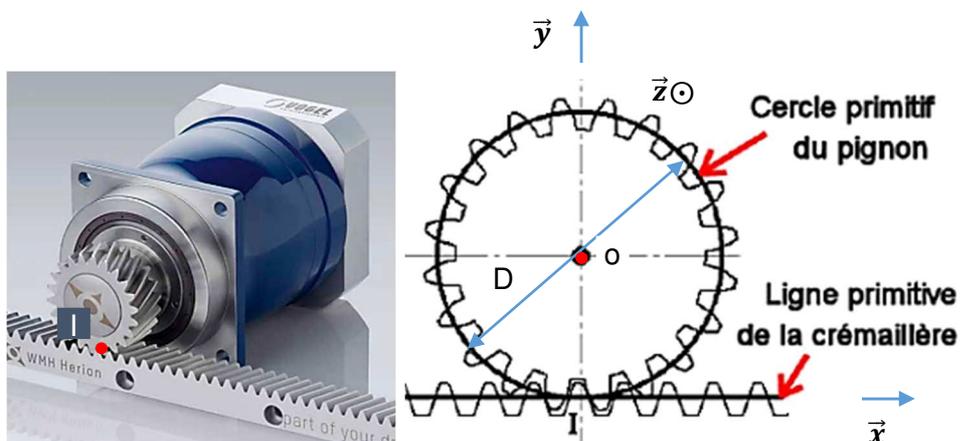


Figure.51. Système pignon-crémaillère.

4.4.1. Loi entrée-sortie :

La loi entrée-sortie s'établit en exprimant la condition de roulement sans glissement au niveau du point de contact I :

$$\vec{V}(I \in \text{pignon}/\text{crémaillère}) = \vec{0}$$

Par composition des vecteurs vitesses, on a :

$$\vec{V}(I \in \text{pignon}/R0) = \vec{V}(I \in \text{crémaillère}/R0),$$

avec $\vec{V}(I \in \text{pignon}/R0) = D/2 \cdot \omega_p \cdot \vec{x}$ (relation de champs de vitesses entre I et O)

On pose : $\vec{V}(I \in \text{crémaillère}/R0) = V_c \cdot \vec{x}$.

Ainsi :

$$V_c = D/2 \cdot \omega_p$$

Par intégration, on obtient :

$$x_c = D/2 \cdot \theta_p$$

La course de la crémaillère correspondant à N tours du pignon est :

$$C_{\text{pignon-crémaillère}} = \Delta x_c = D/2 \cdot \Delta \theta_p, \text{ avec } \Delta \theta_p = 2 \cdot \pi \cdot N$$

$$C_{\text{pignon-crémaillère}} = D \cdot \pi \cdot N, \text{ avec } N \text{ le nombre de tours du pignon.}$$

4.5. Système à cames :

Le mouvement de rotation d'une came est transformé en mouvement de translation rectiligne périodique d'une tige-poussoir. **La came est un élément rotatif de profil quelconque.** Le système à cames est irréversible.



Figure.52. Système à cames, soupapes d'admission et d'échappement des gaz dans un moteur thermique.

Remarque :

- La transformation du mouvement de translation de la tige en mouvement de rotation de la came est impossible, en effet le contact entre came et tige est assuré par une force de rappel (ressort par exemple), tirer la tige entraînerait simplement la perte de contact mais pas la rotation de la came.

- La loi entrée-sortie liant le paramètre de translation de la tige au paramètre de rotation de la came θ dépend du profil de la came, en général, on commence par déterminer la loi entrée-sortie souhaitée $x=x(\theta)$ puis on détermine le profil de la came nécessaire pour assurer le mouvement.

La course peut être déterminée en évaluant la différence entre les rayons minimal et maximal de la came :

$$C_{tige} = R_{came,max} - R_{came,min}$$