

**Chapitre 6 : Notions générale sur accouplements, embrayages et freins (2 semaines)**

**6.1. Accouplement** : se dit d'une liaison établie entre deux organes d'un système, généralement deux arbres, de telle manière que la rotation de l'un entraîne celle de l'autre.

C'est aussi le nom donné au dispositif permettant cette liaison (un accouplement peut être rigide, semi-élastique, élastique ou articulé).

**6.1.1. Accouplements rigides**

Ce type de liaison consiste à lier de façon rigide les deux arbres d'un système.

Généralement, une pièce intermédiaire crée la liaison. Il existe de nombreux montages: vis de pression, serrage par mâchoires, montage en force, clavetage ... Figure 6.1.

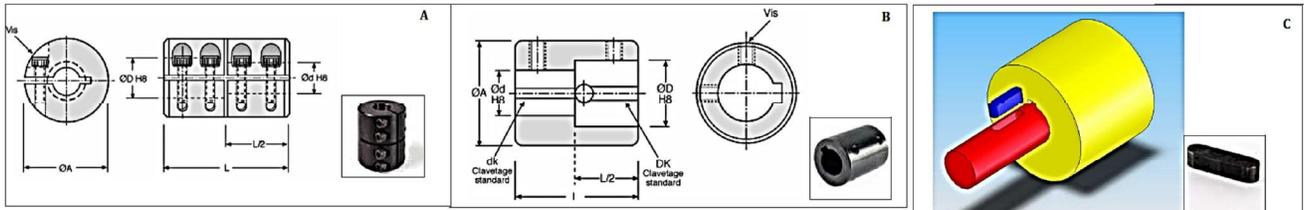
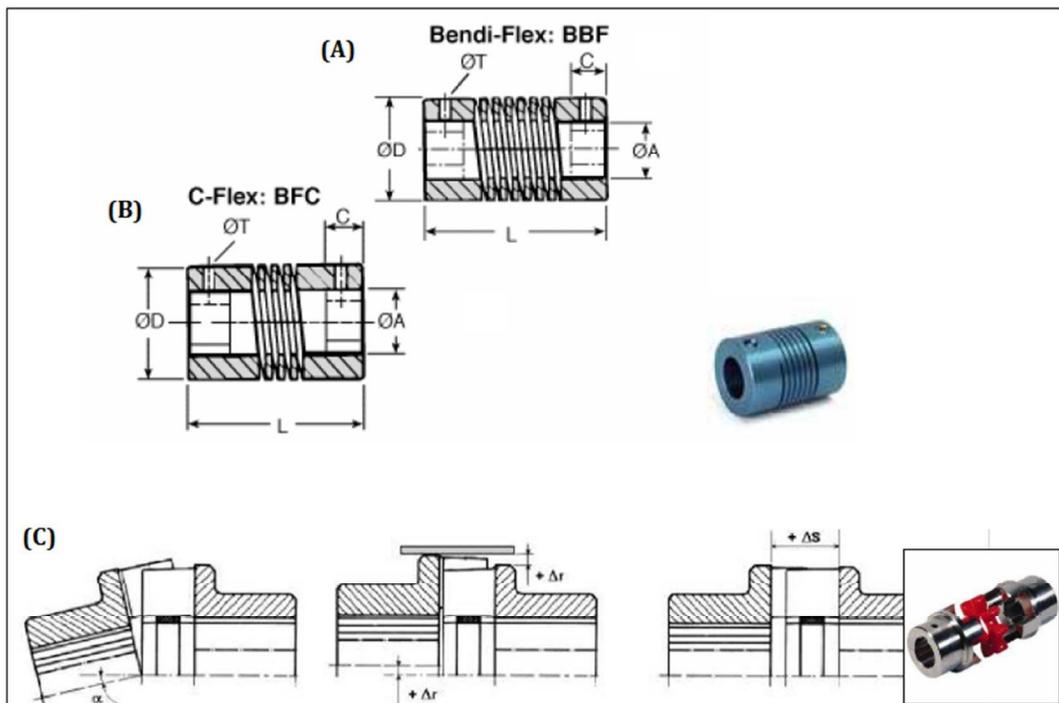


Figure 6.1. (A), Accouplement rigide: serrage par mâchoires. (B), Accouplement rigide : serrage par vis de pression. (C), Vue éclatée d'un assemblage par clavetage.

Le principal inconvénient des accouplements rigides est qu'ils ne tolèrent pas de défaut d'alignement entre les arbres.

