

Jointes de cardan

par **Pierre GUIMBRETIERE**

Ingénieur de l'École spéciale de Travaux publics

Conseiller technique et scientifique GKN Glaenger-Spicer

1. Problèmes techniques	B 5 810 - 2
2. Étude cinématique	— 2
2.1 Rotation	— 2
2.2 Vitesses angulaires	— 3
2.3 Accélération angulaire	— 3
3. Statique d'un joint	— 4
4. Aptitude à la rotation	— 5
4.1 Hyperstaticité intrinsèque	— 5
4.2 Obtention de l'isostaticité	— 5
5. Squelettes des joints	— 5
6. Les technologies	— 6
6.1 Joint à croisillon	— 6
6.2 Joint à anneau	— 8
6.3 Joint à noix	— 8
6.4 Joint à dés	— 8
6.5 Autres solutions	— 9
7. Dynamique d'un joint	— 10
8. Rendement d'un joint	— 10
9. Utilisation d'un joint	— 10
10. La transmission	— 10
10.1 L'isostaticité	— 11
10.2 L'homocinétie	— 11
10.3 La technologie	— 12
10.4 Limites d'emploi	— 15
11. La demi-transmission	— 15
11.1 Homocinétie d'un ensemble demi-transmission et transmission	— 15
11.2 La technologie	— 15
11.3 Les contraintes	— 16
12. Domaines d'application et utilisation	— 17
13. Essais des transmissions	— 19
Références bibliographiques	— 19

Nous avons actuellement des dispositifs dont la vocation est :

■ pour une **suspension à la cardan**, d'assurer un mouvement à point fixe à deux degrés de liberté angulaire (c'est le cas du montage d'antenne de radar, du moteur cryogénique d'Ariane dont l'inclinaison du jet permet d'infléchir la trajectoire, etc.) ;

■ pour un **joint de cardan**, de transmettre de la puissance mécanique entre deux arbres concourants ou non et dont la position relative peut varier en cours de fonctionnement. Si les arbres ont la même vitesse angulaire, le joint aura un fonctionnement homocinétique.

Les qualités que l'on attend d'un joint d'entraînement sont :

- de s'adapter aux variations relatives de position tant linéaires qu'angulaires des arbres ;
- d'avoir un caractère homocinétique afin de ne pas être à l'origine de couple pulsé, source de vibrations ;
- d'amortir, voire d'isoler, les vibrations ;
- de ne pas générer de vibrations ;
- d'avoir un rendement le plus élevé possible ;
- d'être d'un entretien aisé, les pièces d'usure devant être facilement remplaçables ;
- de ne pas surcharger les liaisons, tant par les conditions de montage (l'ensemble devant être isostatique) que par un balourd dû à un manque d'équilibrage du joint.

Pour une meilleure compréhension de cet article, le lecteur pourra se reporter à l'article sur les joints homocinétiques dans ce volume.

La suspension dite à la **cardan** semble remonter au III^e siècle avant Jésus-Christ d'après Philon ; il faut attendre toutefois le XVI^e siècle pour avoir des certitudes lorsque G. Cardano (1501-1576) imagina le dispositif destiné à isoler les boussoles marines des oscillations des navires. I. Newton (1642-1727) l'utilisa pour suspendre un télescope. En 1664, le savant anglais R. Hooke déposa un brevet concernant la transmission de mouvement entre deux arbres concourants, qui s'inspirait de la réalisation de Cardano et fut donc à l'origine du *Hooke's joint* (dénomination consacrée en Grande-Bretagne et en ex-URSS), ou du **joint de cardan** (dénomination utilisée en France, en Italie, etc.), de l'**U joint** (Universal joint aux États-Unis).

1. Problèmes techniques

La situation technique (figure 1a) est la suivante : un arbre menant S_1 , lié au bâti ou carter S_0 par une liaison pivot d'axe Δ_{10} , doit entraîner un arbre mené S_2 lui-même lié à S_0 par une liaison pivot d'axe Δ_{20} . On est dans la situation simple où Δ_{10} et Δ_{20} sont concourants, donc contenus dans le plan de brisure, mais non alignés d'un **angle de brisure** α .

Le joint de cardan comprend deux pièces S'_1 et S'_2 , montées rigidement sur S_1 et S_2 , et une pièce intermédiaire S_3 telle que la liaison (S_3, S'_1) soit une **liaison pivot** (ou **liaison pivot glissant**) d'axe Δ_{13} généralement perpendiculaire à Δ_{10} , une même liaison d'axe Δ_{23} généralement perpendiculaire à Δ_{20} intervenant entre S_2 et S_3 ; souvent Δ_{23} et Δ_{13} sont perpendiculaires.

2. Étude cinématique

2.1 Rotation

Appelons θ_1 et θ_2 les angles de rotation, respectivement de S_1 et de S_2 .

Le schéma cinématique de la situation décrite précédemment est représenté sur la figure 1b. Nous allons, après avoir exprimé les composantes des unitaires $\vec{\Delta}_{13}$ et $\vec{\Delta}_{23}$, exploiter leur perpendicularité :

$$\vec{\Delta}_{13} = \sin \theta_1 \vec{x}_1 + \cos \theta_1 \vec{z}_0$$

$$\vec{\Delta}_{23} = \cos \theta_2 \vec{x}_2 - \sin \theta_2 \vec{z}_0$$

$$\text{d'où } \vec{\Delta}_{13} \cdot \vec{\Delta}_{23} = 0 = \sin \theta_1 \cos \theta_2 \vec{x}_1 \cdot \vec{x}_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2$$

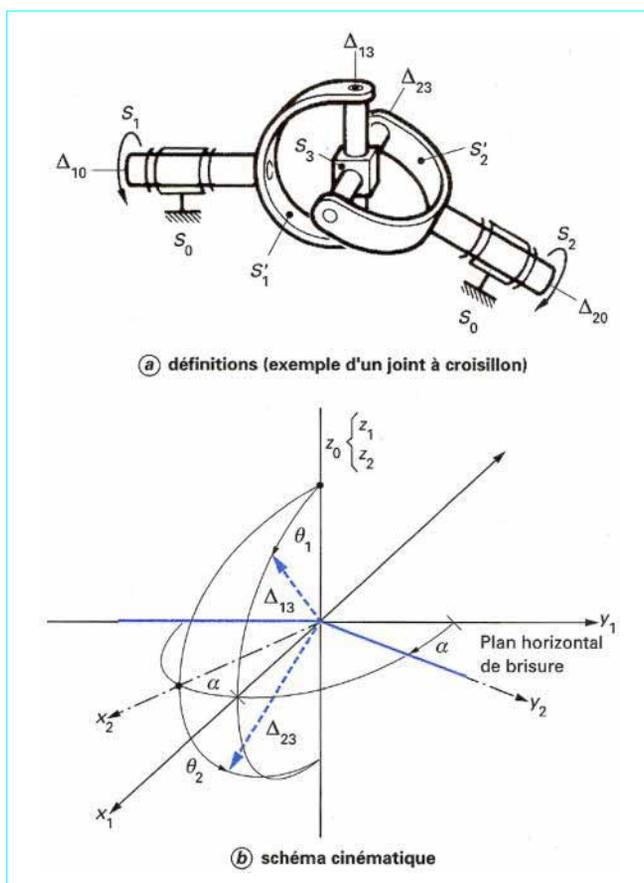


Figure 1 - Joint de cardan : situation technique

$$\text{Or } \vec{x}_1 \cdot \vec{x}_2 = \cos \alpha$$

$$\text{donc } \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \alpha - \cos \theta_1 \sin \theta_2 = 0 \quad (1)$$

$$\tan \theta_1 \cos \alpha = \tan \theta_2 \quad (2)$$

Ayant multiplié (1) par 2, on peut écrire :

$$[\sin(\theta_2 + \theta_1) - \sin(\theta_2 - \theta_1)] \cos \alpha - \sin(\theta_2 - \theta_1) - \sin(\theta_2 + \theta_1) = 0$$

$$\text{d'où } -\sin(\theta_2 - \theta_1) = \frac{1 - \cos \alpha}{1 + \cos \alpha} \sin[2\theta_1 + (\theta_2 - \theta_1)]$$

$$\text{Posons } \varepsilon = \theta_2 - \theta_1$$

$$-\sin \varepsilon = \frac{1 - \cos \alpha}{1 + \cos \alpha} \sin(2\theta_1 + \varepsilon) = \tan^2 \frac{\alpha}{2} \sin(2\theta_1 + \varepsilon)$$

De cette relation implicite, on trace la figure 2 qui représente l'évolution $\varepsilon = \theta_2 - \theta_1$ en fonction de θ_1 , pour différentes valeurs de

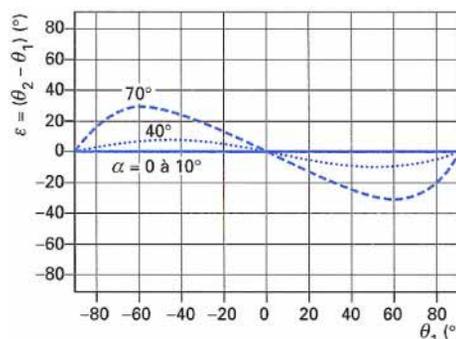
α ; ε s'annule pour $\theta_1 = k \frac{\pi}{2}$ quelle que soit la valeur de α .

Le maximum d'avance (ou de retard) est donné par :

$$|\sin \varepsilon_M| = \tan^2 \frac{\alpha}{2} \text{ pour } \theta_1 = (2k+1) \frac{\pi}{4} - \varepsilon$$

Pratiquement jusqu'à $\alpha = 25^\circ$ on peut utiliser la formule :

$$|\varepsilon_M| \approx 0,27 \alpha^2 \approx \frac{\alpha^2}{4}$$


 Figure 2 - Évolution de $\varepsilon = (\theta_2 - \theta_1)$ en fonction de θ_1 et α

α étant exprimé en degrés d'angle et ε_M en minutes d'angle.

Ainsi pour $\alpha = 6^\circ$, la variation n'excède pas 9', en avance et en retard, ce qui est de l'ordre de grandeur des jeux existant dans ce genre de mécanismes. Bien entendu, lorsque l'arbre S_1 a fait un quart de tour, à partir de $\theta_1 = k\pi/2$, l'arbre S_2 l'a fait également.

2.2 Vitesses angulaires

La dérivation de la relation (2) donne :

$$(1 + \tan^2 \theta_1) \omega_{10} \cos \alpha = (1 + \tan^2 \theta_2) \omega_{20}$$

$$\text{soit } \frac{\omega_{20}}{\omega_{10}} = \frac{(1 + \tan^2 \theta_1) \cos \alpha}{1 + \tan^2 \theta_1 \cos^2 \alpha} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \theta_1 \sin^2 \alpha} \quad (3)$$

Un joint de cardan n'est donc pas homocinétique puisque, à part pour $\alpha = 0$, le rapport ω_{20}/ω_{10} est différent de 1, sauf pour les valeurs particulières de θ_1 à savoir :

$$\theta_1^1 = \arctan \sqrt{\frac{1}{\cos \alpha}} = \arcsin \sqrt{\frac{1}{1 + \cos \alpha}}$$

La figure 3a représente l'évolution de ω_{20}/ω_{10} en fonction de θ_1 , pour différentes valeurs de l'angle de brisure α ; on trouve $\frac{1}{\cos \alpha}$ et $\cos \alpha$ comme maximum et minimum, lorsque $\theta_1 = (k+1) \frac{\pi}{2}$ et $k\pi$ respectivement.

À noter qu'une non-perpendicularité volontaire des pivots Δ_{13} et Δ_{23} , entre eux ou par rapport aux pivots Δ_{10} et Δ_{20} , dissymétrise les relations trouvées ci-dessus, mais en accentuant rapidement l'intervalle entre les valeurs maximales. Cependant, si cette non-perpendicularité est faible (2 à 3° par exemple) les surperturbations sont infimes (ce qui permet d'éviter de contrôler cette perpendicularité au cours de la fabrication des joints de cardan).

2.3 Accélération angulaire

Dans l'hypothèse où ω_{10} est constant, en supposant le joint de cardan infini (non déformable), on obtient (figure 3b) :

$$\frac{d\omega_{20}}{dt} = \frac{2 \sin^2 \alpha \cos \alpha \tan \theta_1 (1 + \tan^2 \theta_1)}{\omega_{10}^2 (1 + \tan^2 \theta_1 \cos^2 \alpha)^2} \quad (4)$$

Cette fonction, qui s'annule pour $\theta_1 = k \frac{\pi}{2}$, peut s'écrire :

$$\frac{d\omega_{20}}{d\dot{t}} = \frac{2 \tan \theta_1 (1 + \tan^2 \theta_1)}{(1 + \tan^2 \theta_1 \cos^2 \alpha)^2} \cos \alpha \sin^2 \alpha$$

Si α est faible (6° dans l'exemple pris ci-dessus), alors $\cos \alpha$, voire $\cos^2 \alpha \approx 1$ et la fraction devient :

$$\frac{2 \tan \theta_1 (1 + \tan^2 \theta_1)}{(1 + \tan^2 \theta_1)^2} = \frac{2 \tan \theta_1}{1 + \tan^2 \theta_1} = \sin 2 \theta_1$$

$\frac{d\omega_{20}}{d\dot{t}} \approx \sin 2\theta_1 \sin^2 \alpha$; donc l'accélération maximale γ_{20} s'écrit :

$$\gamma_{20} = \omega_{10}^2 \sin^2 \alpha \text{ pour } \theta_1 \approx (2k+1) \frac{\pi}{4}$$

En pratique, la question de l'homocinétisme ne s'arrête pas à la détermination de ε ; la cinématique cède le pas à la dynamique, comme nous le verrons ultérieurement.

