Transmetteurs de puissance

Compétence

Analyser :
- Analyser une solution de transmission de puissance

Modéliser
- Identifier les paramètres cinématiques d'entrée et de sortie d'une chaîne cinématique de transformation de mouvement

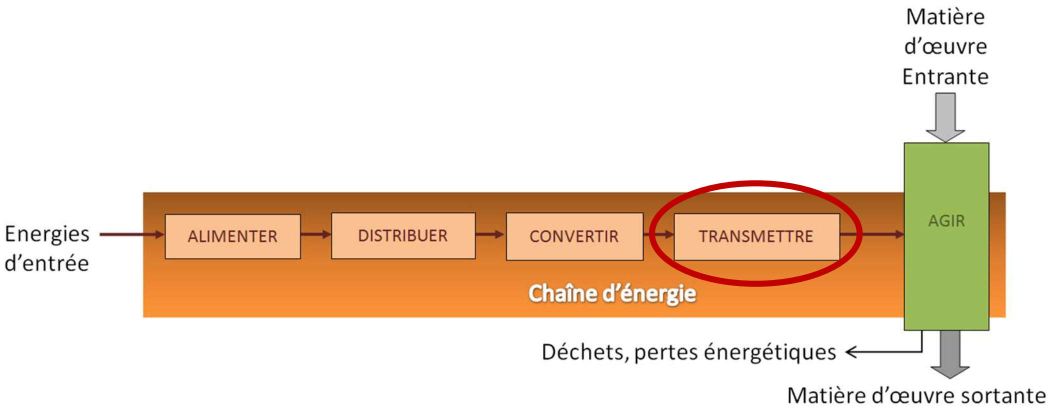
Résoudre
- Déterminer une loi entrée/sortie

Concevoir
- Choisir une solution technique

1. Introduction

La chaîne d'énergie d'un système automatique transforme, adapte et transmet le flux de puissance nécessaire à l'obtention d'une valeur ajoutée. Elle comprend :

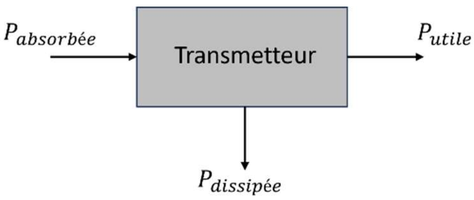
- les actionneurs (vérins, moteurs) qui transforment une énergie électrique, hydraulique, pneumatique en énergie mécanique ;
- les **transmetteurs** qui modifient l'énergie mécanique ;
- les effecteurs qui agissent directement sur la matière d'œuvre.



Les transmetteurs sont des mécanismes de transformation de mouvement qui peuvent permettre de changer la nature d'un mouvement (rotation ou translation) et/ou d'adapter les composantes de sa puissance, c'est-à-dire les efforts et les vitesses.

2. Notion de puissance et de rendement

Le transmetteur, comme tout système, peut être vu comme un bloc dans lequel les puissances entrantes sont comptées positivement et celles sortantes négativement. Il est alors possible de définir un rendement η du système (en régime permanent) :



$$\eta = \frac{|P_{utile}|}{P_{absorbée}} = 1 - \frac{|P_{dissipée}|}{P_{absorbée}}$$

Remarques :

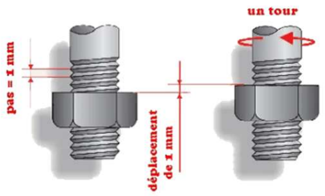
- Le rendement est un nombre sans dimension compris entre 0 et 1.
- Lorsque $\eta = 1$, on dit que le système est considéré comme parfait (pas de pertes).
- Pour les transmetteurs, il n'est généralement pas constant et dépend du point de fonctionnement, valeurs d'efforts et de vitesses).
- On peut faire un bilan de puissance : $P_{absorbée} + P_{utile} + P_{dissipée} = 0$.
- On a aussi : $P_{int} = P_{utile} - P_{absorbée} = P_{absorbée}(\eta - 1)$