**6.1.2. Accouplements semi-élastiques**

Il existe des accouplements dits « semi élastiques » qui permettent de rattraper de petits défauts d'alignement (typiquement les défauts d'usinage). Ces accouplements sont généralement constitués de deux parties rigides solidaires des arbres et d'une partie légèrement flexible qui rattrape les défauts d'alignement. Figure. 6.2.



Taille	Couple nominal en Nm	Vitesse de rotation maxi. en tr/min	Désalignement*		
			angulaire $\alpha$ en °	radial $\Delta r$ en mm	axial $\Delta S$ en mm
28	80	8100	1	0,3	0,5
32	160	6400	1	0,4	0,5
42	240	5200	1	0,5	1
50	360	4400	1	0,6	1
65	650	3900	1	0,7	1
75	1280	3100	1	0,8	1
90	3400	2500	1	0,9	1

Figure .6.2. Accouplements, (A) Bendi-Flex, (B) C-Flex, (C) caractéristiques d'un accouplement Rotex.

Il existe une multitude d'accouplements de ce type. Les critères devant être pris en compte lors du choix sont : le prix, l'encombrement, la vitesse de rotation maximum, le désalignement angulaire, le désalignement axial et radial et la durée de vie.

Ces accouplements présentent généralement d'excellentes propriétés homocinétiques. C'est-à-dire que le mouvement de l'arbre de sortie est fidèle au mouvement de l'arbre moteur.

**Homocinétique:** se dit d'une liaison qui permet à deux arbres, même non alignés, de conserver une vitesse de rotation identique.

### 6.1.3. Accouplements élastiques

Basés sur le même principe que les accouplements semi-élastiques, ceux-ci supportent des désalignements plus importants mais ne conservent pas les propriétés homocinétiques. Sur l'exemple ci-dessous, on devine facilement un retard entre le mouvement des deux arbres. Ce retard est dû à la torsion de la partie flexible. Figure.6.3.

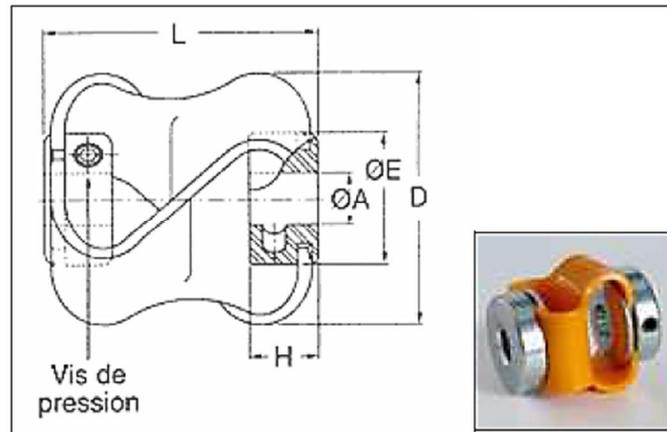


Figure.6.3. Accouplement P-Flex.

### 6.1.4. Accouplements articulés

Cette dernière famille d'accouplements permet de corriger des défauts d'alignement très importants. L'utilisation de pièces en mouvement dans les articulations présentent deux **inconvenients** : l'usure des pièces et le coût de fabrication.

#### (A). Accouplements Oldham

Un accouplement Oldham est constitué de 3 pièces :

- ❖ 2 bagues solidaires des arbres
- ❖ 1 patin lié aux bagues par deux liaisons prismatiques

La double liaison prismatique permet au patin de voyager dans un plan perpendiculaire aux arbres tout en transmettant les couples. Figure.6.4.



Figure.6.4. Accouplement Oldham.

#### (B). Joints de Cardan

Un joint de Cardan est constitué de fourchettes (en bleu) liées rigidement aux arbres et d'un croisillon (en rouge) lié en liaisons pivots avec les fourchettes. Figure.6.5.