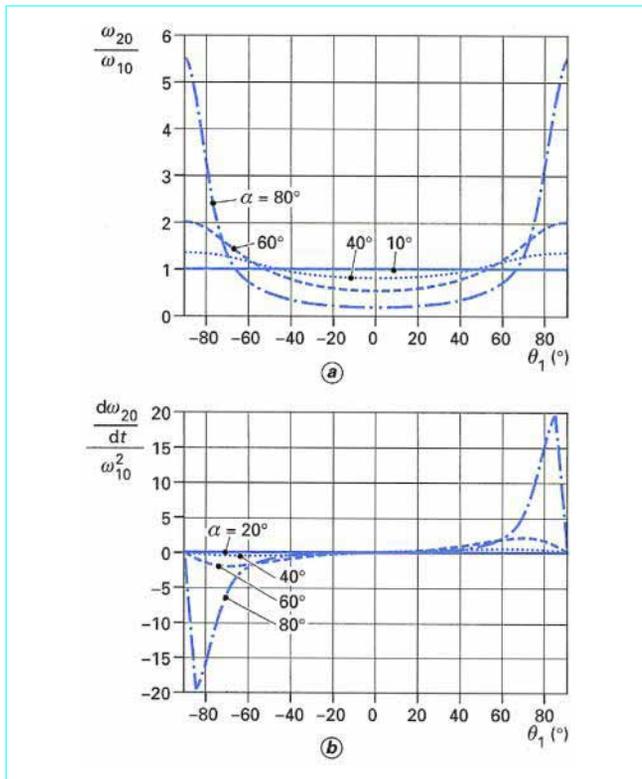


Figure 3 – Évolution, en fonction de θ_1 et de α , de ω_{20}/ω_{10} et de $d\omega_{20}/dt / \omega_{10}^2$ (avec ω_{10} constant)

3. Statique d'un joint

En application du théorème des déplacements virtuels, nous pouvons écrire :

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{\omega_{10}}{\omega_{20}}$$

C_1 et C_2 étant respectivement les valeurs des couples d'entrée et de sortie.

Pour C_1 donné et ceci deux fois par tour :

- C_2 est maximal, c'est-à-dire égal à $C_1/\cos \alpha$, pour $\theta_1 = k\pi$;
- C_2 est minimal, c'est-à-dire égal à $C_1 \cos \alpha$, pour $\theta_1 = (k+1)\frac{\pi}{2}$.

Les 2 vecteurs \vec{C}_1 et \vec{C}_2 ne sont pas opposés, leurs supports étant écartés de α .

L'équilibre du joint nous oblige à rechercher un, voire plusieurs vecteurs qui bouclent la chaîne des couples. Mais ces vecteurs ne doivent pas travailler ; ils seront donc perpendiculaires aux supports de C_1 et de C_2 . On peut montrer qu'il s'agit de deux vecteurs

tournant \vec{M}_1 et \vec{M}_2 (figure 4) et qui, de plus, sont perpendiculaires au pivot respectif auquel ils sont associés. L'extrémité Q du vecteur \vec{M}_1 décrit un cercle dont le diamètre est égal à $C_1 \tan \alpha$, d'où

$M_1 = C_1 \tan \alpha \cos \theta_1$. Le vecteur \vec{M}_1 (appelé couramment **moment complémentaire** M_1) a deux composantes : l'une, *pulsée*, dans le plan de brisure, l'autre, *alternative*, perpendiculairement au dit plan ; c'est l'arbre d'entrée qui devra supporter ces deux composantes.

Situation similaire pour le moment complémentaire \vec{M}_2 qui finalement agit sur l'arbre de sortie ; avec :

$$M_2 = C_2 \tan \alpha \sin \theta_2 \\ = C_1 \sqrt{1 - \sin^2 \theta_1} \sin^2 \alpha \tan \alpha \sin \theta_1$$

À tout moment nous avons $PQ \tan \theta_1 \cos \alpha = PQ \tan \theta_2$, ce qui est la formule (2) de la rotation.

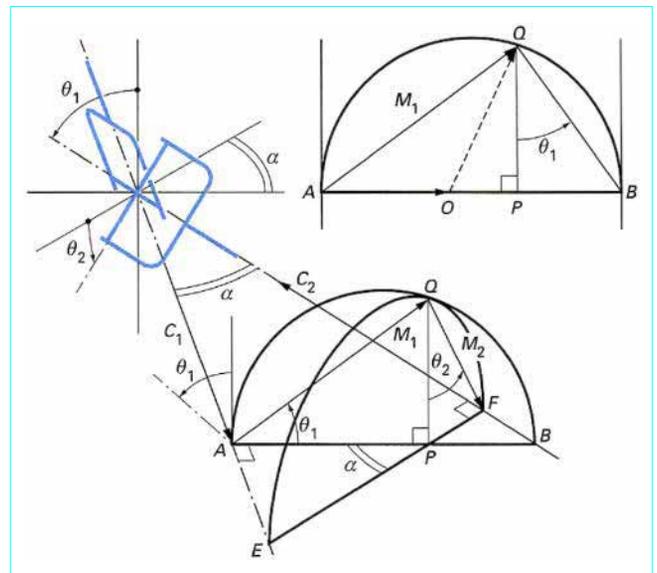


Figure 4 – Statique du joint de cardan et moments complémentaires

4. Aptitude à la rotation

4.1 Hyperstaticité intrinsèque

Replaçons-nous dans la situation décrite par la figure 1.

Pour tester l'aptitude à la transmission de mouvement, nous procédons par composition de mouvement :

$$\frac{S_0}{S_0} = \frac{S_0}{S_1} + \frac{S_1}{S_3} + \frac{S_3}{S_2} + \frac{S_2}{S_0}$$

\downarrow \downarrow \downarrow \downarrow \downarrow
 immobilité pivot pivot pivot pivot
 d'axe d'axe d'axe d'axe
 Δ_{10} Δ_{13} Δ_{23} Δ_{20}

S_0/S_1 se lit : le mouvement de S_0 par rapport au solide S_1 .

■ Si les liaisons d'axes Δ_{13} et Δ_{23} sont des **liaisons pivot**, la fermeture de chaîne se traduit au point O par :

$$\omega_{01} \vec{\Delta}_{10} + \omega_{13} \vec{\Delta}_{13} + \omega_{32} \vec{\Delta}_{23} + \omega_{20} \vec{\Delta}_{20} = \vec{0}$$

avec ω_{ij} désignant la vitesse angulaire du solide S_j par rapport au solide S_i , donc 4 inconnues cinématiques intervenant dans 3 équations. Le dispositif est apte à la transmission de mouvement sous la condition expresse de concours des axes mais la réalisation sera hyperstatique d'ordre 3, à savoir 2 en *transversal* et 1 en *longitudinal*. Ce schéma correspond en l'occurrence à un **joint centré fixe** qui, au niveau des pivots, comportera des **surfaces dites d'entraînement**, sur lesquelles agissent le couple et le moment complémentaire, et des **surfaces dites de centrage**.

■ Si les liaisons d'axes Δ_{13} et Δ_{23} sont des **liaisons pivot glissant**, on obtient cette fois :

$$\begin{cases} \omega_{01} \vec{\Delta}_{10} + \omega_{13} \vec{\Delta}_{13} + \omega_{32} \vec{\Delta}_{23} + \omega_{20} \vec{\Delta}_{20} = \vec{0} \\ v_{13} \vec{\Delta}_{13} + v_{32} \vec{\Delta}_{23} = \vec{0} \end{cases}$$

v_{13} désignant la vitesse de coulissement entre S_1 et S_3 le long de l'axe Δ_{13} et v_{32} entre S_3 et S_2 le long de l'axe Δ_{23} .

Cette fois, nous sommes confrontés à 6 inconnues cinématiques intervenant dans 5 équations indépendantes ; le dispositif est apte à la transmission de mouvement, le montage étant hyperstatique d'ordre 1, en longitudinal d'ailleurs. À ce schéma correspond matériellement un **joint non centré fixe** qui ne comporte plus de surfaces de centrage.

4.2 Obtention de l'isostaticité

Partant des 2 schémas décrits précédemment (§ 4.1) et l'isostaticité s'imposant, celle-ci sera obtenue soit en utilisant le type de joint le mieux adapté (par exemple en remplaçant un *joint centré* par un *joint non centré*), soit, indépendamment ou non, en sortant des conditions d'emploi retenues pour le schéma cinématique (figure 1b).

■ Considérons la figure 5a. Pratiquement le pivot Δ_{10} de l'arbre menant A se réalise à l'aide de deux paliers A_I et A_{II} , dont l'un est fixé axialement ; le pivot Δ_{20} de l'arbre mené B comporte deux paliers B_I et B_{II} placés sur le même socle que A_I et A_{II} . Le joint placé en O sera du type *non centré fixe*. On fait disparaître l'hyperstaticité

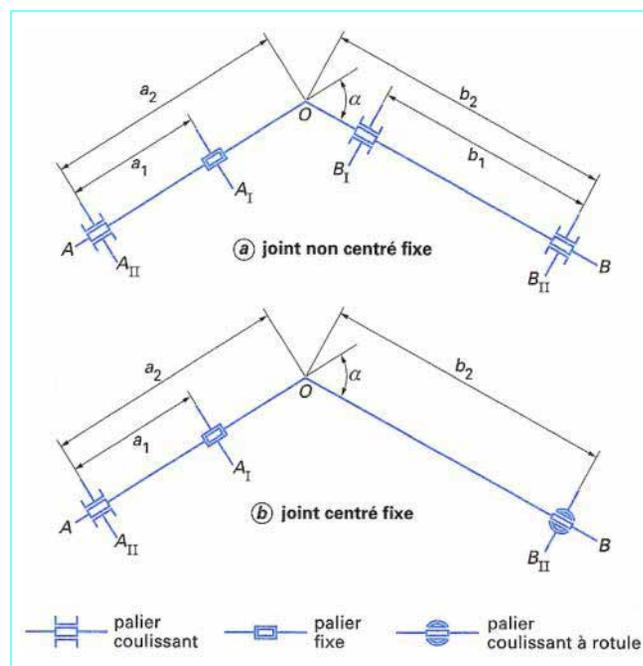


Figure 5 – Aptitude à la rotation d'un joint de cardan fixe

longitudinale en réalisant les paliers B_I et B_{II} , coulissants ; évidemment l'arbre B ne pourra entraîner le mécanisme qui intervient ensuite qu'à l'aide d'un dispositif adéquat, soit au minimum une **liaison glissière**.

■ Considérons la figure 5b. Nous retrouvons la même situation pour l'arbre A . Le joint placé en O est du type *centré fixe*. On fera disparaître l'hyperstaticité d'ordre 2 + 1 en remplaçant le pivot Δ_{20} de l'arbre B par un palier B_{II} à rotule (- 2) coulissant (- 1). On fera la même remarque que précédemment pour entraîner le mécanisme qui suit.

Nous serons amenés à rediscuter de l'isostaticité lorsque nous examinerons l'association de 2, voire de plusieurs joints de cardan dans une ligne motrice.

5. Squelettes des joints

De près ou de loin, tous les joints se rattachent à l'une des familles suivantes (figure 6).

■ Joint à croisillon

La pièce intermédiaire S_3 (figure 1a) existe en tant que croisillon à 4 tourillons, à savoir 2 tourillons opposés par pivot ; ces 4 tourillons réalisent les surfaces d'entraînement tant pour les joints non centrés que centrés ; pour ces derniers s'y ajoutent des surfaces de centrage.

■ Joint à anneau

La pièce intermédiaire est annulaire et les tourillons qui constituent les pivots sont solidaires des arbres menant et mené. Il y a possibilité d'existence de surfaces de centrage.

■ Joint à noix

La pièce intermédiaire, massive, est entaillée suivant deux plans orthogonaux. Chaque entaille, qui présente deux plans parallèles d'ailleurs peu éloignés l'un de l'autre, reçoit une palette, de forme

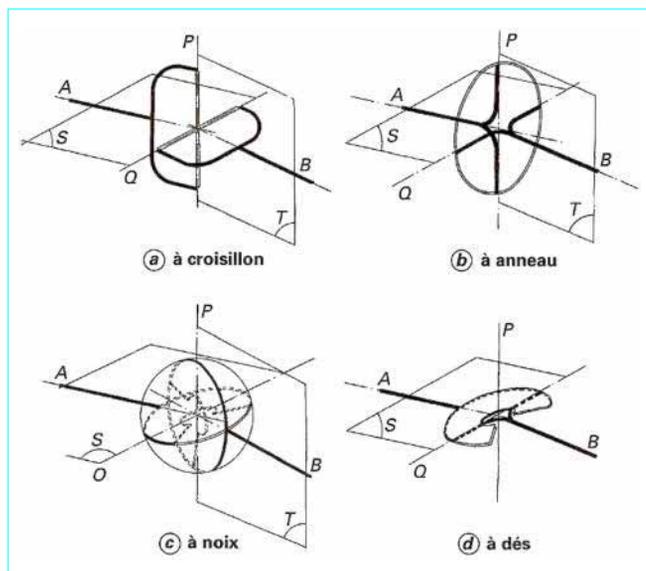


Figure 6 – Les quatre squelettes de joint

conjugée, liée à l'un des arbres à réunir ; cela constitue une **liaison plane** qui, ici, agira en surfaces d'entraînement. Quant au pivot lui-même, il est constitué par un petit cylindre, mâle dans l'entaille, femelle dans la palette. D'où l'obtention d'un **joint centré fixe**. En libérant les pivots, on réalise un **joint non centré non fixe** ; le joint est apte à la transmission de mouvement (§ 4), la noix présentant cependant des instabilités longitudinale et transversale limitées.

■ Joint à dés

Il ne comporte à la base qu'un seul pivot apparent, lié à l'un des arbres, qui permet une rotation autour de lui-même, mais qui peut se déplacer, en rotation par exemple, dans une entaille réalisée dans une pièce liée à l'autre arbre ; on a ainsi un **joint fixe centré**. Si, dans ce déplacement, on associe un glissement à la rotation, on obtient un **joint coulissant centré**.

6. Les technologies

Celles-ci sont largement spécifiques à chaque famille de squelettes retenue ; nous expliciterons d'abord, et plus profondément, le joint à croisillon qui est de loin le plus fabriqué.

6.1 Joint à croisillon

Il nécessite deux pièces, appelées mâchoires (matérialisant les deux arceaux S_1 et S_2 de la figure 1a) liées l'une à l'arbre menant S_1 , l'autre à l'arbre mené S_2 , à l'aide de moyens, connus en mécanique générale, n'intervenant pas dans la technologie du joint (figure 7) ; par exemple, les arbres reçoivent par cônes avec clavetage ou mieux par cannelures, une bride sur laquelle vient se centrer et se boulonner la mâchoire, dite alors **mâchoire à bride**. D'autres solutions sont possibles (§ 9).

