

Transmission de puissance



Objectifs

Un transmetteur de puissance est un constituant dont le rôle est d'adapter l'énergie mécanique pour la rendre utilisable par l'effecteur. Tous les dispositifs de transformation de mouvements, tels des réducteurs, des variateurs, des systèmes à bielle-manivelle par exemple, sont des transmetteurs de puissance. L'objectif de ce cours est de présenter et analyser le comportement cinématique des principaux systèmes de transformation de mouvement des chaînes d'énergie.

Table des matières

1	Introduction	3
2	Adaptateurs de fréquence de rotation	3
2.1	Engrenages	5
2.2	Mécanisme roue/vis sans fin	8
2.3	Trains épicycloïdaux	9
2.4	Trains sphériques, différentiel	12
2.5	Liens flexibles	14
2.6	Transmission par roues et chaîne	15
2.7	Roues de friction	16
3	Accouplements	16
4	Transformateurs de mouvement	19
4.1	Mécanisme bielle/manivelle	19
4.2	Mécanisme vis/écrou	20
4.3	Mécanisme pignon/crémaillère	21
4.4	Mécanisme à came ou excentrique	22
4.5	Mécanisme à croix de Malte	23

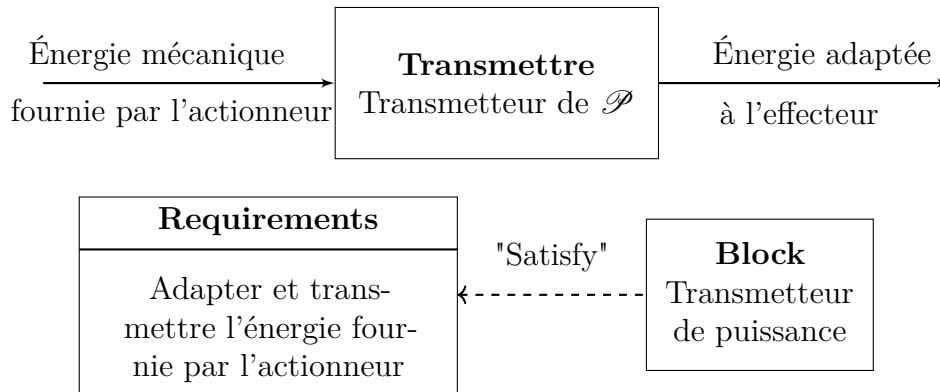


Nicolas Mesnier, lycée international Jean Perrin, Lyon
 Compléments & mises à jour sur le site des PCSI
<https://cahier-de-prepa.fr/pcsi-perrin>

— Version du 8 décembre 2025 —

1 Introduction

Un transmetteur de puissance est un constituant dont le rôle est d'adapter l'énergie mécanique pour la rendre utilisable par l'effecteur. Tous les dispositifs de transformation de mouvements, tels des réducteurs, des variateurs, des systèmes à bielle-manivelle par exemple, sont des transmetteurs de puissance.

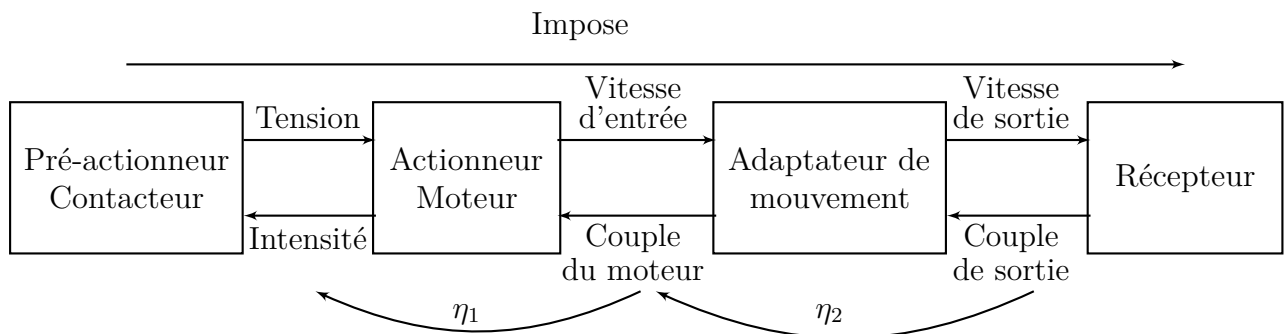


Il existe deux méthodes principales :

1. l'adaptateur de fréquence de rotation qui permet de modifier la vitesse de sortie fournie par l'actionneur (le moteur) en une vitesse adaptée au mécanisme piloté. La direction et/ou le sens et/ou la norme de la vitesse de rotation sont alors modifiés, cependant le mouvement de sortie reste un mouvement de rotation continu.
2. le transformateur de mouvement, qui répond à la même exigence que l'adaptateur, donne en sortie un mouvement différent du mouvement d'entrée (obtenu en sortie d'actionneur).

2 Adaptateurs de fréquence de rotation

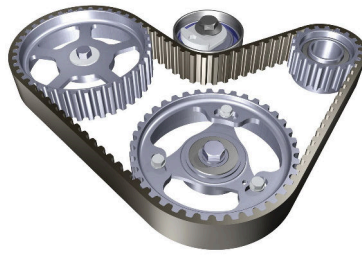
Dans de nombreuses applications industrielles, la plupart des actionneurs n'a pas les caractéristiques de vitesse de rotation ou de couple désirées. La transmission de puissance entre le moteur d'une part et la machine entraînée d'autre part nécessite alors l'interposition d'un adaptateur de mouvement entre ces deux constituants de la chaîne cinématique.



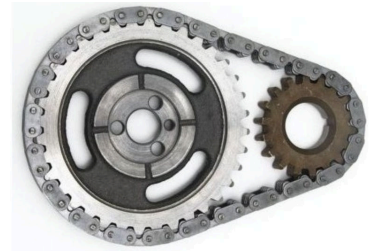
La fréquence de rotation d'un moteur (électrique ou thermique) est souvent supérieure à la valeur souhaitée pour le mouvement des organes récepteurs. Par ailleurs, le couple moteur délivré est parfois insuffisant pour vaincre l'inertie (masse) au démarrage, puis assurer le fonctionnement en charge du récepteur de manière continue. Dans ces conditions, l'interposition d'un réducteur de vitesse entre le moteur et le récepteur permet d'adapter les performances du moteur au récepteur en diminuant la vitesse de rotation et en augmentant le couple disponible. Les principaux moyens utilisés sont :



Réducteurs à engrenage



Réducteurs poulies-courroie



Réducteurs pignons-chaîne

Les actionneurs principaux que nous utilisons sont les moteurs qui développent une énergie mécanique transmise par un mouvement de rotation (par abus de langage on nomme souvent cette énergie : énergie mécanique de rotation). La puissance fournie (motrice) est alors de la forme :

$$\mathcal{P}_m = C_m \omega_m$$

avec ω_m la vitesse de rotation de l'arbre de sortie du moteur par rapport au bâti et C_m le couple moteur. Bien évidemment, il est important de prendre en compte le rendement de chaque élément de transmission, défini comme le quotient entre la puissance de sortie par la puissance d'entrée, tel que le rendement total soit :

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 = \frac{C_m \omega_m}{UI} \times \frac{C_s \omega_s}{C_m \omega_m} = \frac{C_s \omega_s}{UI}$$

avec η_1 le rendement du moteur et η_2 celui de l'adaptateur.

La norme ISO 1122-1 de 1998, ainsi que la norme NF E 23-001 définissent la notion de rapport de transmission.

Définition 2.1 (Rapport de transmission)

Le rapport de transmission est défini comme étant le quotient de la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée ω_e par celle de l'arbre de sortie ω_s du système transmetteur de puissance ; soit :

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_s}$$

Le rapport de transmission est positif lorsque les vitesses angulaires sont de même sens et négatif lorsqu'elles sont de sens inverse.

Remarque 2.1 (Rapport de réduction ou de multiplication)

Pour déterminer les lois entrée-sortie dans un système de transmission de puissance, pour lequel on connaît la vitesse de rotation à l'entrée et on recherche celle de sortie, il est très fréquent d'utiliser l'inverse du rapport de transmission :

$$r = \frac{1}{i} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$$

appelé :

- rapport de réduction si $|r| < 1$, ce qui est le cas des réducteurs de vitesses où $|\omega_s| < |\omega_e|$;
- rapport de multiplication si $|r| > 1$, ce qui est le cas des multiplicateurs de vitesses où $|\omega_s| > |\omega_e|$.