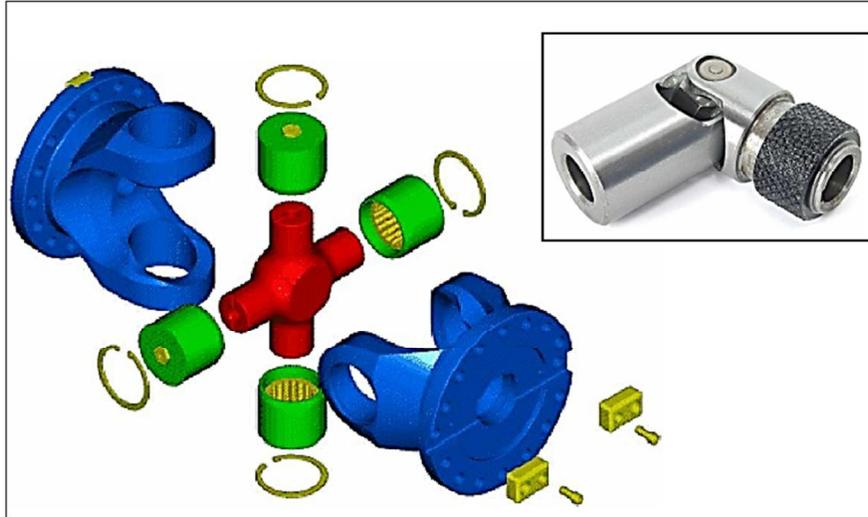


Figure. 6. 5. Vue éclatée d'un joint de Cardan. [7]

Ce type de liaison accepte des angles importants entre l'arbre moteur et l'arbre de sortie. Cet angle est appelé angle de brisure. L'angle de brisure maximum théorique d'un joint de cardan est de 45°. Ce type de liaison n'est pas homocinétique.

**(C).Double joints de Cardan**

Pour rendre le système homocinétique, il est possible de combiner deux joints de Cardan à condition de les déphaser. Soit la fonction qui lie la vitesse de l'arbre moteur et la vitesse de l'arbre de sortie dans un seul joint de Cardan :  $\omega_s = F(\omega_m)$ . L'ajout du second joint permet d'obtenir la relation suivante:  $\omega_s = F^{-1}(F(\omega_m)) = \omega_m$ . Le système redevient homocinétique. Figure. 6.6.

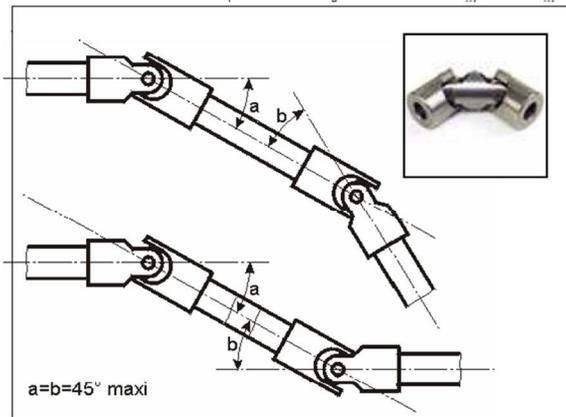


Figure. 6.6. Double joints de Cardan. [7]

**6.2. L'embrayage**

C'est l'élément intermédiaire situé on peut accoupler ou désaccoupler les deux. Figure. 6.7.