2.1. Puissance développée par un actionneur

- La puissance développée par un actionneur linéaire est $\boldsymbol{P_t = F_m V_m}$
- La puissance développée par un actionneur rotatif est $\boldsymbol{P_r = C_m \omega_m}$

3. Les transmetteurs de puissance

3.1. Rotation - translation

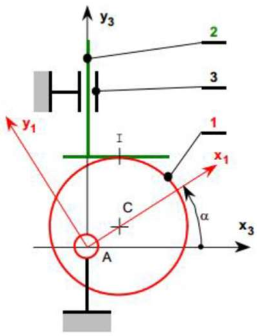


- **Vis-écrou :** Quand la vis tourne d'un tour, l'écrou parcourt une distance égale au pas de la vis. Cela s'exprime par l'expression suivante :

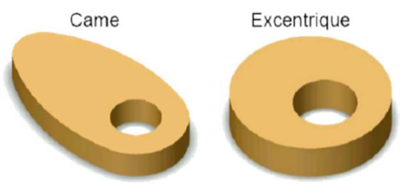
$$x = \frac{pas}{2\pi}\theta$$

Le système vis-écrou est très rarement utilisé pour transformer un mouvement de translation en mouvement de rotation du fait de sa tendance à être « irréversible » (en pratique son rapport de transmission est tellement élevé qu'on considère le système irréversible).

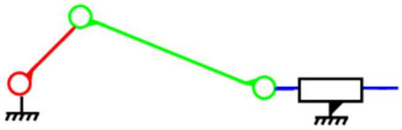
- **Vis-écrou à bille :** Afin d'améliorer le rendement et la réversibilité, il existe des systèmes vis-écrou avec recirculation de billes.



- **Système de came ou excentrique :**
  Ne fonctionne que pour transformer un mouvement de rotation en mouvement de translation. La came ou l'excentrique est en contact avec une pièce qui translate en fonction du ''rayon''. La relation des grandeurs cinématiques dépend donc des géométries, une étude cinématique est nécessaire pour la déterminer.

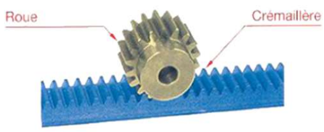


- **Bielle-manivelle :** Par le biais d'une pièce intermédiaire (la bielle), une rotation de la manivelle provoque une translation d'un piston. A l'inverse, une translation du piston engendre la rotation de la manivelle. Le système bielle-manivelle permet donc la transformation dans les deux sens.

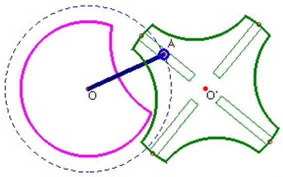


- **Pignon-crémaillère :** permet la transformation d'un mouvement de rotation du pignon en un mouvement de translation de la crémaillère, ou inversement. Le système est réversible. La loi entrée-sortie est donné par le roulement sans glissement du pignon sur la crémaillère :

$$V = R\omega$$



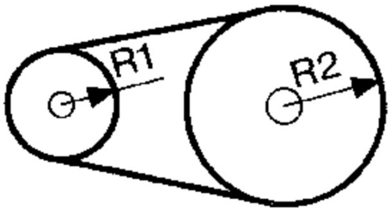
3.2. Rotation – rotation



- **Croix de Malte :** permet de transformer une rotation continue en une rotation alternative. Les axes de rotations sont parallèles.

- **Joints** (cardan, oldham, tripode, etc.) : permet de changer l'axe de rotation. Attention, la transmission du mouvement n'est pas homocinétique (pas le même profil de vitesse en entrée et en sortie).

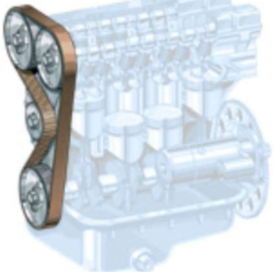
- **Poulie-courroie ou pignon-chaîne :** une transmission de puissance par un lien flexible (la courroie ou la chaîne) entre deux poulies qui permet de transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres parallèles et distants (le plus souvent). Le sens de rotation est conservé.