2.1 Engrenages

Un engrenage (figure 1) est un ensemble de deux roues dentées complémentaires, chacune en liaison (pivot ou glissière) par rapport à un support (souvent le bâti). Les engrenages ont pour fonction de transmettre une puissance d'un arbre en rotation (1) à un autre arbre (2) tournant à une fréquence de rotation généralement différente, les deux fréquences de rotation restant dans un rapport constant (homocinétique) :

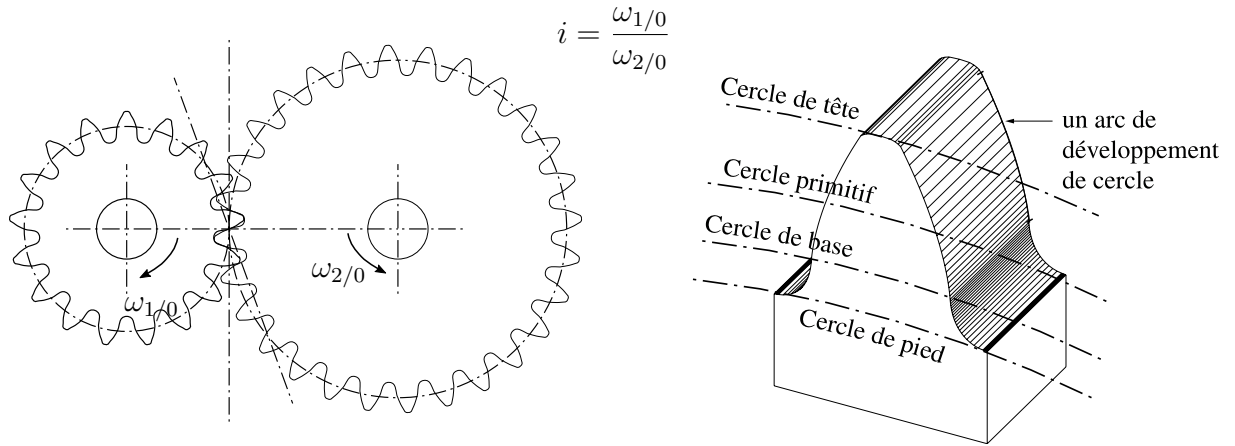


FIGURE 1 – Un engrenage et ses deux pignons et les cercles remarquables d'un pignon.

Pour assurer la continuité de l'engrènement il est nécessaire d'avoir une succession de profils conjugués en développante de cercle, la distance entre deux profils consécutifs doit être constante et égale pour les deux roues dentées. Cette distance, caractéristique de l'engrènement, est appelée le module m de fonctionnement de l'engrenage :

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{d_2}{Z_2} \iff \boxed{\forall i \in \llbracket 1, 2 \rrbracket, d_i = m Z_i}$$

où les $(d_i)_{i \in \llbracket 1, 2 \rrbracket}$ sont les diamètres primitifs des deux pignons (ou roues) et les $(Z_i)_{i \in \llbracket 1, 2 \rrbracket}$ leur nombre de dents respectif.

Définition 2.2 (Développante de cercle)

On appelle développante de cercle (de base d) la courbe décrite par une ficelle qui se déroule d'un cercle de diamètre d .

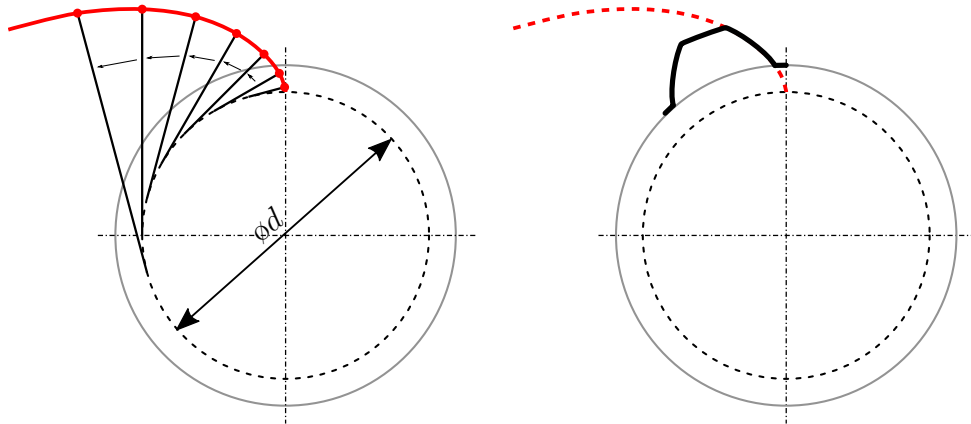
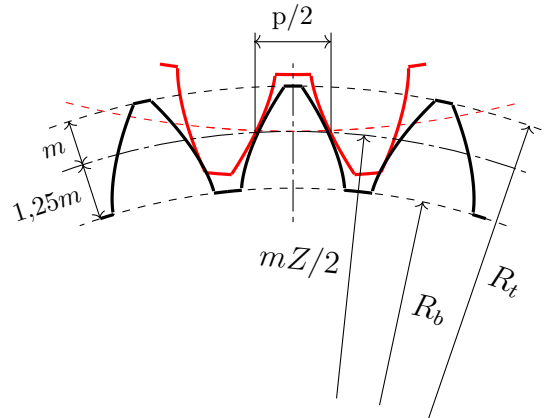


FIGURE 2 – Profil des dents en développante de cercle.

Caractéristiques d'une roue dentée :

- m module ;
- Z nombre de dents ;
- $d = mZ$ diamètre primitif ;
- $R_b = d/2 - 1,25m$ rayon de base ;
- $R_t = d/2 + m$ rayon de tête ;
- $p = 2d \sin\left(\frac{\pi}{2Z}\right)$ pas.







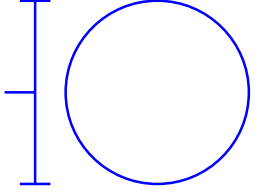
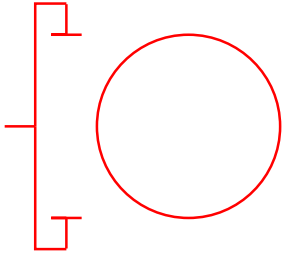
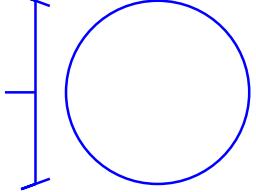
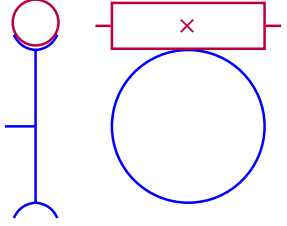
Pignon	Couronne	Pignon conique	Roue et vis sans fin
			
			

FIGURE 3 – Symbolisation des roues d'engrenage.

Pour un prix de revient modéré, les engrenages ont pour avantages un excellent rendement et un encombrement plutôt faible. On distingue les différents types suivants :

- les engrenages à axes parallèles à denture droite ou hélicoïdale ;
- les engrenages à axes concourants à denture droite ou hélicoïdale ;
- les engrenages à axes non concourants ou gauches (roue-vis, hypoïde, etc.).

2.1.1 Réducteur à engrenage parallèle

Il existe trois (quatre) types principaux de réducteurs à engrenages parallèles (figure 4). Le système le plus simple et le plus économique est celui utilisant des engrenages parallèles à dentures droites. De plus, la force motrice est intégralement utilisée. Par contre, le travail est dit par choc (une seule dent en prise à chaque fois). Ce type de roue dentée est utilisée, par exemple, pour la marche arrière des voitures.



à denture droite

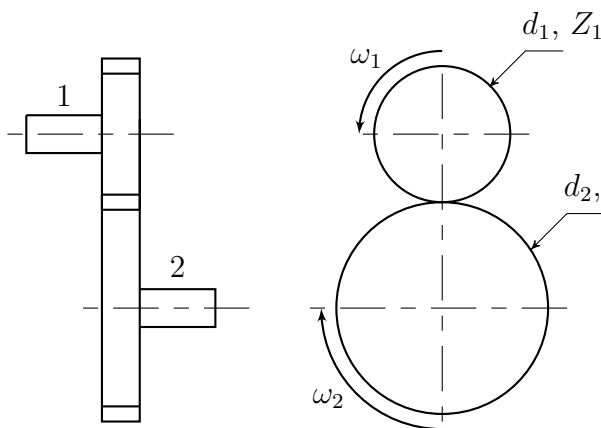


à denture hélicoïdale



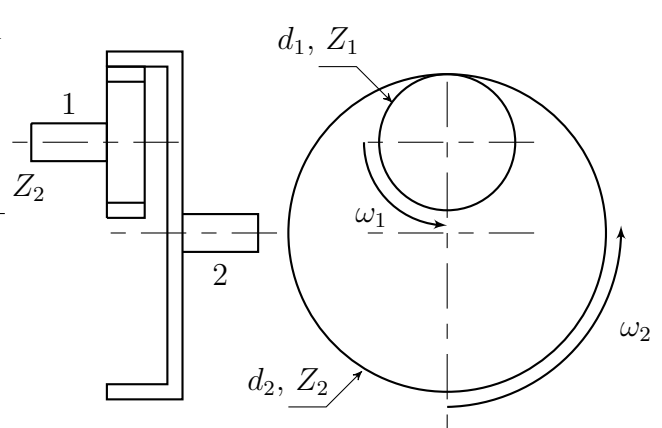
à denture intérieure

FIGURE 4 – Engrenages parallèles.



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

FIGURE 5 – Train à contact extérieur.



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

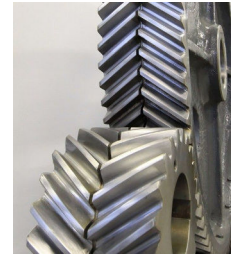
FIGURE 6 – Train à contact intérieur.

Le calcul du rapport de transmission peut être généralisé selon :

$$i = (-1)^n \frac{\prod Z_{\text{menées}}}{\prod Z_{\text{menantes}}}$$

avec n le nombre de contacts extérieurs.