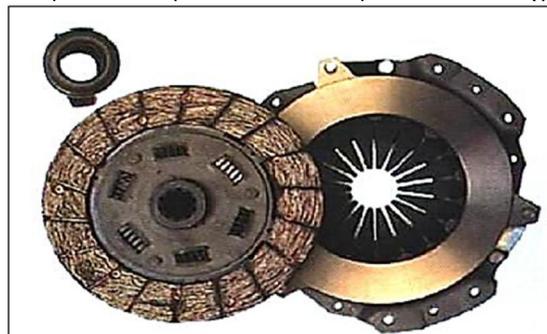
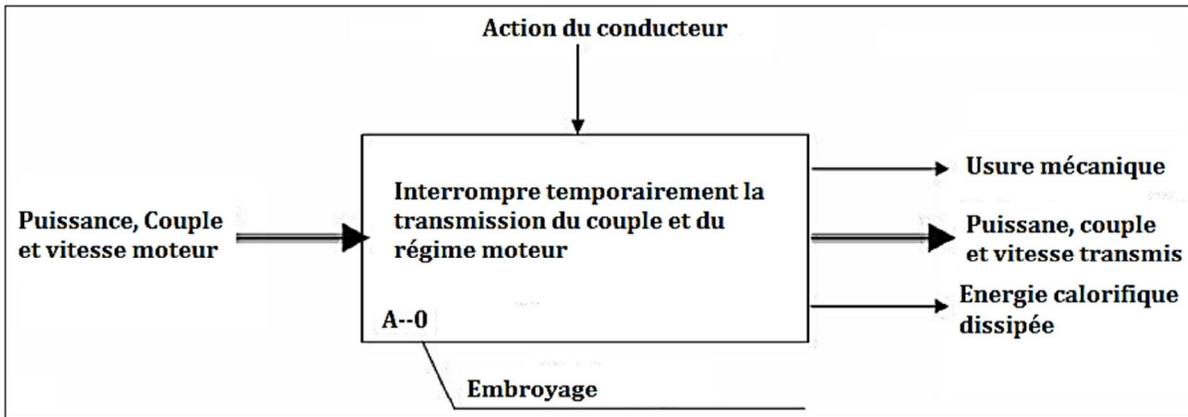
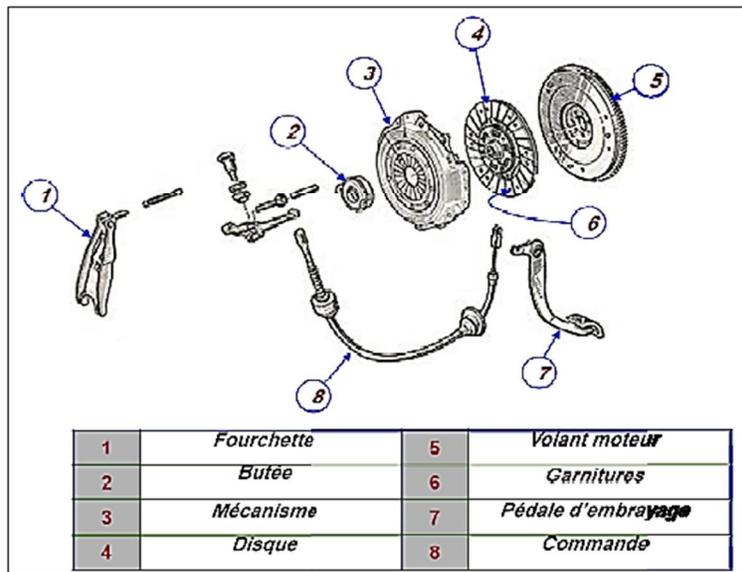


Figure. 6.7. Embrayage. [7]

**6.2.1. Fonction globale**



**6.2.3. Les constituants d'embrayage**



**6.2.4. Fonctionnement**

Le disque d'embrayage 1 est garni, sur ces deux faces, d'une matière dont le coefficient de frottement est élevé et qui résiste bien à la chaleur.

Il est lié en rotation avec l'arbre primaire de la boîte de vitesse et libre en translation sur celui-ci. Serré entre le volant 5 et le plateau presseur 2 par le diaphragme 3, il est entraîné par adhérence.

**(A). Position débrayée**

Le conducteur pousse la pédale d'embrayage et par l'intermédiaire du câble de commande fait pivoter la fourchette. L'action de la fourchette la butée et le diaphragme, ce qui a pour effet de libérer le disque de l'appui du plateau presseur. Figure. 6.8.

La puissance du moteur n'est plus transmise au reste de la transmission, le conducteur peut sélectionner une vitesse.

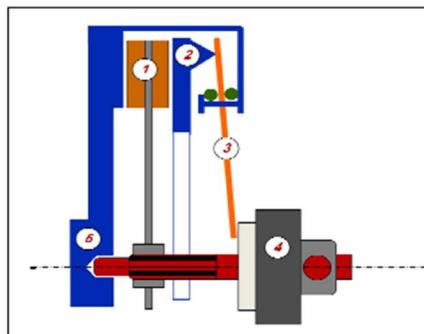


Figure. 6.8. Position débrayée. [7]

### **(B). Position embrayée**

Le conducteur a sélectionné une vitesse, il désire à présent transmettre la puissance du moteur au reste de la transmission pour faire évoluer le véhicule.

Le conducteur relâche progressivement la pédale d'embrayage, le câble, la fourchette, la butée et le diaphragme reviennent en position repos. La tension du diaphragme repousse le plateau presseur et le disque sur le volant moteur. Figure. 6.9.

Le frottement du disque se caractérise d'abord par un glissement, puis une adhérence complète avec le volant et le plateau presseur. La puissance est transmise au reste de la transmission.