Les oreilles des mâchoires (d'autant plus en porte à faux que le joint doit accepter d'angularité) réceptionnent les tourillons du croisillon S_3 grâce à des surfaces d'entraînement et à des surfaces de centrage. En fait (ce qui facilite d'ailleurs la mise en place, par

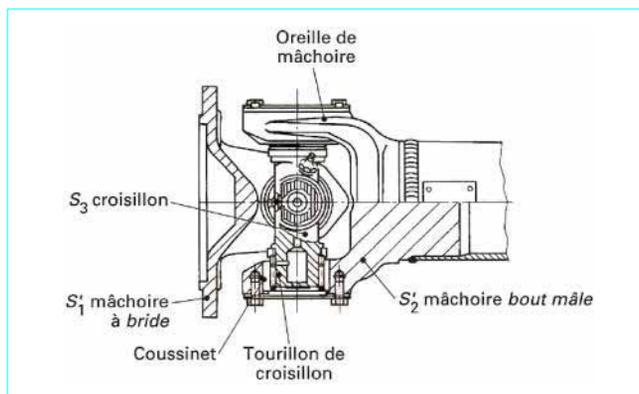


Figure 7 – Exemple d'un joint fixe centré à croisillon

basculement, des tourillons du croisillon dans les alésages réalisés à cet effet dans les oreilles des mâchoires), on interpose des coussinets entre les tourillons et les alésages (figure 8). À l'origine, il s'agissait de simples bagues en bronze ou en acier chromé ; de façon à améliorer le rendement des joints, on a essayé de remplacer le frottement de glissement par un frottement de roulement d'où la tentative d'utiliser des roulements à billes ; ce fut un désastre du fait de la capacité intrinsèque ridicule de tels roulements, dans l'espace disponible.

La solution moderne réside dans l'emploi de coussinets avec des corps de roulement tels que aiguilles ou rouleaux.

Actuellement, les **coussinets** sont des pièces borgnes :

- à **paroi épaisse**, obtenues par décolletage ou par extrusion, à partir d'un acier à bas carbone ; après cémentation et trempe, elles sont parachevées par rectification tant du fond que de la paroi latérale ;

- à **paroi mince**, obtenues par emboutissage d'un feuillard d'acier à bas carbone ; la pièce est ensuite carbonitrurée.

Suivant les applications, les coussinets reçoivent comme corps de roulement soit une couronne d'aiguilles ($\varnothing 2$ à 3,5 mm), soit une couronne de rouleaux ($\varnothing 4$ mm et plus).

Ces coussinets, emmanchés le plus souvent en force dans les alésages des mâchoires, sont sécurisés en place (figure 9) grâce à un circlip ou à une plaquette avec deux ou plusieurs vis, ou à un simple sertissage, voire à un anneau en plastique injecté, etc., toute solution qui autorise la réparation à faire effectuer, en principe, par un spécialiste.

Tant les **surfaces d'entraînement** (tourillon dans la couronne de corps de roulement du coussinet) que les **surfaces de centrage** (face d'extrémité de tourillon contre le fond intérieur du coussinet) seront placées au plus près du diamètre d'encombrement disponible, cela afin de mieux supporter les charges résultant de l'utilisation du joint et des conditions de montage, et d'obtenir automatiquement une pression de graissage maximale.

Ces surfaces ne peuvent accomplir leurs missions que si elles travaillent dans de bonnes conditions dont les essentielles à respecter sont données ci-après.

■ Coïncidence permanente des axes de tourillon et des axes des couronnes de corps de roulement

Pour les **surfaces d'entraînement** cela impose :

- un alignement, de fabrication, correct entre les deux alésages d'oreilles de la mâchoire et entre les deux tourillons opposés du croisillon ;

- une rigidité des mâchoires (en particulier de leurs oreilles) équivalente à celle des bras du croisillon, ce qui est matériellement impossible ; on tourne, en grande partie, la difficulté en acceptant une certaine déformation élastique des oreilles mais en utilisant des

coussinets épais possédant un alésage circulaire non cylindrique ; cet alésage sera obtenu par rectification, l'axe de rotation de la meule étant légèrement incliné par rapport à l'axe de rotation de la pièce, d'où la génération d'un hyperboloïde de révolution. Les aiguilles conservent l'intégralité de leur contact avec le tourillon et l'on voit même s'estomper les hyperpressions de Hertz, en extrémité de leur portée ; dans l'alésage du coussinet les pressions de Hertz sont plus ou moins recentrées en fonction des déformations instantanées des oreilles de la mâchoire, mais ces pressions restent encore inférieures à celles supportées par le tourillon. Les phénomènes habituels de brinellage voient leur apparition nettement reculée dans le temps.

Pour les **surfaces de centrage** nécessaires à la mise en position et au maintien des pièces du joint, et également pour supporter et transmettre les charges radiales non négligeables résultant de l'utilisation du joint (cas du *joint centré*), on doit prendre les mêmes précautions que pour les **surfaces d'entraînement** et on doit s'assurer, de plus, qu'il n'y a pas interférence, tant technologiquement que géométriquement, entre elles ; ainsi le jeu irréductible de tourillonement ne doit pas amener les surfaces de centrage à jouer un rôle quelconque dans la transmission du couple.

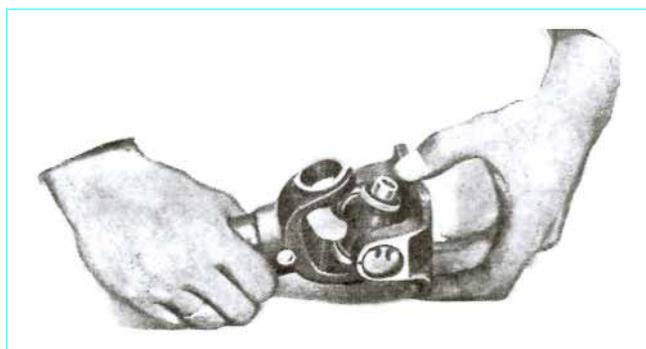


Figure 8 – Montage d'un joint de cardan par basculement du croisillon

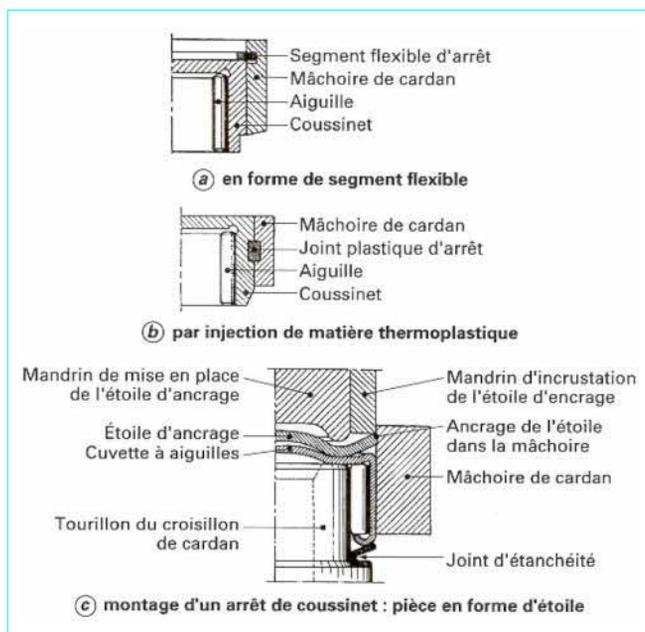


Figure 9 – Arrêt de coussinet

Plusieurs solutions sont actuellement retenues :

- une zone de contact, entre la face d'extrémité de tourillon et le fond de coussinet, limitée, voire localisée, au centre ou sur une couronne ;
- une zone de contact légèrement bombée sur une des pièces en contact (figure 10) ;
- l'interposition d'une rondelle flottante en matériau plastique renforcé de microbilles de verre.

Dans ces conditions, la tenue au couple, tant en statique qu'en fatigue, d'un joint amène à adopter :

- **pour le croisillon**, le forgeage d'une ébauche en acier peu allié de cémentation ; après traitement, on procède à la rectification des tourillons, qui doivent présenter les mêmes caractéristiques qu'une bague de roulement (état de surface, dureté, etc.), et des faces d'extrémité de ceux-ci ;
- **pour les mâchoires**, le forgeage d'une ébauche en acier que l'on traite de *masse* ou non, suivant les conditions d'emploi, et que l'on usine en veillant particulièrement à l'alignement des alésages d'oreilles ; en fait, ce qui importe le plus est le module d'élasticité qui devrait être le plus élevé possible. Pour des raisons économiques multiples, on cherche partout où on le peut à remplacer l'acier par une fonte, malléable perlitique ou à graphite sphéroïdal (comme cela a été le cas, dans le domaine agricole, il y a 40 ans déjà), alors que cette dernière possède un module plus faible que celui de l'acier (17 000 au lieu de 21 000 daN/mm²) et peut présenter des défauts d'aspect, de structure, voire de compacité. Enfin nous assistons actuellement à des tentatives d'emploi de l'aluminium ! Évidemment avec ces matériaux le dessin des mâchoires doit évoluer en conséquence (augmentation des sections, création de nervurage, etc.).

■ Lubrification correcte des tourillonements

À l'origine de la fabrication industrielle et jusqu'en 1940, les joints furent globalement rendus étanches, avec un *graissage à vie* ; on utilisa des gaines en cuir, en caoutchouc ou en matière synthétique ; puis des calottes métalliques sphériques avec lèvres frottantes (figure 11), qui permirent la relubrification périodique. Outre le fait que la masse de lubrifiant était importante, la fonction d'étanchéité devenait précaire à angle de brisure du joint élevé et l'évacuation des pertes énergétiques était difficile.

● **L'étanchéité d'un joint moderne doit permettre la perte subtile de lubrifiant tout en interdisant totalement la pénétration de matière étrangère.** Elle est basée sur trois principes :

- la continuité de matière constitue la meilleure étanchéité ;
- un joint d'étanchéité plan est de tous les joints le plus facile à réaliser ;
- les joints d'étanchéité doivent être disposés de façon à éviter les fuites par action centrifuge.

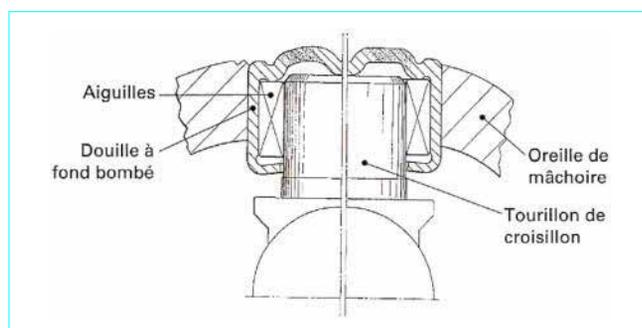


Figure 10 – Centrage d'un joint de cardan avec douilles à aiguilles

De plus, la relubrification doit être facilitée, avec garantie.

● La figure 12 représente l'une des techniques les plus évoluées qui, à partir d'un **coussinet à paroi épaisse** comporte deux particularités : une valve et une étanchéité par tourillon.

Chaque tourillon de croisillon possède son réservoir de lubrifiant de grande capacité, placé vers l'extérieur, et un canal de réalimentation en lubrifiant à partir d'un graisseur central, à une ou plusieurs têtes.

La **valve** est une petite pièce allongée réalisée en plastique. D'un côté, elle est enfilée avec un léger jeu dans le canal de réalimentation ; de l'autre, elle vient en butée dans le fond du coussinet ; elle présente de plus, au milieu de sa longueur, une paroi transversale mince (en forme de parapluie ouvert) qui s'ajuste diamétralement dans le fond de la cavité du tourillon.

L'**étanchéité** comporte un joint d'étanchéité en caoutchouc, à deux lèvres planes, corseté par un anneau en plastique de section en L. L'ensemble des deux pièces préassemblées est installé avec précontrainte à la base du tourillon, laquelle est au même niveau centrifuge que le fond de la cavité du tourillon. Lors de la mise en place du coussinet, la tranche plane du bec de celui-ci comprime légèrement l'étanchéité ; la branche latérale du L surplombe et protège la surface de travail entre la lèvre du joint d'étanchéité et le bec du coussinet ; c'est la seule zone d'étanchéité, dynamique, du système, par laquelle, d'ailleurs, on autorise la **perte subtile de lubrifiant** provoquée par une mise en surpression interne due à toute élévation de température de l'ensemble du croisillon.

Lors d'une **relubrification**, le jeu réduit entre le canal et la queue de valve amortit les crêtes de pression délivrées par l'installation de graissage ; le lubrifiant s'infiltre ensuite entre le parapluie et la paroi extérieure de la cavité et s'enroule sur lui-même immédiatement après ; le lubrifiant remplit la cavité en repoussant l'air mais sans en emprisonner ; une fois la cavité totalement remplie, le lubrifiant neuf chasse devant lui le lubrifiant usagé qui a été malaxé par les aiguilles, d'où son éjection procurant ainsi le nettoyage de la lèvre d'étanchéité.

La valve a un autre rôle : lors de l'utilisation, il y a élévation de la température de l'ensemble du joint de cardan et donc amollissement du lubrifiant ; dès l'arrêt, le lubrifiant a tendance à s'écouler du tourillon qui se trouve en position haute dans les autres tourillons, d'où assèchement de celui-ci ; cela est interdit par l'antiretour que constitue le parapluie de la valve.