Pour les engrenages droits à dentures hélicoïdales, il est intéressant de noter que la partie en contact est plus longue et donc le fonctionnement est moins bruyant. De plus le transfert de contact entre dents est continu donc cela permet d'obtenir une variation continue de l'effort transmis. Par contre, la poussée axiale nécessite une butée afin de ne pas décaler la roue dentée. Enfin, il est possible de remarquer, une perte en termes d'effort transmis (effort axial). Pour aller contre cet effet, Citroën a tenté de développer des roues dentées de types chevrons, mais cela était beaucoup trop onéreux par rapport l'économie d'énergie perdue. L'ensemble des marches avant d'une voiture utilise des engrenages à dentures hélicoïdales.



2.1.2 Réducteur à engrenage conique

Les engrenages coniques sont des engrenages à axes concourants (figure 7). Ils permettent de transmettre le mouvement entre deux arbres concourants, avec un rapport de vitesse rigoureux. Les conditions d'engrènement imposent que les deux roues doivent avoir le même module et que les sommets des deux cônes soient confondus. Ce dernier impératif oblige le concepteur à un centrage très précis des deux roues pour assurer un fonctionnement correct. Il faut donc prévoir au montage un réglage axial des deux roues. On peut utiliser par exemple des boîtiers et des cales de réglage.



à denture droite



à denture hélicoïdale

FIGURE 7 – Engrenages coniques.

Pour le calcul du rapport de transmission, on peut toujours utiliser la relation mais en valeur absolue (perte du sens donc pas de signe à prendre en compte). On a donc :

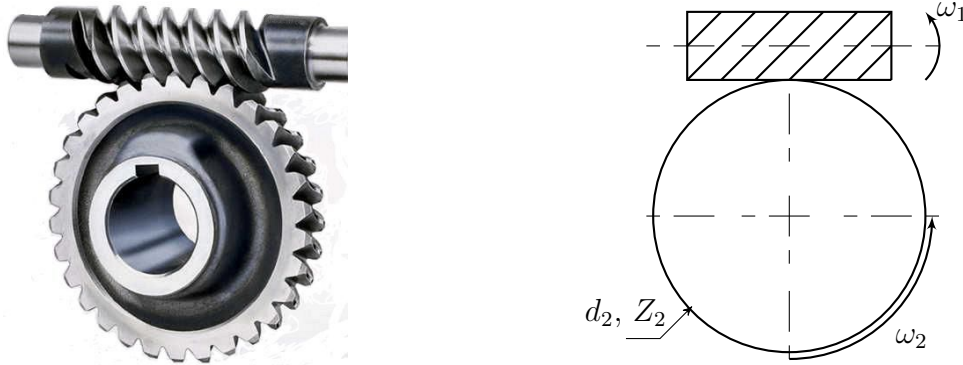
$$|i| = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

avec Z_1 et Z_2 les nombre de dents respectifs du pignon d'entrée et de sortie.

2.2 Mécanisme roue/vis sans fin

C'est un engrenage hélicoïdal dont les axes sont orthogonaux et non concourants. La vis ressemble à une vis d'un système vis/écrou et la roue à une roue droite à denture hélicoïdale. La transmission par ce type d'engrenage donne une solution simple pour les

grands rapports de réduction ($\approx 1/200$), avec un fonctionnement peu bruyant. Par contre, le rendement est plutôt faible à cause d'une perte due au frottement important et la transmission peut être irréversible (vis motrice mais pas la roue). Enfin, dans le cas de grandes démultiplications, la poussée axiale de la vis peut être très importante.



En notant Z_1 le nombre de filets de la vis (nombre d'hélices imbriquées) et Z_2 le nombre de dents de la roue, le rapport de transmission (non signé) est défini par :

$$|i| = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

2.3 Trains épicycloïdaux

Un train d'engrenages est qualifié d'épicycloïdal quand, pendant le fonctionnement, une ou plusieurs roues dentées (appelées satellites) tournent autour d'axes qui ne sont pas fixes par rapport au bâti. Le nom est dû à la trajectoire d'un point du diamètre primitif d'un satellite par rapport au planétaire appelé épicycloïde. Ce système autorise de grands rapports de réduction avec un faible encombrement en notant de plus que les axes d'entrée et de sortie sont coaxiaux. Certaines boîtes de vitesses utilisent un train épicycloïdal.

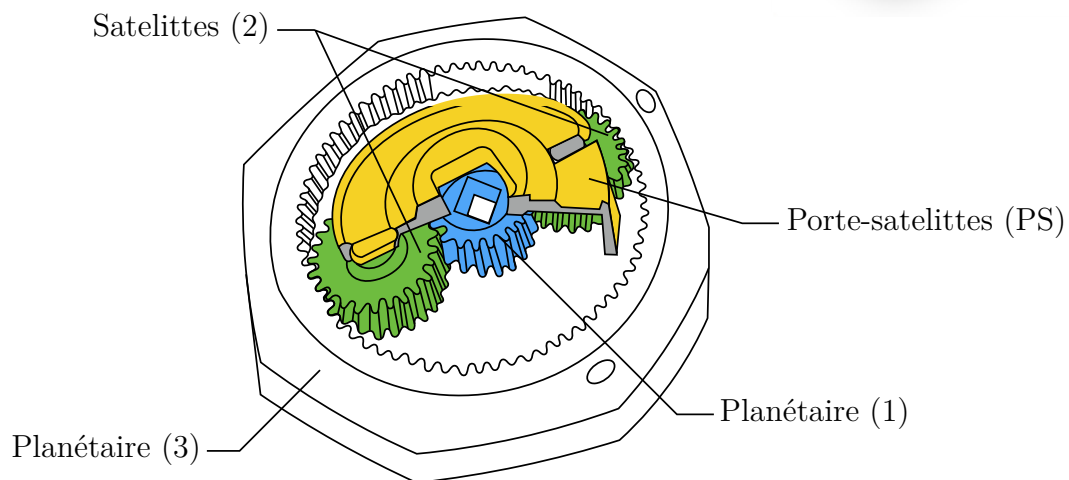


FIGURE 8 – Réducteur à train épicycloïdal.

On adopte pour décrire les trains épicycloïdaux, une désignation spécifique des différentes roues dentées (figure 8) :

Planétaire Les roues dentées qui tournent autour d'un axe fixe par rapport au bâti. Il y a en général 2 planétaires (pignon et/ou couronne).

Satellite Le pignon tournant autour d'un axe du porte-satellites. Il engrène sur les deux planétaires. Les satellites ont une trajectoire épicycloïdale. Il peut il y avoir 1, 2, 3 ou 4 satellites sur la périphérie en fonction de la puissance à transmettre.

Porte-satellites Le porte-satellites ne comporte pas de dents, il supporte les satellites, Il tourne autour du même axe que les deux planétaires.

La configuration présentée figure 8 est la plus utilisée, car le rendement est bon et l'encombrement réduit.

Ce système nécessite le blocage d'une des parties permettant différents types de fonctionnement. La figure 9 représente les cas usuels de fonctionnement. La configuration avec le planétaire (3) bloqué, ou couronne bloquée, est le plus utilisé avec comme entrée le planétaire (1) et en sortie le porte-satellites (2). Si jamais, le montage est réalisé comme illustré au niveau du cas 3, le porte-satellites est bloqué et l'ensemble fonctionne alors comme un train d'engrenages classique.

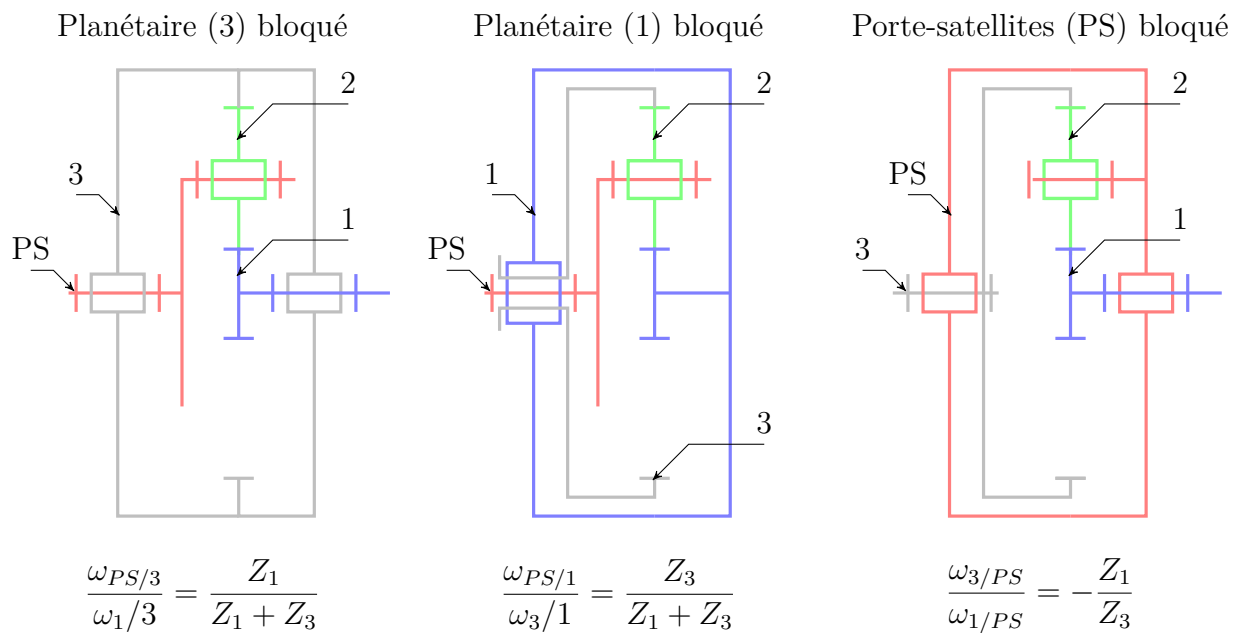


FIGURE 9 – Différentes configurations d'un train épicycloïdal de type I.