Du fait de l'inextensibilité de la courroie, les vitesses de tous ses points ont la même norme. Si la courroie ne glisse pas sur les poulies, alors on en déduit que :

$$\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{R_1}{R_2} \text{ car } V = R_1\omega_{1/0} = R_2\omega_{2/0}$$

Cette relation n'est valable que s'il y a non-glissement entre la courroie et les poulies ce qui nécessite un coefficient de frottement non nul et un système permettant de tendre constamment la courroie.



Pour augmenter le couple transmissible par un tel système, on utilise des courroies à section trapézoïdale (amélioration de l'adhérence) ou des courroies crantées qui suppriment le glissement (courroie de distribution dans les moteurs 4 temps...) ou encore des chaînes (moto, bicyclette...).
On différencie alors les transmissions par adhérence des transmissions par obstacle.

- **Engrenage :** système de roues dentées qui s'engrènent par contact de leur dent. Nous allons développer ce transmetteur souvent utilisé comme réducteur.

4. Réducteurs

Les réducteurs permettent d'adapter le couple et la vitesse de rotation d'un moteur en un couple et une vitesse sur l'arbre de sortie. La vitesse d'un moteur est souvent trop élevée et le couple faible (dû à des principes physiques), d'un autre côté la vitesse souhaitée sur l'arbre récepteur est généralement beaucoup plus faible et le couple bien plus élevé.

On note r le rapport de transmission, tel que :

$\boldsymbol{r = \frac{\omega_s}{\omega_e}}$ avec ω_s la vitesse de rotation de sortie et ω_e celle d'entrée.

Remarques :

- On parle aussi de rapport de réduction.
- Certaines notations définissent le rapport de réduction comme le rapport de la vitesse d'entrée sur celle de sortie, donc l'inverse. Il faut parfois se méfier.
- Lorsque que $r < 1$ le réducteur réduit la vitesse (donc augmente le couple), lorsque $r > 1$ le réducteur augmente la vitesse (donc réduit le couple) ; on parle toujours de réducteur puisque le système réduit toujours une grandeur, et souvent la vitesse de rotation.

4.1. Système à engrenage

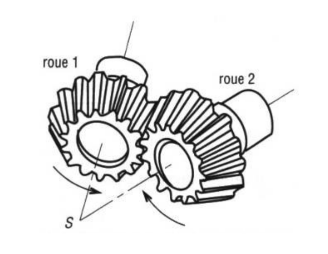
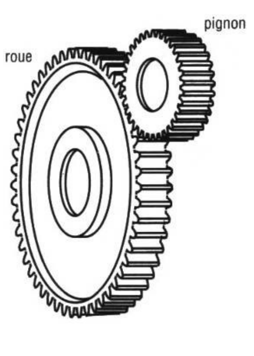
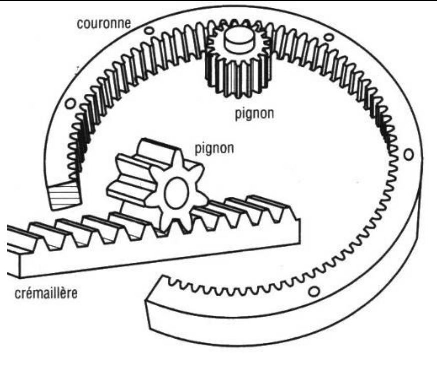
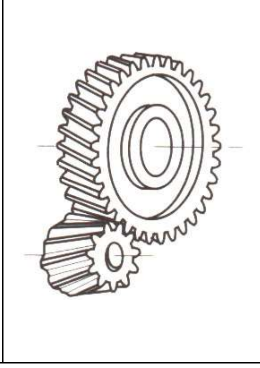
Les engrenages sont constitués de roues dentées engrenant l'une sur l'autre :

- Chaque roue est en rotation autour d'un axe ;
- La transmission de mouvement entre les deux roues se fait par contact entre les différentes dents ;
- La roue la plus grande est appelée *roue* et la plus petite *pignon* ;
- Les axes ne sont pas forcément parallèles mais en général assez proches.