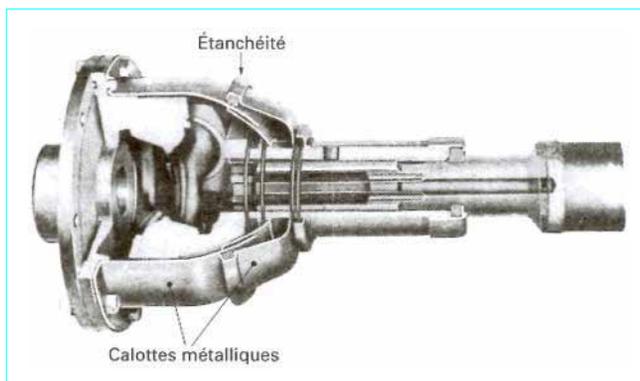


Figure 11 – Joint de cardan, ancien modèle, à étanchéité globale

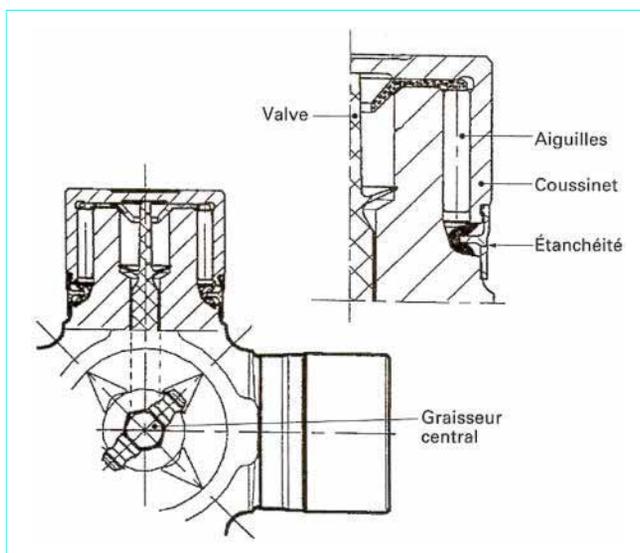


Figure 12 – Système de lubrification et d'étanchéité actuel d'un ensemble croisillon-coussinets

6.2 Joint à anneau

Il nécessite également deux pièces de jonction avec les arbres d'entrée et de sortie ; les pièces possèdent chacune deux tourillons opposés (figure 13). Ces tourillons, qui doivent présenter les mêmes caractéristiques que ceux d'un croisillon, reçoivent des coussinets qui sont alors enchâssés dans un anneau composé habituellement de deux pièces symétriques, boulonnées ou rivetées l'une à l'autre. Il est difficile d'obtenir, avec ce genre de technologie, toutes les qualités requises pour un joint de cardan.

6.3 Joint à noix

Généralement utilisé en petite mécanique voir en machines-outils, si les couples à transmettre sont faibles (figure 14). Les pièces sont en principe usinées partout et nitrurées. Ce joint nécessite une étanchéité globale s'il est utilisé en atmosphère non lubrifiante.

6.4 Joint à dés

À l'origine, deux dés (pièces parallélépipédiques) étaient enfilés sur les tourillons opposés du seul pivot réel, lié au premier arbre, et frottaient par leurs flancs sur deux surfaces planes parallèles constituant une entaille dans une pièce liée au second arbre ; les dés étaient maintenus et centrés par leur dos qui frottait sur une surface cylindrique circulaire, limitant l'entaille. Dans une autre réalisation les dés entraient en contact par leur dos avec deux surfaces parallèles entre elles et avec l'axe de la pièce liée au second arbre ; d'où un degré de liberté axiale bien souvent recherché.

Actuellement, le joint à dés est remplacé par un **joint (dit joint bipode) à deux galets**, soit un galet louvoyant par tourillon du pivot (figure 15) ; ces galets, extérieurement sphériques, roulent, emprisonnés, dans des gorges cylindriques, parallèles entre elles et à l'axe de la pièce liée au second arbre. Ce joint n'est que partiellement centré transversalement ; on doit donc ajouter un dispositif annexe : en général, deux calottes sphériques sur le pivot. Ce joint, à coulissement intégré de très bonne qualité, qui n'est pas sans rappeler la technique du joint tripode [1] dont il est en quelque sorte l'ancêtre, a été longtemps utilisé en automobile (§ 12).

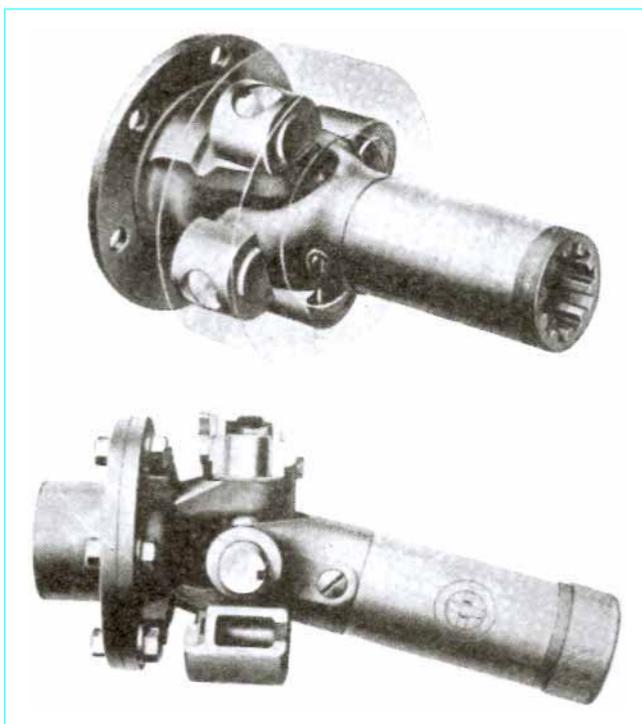


Figure 13 – Joint de cardan à anneau

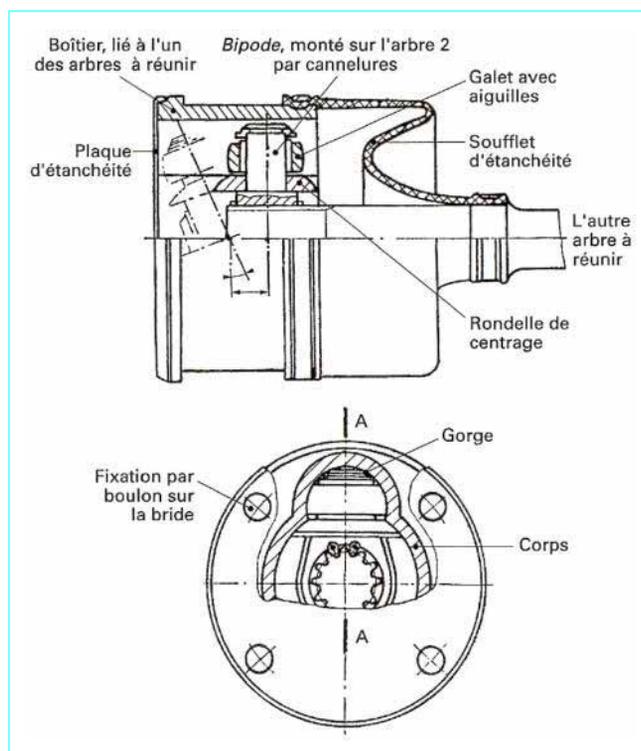


Figure 15 – Joint de cardan bipode



Figure 14 – Joint de cardan (simple et double) à noix

6.5 Autres solutions

Nous ne donnerons que deux exemples.

■ Joint à quatre sphères

Il dérive en principe du joint à anneau, chaque liaison pivot étant réalisée par l'emploi en parallèle de deux liaisons sphériques ou rotules ; deux rotules opposées sont solidaires de l'arbre menant, les deux autres l'étant de l'arbre mené. L'anneau, qui enserre les quatre rotules, est réalisé à l'aide de deux demi-coquilles, généralement en tôle, présentant chacune symétriquement quatre cavités hémisphériques, et réunies par rivetage. À noter les hyperstativités internes qui résultent de cette technologie.

■ Joint à élasticité(s) intégrée(s)

Pour un joint à croisillon ou à anneau, on remplace les coussinets intermédiaires par des coussins en caoutchouc. Pour le joint à quatre sphères (décrit ci-dessus), on interpose les coussins entre les rotules et les demi-coquilles. Ces coussins sont en général adhésifs sur les pièces métalliques entre lesquelles ils sont placés.

Les élasticités procurées existent soit pour autoriser des non-alignements, voire des déplacements relatifs, entre les arbres à réunir, tant en axial qu'en transversal, soit pour éliminer les hyperstativités internes ou externes, soit pour participer intentionnellement à la caractéristique torsionnelle de la chaîne motrice. Le caoutchouc travaillant soit en compression, soit en cisaillement, on doit faire attention aux élévations de température concomitantes, durant l'emploi.

7. Dynamique d'un joint

En dehors des forces et des couples dont l'équilibre a été étudié, il y a lieu de tenir compte de toutes les forces ou couples résultant du fait que le joint ou les pièces solidaires du joint ont une certaine masse ou un certain moment d'inertie et que ces différentes pièces sont animées d'une certaine vitesse (constante ou variable).

■ Force dite centrifuge

Elle intervient pour toutes les pièces excentrées (elles le sont toutes plus ou moins par suite des erreurs de construction) :

$$F_{ce} = M\omega^2 e \approx \frac{Pn^2 e}{900}$$

Ces forces rotatives ont une résultante tournante qui sollicite les paliers et dont la valeur est pratiquement de l'ordre du poids des pièces (avec les valeurs d'excentration normales).

Exemple : si nous partons de la formule simplifiée, pour $n = 5\,000$ tr/min, nous obtenons $F_{ce} \approx P$ pour une excentration $e = 0,035$ mm.

La force centrifuge intervient aussi sur les pièces oscillantes, comme le croisillon ou l'anneau, pour créer un couple alternatif qui charge les coussinets. Il s'y ajoute un effet gyroscopique, surtout dans le cas du joint à anneau (dont le moment d'inertie est relativement important par rapport à un croisillon). En fait, les conséquences peuvent en être ignorées, les charges sur les tourillons étant négligeables par rapport à celles dues au couple à transmettre.

■ Effets de l'inertie

Ils se font sentir sur toutes les pièces dont la vitesse est variable :

— **la pièce intermédiaire qui oscille** : le couple résultant de cette oscillation, en dehors de toute question de rotation, est très faible en particulier dans le cas du croisillon ;

— **l'arbre de sortie**, avec la mâchoire associée, dont la vitesse ω est variable (le problème est évoqué dans les paragraphes 10 et 11).

8. Rendement d'un joint

Celui-ci dépend de la structure adoptée et de la qualité de réalisation. Un joint de cardan à croisillon avec tourillonnement sur aiguilles (§ 6.1) a, dans des conditions standards de fonctionnement (par exemple 4° à $3\,000$ tr/min), un rendement supérieure à 99,9 %, qui ne se dégrade d'ailleurs pas à l'usage. Ce rendement diminue très légèrement avec l'augmentation de l'angle de travail et de la vitesse de rotation. Il est normalement indépendant de la valeur du couple transmis avec cependant une chute nette à couple faible et à couple très élevé.

On a souvent cherché à le déterminer par calcul ; malheureusement cela exige de nombreuses hypothèses sur les paramètres intervenant pour la détermination des pertes au niveau des différentes surfaces de frottement : entraînement, centrage et étanchéité. On se contente donc de procéder par essais que seuls des spécialistes peuvent tenter de mettre en œuvre.

9. Utilisation d'un joint

Si l'angle de brisure et/ou si la vitesse de rotation sont faibles (2° à $2\,500$ tr/min par exemple), l'utilisation en solo d'un joint de cardan est tout à fait possible. En général, les arbres menant et mené sont du type pivot, tout en se référant à un bâti non commun. Des applications ont été réalisées et utilisées pendant des années dans l'industrie automobile ; deux exemples sont fort connus :

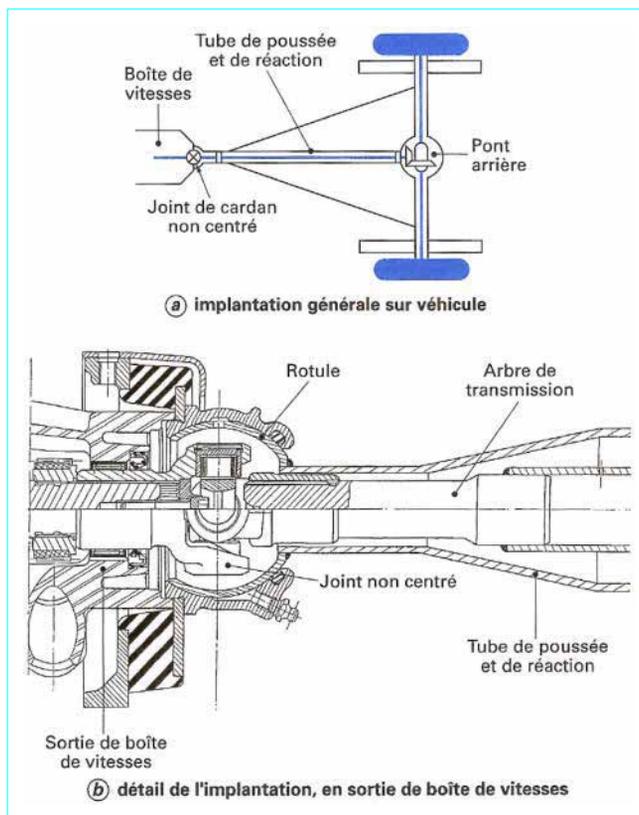


Figure 16 – Utilisation d'un joint de cardan en solo

■ **Joint non centré placé dans une rotule, située en sortie de boîte de vitesses, sur laquelle prend appui et s'articule le tube de poussée et de réaction de l'essieu arrière moteur** des véhicules Peugeot 203, et successeurs : le joint (figure 16) entraîne, par cannelures coulissantes, un arbre, centré dans le tube, qui attaque le pignon du pont arrière moteur.

■ **Joints placés, de part et d'autre du pont différentiel d'un groupe motopropulseur arrière, dans des rotules servant d'articulation en suspension des roues motrices** : les joints entraînent, par cannelures coulissantes, les arbres de roue (exemple, les 4 CV, Dauphine, etc., chez Renault).

Pour des raisons diverses, un **joint de cardan centré en solo** pose toujours des problèmes d'hyperstaticité qu'il est obligatoire de résoudre ; les solutions sont diverses mais toutes sont complexes.

10. La transmission

C'est sous cette forme que les joints de cardan sont la plupart du temps utilisés (figure 17).

On appelle **transmission** un organe mécanique destiné à assurer l'entraînement (en rotation et sous couple) d'un arbre mené à partir d'un arbre menant (les deux arbres prenant, dans certaines limites, des débattements relatifs quelconques) et comprenant deux joints de cardan *centrés* réunis par un arbre, généralement tubulaire, et un dispositif dit de coulissement.

10.1 L'isostaticité

Elle est obtenue par :

— la confusion et l'élimination de l'hyperstaticité axiale des deux joints, grâce à une liaison *glissière* ; il s'agit du **dispositif de coulissement** ;

— l'élimination des deux hyperstaticités transversales de chacun des joints, du fait de la possibilité de rotation offerte, pour chaque joint, par les deux pivots de l'autre joint ; la stabilité impose alors que les deux joints soient *centrés*.

10.2 L'homocinétié

Elle est en principe toujours recherchée.