Il existe seulement quatre types de trains épicycloïdaux (figure 10).

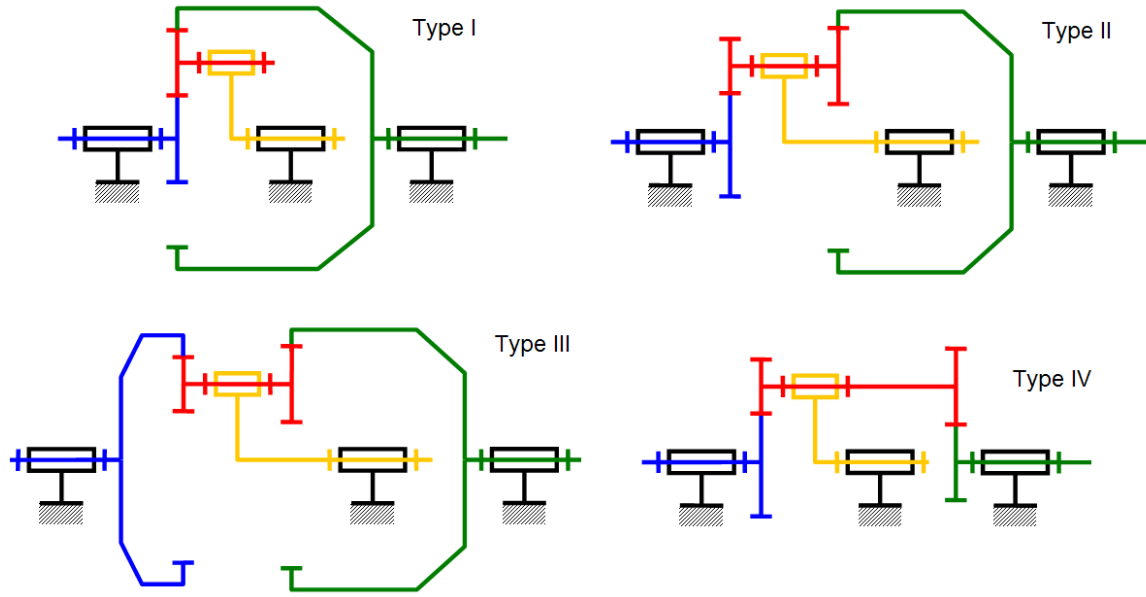


FIGURE 10 – Types de trains épicycloïdaux.

En prenant le porte-satellites comme référentiel, dans lequel tous les axes du train d'engrenage sont fixes, et en procédant comme pour un train d'engrenages à axes parallèles, il est possible de déterminer la raison basique du train épicycloïdal :

$$\lambda = \frac{\omega_{3/PS}}{\omega_{1/PS}}$$

On peut donc écrire les relations dans chaque engrenage pour en déduire la loi entrée-sortie en prenant comme entrée et sortie les deux planétaires. Enfin, en décomposant les vitesses en passant par le référentiel (0), il est possible de déterminer la relation de Willis :

$$\lambda = \frac{\omega_{3/0} - \omega_{PS/0}}{\omega_{1/0} - \omega_{PS/0}} \iff \omega_{3/0} = \lambda \omega_{1/0} + (1 - \lambda) \omega_{PS/0}$$

Pour faire fonctionner le train, il faut imposer la vitesse de rotation de deux entrées. Le plus couramment, on bloque une entrée par rapport au bâti et on impose la vitesse de rotation d'une deuxième entrée. La troisième est alors donnée par la relation de Willis en prenant en compte la vitesse nulle de l'entrée bloquée.

Exemple 2.1

Si on considère le cas le plus classique avec le planétaire (3) bloqué et $Z_1 = 20$, $Z_2 = 30$ et $Z_3 = 80$ dents, alors :

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} = \frac{20}{20 + 80} = \frac{1}{5}$$

Avec $\omega_1 = 160 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, on trouve comme vitesse de sortie $\omega_{PS} = 32 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.4 Trains sphériques, différentiel

Définition 2.3 (Train sphérique)

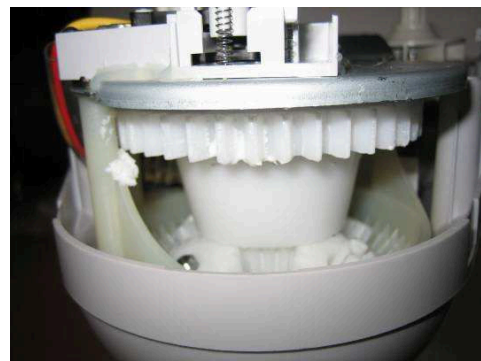
On appelle train épicycloïdal sphérique ou train sphérique tout train épicycloïdal dont l'axe de l'engrenage satellite n'est pas parallèle à l'axe principal des planétaires. Les axes sont donc concourants.

Exemple 2.2

Le robot de cuisine Kenwood multifonctions KM262 est constitué d'un train sphérique auquel on peut fixer des outils pour mélanger ou pétrir).



Robot Kenwood KM262



Zoom sur le train sphérique

On donne sur la figure 11 le schéma cinématique paramétré.

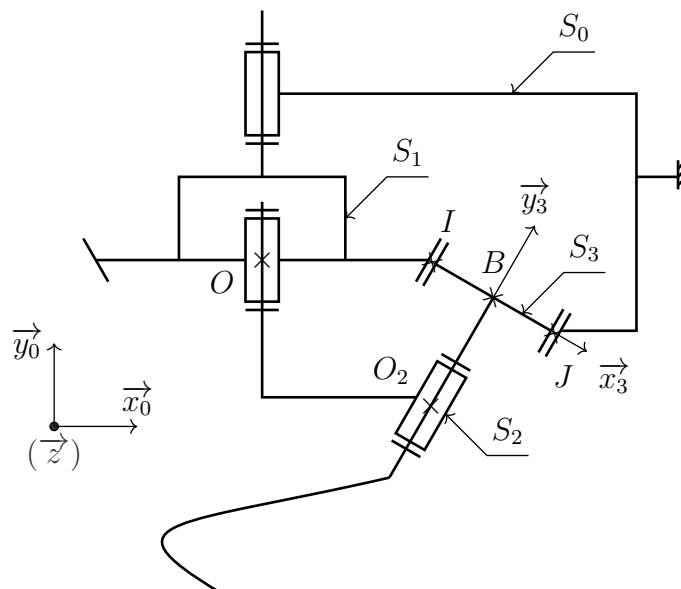


FIGURE 11 – Schéma cinématique du train sphérique du robot Kenwood KM262.

Définition 2.4 (Différentiel)

Un différentiel est un train sphérique pour lequel les axes des planétaires et du satellite sont orthogonaux.

Exemple 2.3 (Différentiel automobile)

Un différentiel automobile comporte, en plus du carter **1**, lié rigidement à la voiture, deux planétaires, liés aux roues gauche **2** et droite **3**, un porte-satellite, qui correspond ici à la couronne d'entrée **4** et le satellite **5** (voir figure 12).

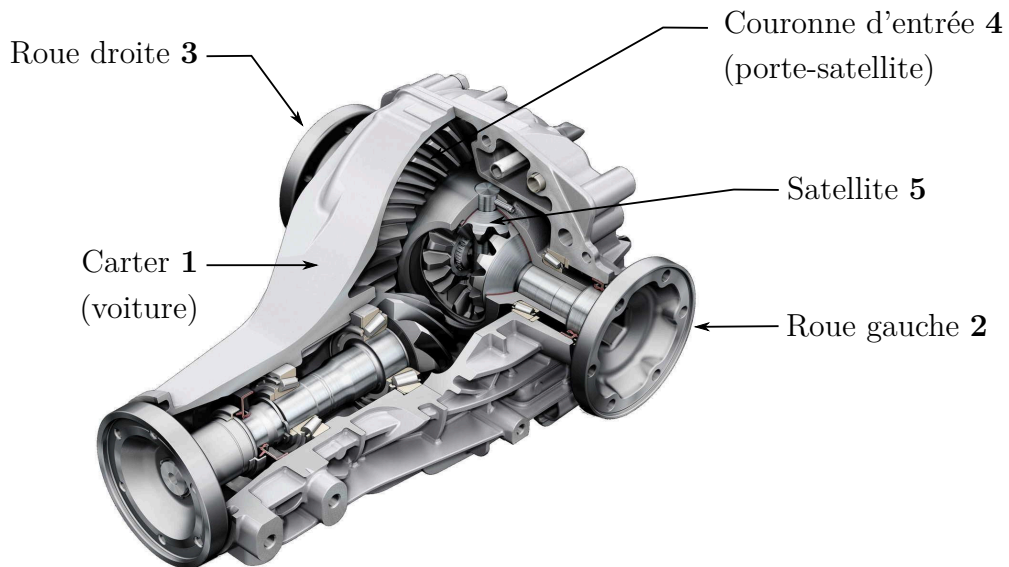


FIGURE 12 – Structure d'un différentiel automobile (Audi A8).