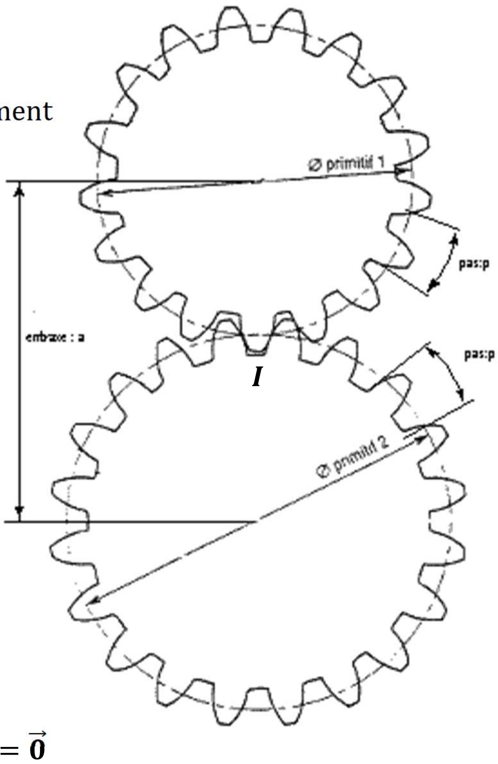
Les fonctions réalisées sont :

- Transmettre la puissance ;
- Adapter les vitesses de rotation, les efforts transmissibles.

Exemples de quelques engrenages :

<table>
<tr><th colspan="3">Engrenage à axes parallèles</th><th>Engrenage à axes concourants</th></tr>
<tr><td colspan="2">Denture droite</td><td>Denture hélicoïdale</td><td rowspan="2">
</td></tr>
<tr><td>
</td><td>
</td><td></td></tr>
</table>

4.1.1. Propriétés



La géométrie des dentures est telle que le comportement cinématique est équivalent à un système :

- à roues lisses en friction l'une sur l'autre ;
- de même entraxe a ;
- de diamètres primitifs D_1 et D_2.

Le pas entre deux dents consécutives est donné par :

$$p = \pi\, m = \pi \frac{D_1}{Z_1} = \pi \frac{D_2}{Z_2}$$

En notant Z_i le nombre de dent de la roue i et m le module de l'engrenage (valeurs normalisées) caractérisant la géométrie des dentures. Deux roues dentées ne s'engrènent que si elles sont de même module.

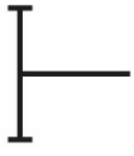
On en déduit :

$$\begin{cases} D_1 = m\, Z_1 \\ D_2 = m\, Z_2 \end{cases} \text{ et } \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{R_1}{R_2}$$

Au point de contact *I*, il y a roulement sans glissement $\overrightarrow{V_{I,1/2}} = \vec{0}$

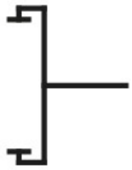
Les relations cinématiques dans les trains d'engrenage seront présentées dans les paragraphes suivants.

La représentation des engrenages est **normalisée**, notamment dans les schémas cinématique.



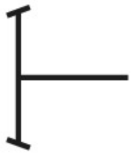
Pignon

(denture extérieure)



Couronne

(denture intérieure)