10.2.1 Situation générale

Le premier cardan entraîne la relation cinématique connue (2) : $\tan \theta_1 \cos \alpha = \tan \theta_2$, d'où la loi $\omega_{20} = g(\omega_{10})$.

Le second cardan est monté de sorte que la fonction inverse soit réalisée :

$$\begin{array}{ccccc} \text{Arbre 1} & \xrightarrow{g} & \text{Arbre} & \xrightarrow{g^{-1}} & \text{Arbre 3} \\ & \omega_{20} = g(\omega_{10}) & \text{Intermédiaire} & \omega_{30} = g^{-1}(\omega_{20}) & \\ & & & = g^{-1}[g(\omega_{10})] = \omega_{10} & \end{array}$$

Dans le cas d'axes de position relative quelconque, on peut procéder conformément à la figure 18. Δ_{10} et Δ_{30} sont respectivement les arbres d'entrée et de sortie ; A est l'origine du repère (x, y, z) et B un point de Δ_{30} tel que :

$$(\vec{\Delta}_{10}, \vec{AB}) = (\vec{BA}, \vec{\Delta}_{30})$$

$$\text{d'où} \quad \vec{\Delta}_{10} \cdot \vec{AB} = \vec{BA} \cdot \vec{\Delta}_{30} \quad (5)$$

ce qui nous montre que, A étant choisi, il y a un point B et un seul situé à l'intersection de $\vec{\Delta}_{30}$ et du plan passant par A et perpendiculaire à $\vec{\Delta}_{10} + \vec{\Delta}_{30}$ car la relation (5) est équivalente à :

$$(\vec{\Delta}_{10} + \vec{\Delta}_{30}) \cdot \vec{AB} = 0$$

d'où la perpendicularité annoncée.

On peut alors calculer l'angle β du dièdre d'arête AB déterminé par les plans $(\vec{\Delta}_{10}, \vec{AB})$ et $(\vec{AB}, \vec{\Delta}_{30})$. Cet angle β est égal au déphasage, **sur l'arbre intermédiaire**, de la fourche située en B par rapport à celle située en A.

De cela, il résulte que **cinématiquement deux conditions s'imposent** :

- celle de réalisation de la transmission avec l'angle de déphasage β ci-dessus déterminé ;
- celle d'emploi (ou de montage) : les angles de brisure aux deux joints devant être égaux.

10.2.2 Situation particulière

Elle découle du fait que les arbres menant et mené sont coplanaires, d'où un déphasage β de fabrication nul ; la seconde condition subsiste et l'on adoptera, à l'utilisation, l'une des deux solutions suivantes (figure 19), dites :

- **en triangle isocèle**, les deux arbres étant concourants ;
- **à angles alternes internes égaux**, les deux arbres étant parallèles.

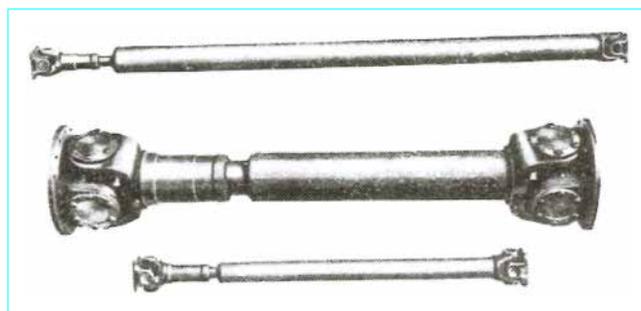


Figure 17 - Exemples de transmissions

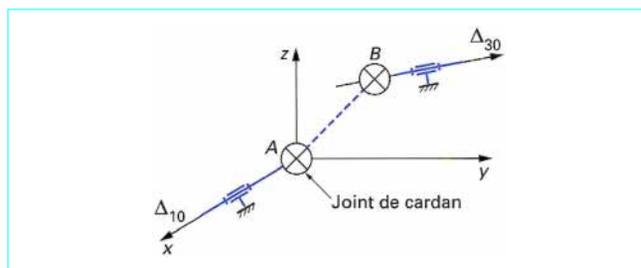


Figure 18 - Position quelconque des arbres pour une association de joints de cardan

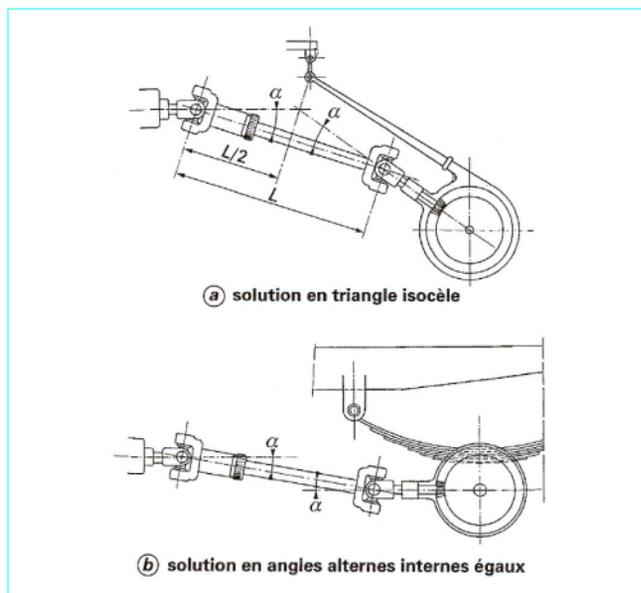


Figure 19 - Les deux solutions pour la situation particulière

10.2.3 Choix de la solution

Hors le cas de la production en grande série d'une transmission, pour l'automobile par exemple, qui autorise, après étude et essais poussés, l'emploi de la solution exigée par la situation dite générale (§ 10.2.1), on adopte toujours l'une des deux solutions dites particulières.

Mais il ne faut pas oublier qu'une transmission, même cinématiquement parfaite, peut ne pas l'être dynamiquement ne serait-ce que parce qu'elle possède une masse plus ou moins importante, placée entre les deux joints, qui, elle, tourne de façon hétérocinétique ; cette partie centrale est soumise à des accélérations-décélérations, provoquées par l'angle aux joints, dont la valeur crête peut être exprimée (§ 2.3) par la formule simplifiée $\gamma_M = \omega^2 \alpha^2$. La pratique conduit à se donner, pour chaque type d'application et pour chaque dimension de transmission (donc d'inertie), une **valeur limite** K (en rad/s^2) :

$$K = 3,34 \times 10^{-6} n^2 \alpha^2$$

(avec n en tr/min et α en degrés d'angle),

constituant une frontière, si l'on ne veut pas, pour la partie centrale d'une transmission par ailleurs homocinétique (avec 5 degrés d'angularité par joint, à une vitesse de rotation $n = 5\,000$ tr/min par exemple), une accélération supérieure à $2\,000$ rad/s^2 (figure 20) ; d'où une hyperbole :

$$k = \omega \alpha, \text{ avec } k = \sqrt{K}$$

qui limite la zone d'emploi.

Par ailleurs, si les arbres à réunir se déplacent relativement (ce qui est le cas le plus fréquent), les notions d'égalité des angles de brisure entre les deux joints et de coplanéité entre les dits arbres se trouvent altérées plus ou moins transitoirement, d'où risque de vibrations ; c'est en particulier le cas avec la solution dite en triangle isocèle.

Dans le cas, assez général d'ailleurs, où la transmission n'est pas exactement homocinétique, la méthode de la valeur limite K s'applique tant pour la partie centrale de la transmission (en prenant alors comme angularité de joint celle du joint qui est lié avec la plus grande inertie extérieure) que pour la transmission complète en adoptant comme angularité la valeur de l'angle du **joint équivalent** ; cette dernière indication vaut donc également pour l'emploi d'un joint de cardan, en solo ou en demi-transmission.

10.3 La technologie

Dans une version très classique, une transmission comporte (figure 21) : une mâchoire dite à *bride*, un ensemble croisillon avec ses 4 coussinets dénommé *bloc croisillon*, une mâchoire dite à *coulisse*, un embout coulissant, un tube, une mâchoire dite à *bout mâle*, un second *bloc croisillon* et une seconde mâchoire à *bride*.

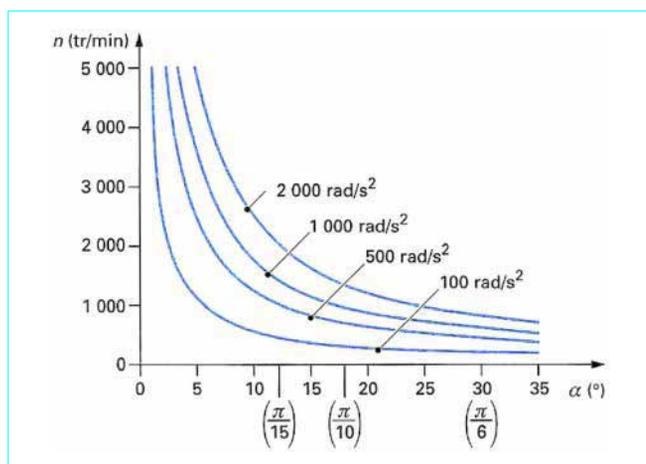


Figure 20 – Accélération angulaire (en fonction de la vitesse de rotation et de l'angle de brisure) après un joint de cardan, réel ou équivalent

On peut étudier la transmission, fonction par fonction :

10.3.1 Joints de cardan

Leur constitution a déjà été examinée (§ 6). Leurs connections possibles avec les arbres menant et mené se regroupent en deux familles.

■ Famille dite à bride

Elle comporte deux variantes principales :

— dans l'une, l'entraînement s'effectue par adhérence entre les deux surfaces planes en vis-à-vis (celle de la bride et celle de la mâchoire à bride), ce qui exige un diamètre de bridage important et un nombre conséquent de boulons d'où des temps d'assemblage longs, voire des risques de mauvais serrage ;

— dans l'autre, les surfaces en vis-à-vis présentent des cannelures frontales (en général deux familles de cannelures croisées de façon à obtenir un bon centrage de la mâchoire à bride par rapport à la bride montée sur l'arbre), ce qui permet une nette réduction du diamètre de la bride et du nombre de boulons à serrer.

Pour ces deux variantes, la raideur et la tenue au couple (intrinsèques) de la mâchoire à bride doivent ignorer ce que peut éventuellement apporter la bride.

■ Famille dite à end yoke

Elle comporte également deux variantes principales :

— dans l'une, les coussinets, quasi classiques, se logent dans les demi-alésages d'oreilles, en porte à faux, de la bride et y sont maintenus par des linguets de natures diverses ;

— dans l'autre, les coussinets, munis de patins (figure 22), s'appliquent sur la bride, sont entraînés par tenon et mortaise (et reçoivent un centrage) ou par cannelures frontales, et y sont maintenus par vis.

Dans les deux cas, on recherche l'allègement de la transmission, le rapprochement du centre de joint vers l'arbre, la réduction de l'angle de brisure du joint, la diminution du coût de la liaison, etc., toutes bonnes raisons qui ne sont pas toujours satisfaites.

10.3.2 Dispositif de coulissement

Il est destiné à assurer, au montage, la mise à la longueur de l'organe et à éviter ensuite, autant que faire se peut, toute contrainte axiale résultant des débattements et des microdébattements des arbres menant et mené (figure 23).

On utilise généralement des **cannelures mâles et femelles**, mais on abandonne progressivement les cannelures à flancs droits en faveur des cannelures dites en développantes, cela pour des raisons de coût de fabrication ; les cannelures femelles sont obtenues par brochage et les cannelures mâles par fraisage, par martelage voire par extrusion. La précision d'ajustement entre cannelures mâles et femelles est alors moindre qu'avec l'ancien système qui permettait la rectification des flancs et du diamètre extérieur des cannelures mâles.

La **mâchoire à coulisse**, en acier ou en fonte, est brochée.

L'**embout coulissant**, en acier, est en général traité par induction tant sur les cannelures que sur le collet qui raccorde celles-ci au diamètre d'accostage avec le tube ; pour des questions de rigidité en torsion, on cherche à augmenter le plus possible le diamètre du collet et aussi le diamètre des cannelures.

Le coefficient de friction acier sur acier, même avec lubrification, tend à interdire tout déplacement axial entre la mâchoire à coulisse et l'embout si l'effort axial développé par les arbres à réunir est insuffisant ; des parachèvements, tels la *phosphatation de glissement*, l'emploi de MoS_2 , etc., facilitent tout au plus le rodage.