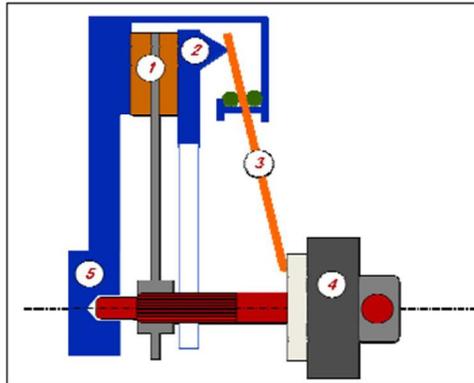


Figure. 6.9. Position embrayée. [7]

### **6.3. Les Freins:**

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

#### **6.3.1. Classification des freins:**

D'après l'organe de friction:

- ❖ à sabots
- ❖ à bandes
- ❖ à mâchoires
- ❖ à disques (de plus en plus utilisés)

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

#### **6.3.2. Qualités recherchées**

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

#### **6.3.3. Garnitures de freins**

Les calculs des garnitures sont basés sur la puissance spécifique: rapport de la puissance de freinage  $P_f(W)$  à l'aire totale de la surface frottante  $S (m^2)$

$$P_f = C_f \cdot \omega \quad \text{et} \quad P_s = (P_f / S)$$

#### **6.3.4. Freins à mâchoires**

- ❖ Meilleure vitesse de friction entre 15 et 20 m/s avec un contact de 110°.
- ❖ Phénomène d'auto-serrage.
- ❖ Inconvénient: absence de stabilité thermique.

**6.3.5. Freins à disques**, Figure. 6.10.

Surfaces de frottement planes et perpendiculaires à l'axe. Le disque est un cylindre de faible épaisseur et de grand diamètre. Le rapport entre D et d est au maximum de 0,7. Il est admis, pour le calcul des garnitures, dans des conditions normales d'utilisation, une usure de 1 mm pour un couple de  $15 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup> de garniture.

Les garnitures se présentent sous forme:

- ❖ Patins complets ou partiels.

**(A) Monodisques:**

**Etrier fixe:** plus robuste, moins déformable, forts moments de freinage.

**Etrier mobile:** possibilité de double commande mécanique et hydraulique. Peu sensible au voilage du disque.

**Disque mobile:** moins utilisé.

**(B) Multidisques:** les disques coulissent sur des cannelures. Fonction inverse aux embroyages, mais avec technologie semblable.

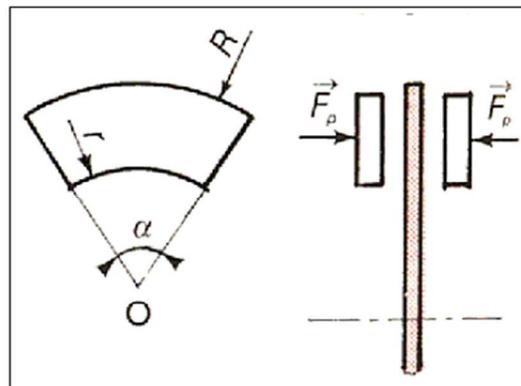


Figure. 6.10. Frein à disque. [7]

**6.3.5.Effort presseur  $F_p$  (N)**

$$F_p = \sum p \cdot Ds$$

$p$ : pression spécifique

$S$ : surface d'un contact

$$F_p = p (R^2 - r^2) (\alpha/2)$$

$\alpha$ : angle de la surface de pression (rad)

Couple de freinage  $C_f = F_p \cdot f \cdot R \cdot n$  ( $n$ : nombre de surfaces)

	$f = \text{tg } \varphi$	$t^\circ$	$p$ (bars)
tissée à sec	$0,25 < f < 0,4$	$80^\circ < t^\circ < 150^\circ$	$15 < p < 50$
moulée à sec	$0,2 < f < 0,4$	$120^\circ < t^\circ < 180^\circ$	$20 < p < 25$

**Cours de Construction mécanique S6 Licence**  
**Option : Construction Mécanique, Université de M'sila**  
**Dr: Ali Debih**

**Références**

N°	Auteur, Titre, Edition	Année
[1]	G.R. Nicolet. CONCEPTION ET CALCUL DES "ÉLÉMENTS DE MACHINES" Volume: 1,2 et 3, Fribourg	2006
[2]	J.F. Debongnie. CONCEPTION ET CALCUL DES ÉLÉMENTS DE MACHINES	2013
[3]	Georges HENRIOT. Engrenages Définition, dessin et calcul. Techniques de l'ingénieur, B 636	
[4]	H. Longeot et L. Jourdan. Construction Industrielle. Dunod	1982
[5]	André CHEVALIER. Guide pratique de la productique, HACHETTE Technique	2000
[6]	André Chevalier. Guide du dessinateur industriel, HACHETTE Technique	2004
[7]	F. Esnault, D. Coquard. "Transmission de puissance" Tome 2. Du moteur au récepteur, Dunod,	2018