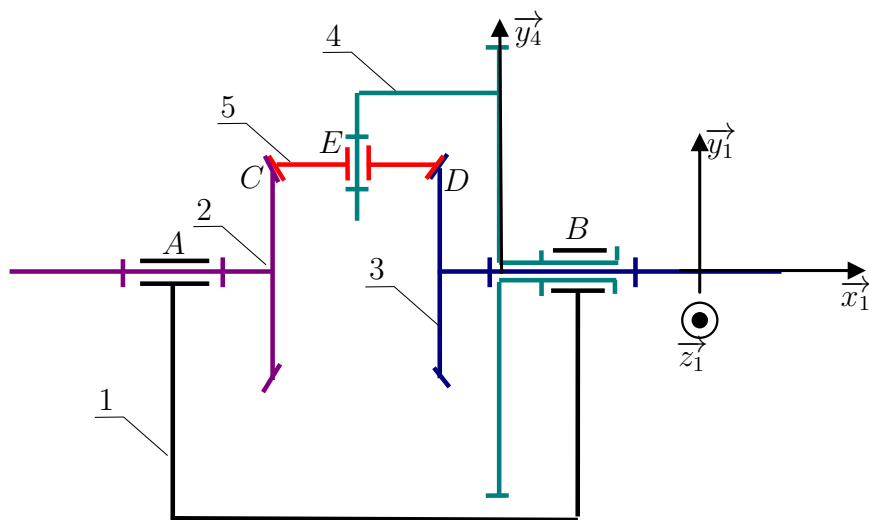


FIGURE 13 – Schéma cinématique du différentiel.

2.5 Liens flexibles

Les liens flexibles sont particulièrement intéressants lorsqu'il s'agit de relier des mécanismes à grands entraxes, car ils sont moins couteux que les autres solutions techniques. Ils sont utilisés dans tous les secteurs de la construction mécanique (machines outils, moteurs, convoyeurs, engins de BTP, ...). Dans les réducteurs à liens flexibles, les poulies et les roues tournent dans le même sens contrairement aux engrenages. En notant avec un e l'entrée et avec un s la sortie, le rapport de transmission s'écrit :

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \frac{d_s}{d_e}$$

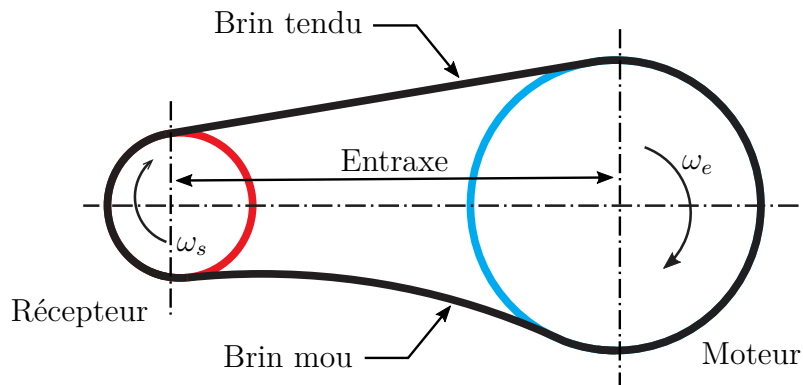
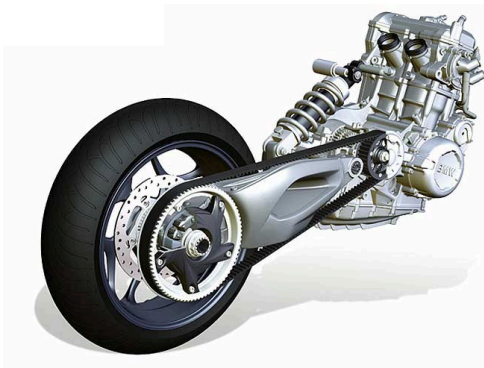
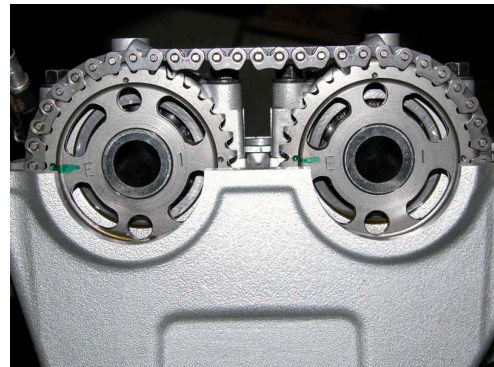


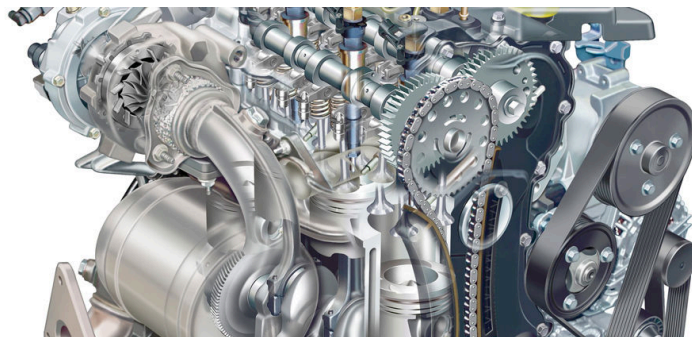
FIGURE 14 – Transmission par lien flexible.



Transmission par courroie crantée



Chaîne reliant deux arbres à cames



Moteur Renault-Nissan M9R (avec chaîne et courroie)

FIGURE 15 – Exemples de transmissions par liens flexibles.

2.6 Transmission par roues et chaîne

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance, mais aussi en manutention et convoyage. Ce type de systèmes possèdent plusieurs avantages :

- une puissance transmissible importante ;
- un rapport de transmission constant (pas de glissement) ;
- une bonne aptitude à entraîner plusieurs arbres à partir d'un seul moteur ;
- une longue durée de vie.

Cependant, certains inconvénients sont à relever :

- nécessité de lubrification ;
- essentiellement utilisées à basses vitesses ;
- conception du montage plus complexe que pour un système poulies-courroie ;
- prix de revient plus important ;
- présence de jeu dans les maillons (exemple sur la tension des chaînes de moto) ;
- système bruyant.

Enfin, on notera que pour déterminer le rapport d'une transmission par roues-chaînes, on préfère prendre en compte le nombre de dents, tel que :

$$i = \frac{Z_s}{Z_e}$$

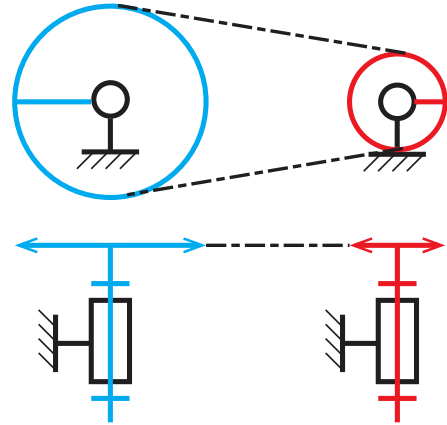
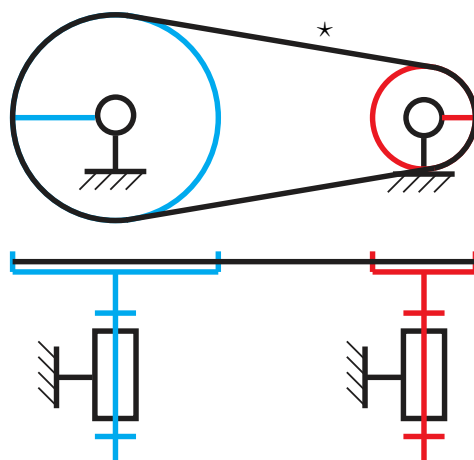


FIGURE 16 – Schématisation d'une transmission par roues-chaîne.

2.6.1 Transmission par poulies et courroie

Une transmission par poulies-courroie est une solution économique et fiable. Le couple de la poulie motrice est transmis à la poulie réceptrice par l'intermédiaire d'une courroie. La transmission entre une poulie et l'armature de la courroie peut se faire par adhérence (cas des courroies lisses ou de section ronde ou trapézoïdale) ou par obstacle (cas des courroies crantées, aussi dites synchrones).



★ Courroie :

— Plate

○ Ronde

▽ Trapézoïdale

⋈ Crantée

FIGURE 17 – Schématisation d’une transmission par poulies-courroie.

Outre son coût réduit et son absence de lubrification, une transmission par poulies-courroie permet :

- fonctionnement silencieux ;
- multiplication ou réduction de la vitesse de rotation selon le diamètre des poulies ;
- variation de vitesse avec des poulies à flasques mobiles (changement de diamètre) ;
- inversion du sens de rotation par croisement des brins ;
- transmission à axes non parallèles avec des galets de renvoi ;
- transformation de la rotation en translation (exemple sur le système Emericc).