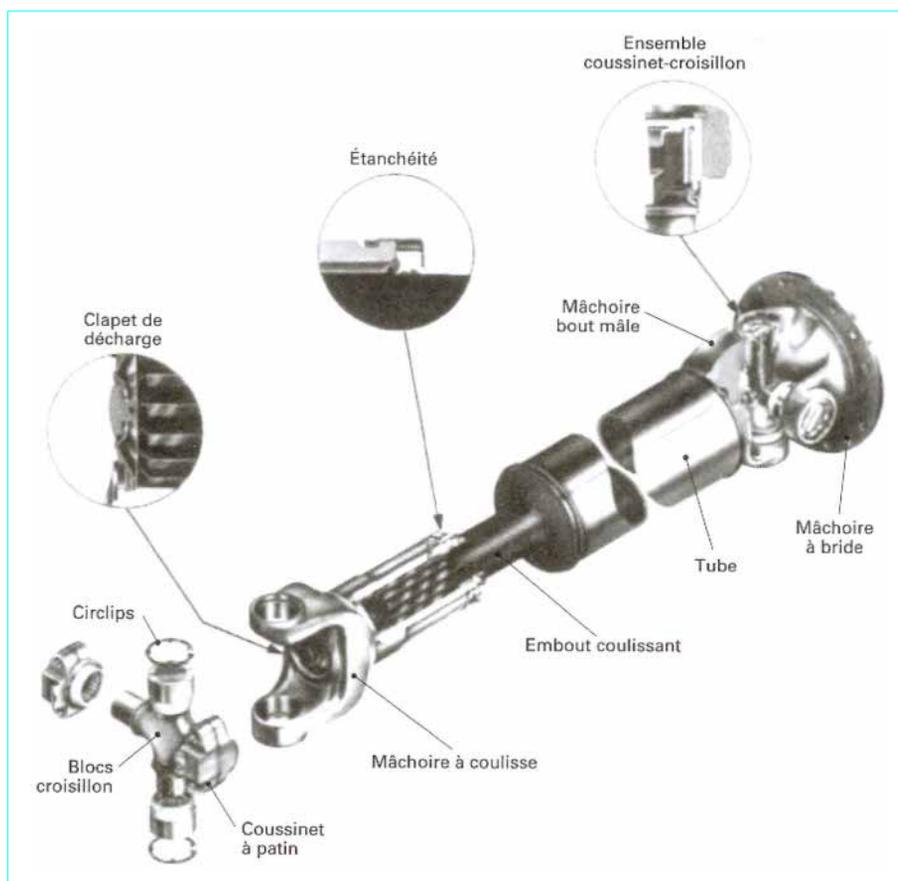


Figure 21 – Exemple de transmission

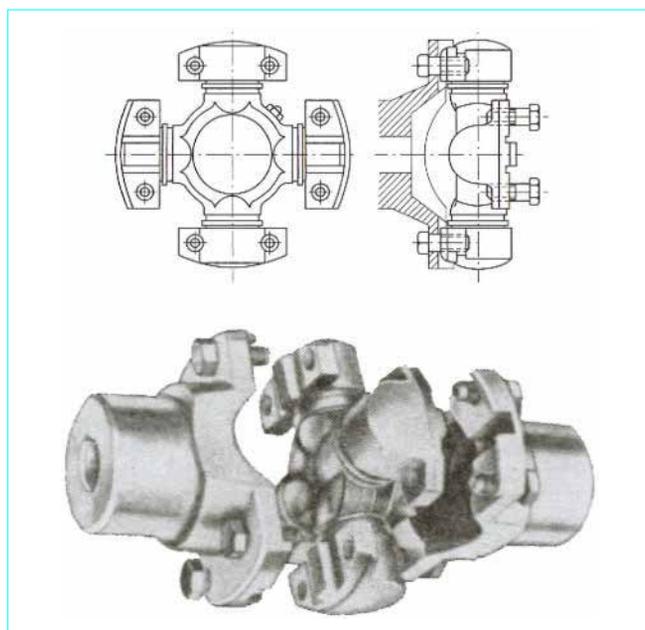


Figure 22 – Fixation dite à end yoke : solution à patins

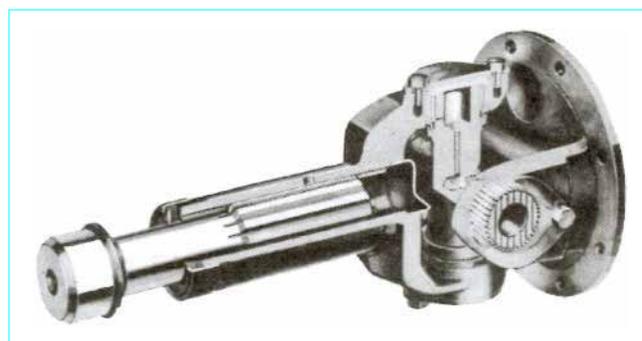


Figure 23 – Joint de cardan coulissant avec ses cannelures

Actuellement, il est universellement admis qu'il est nécessaire de recouvrir l'une des deux cannelures en présence d'une mince couche de polyamide (du *Rilsan* en général) ; le graphique (figure 24) montre le gain obtenu au point de vue coefficient de friction ; le seuil de refus de coulissement est atténué mais non annulé.

Il y a continuellement variation de volume dans l'enceinte du dispositif de coulissement ; d'où l'utilisation d'une valve, en général située entre les oreilles de la mâchoire à coulisse (et nécessité d'une relubrification périodique) et d'une étanchéité coulissante sur le collet de l'embout.

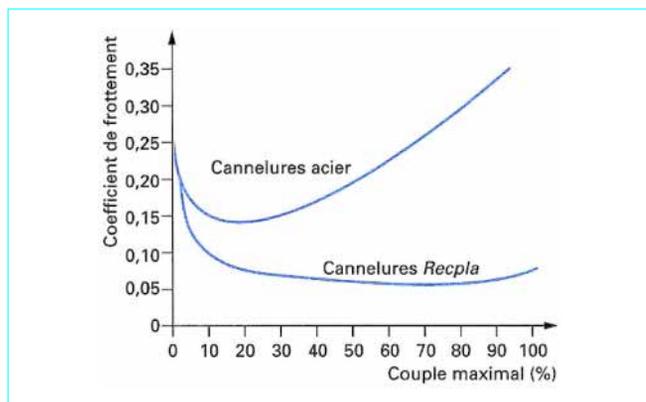


Figure 24 – Coefficient de frottement entre cannelures recouvertes ou non de Rilsan (procédé Recpla)

10.3.3 Arbre intermédiaire

Il relie entre eux les deux joints de cardan de façon à couvrir la distance existant entre les arbres menant et mené et il véhicule la puissance à transmettre (c'est-à-dire un couple associé à une vitesse de rotation) de l'un à l'autre.

Pouvant être un simple arbre, pour les applications tournant à très faible vitesse, l'**arbre intermédiaire est**, pour des raisons diverses (dont la standardisation), **généralement tubulaire et en acier**. Il sera d'abord calculé très simplement à la torsion en tenant compte du cahier des charges de l'utilisateur : macro-évolutions et micro-évolutions du couple en fonction du temps, garanties, etc. ; puis il intervient, évidemment, dans la détermination de la vitesse critique de la transmission. Toutes choses égales par ailleurs, un arbre en rotation fléchit d'autant plus que la vitesse de rotation est élevée ; la flèche devient infinie lorsque la vitesse atteint la vitesse dite *critique* ; si, par une accélération considérable, il n'y a eu ni rupture ni déformation lors du passage à la vitesse critique, la flèche décroît ensuite.

On démontre que cette **vitesse critique** correspond au premier mode propre de vibration en flexion. Pour le déterminer diverses méthodes mathématiques et d'essais sont disponibles, tout du moins pour des éléments simples, tel un tube. En pratique cela est beaucoup plus complexe et on adopte, par exemple, la méthode de la frappe au marteau d'impact qui permet de mettre en évidence, en plus de cette vitesse critique, de nombreux autres modes de vibrations et/ou de respiration qui, heureusement, sont souvent condamnés dès que le tube est incorporé dans la transmission.

Une **transmission est un système très complexe** ; en principe, il faut l'analyser à chaque étape de son élaboration, c'est-à-dire du simple tube jusqu'à la transmission montée sur véhicule. Pour le tube, par exemple, on s'appuie sur la théorie des poutres droites en appuis libres supportant des charges continues variables (ici forces d'inertie fonction de la vitesse et de la coordonnée longitudinale) et on établit une équation de la forme :

$$EI\lambda^{IV} - m\omega^2(\lambda + \varepsilon) - p = 0$$

- avec E module d'élasticité longitudinale,
 I moment d'inertie de la section (axial),
 λ déformée à l'abscisse x ,
 λ^{IV} dérivée quatrième de la déformée par rapport à x ,
 m masse linéique du matériau,
 ω vitesse angulaire de rotation,
 ε excentration d'origine,
 p poids linéique (n'intervient qu'à faible vitesse)

que l'on intègre pour trouver λ , en utilisant quatre constantes imposées par $\lambda_0 = 0$, $\lambda'_{1/2} = 0$, $\lambda''_0 = 0$ et $\lambda'''_{1/2} = 0$

Seule la **valeur maximale de la déformée** λ nous intéresse, à savoir :

$$\lambda_M = \left(\frac{g}{\omega^2} + \varepsilon \right) \left[\frac{1}{2 \operatorname{ch} \frac{s\ell}{2}} + \frac{1}{2 \cos \frac{s\ell}{2}} - 1 \right]$$

avec $s = \sqrt[4]{\frac{m\omega^2}{EI}}$ et ℓ longueur entre appuis,

$$\lambda_M = \infty \text{ pour } \frac{s\ell}{2} = \frac{\pi}{2}$$

soit $s^4 \ell^4 = \frac{m\omega_c^2 \ell^4}{EI} = \pi^4$

$$\text{d'où } \omega_c^2 = \frac{EI}{m\ell^4} \pi^4$$

et $\omega_c = \frac{\pi^2}{\ell^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}$ (en rad/s),

La **vitesse critique théorique de rotation est** :

$$n_c = \frac{30\pi}{\ell^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \text{ (en tr/min).}$$

Pour un **tube** de diamètres extérieur D et intérieur d :

$$\frac{EI}{m} = \frac{D^2 + d^2}{16} \frac{g}{\delta} E$$

$$\text{d'où } n_c = \frac{30\pi\sqrt{g}}{4} \sqrt{\frac{E}{\delta}} \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{\ell^2} = 73,5 \sqrt{\frac{E}{\delta}} \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{\ell^2}$$

Si l'on pose $D' = D - e =$ diamètre moyen du tube, alors :

$$n_c \approx 100 \sqrt{\frac{E}{\delta}} \frac{D'}{\ell^2}$$

À partir des résultats théoriques, on peut tracer la courbe λ en fonction de la vitesse de rotation pour une dimension de tube donnée : sur banc d'essais, on relève les flèches λ prises par le dit tube, monté en transmission, au milieu de sa longueur. On constate, par comparaison, une grande différence entre ces deux résultats.

On se limite, en pratique, à une déformation élastique maximale de 1 mm au milieu du tube, à la vitesse maximale exigée par l'utilisation.

10.3.4 Assemblage et parachèvement

La liaison d'un tube avec l'embout coulissant, d'une part, et avec la mâchoire bout mâle, d'autre part, s'effectue par soudure, toutes les pièces étant en acier. On adopte soit la soudure à l'arc, protégé ou non, le tube ayant été au préalable emmanché sur des prolonges de l'embout et de la mâchoire, soit la soudure frontale réalisée par friction, ou autre système. En général, on procède à un redressage, à la presse, d'abord de l'ensemble avant soudure, puis du tube après soudure.

Après assemblage, il faut parachever la transmission de façon à répondre aux exigences de l'utilisateur ; parmi celles-ci, on trouve, en premier lieu, la garantie que la transmission ne sera pas la source de vibrations et, en particulier, de vibrations transversales ; c'est pourquoi, sauf applications très banales, on procède en général à une opération d'équilibrage dynamique. L'**équilibrage dynamique** (dit **équilibrage deux plans**) consiste alors à placer l'axe principal d'inertie longitudinal de la transmission en coïncidence avec l'axe de rotation géométriquement déterminé par les centrages (ou ce qui en tient lieu) des mâchoires à bride, grâce à l'adjonction (ou au retrait) de masses adéquates dans deux plans situés le plus près possible

des joints. Cela s'effectue, sur des machines spéciales, d'autant plus aisément que les jeux, inévitables, dans les deux joints et dans le coulisement sont plus faibles, que l'on se trouve plus loin de la vitesse critique de flexion et que les différentes pièces, constituant la transmission, auront été au préalable statiquement équilibrées.

Quant aux **conditions d'équilibrage sur machine**, elles devront correspondre aux conditions d'emplois susceptibles d'être les plus contraignantes ; il y a là une marge d'appréciation que seuls les spécialistes peuvent appréhender. Cependant d'autres modes de vibrations (harmoniques, propres ou excitées, respiratoires, etc.) peuvent se révéler à l'utilisation.

10.4 Limites d'emploi

À l'opposé des cas extrêmes de la transmission très courte, du double joint (la fonction coulisement indispensable étant rejetée sur l'un des arbres à réunir), voire du joint double [1], deux raisons font que **l'emploi d'une transmission classique peut se révéler délicat**.

■ **La disposition particulière des arbres menant et mené ne permet pas de résoudre le problème de l'homocinétie** : l'angle de travail de l'un des joints, voire des deux, étant, par exemple, trop important.

■ **La longueur à couvrir est incompatible** (du fait de la vitesse de rotation normale, voire de la vitesse maximale rencontrée) **avec une réalisation technologiquement et économiquement industrielle**.

D'où la recherche d'une solution par l'emploi d'une, voire de plusieurs, demi-transmissions associées à la transmission de base.

11. La demi-transmission

On appelle **demi-transmission** un organe mécanique destiné à assurer l'entraînement (en rotation et sous couple) d'une transmission à partir d'un arbre (ou vice versa), voire d'une autre demi-transmission (les éléments à réunir pouvant prendre, dans des limites assez strictes, des décalages relatifs quelconques) comprenant un joint de cardan *centré* associé à un arbre, généralement tubulaire, qui est prolongé par un embout, lequel tourne dans un ensemble support appelé **palier intermédiaire**.

■ **L'isostaticité** de cet organe est obtenue, tant en axial qu'en transversal, grâce aux caractéristiques du palier (voir ci-après).

11.1 Homocinétie d'un ensemble demi-transmission et transmission

Nous admettons que le **décalage angulaire périodique total** Σ_e d'une liaison caractérise la non homocinétie de celle-ci ; Σ_e est donné, en première approximation, par la somme vectorielle des décalages individuels provoqués par chaque joint. Les angularités de joint sur lesquelles on travaille étant limitées, la loi sinusoïdale peut être adoptée, la fréquence étant de deux fois la rotation ; le décalage, est donc de la forme :

$$\Sigma_e = \frac{1}{4} \sum \alpha_n^2 \sin(2\theta + \varphi_n) = \frac{1}{4} \alpha_e^2 \sin(2\theta + \varphi_e)$$

φ_e étant la phase et θ la rotation.

Ce résultat peut être acquis vectoriellement.

Du décalage global Σ_e , on déduit la valeur correspondante de l'angle du joint unique équivalent qui occasionnerait le même décalage et qui caractérise le non-homocinétie ; ce qui permet d'utiliser la méthode de la valeur limite K , tant pour l'ensemble de la liaison que pour les éléments constitutifs.

On recherchera à minimiser ce décalage (figure 25). On a intérêt à réduire drastiquement l'angle au joint de la demi-transmission, ce qui est possible, en général, quand la demi-transmission est seulement requise pour des questions de vitesse critique.

Pour examiner l'influence d'une perturbation torsionnelle sur une ligne d'arbre complète, on se reportera à la référence [2].

11.2 La technologie

Rien de particulier au sujet du joint de cardan, voire de l'arbre dont le dimensionnement dépend directement des couples et des vitesses de rotation rencontrés.

Quant au palier intermédiaire, c'est un dispositif qui doit être conçu en fonction de la valeur des efforts statiques et dynamiques qu'il a à supporter ; mais c'est sa **transmissibilité** qui détermine alors la force qui attaque la traverse, le châssis, la cabine, les passagers, dans le cas d'un véhicule.