Pignon conique

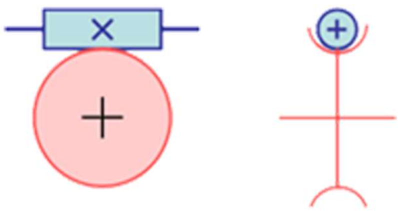
4.1. Roue et vis sans fin

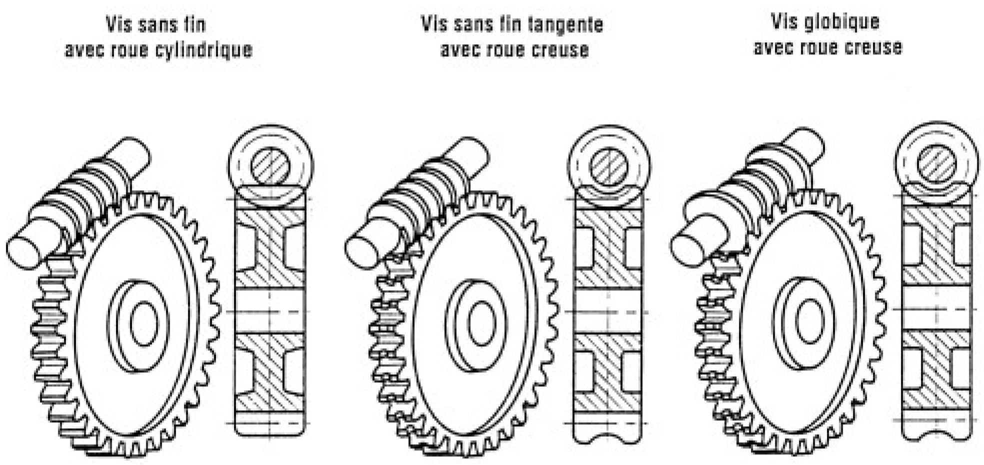
Pour un tour de la vis, la roue tournera d'un nombre de dents égal au nombre de filets de la vis. La loi entrée-sortie est donnée par :

$$\frac{\omega_{roue}}{\omega_{vis}} = \frac{\text{nombre de filets}}{Z_{roue}}$$

Remarques :

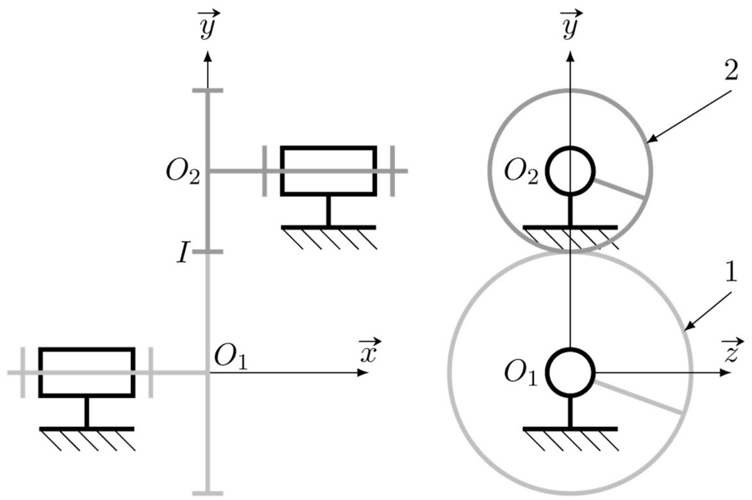
- Les vis comportent généralement de 1 à 3 filets.
- Les roues et vis sans fin sont généralement irréversible.
- Le rapport de réduction est important mais le rendement est globalement mauvais.





5. Relations cinématiques sur les engrenages

5.1. Engrenage extérieur



Données :

Roue 1 :

R_1 : Rayon primitif

Z_1 : Nombre de dents

$\omega_{1/0}$: Vitesse de rotation

Pignon 2 :

R_2 : Rayon primitif

Z_2 : Nombre de dents

$\omega_{2/0}$: Vitesse de rotation

Application : *Donner la forme des torseurs cinématiques des liaisons 1/0 et 2/0.*

$$\{\mathcal{V}_{1/0}\} = \begin{Bmatrix} \omega_{1/0}\vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_1} ; \{\mathcal{V}_{2/0}\} = \begin{Bmatrix} \omega_{2/0}\vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_2}$$

Application : *Traduire la condition de roulement sans glissement au point I et en déduire la loi entrée-sortie* $\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}}$