Bien qu’organe mécanique, la courroie permet, en raison de sa souplesse, une certaine imprécision de réalisation qui évite d’avoir recours à des solutions très sophistiquées, donc plus coûteuses. Par contre, un système à entraxe réglable ou un dispositif annexe de tension est souvent nécessaire pour régler la tension initiale et compenser l’allongement des courroies à mesure de leur usure. L’illustration privilégiée de ces caractéristiques est le machinisme agricole où pratiquement tous les mouvements sont assurés par des courroies.

2.7 Roues de friction

Deux roues cylindriques ou coniques sont en contact sur une génératrice et soumises à un effort presseur. Le frottement au contact des deux roues permet de transmettre le mouvement de la roue motrice vers la roue réceptrice. En pratique, cette solution reste limitée, car elle nécessite des pressions de contact importantes pour assurer le roulement sans glissement entre les deux roues et donc un rapport de vitesse constant. De plus, la puissance transmissible est assez faible.

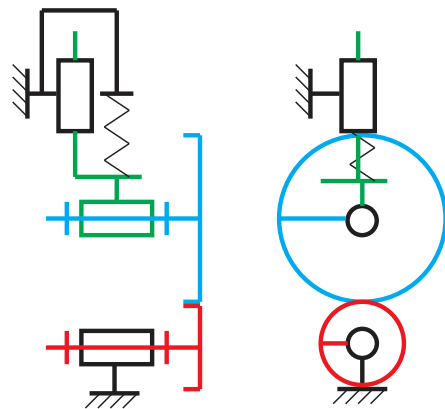


FIGURE 18 – Schématisation d’une transmission par roues de friction.

3 Accouplements

En mécanique, un accouplement (ou joint de transmission) est un dispositif de liaison entre deux arbres en rotation, permettant la transmission d’une puissance mécanique de rotation $\mathcal{P} = C\omega$ avec C le couple transmis en N·m et ω la vitesse de rotation en rad·s⁻¹. Ils sont principalement utilisés pour :

- entraîner en rotation un élément récepteur à partir d’un élément moteur ;
- réaliser un raccordement rapide entre deux éléments d’un système (par exemple entre un moteur et une pompe) et pouvoir effectuer facilement des travaux d’entretien sur ces éléments (démontage) ;
- pallier un désalignement axial, radial ou angulaire ;
- ajouter plus de flexibilité dans le système ;

- amortir les vibrations ;
- ajouter une protection contre les pics de couple (amortissement de ce dernier).

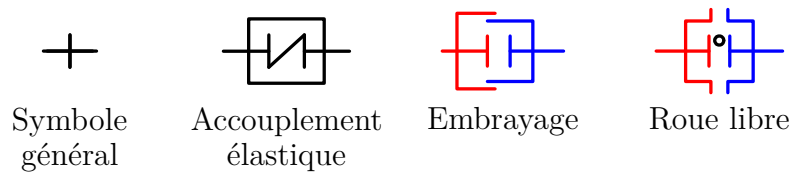


FIGURE 19 – Schématisation des accouplements.

Plusieurs solutions permettent la transmission du mouvement de rotation entre deux arbres concourants ou parallèles. Ils sont notamment caractérisés par leur homocinétisme, c'est-à-dire que la fréquence de rotation constante en sortie est la même que celle, constante, de l'entrée. L'accouplement homocinétique classiquement utilisé est le double joint de Cardan (deux joints en série, figure 20).

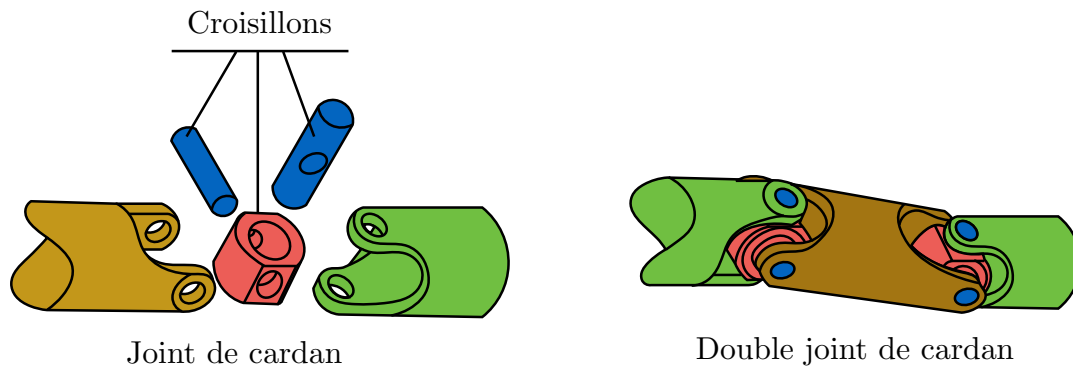


FIGURE 20 – Assemblage de deux joints de Cardan.

Il existe aussi (figure 21) :

- joint Rzeppa : homocinétique, cet accouplement est particulièrement adapté à la transmission de puissance à grands débattements ;
- joint de Oldham : homocinétique, cet accouplement autorise la transmission d'un mouvement de rotation entre deux arbres parallèles. Il possède une excellente compacité tant que la distance entre les arbres est faible ;
- joint tripode : cet accouplement est pratiquement homocinétique. Il autorise un écart angulaire jusqu'à 25° au maximum.



FIGURE 21 – Joints homocinétiques.

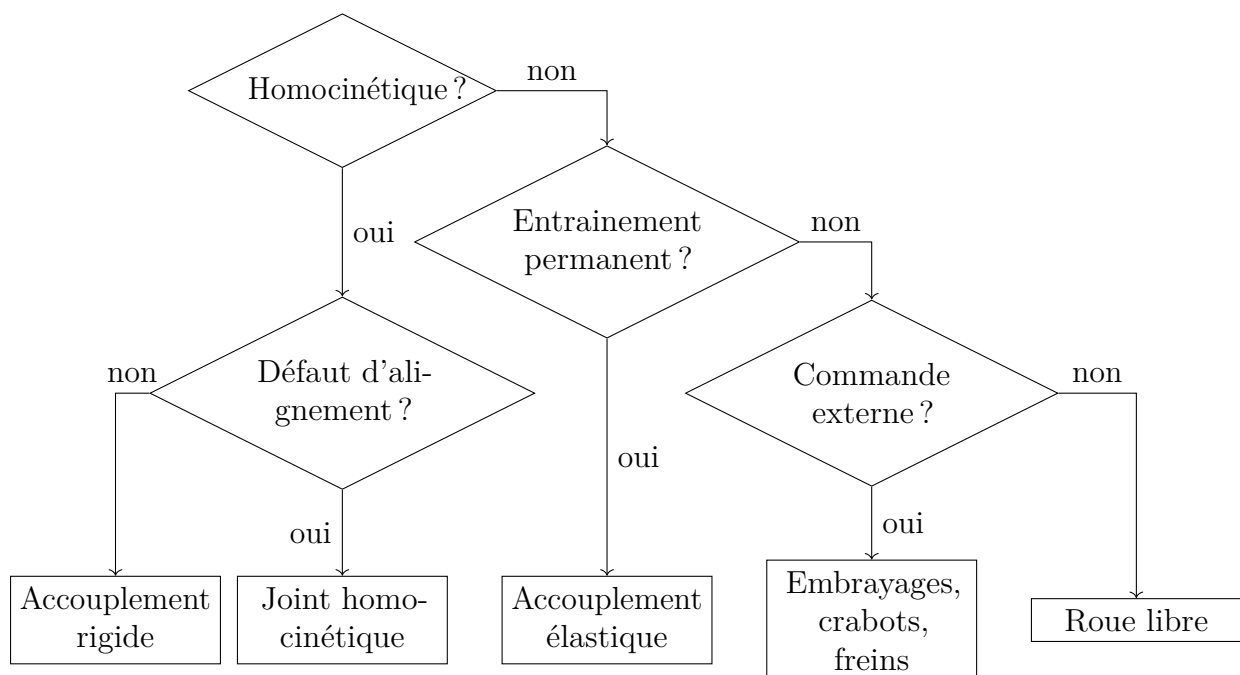


FIGURE 22 – Choix des accouplements.

Tous les accouplements ne sont pas homocinétiques, ni même permanents (figure 22) et on distingue :

- les accouplements élastiques qui permettent de compenser par déformations élastiques de pièces intermédiaires (souvent en élastomère) des mésalignements axiaux, radiaux ou angulaires ;
- les embrayages, crabots ou freins : ce sont des accouplements temporaires qui peuvent être désactivés par une commande extérieure (l’embrayage ou le frein à tambour par exemple) ;
- les roues libres : ce sont des accouplements qui ne permettent une transmission de puissance que dans un seul sens, l’application typique est l’entraînement de la roue arrière d’un vélo.