Les efforts radiaux, seuls considérés ici sont, en première analyse : d'abord les poids et les autres effets statiques (sur lesquels nous ne nous arrêterons pas) ; ensuite, la force centrifuge provenant de l'existence des balourds ; enfin, l'action complexe due aux moments complémentaires générés par les joints de cardan travaillant sous angle. Nous devrions aussi tenir compte de la composante radiale de la résistance au coulisement de la transmission associée, et ce d'autant plus que l'angle aux joints de celle-ci est important.

■ **La force centrifuge**, correspondant à un balourd, tourne au synchronisme, d'où une vibration forcée par cycle dans le palier. Généralement, la demi-transmission et la transmission, associées, étant équilibrées individuellement, il en résulte toujours, lors du montage, un balourd d'assemblage plus ou moins important à l'aplomb du palier intermédiaire, provoqué par l'excentration et le jeu entre les centrages, le voilage des faces des brides, etc.

Pour remédier à cela, on cherche à :

- améliorer l'équilibrage individuel de la demi-transmission, de la transmission et des pièces de liaison ; cette solution extrêmement onéreuse ne résout pas pour autant le problème du balourd d'assemblage ;
- équilibrer la ligne de transmission comme un ensemble complet, ce qui n'est pas toujours matériellement possible ;
- concevoir un palier intermédiaire moins sensible aux balourds.

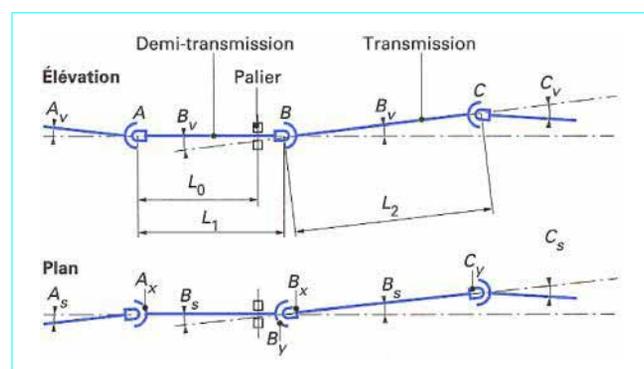


Figure 25 - Ensemble demi-transmission et transmission

■ En ce qui concerne les **moments complémentaires**, rappelons qu'ils agissent respectivement sur la mâchoire menante et sur la mâchoire menée d'un joint. Dans le cas d'une liaison à 3 joints, nous avons 6 moments complémentaires ; 4 seulement nous intéressent, car les moments des mâchoires extrêmes agissent directement et uniquement sur l'arbre menant et l'arbre mené de la liaison.

On calcule la valeur maximale de chaque moment complémentaire intéressant ; nous rappelons que, jusqu'à un angle de 15°, la formule générale est utilisable :

$$M_M = C \tan \alpha$$

En toute généralité, on se donne comme référence de phase, le plan de brisure du joint (de la transmission) situé après le palier ; on en déduit la phase du maximum du moment complémentaire agissant sur chacune des mâchoires du dit joint, avec un déphasage relatif d'ailleurs de 90° ; connaissant la phase du plan de brisure des deux autres joints par rapport au plan de brisure de référence, on peut alors situer la phase du maximum des moments complémentaires agissant sur les deux autres mâchoires à prendre en considération.

Le lieu des extrémités de chacun des vecteurs pulsants représentatifs est une circonférence passant par l'origine, décrite deux fois par tour de rotation de la liaison. Il faut maintenant composer 4 vecteurs pulsants.

Par ailleurs (voir § 3 et la figure 4), on peut toujours décomposer un vecteur pulsant \vec{AO} en une composante statique \vec{AO} (réunissant l'origine au centre de la circonférence) et en une composante tournante \vec{OO} (réunissant le centre de la circonférence à l'extrémité du vecteur actuel), de même module d'ailleurs.

Après composition des 4 composantes tournantes (les seules intéressantes), on trouve que la **résultante dynamique** \vec{D} peut se mettre sous la forme :

$$\vec{D} = \frac{C}{2L_0} [\tan \alpha_A + (1+k) \tan \alpha_B + k \tan \alpha_C]$$

- avec C couple transmis,
 α_i angles de brisure en A, B et C ,
 A joint de la demi-transmission,
 B joint de la transmission, après le palier,
 C joint à l'autre extrémité de la transmission,
 L_0 longueur de la demi-transmission jusqu'au palier,
 $k = \frac{L_1}{L_2}$ rapport de la longueur L_1 de la demi-transmission à la longueur L_2 de la transmission.

Elle tourne au double de la vitesse de rotation de la liaison. Évidemment, l'action dynamique sur le palier intermédiaire serait nulle si la résultante était elle-même nulle. Pour cela, on s'efforce de jouer à la fois sur les grandeurs et sur les directions des vecteurs, ou en d'autres termes, sur l'angularité, sur la phase et sur le déphasage des joints. Cela nécessitait, il y a encore quelques années, un travail assez considérable, mais la mise en forme de systèmes experts facilite la recherche de solutions ; on doit tenir compte, pour chacune des solutions envisagées, des diverses évolutions du système, lors de l'emploi. Enfin, on ne doit pas être surpris par les phénomènes de percussion pouvant provenir, par exemple, d'un moteur qui pilonne (détermination de la position des centres de percussion de la transmission).

À l'origine, les paliers étaient montés d'une façon plus ou moins rigide sur les traverses ; puis, on a adopté la technique du roulement, à une seule rangée de billes, noyé dans une bague de caoutchouc ou incorporé dans un boîtier supporté lui-même par une ou plusieurs bagues de caoutchouc ; le caoutchouc travaillant à la compression constitue un isolant intéressant pour les bruits, son but principal était, cependant, d'autoriser un certain défaut d'alignement dans la ligne de transmission, tout en ne nécessitant que l'emploi d'un roulement économique à une rangée de billes.

Les **paliers actuels** (figure 26), en particulier ceux utilisés par l'industrie automobile (excepté le cas des véhicules de chantier) sont constitués d'un anneau de caoutchouc très alvéolé, utilisé pratiquement sans précontrainte d'assemblage et présentant de ce fait la caractéristique dite *basse fréquence* (de l'ordre de 1 100 cycles par minute) ; à la vitesse de rotation correspondante, la force centrifuge due au balourd est relativement faible et on constate qu'un amortissement suffisant est produit par le montage, autorisant ainsi la rotation à la résonance sans perturbations excessives ; aux vitesses plus élevées, c'est-à-dire au-delà de la résonance, la *transmissibilité* chute et une grande amélioration est obtenue en ce qui concerne la force transmise à la traverse.

11.3 Les contraintes

L'utilisation d'un palier intermédiaire exigeant la présence d'un socle, d'une poutre rigide ou d'un renfort efficace de cloison (sous peine d'entendre cette cloison vibrer) conduit à systématiquement envisager la possibilité de supprimer la demi-transmission, en particulier dans le cas où celle-ci a été envisagée pour satisfaire aux exigences de vitesse de rotation, et à revenir à la simple transmission.

■ Pour se faire, on peut se demander s'il ne serait pas intéressant d'utiliser, par exemple, un **tube en aluminium** à la place d'un tube en acier. En fait, on ne gagne rien sur le diamètre moyen puisque :

- pour l'acier $\frac{E}{\delta} = \frac{21\,000 \text{ daN/mm}^2}{7,85 \text{ daN/dm}^3} = 2,67 \times 10^6 \text{ m}$;
- pour l'aluminium $\frac{E}{\delta} = \frac{6\,200 \text{ daN/mm}^2}{2,6 \text{ daN/dm}^3} = 2,58 \times 10^6 \text{ m}$.

L'épaisseur pour un tube en alliage d'aluminium doit être le triple de celle d'un tube en alliage ferreux car la résistance pratique du premier est environ le tiers de celle du second. On ne gagne donc ni sur l'encombrement ni sur le poids ; la mise en œuvre est plus délicate et le coût est plus élevé.

■ D'autres solutions sont possibles ; il faut évidemment citer l'emploi des **matériaux composites** à la place de l'acier, pour le tube d'abord, et cela du fait d'un rapport E/δ très intéressant. Le tube est réalisé par enroulement filaire, à orientations croisées précises (par exemple $110^\circ \pm 10^\circ$ par rapport à l'axe du tube) de fibres de verre et de fibres de carbone enrobées et noyées dans une matrice telle qu'une résine époxy ; le tube est parachevé par enrubannage ou gainage extérieur par enroulement filaire et subit une précontrainte, sur mandrin, à 100 °C en étuve. Les liaisons en extrémité de tube avec les pièces métalliques des joints de cardan s'effectuent par collage structural ; on effectue ensuite une postcuisson à une température minimale de 150 °C.

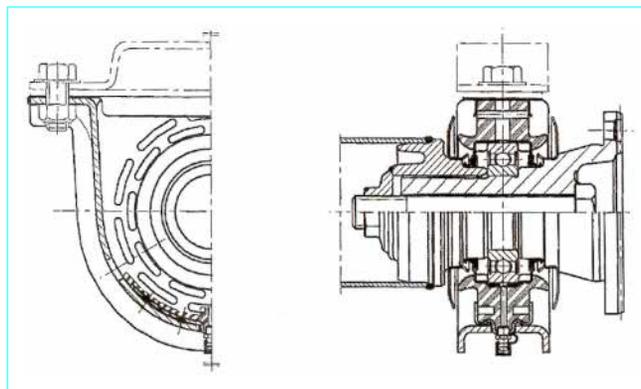


Figure 26 – Palier intermédiaire dit à basse fréquence

De nombreux avantages sont à attendre de cette technique, à savoir : une plus grande longueur de transmission admissible (de l'ordre de 1,6 fois) pour une même vitesse de rotation, d'où allègements direct (gain compris entre 40 et 60 %) et indirect (suppression du palier intermédiaire) ; une meilleure filtration des vibrations du fait de l'amortissement interne du matériau (et de la suppression du palier) ; une résistance à la corrosion exceptionnelle ; une diminution des coûts directs et indirects ; une participation active à la réponse au crash (application pour les véhicules), etc. Forts de ces résultats, les spécialistes ont même envisagé et essayé des transmissions dont les joints de cardan (travaillant cependant au maximum à 2° de brisure en continu et 5° en intermittent) étaient remplacés par des disques, en matériaux composites, pesant 50 g d'où un gain de poids total de l'ordre de 75 % par transmission.

Tous les développements réalisés l'ont été au moment de l'engouement pour les voitures à quatre roues motrices qui nécessitent une, voire plusieurs liaisons longitudinales ; mais le marché ne s'est pas révélé très porteur à ce jour.

12. Domaines d'application et utilisation

Le marché de la transmission à joints de cardan est beaucoup plus vaste que celui du joint de cardan utilisé en solo ; en concurrence cependant avec l'hydraulique et l'électricité, il englobe toutes les activités où l'on a besoin d'une simple chaîne de puissance, avec certaines particularités propres à chacune d'elles ; nous citerons, à l'occasion, quelques applications typiques.

■ Industries minière, sidérurgique, chimique, textile, agroalimentaire et mécanique générale

Pour les commandes de laminaires, les joints de cardan peuvent présenter un diamètre d'engorgement supérieur à 1 m. Dans l'industrie alimentaire, des matériaux spéciaux sont requis. En machine-outil, les transmissions à joint de cardan disparaissent au profit de l'entraînement direct par des moteurs pas à pas.

■ Agriculture

Elle constitue à elle seule, un domaine bien particulier tout du moins pour la liaison entre prise de force de tracteur et prise de force sur machine tractée ; pour des raisons de standardisation, toutes les mâchoires utilisées (en fonte généralement) sont conçues pour permettre un angle de 90° par rapport au pivot correspondant.

- Il n'y a, en principe, aucune difficulté particulière de montage quand il s'agit d'entraîner une **machine portée ou semi-portée**, car les positions extrêmes prises par la transmission dépendent directement de la conception du relevage.

- Quand il s'agit d'une **machine tractée**, pouvant prendre, à l'utilisation ou en marche à vide, les positions les plus diverses par rapport au tracteur, un soin particulier doit être apporté au tracé du timon de la machine et quant au choix du point d'articulation sur la barre d'attelage (figure 27).

On doit vérifier que les angles en chacun des joints ne dépassent pas 45° . Entre 45° et 60° , le couple à transmettre devrait être nul, la transmission pouvant, cependant, encore tourner (lors du déplacement en bout de champ, par exemple) : au-dessus de 60° , les mâchoires des joints viennent en contact ; il faut imposer le débrayage de la prise de force.

- Dans le cas où il y aurait **impossibilité de réaliser un montage homocinétique** (cas qui correspond, en général, à une machine tractée avec timon très long), une solution possible consiste à utiliser un palier intermédiaire monté sur un support (de basculement ou non) placé sur le timon (figure 28).

- La question du **coulissement** a aussi été réexaminée sous l'angle de la simplicité. Généralement, on utilise deux tubes à profils plus ou moins spéciaux, mais symétriques, s'emboîtant librement l'un dans l'autre (figure 29) ; ces tubes autorisent le déboîtement complet par l'utilisateur, l'une des parties de la transmission pouvant rester solidaire du tracteur, l'autre de la machine tractée, et cela bien que les mâchoires d'extrémité de transmission soient, la plupart du temps, prévues avec une fixation dite *rapide* à la place de la fixation à pince (figure 30).