Le roulement sans glissement donne : $\overrightarrow{\boldsymbol{V_{I,2/1}}} = \vec{\mathbf{0}}$. Soit $\overrightarrow{V_{I,2/0}} - \overrightarrow{V_{I,1/0}} = \vec{0}$

Or $\overrightarrow{V_{I,2/0}} = \overrightarrow{V_{O_2,2/0}} + \overrightarrow{IO_2} \wedge \overrightarrow{\Omega_{2/0}}$

$$\overrightarrow{V_{I,2/0}} = \vec{0} + R_2\vec{y} \wedge \omega_{2/0}\vec{x} = -R_2\omega_{2/0}\vec{z}$$

De même : $\overrightarrow{V_{I,1/0}} = \overrightarrow{V_{O_1,1/0}} + \overrightarrow{IO_1} \wedge \overrightarrow{\Omega_{1/0}}$

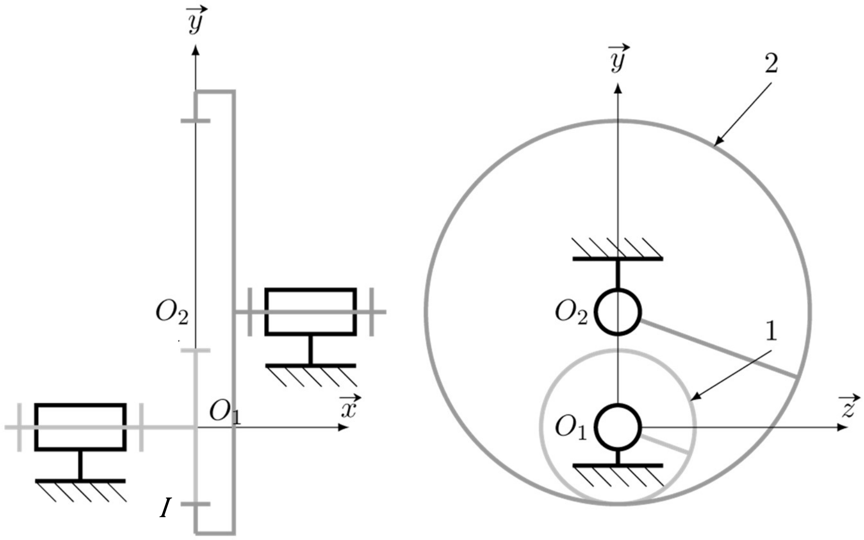
$$\overrightarrow{V_{I,1/0}} = \vec{0} - R_1\vec{y} \wedge \omega_{1/0}\vec{x} = R_1\omega_{1/0}\vec{z}$$

D'où

$$R_2\omega_{2/0}\vec{z} = -R_1\omega_{1/0}\vec{z} \Rightarrow R_2\omega_{2/0} = -R_1\omega_{1/0}$$

Enfin $\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = -\frac{R_1}{R_2}$ et $D_i = m\,Z_i$ soit $\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = -\frac{Z_1}{Z_2}$.

5.2. Engrenage intérieur



Données :

Pignon 1 :	Couronne 2 :
R_1 : Rayon primitif	R_2 : Rayon primitif
Z_1 : Nombre de dents	Z_2 : Nombre de dents
$\omega_{1/0}$: Vitesse de rotation	$\omega_{2/0}$: Vitesse de rotation

***Application :** En reprenant la démarche précédente, déterminer le rapport des vitesses dans le cas d'un engrenage intérieur.*

$$\{\mathcal{V}_{1/0}\} = \begin{Bmatrix} \omega_{1/0}\vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_1} ; \{\mathcal{V}_{2/0}\} = \begin{Bmatrix} \omega_{2/0}\vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_2}$$

Le roulement sans glissement donne : $\overrightarrow{\boldsymbol{V_{I,2/1}}} = \vec{\mathbf{0}}$. Soit $\overrightarrow{V_{I,2/0}} - \overrightarrow{V_{I,1/0}} = \vec{0}$