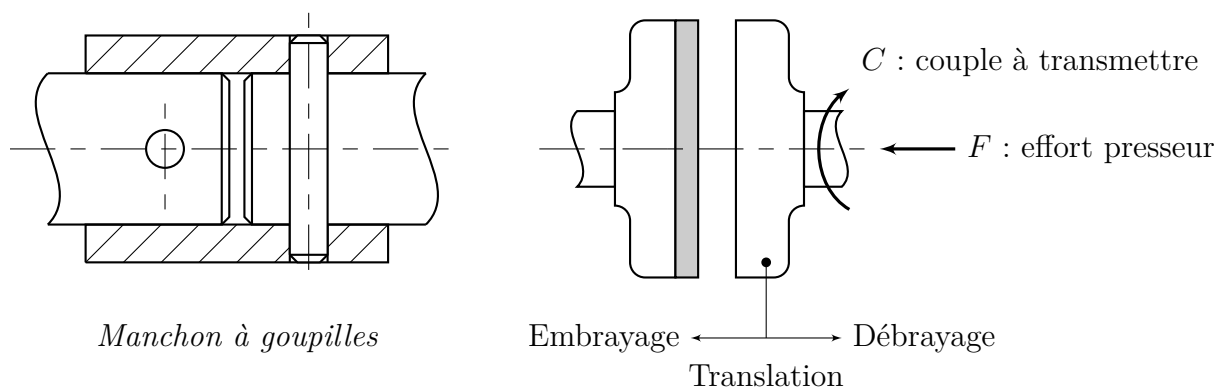


FIGURE 24 – Exemples d’accouplement rigide et d’embrayage.

4 Transformateurs de mouvement

La fonction du transformateur de mouvement à la sortie du moteur est la même que celle de l'adaptateur à un détail prêt. En effet, le transformateur de mouvement ne fournit pas une simple réduction de la vitesse de sortie de l'actionneur, mais une modification du mouvement complet. Il existe plusieurs systèmes permettant cette modification, les plus utilisés sont présentés par la suite.

4.1 Mécanisme bielle/manivelle

Ce mécanisme est destiné à transformer un mouvement de translation rectiligne alternative en un mouvement de rotation continue (machine à vapeur, moteur à combustion interne) ou inversement (pompe à piston, étau-limeur, scie alternative). Dans le système bielle-manivelle, l'une des extrémités de la bielle, appelée tête de bielle, est articulée sur l'excentrique d'une manivelle ou sur un maneton de vilebrequin, qui, en tournant, induit un mouvement de rotation. L'autre extrémité, appelée pied de bielle, dont la trajectoire par rapport au bâti est un segment de droite, est articulée sur une crosse, qui se déplace entre deux glissières, ou sur l'axe d'un piston, ce dernier assurant lui-même le guidage du mouvement. La figure 25 représente les différents composants.

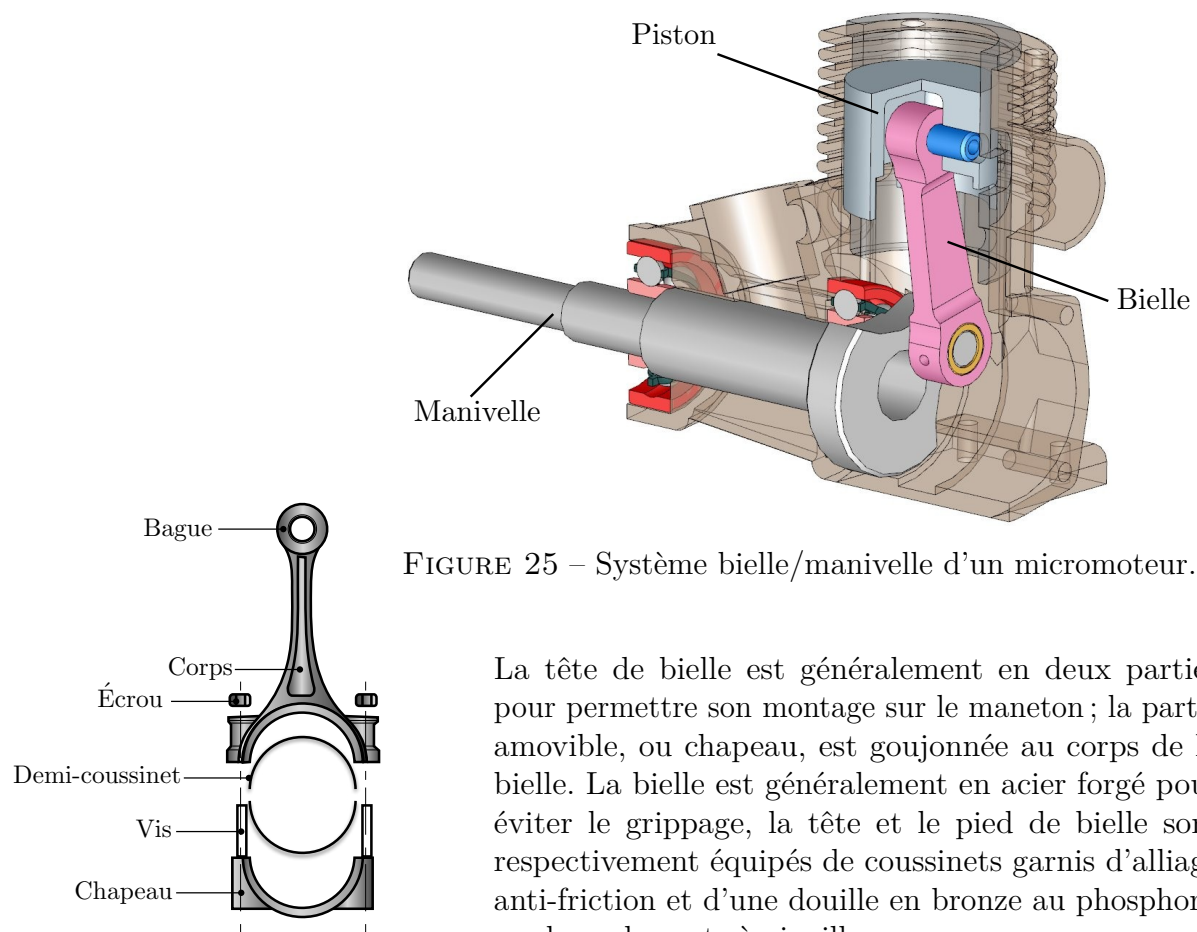
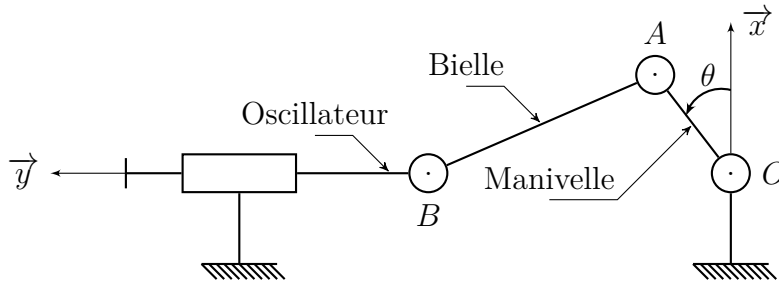


FIGURE 25 – Système bielle/manivelle d'un micromoteur.

La tête de bielle est généralement en deux parties pour permettre son montage sur le maneton ; la partie amovible, ou chapeau, est goujonnée au corps de la bielle. La bielle est généralement en acier forgé pour éviter le grippage, la tête et le pied de bielle sont respectivement équipés de coussinets garnis d'alliage anti-friction et d'une douille en bronze au phosphore, ou de roulements à aiguilles.



Pour cette configuration du mécanisme bielle-manivelle, le point B est sur l'axe (O, \vec{y}) . On peut repérer la position du mécanisme par la position angulaire $\theta(t)$ de la manivelle. La position de B est alors définie par sa hauteur :

$$h(t) = \overrightarrow{OB} \cdot \vec{y} = (\overrightarrow{OA} + \overrightarrow{AB}) \cdot \vec{y} = R \sin(\theta) + \sqrt{(L^2 - R^2 \cos^2(\theta))}$$

avec $R = \|\overrightarrow{OA}\|$ l'excentration et $L = \|\overrightarrow{AB}\|$ la longueur de la bielle. Afin de vérifier la cohérence du résultat obtenu, il est possible de vérifier les positions extrêmes :

- pour $\theta = \pi/2$: $h = R + L$: c'est la position la plus haute de B , appelée point mort haut parce que sa vitesse s'annule pour changer de signe ;
- pour $\theta = 3\pi/2$: $h = L - R$: par opposition il s'agit du point mort bas.

La distance séparant les deux points morts et valant $c = 2R$ est appelée course du piston.

Avantages

- ce mécanisme peut fonctionner à grande vitesse.

Inconvénients

- présence de beaucoup de frottement dû aux nombreuses articulations de ce système ;
- besoin de beaucoup de lubrification.

4.2 Mécanisme vis/écrou

L'association vis-écrou est un système répandu pour déplacer des charges. Cela utilise le mouvement axial d'un écrou associé au mouvement rotatif d'une vis. Le déplacement linéaire suivant l'axe x et lié au déplacement angulaire θ par la relation :

$$x(t) = \frac{p}{2\pi} \theta(t) \implies \dot{x}(t) = \frac{p}{2\pi} \dot{\theta}(t)$$

avec p le pas de la vis en mm (implicitement par tour).