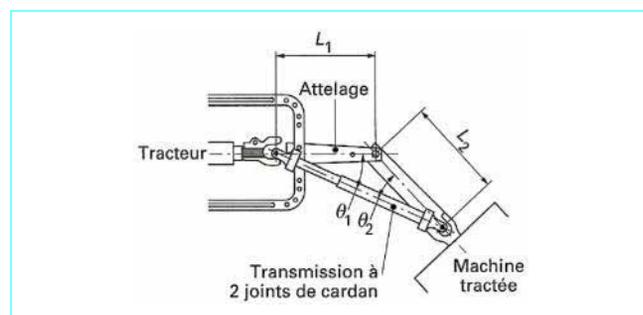


Figure 27 – Schéma d'installation avec machine tractée

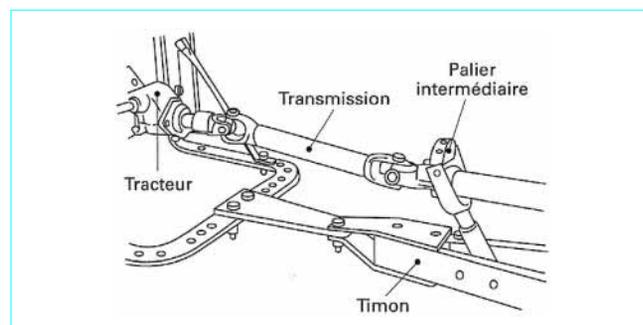


Figure 28 – Schéma d'installation avec machine tractée à timon long

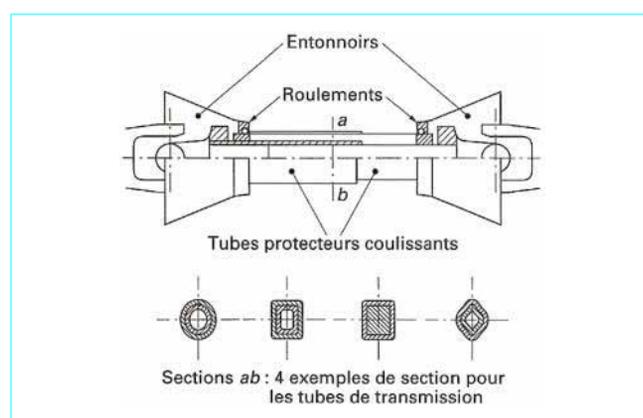


Figure 29 – Schéma du coulissant et de la protection d'une transmission pour agriculture

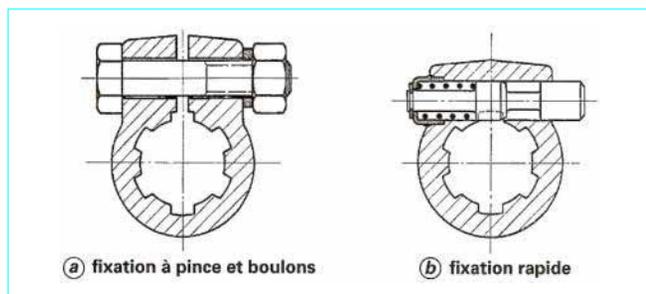


Figure 30 – Fixation à pince et boulons, et fixation rapide

● Les transmissions agricoles sont munies d'un **protecteur** (figure 29) dont les deux buts sont, d'une part, d'éviter que l'eau, la boue, etc., ne viennent en contact direct avec la transmission, d'autre part et surtout, de constituer une protection efficace pour l'homme.

Les solutions retenues consistent à avoir deux tubes cylindriques de diamètre très voisin, couissant l'un dans l'autre et tenus à l'une de leurs extrémités par un roulement, du type étanche, monté sur la partie intermédiaire près des joints de cardan ; ce protecteur est complété de part et d'autre par une pièce en forme d'entonnoir (en matière thermoplastique ou non) qui masque le joint de cardan. De façon à obtenir la sécurité totale, des visières d'arbres doivent subsister sur les tracteurs et les machines tractées.

● Il est toujours intéressant de vouloir protéger des surcharges les organes entraînés d'où l'emploi de **limiteur de couple**, plus ou moins bruyant ; il est cependant utopique de considérer ce limiteur placé sur la transmission comme une panacée, surtout lorsque plusieurs organes récepteurs coexistent sur la même machine.

● La **non-homocinétié d'une liaison peut quelquefois être volontairement provoquée** ; en général, il s'agit toujours d'un entraînement d'organes d'assez faible inertie à qui l'on veut communiquer des caractéristiques cinématiques particulières. En l'occurrence, il s'agissait de l'entraînement des griffes du système d'amenage sur une presse-ramasseuse (figure 31) ; le mouvement provenait d'un vilebrequin, à maneton unique, tournant à vitesse uniforme, le point haut des griffes étant attelé, par tourillonnement, à une bielle oscillante. Il était intéressant d'obtenir : le retour rapide des griffes (période de non-travail), leur déplacement lent lors de la poussée et leur dégagement rapide de l'entonnoir ; tout cela a été acquis grâce à la commande en rotation de l'arbre manivelle à l'aide d'une transmission à deux joints, travaillant constamment sous 45° , et volontairement déphasés l'un par rapport à l'autre de 90° ; la vitesse de sortie oscille, deux fois par tour, entre 0,5 et 2,5 fois environ la vitesse d'entrée. Dans le cas actuel, il a suffi de faire coïncidence les périodes de grande vitesse et de petite vitesse en rotation avec les différentes positions intéressantes pour atteindre le but fixé.

■ **Matériel et engins de travaux publics**

Il y a peu d'utilisation dans ce domaine, l'hydraulique permet de jouer sur d'autres variables que celles, limitées, de la transmission à joints de cardan.

■ **Transports**

● **Transports routiers**

— **Voitures particulières** : ce domaine fut, depuis le début du siècle, l'un des plus intéressants car il a permis de faire éclore la plupart des solutions techniques actuelles, nécessitées par la liaison entre la boîte de vitesses et le pont arrière, suspendu ou non. L'adoption quasi générale de la conception *traction avant* depuis quelques

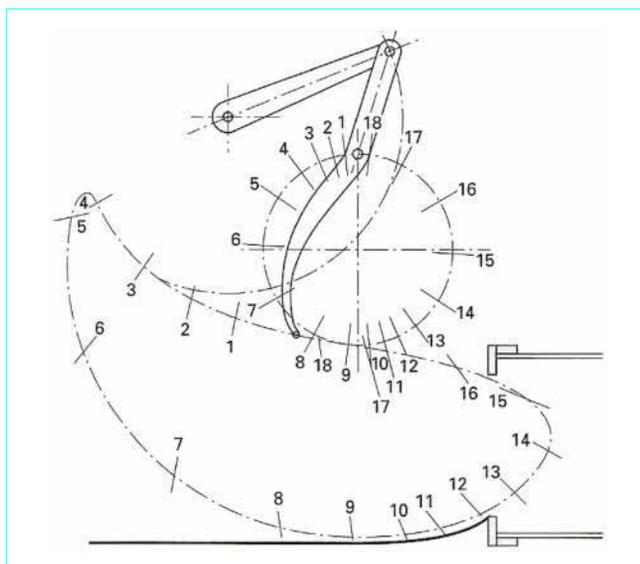


Figure 31 – Résultat de l'utilisation d'une transmission possédant deux joints de cardan décalés volontairement de 90° . Chaque courbe est paramétrée en temps

années, nécessitant l'emploi de joints homocinétiques [1] a tari ce domaine, à l'exception de la *quatre roues motrices* qui impose souvent des angularités et des couissements importants ; pour cette dernière exigence, les cannelures habituelles se révèlent insatisfaisantes d'où l'emploi du joint bipode, ou mieux, d'un joint homocinétique couissant.

— **Véhicules poids lourds** (industriels, autobus et cars) : le marché est toujours très actif et constitue encore la base même des évolutions récentes en joint de cardan ; c'est sur les applications de ce domaine que s'est d'ailleurs effectuée la standardisation tant de conception que de dimensionnement.

● **Transports ferroviaires**

Actuellement, les locomotives de ligne et de manœuvre sont de conception électrique ou diesel-électrique. Pour les exploitations à très hautes vitesses, qui imposent l'implantation des moteurs électriques sous la caisse et non sur les boggies, des transmissions mécaniques sont nécessaires pour relier les réducteurs liés aux moteurs aux réducteurs montés sur les essieux ; ces transmissions permettent alors tous les débattements, en suspension et en rotation de boggie, et en extension. D'où l'équipement des rames TGV à l'aide de transmissions spéciales (une par moteur et par essieu) à deux joints de cardan et un couissement par tripode [1] (figure 32). Quant aux autorails, on conserve l'entraînement par transmissions des essieu d'un seul boggie à partir d'un moteur diesel unique.

● **Transports maritimes et fluviaux**

Il faut noter quelques applications avec des joints, ou des transmissions, en *in-board* et *hors board* (figure 33). Les péniches et les pousseurs, voire les caboteurs dont les coques se déforment, reçoivent une transmission placée entre le réducteur-inverseur associé au moteur thermique et l'arbre d'étambot ; généralement, la butée d'hélice étant placée dans l'inverseur, la transmission comporte deux joints fixes et encaisse la poussée ou la traction d'hélice, assurant ainsi la propulsion de l'engin ; les tourillons de croisillon des joints sont alors calculés en conséquence.

13. Essais des transmissions

Sauf cas particuliers (applications industrielles, ferroviaires, etc.), le fournisseur propose, sur catalogue, des transmissions standards, ou dérivées, qui toutes ont été essayées intensivement, sur bancs spécifiques : en endurance, en fatigue, en étanchéité, en vitesse, etc. Le **banc dit four square** est le plus utilisé pour les essais d'endurance ; il consiste en une chaîne de puissance (impliquant une, voire plusieurs transmissions à joints de cardan travaillant sous angle) fermée par un dispositif qui procure la mise en torsion au couple retenu, éventuellement variable voire nulle, par décalage angulaire entre l'entrée et la sortie du dit dispositif ; un moteur entraîne cette chaîne fermée à la vitesse désirée, éventuellement variable, et délivre juste la puissance nécessaire pour surmonter la somme des pertes dans la chaîne. Ce banc doit comporter des dispositifs qui procurent les variations d'angularité en chacun des joints essayés, voire le fonctionnement du coulisement des transmissions, ce qui permet de se rapprocher des conditions réelles d'emploi.

Pour des transmissions spéciales telles que les transmissions pour le TGV, des bancs particuliers, en général appartenant à l'utilisateur, sont utilisés.

Dans l'industrie automobile de la voiture particulière, où l'importance des séries justifie des conceptions spécifiques à l'application, les essais sur bancs s'effectuent suivant un cahier des charges qui est soigneusement établi en accord entre le fournisseur et le client-constructeur ; on procède toujours à des essais extensifs (en salles et sur pistes) avant de prononcer l'homologation afin de s'assurer que tous les critères, y compris bien entendu le critère de confort, sont positifs.

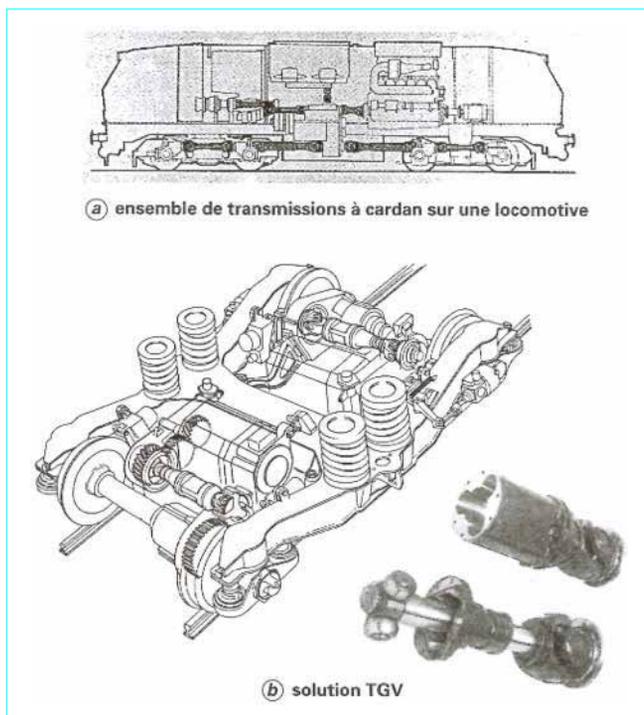


Figure 32 - Applications en transport ferroviaire

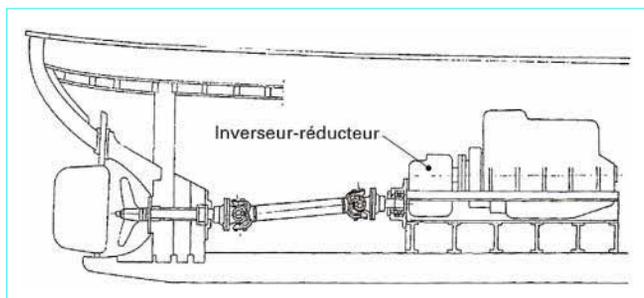


Figure 33 - Application marine

Références bibliographiques

- | | | |
|---|---|--|
| <p>[1] GUIMBRETIERE (P.). – <i>Joints homocinétiques</i>. Traité Génie mécanique B 5 815, Techniques de l'ingénieur, mai 1996.</p> <p>[2] VALEMBOS (G.). – <i>Accouplements élastiques</i>. Traité Génie mécanique B 5 805, Techniques de l'ingénieur, août 1992.</p> <p>[3] BOUCHARD (R.). – <i>Joints de cardan et arbres de transmission</i>. CESIA (1954).</p> <p>[4] BOUCHARD (R.). – <i>Amélioration récente des joints de cardan</i> (FISITA-Münich). VDI (1966).</p> <p>[5] DUDITZA (F.L.). – <i>Transmissiicardanice</i>. Editura Tehnica (Bucarest) (1966).</p> | <p>[6] GUIMBRETIERE (P.). – <i>Problèmes relatifs aux transmissions de poids lourds</i>, Journal SIA (1959).</p> <p>[7] GUIMBRETIERE (P.). – <i>Les transmissions à cardan dans la machine agricole</i>. Transports et Agriculture, numéro spécial (1961).</p> <p>[8] GUIMBRETIERE (P.). – <i>La transmission à joints de cardan</i>. Bulletin de la Société française des mécaniciens, n° 35 (1961).</p> <p>[9] GUIMBRETIERE (P.). – <i>Les joints mécaniques de transmission - Un cas : la traction avant</i>. Journal SIA, n° 4 (1964).</p> <p>[10] DUDITA (F.L.). – <i>Transmissions par cardan</i>. Eyrolles (1971).</p> | <p>[11] BRICARD (R.). – <i>Cinématique et mécanisme</i>, éd. Gauthier Villars (1927).</p> <p>[12] SIESTRUNCK (R.). – <i>Quelques aspects nouveaux de la théorie des mécanismes et applications</i>. Revue française de Mécanique 5-11 (1973).</p> <p>[13] BOUDET (R.). – <i>Cours de machines et mécanismes</i>. École nationale supérieure des techniques avancées (1988).</p> <p>[14] ORAIN (M.). – <i>Contribution à l'étude des mécanismes homocinétiques</i>. Thèse de docteur ingénieur. Université Pierre et Marie Curie. Paris (1976).</p> |
|---|---|--|