Or $\overrightarrow{V_{I,2/0}} = \overrightarrow{V_{O_2,2/0}} + \overrightarrow{IO_2} \wedge \overrightarrow{\Omega_{2/0}}$

$$\overrightarrow{V_{I,2/0}} = \vec{0} + R_2\vec{y} \wedge \omega_{2/0}\vec{x} = -R_2\omega_{2/0}\vec{z}$$

De même : $\overrightarrow{V_{I,1/0}} = \overrightarrow{V_{O_1,1/0}} + \overrightarrow{IO_1} \wedge \overrightarrow{\Omega_{1/0}}$

$$\overrightarrow{V_{I,1/0}} = \vec{0} + R_1\vec{y} \wedge \omega_{\underset{0}{1}}\vec{x} = -R_1\omega_{1/0}\vec{z}$$

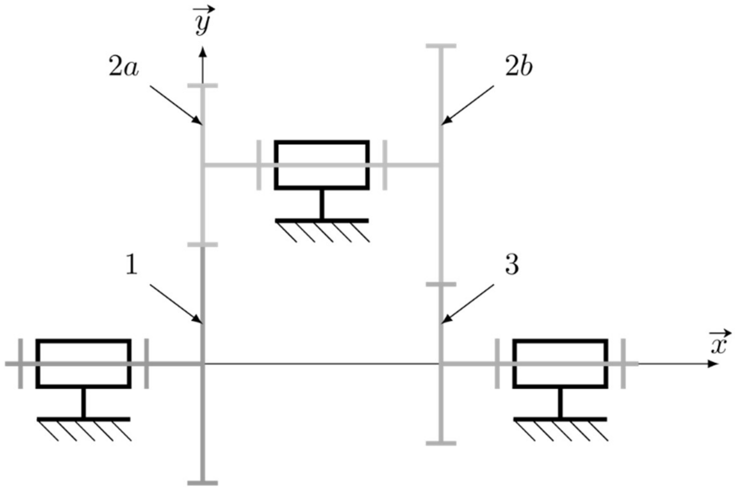
D'où

$$R_2\omega_{2/0}\vec{z} = R_1\omega_{1/0}\vec{z} \Rightarrow R_2\omega_{2/0} = R_1\omega_{1/0}$$

Enfin $\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{R_1}{R_2}$ et $D_i = m\,Z_i$ soit $\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{Z_1}{Z_2}$.

5.3. Trains d'engrenage simples (axes fixes)

On étudie maintenant le cas de deux engrenages en série dont les axes sont fixes.



Données : On note pour la roue dentée i

- R_i : Rayon primitif
- Z_i : Nombre de dents
- $\omega_{i/0}$: Vitesse de rotation

Application : *Utilisez les formules précédentes, afin de déterminer rapidement le rapport* $\frac{\omega_{3/0}}{\omega_{1/0}}$.

On a vu que $\frac{\omega_{2a/0}}{\omega_{1/0}} = -\frac{Z_1}{Z_{2a}}$ et $\frac{\omega_{3/0}}{\omega_{2b/0}} = -\frac{Z_{2b}}{Z_3}$. Or $\omega_{2a/0} = \omega_{2b/0} = \omega_{2/0}$.

On en déduit en remplaçant :

$$\omega_{2/0} = -\frac{Z_1}{Z_{2a}}\omega_{1/0} \text{ et } \frac{\omega_{3/0}}{\omega_{2/0}} = -\frac{Z_{2b}}{Z_3}$$

D'où

$$\frac{\omega_{3/0}}{\omega_{1/0}} = +\frac{Z_{2b}}{Z_3}\frac{Z_1}{Z_{2a}}$$

Application : *Généraliser la relation précédente au cas de n engrenages en série.*

Le rapport de réduction (ou rapport de transmission) pour un train d'engrenages simples (c'est-à-dire à axes fixes dans R_f) :

$$r = \frac{\omega_{sort\ \ /R_f}}{\omega_{entrée/R_f}} = (-1)^n \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menée}} = (-1)^n \prod \frac{Z_{menantes}}{Z_{menée}}$$

Avec n le nombre de contact **extérieurs** du train.