Avantages

- application de forces et de pressions transmissibles importantes ;
- possibilité d'une exigence importante sur l'ajustement ;
- une fabrication facile et de faible coût ;
- un grand choix de matériaux.

Inconvénients

- soumis à beaucoup de frottement.
- fragilité pouvant entraîner des problèmes de guidage ;
- fonctionnement lent à moins d'avoir un pas de vis important ;
- rendement moyen à faible sans éléments roulants.

Le système est réversible lorsque l'écrou peut entraîner en rotation la vis. Si le système est à filetage triangulaire ou trapézoïdal, alors la réversibilité du système dépend de l'angle d'hélice de la vis β ainsi que du coefficient de frottement entre l'écrou et la vis $f = \tan \phi$ où ϕ est l'angle de frottement. Le système est réversible à la condition que $\beta > \phi$. Le rôle du frottement est important et de nombreux moyens sont mis en place pour minimiser ses effets. L'exemple fourni en figure 26 est un système vis-écrou à billes qui est, du coup, forcément réversible.

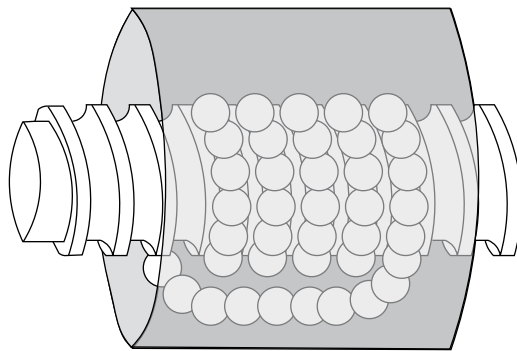


FIGURE 26 – Modélisation d'un montage vis-écrou à billes.

4.3 Mécanisme pignon/crémaillère

Le système à pignon et crémaillère transforme le mouvement de rotation d'une roue dentée appelée « pignon » en un mouvement de translation d'une tige dentée appelée « crémaillère », ou vice versa. Lorsque le pignon tourne, ses dents s'engrènent avec les dents de la crémaillère et entraînent cette dernière dans un mouvement de translation. À l'inverse, si l'on fait bouger la crémaillère, les dents de la crémaillère s'engrèneront dans les dents du pignon induisant alors un mouvement de rotation. Il s'agit donc d'un système réversible.



Pour engrener, la crémaillère et la roue doivent avoir même module m . Le déplacement linéaire de la crémaillère x est lié au déplacement angulaire de la roue θ par la relation :

$$x(t) = R \theta(t) \implies \dot{x}(t) = R \dot{\theta}(t)$$

où $R = mZ/2$ le rayon primitif de la roue, et Z son nombre de dents.

Avantages

- aucun glissement lors de la transformation de ce mouvement ;
- l'action mécanique de ce système est relativement grande.

Inconvénients

- les engrenages qui sont utilisés imposent souvent une lubrification importante ;
- nécessité d'un ajustement précis à cause des dents entre la roue et la crémaillère ;
- beaucoup d'usure ;
- le mouvement généré n'est pas cyclique, c'est un mouvement fini (on doit s'arrêter lorsqu'on est rendu au bout de la crémaillère, comme tout mouvement linéaire).

4.4 Mécanisme à came ou excentrique

Un mécanisme à cames est constitué d'un élément moteur, qui comporte un profil formé par une suite de courbes se raccordant le plus souvent tangentiellement, appelé came, et un élément entraîné par le premier suivant une loi déterminée, appelé suiveur. Le système de came et tige-poussoir (aussi appelée tige guidée) permet de transformer le mouvement de rotation (il peut également être de translation) de la came en un mouvement de translation alternatif (de va-et-vient) de la tige-poussoir.

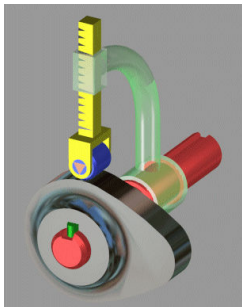


FIGURE 27 – Système à came.

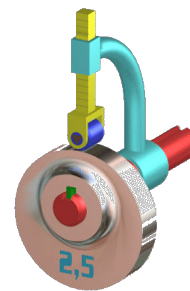


FIGURE 28 – Système à excentrique.

La came peut être tournante autour d'un axe, elle est dite circulaire (c'est le cas le plus fréquent). Elle peut être animée d'une translation, la nature du mouvement est alors dite rectiligne (comme illustré sur la figure ci-dessous). Le profil de la came détermine le mouvement du suiveur, il s'agit de l'organe principal.

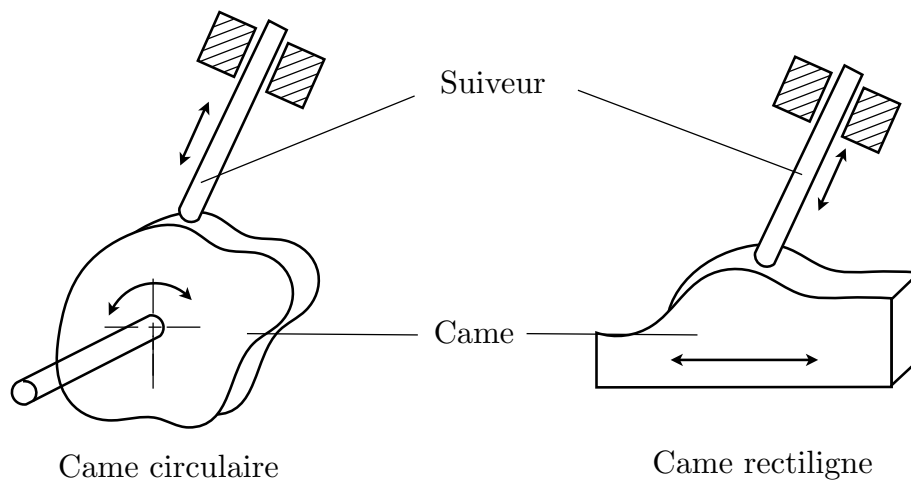


FIGURE 29 – Types de mouvements des cames.

Avantages

- aucun glissement (le mouvement est transmis idéalement entre les éléments), le rapport de vitesse est constant ;
- possibilité d'avoir une réduction importante de la vitesse ;
- pas de desserrage lorsqu'on relâche la vis sans fin ;
- permet des ajustements précis.

Inconvénients

- les pièces s'usent rapidement à cause de la présence de frottement et elles nécessitent donc un besoin constant de lubrification ;
- le risque de vibrations importantes est présent si la came tourne à grande vitesse.

4.5 Mécanisme à croix de Malte

Les mécanismes à croix de Malte sont des mécanismes où la partie menée est un plateau muni de rainures radiales et la partie menante est un maneton qui s'engage ou se dégage suivant une direction normale à chacune de ces rainures. Il s'ensuit que la vitesse de la partie menée varie progressivement sans aucune discontinuité. Généralement, le plateau possède un nombre entier de rainures également espacées et le maneton possède un galet entraîneur permettant de limiter le glissement. La transformation obtenue concerne le passage d'une rotation continue à une rotation alternative.

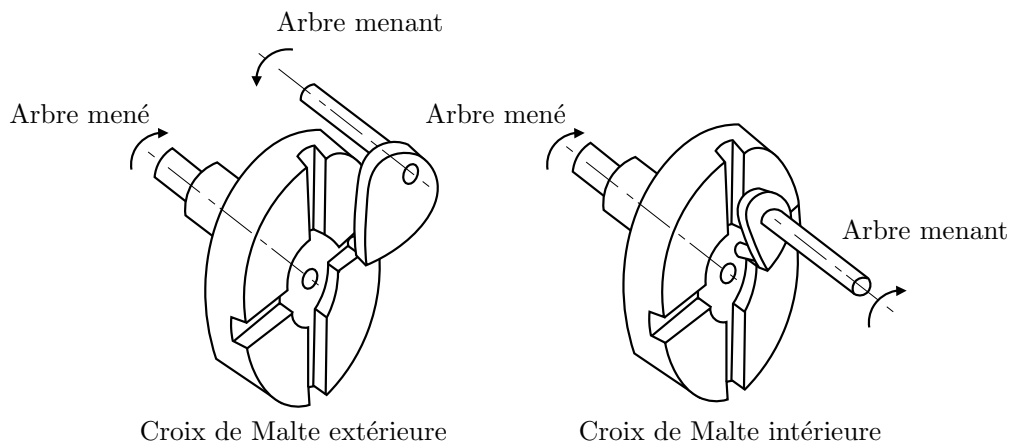


FIGURE 30 – Système croix de Malte.

Il est notamment utilisé pour le cinéma argentique (non numérique) dans les caméras et projecteurs pour l'avance de la pellicule : la pellicule qui doit s'arrêter à chaque image devant l'obturateur (prise de vue) ou devant la lampe (projection).

Avantages

- l'avantage de ce système est la projectivité du mouvement de rotation qui atteint doucement, la vitesse maximum de rotation, au milieu du temps de rotation et ensuite il y a ralentissement jusqu'à l'arrêt. Ceci a pour effet de limiter la traction exercée sur le film au démarrage de chaque image.

Inconvénients

- le rapport entre le temps d'entrée et le temps de sortie est fixé mécaniquement et non réglable ;
- la loi de commande est fixée par la géométrie.

* *

 *