Ingénierie mécanique

Transmission de puissance

Tome 3. Du moteur au récepteur

Roues libres, courroies, chaînes, variateurs de vitesse,
joints d'accouplement, rendements des transmissions

Ingénierie mécanique

Transmission de puissance

Tome 3. Du moteur au récepteur

Roues libres, courroies, chaînes, variateurs de vitesse, joints d'accouplement, rendements des transmissions

4e édition

Francis Esnault
Agrégé de mécanique et diplômé du Conservatoire national des arts et métiers.
Il a d'abord enseigné en STS au lycée Ozanam (Cesson-Sévigné) et en CPGE au lycée l'Assomption (Rennes) avant de dispenser ses cours à l'ECAM Rennes, dont il a bâti la structure des enseignements du génie mécanique.

DUNOD

Illustration de couverture : Alexsey/istockphoto.com

Le pictogramme qui figure ci-contre mérite une explication. Son objet est d'alerter le lecteur sur la menace que représente pour l'avenir de l'écrit, particulièrement dans le domaine de l'édition technique et universitaire, le développement massif du photocopillage.
Le Code de la propriété intellectuelle du 1er juillet 1992 interdit en effet expressément la photocopie à usage collectif sans autorisation des ayants droit. Or, cette pratique s'est généralisée dans les établissements d'enseignement supérieur, provoquant une baisse brutale des achats de livres et de revues, au point que la possibilité même pour les auteurs de créer des œuvres nouvelles et de les faire éditer correctement est aujourd'hui menacée.
Nous rappelons donc que toute reproduction, partielle ou totale, de la présente publication est interdite sans autorisation de l'auteur, de son éditeur ou du Centre français d'exploitation du droit de copie (CFC, 20, rue des Grands-Augustins, 75006 Paris).

DANGER
LE PHOTOCOPILLAGE TUE LE LIVRE

© Dunod, 2019
11 rue Paul Bert, 92240 Malakoff
www.dunod.com
ISBN 978-2-10-079365-5

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2° et 3° a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).
Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

Table des matières

Avant-propos V

CHAPITRE 1 • ROUES LIBRES 1

1.1 Fonction 1

1.2 Intérêt et applications particulières des roues libres 2

1.3 Principes mis en œuvre pour la réalisation des roues libres 5

1.4 Dispositions constructives des roues libres à frottement 9

1.5 Dispositions constructives des roues libres à obstacle 13

1.6 Exemples d'installation 15

CHAPITRE 2 • COURROIES ASYNCHRONES 25

2.1 Généralités 25

2.2 Tensions dans les brins de la courroie 30

2.3 Calcul approché d'une transmission par courroie 35

2.4 Calcul définitif d'une transmission par courroie. Démarche industrielle 39

2.5 Technologie de la courroie 45

2.6 Exemples de réalisations 50

CHAPITRE 3 • CHAÎNES 53

3.1 Généralités 53

3.2 Effets spécifiques 55

3.3 Sollicitations dans les brins de la chaîne 64

3.4 Longueur de la chaîne 66

3.5 Calcul d'une transmission par chaîne. Démarche industrielle 68

3.6 Dispositions constructives 75

3.7 Exemples de réalisations 84

CHAPITRE 4 • VARIATEURS DE VITESSE MÉCANIQUES À ÉLÉMENTS DÉFORMABLES 91

4.1 Introduction 91

4.2 Situation et fonction d'un variateur de vitesse 92

4.3 Présentation des variateurs de vitesse hydrauliques 96

4.4 Présentation des variateurs de vitesse d'origine électrique 97

4.5 Principes mis en œuvre pour la réalisation des variateurs mécaniques 100

4.6 Étude des variateurs mécaniques à élément transmetteur déformable 101

4.7 Dispositions constructives des variateurs mécaniques à élément transmetteur déformable 107

4.8 Application à une transmission automatique pour véhicule « Volvo » 112

CHAPITRE 5 • VARIATEURS DE VITESSE MÉCANIQUES À ÉLÉMENT(S) RIGIDE(S) 115

5.1 Problème du contact entre solides 115

5.2 Variateur à anneau métallique et poulies à gorges déformables 116

5.3 Variateur à galet cylindrique et poulies coniques 117

5.4 Variateurs à galet(s) cylindrique(s) et plateau(x) cylindrique(s) 119

5.5 Variateurs à galet(s) sphérique(s) 121

5.6 Variateurs épicycloïdaux 125

5.7 Dispositions constructives 130

CHAPITRE 6 • JOINTS D'ACCOUPLEMENT HOMOCINÉTIQUES 139

6.1 Situation. Fonction 139

6.2 Caractère homocinétique d'un joint de transmission 140

6.3 Principes mis en œuvre pour la réalisation des joints d'accouplement homocinétiques 141

6.4 Étude cinématique du joint de Cardan 142

6.5 Étude cinématique d'un joint à plan bissecteur Königs 147

6.6 Étude cinématique d'un joint tripode 149

6.7 Phénomène de fatigue propre au joint de Cardan 153

6.8 Inventaire des joints d'accouplement usuels 156

6.9 Dispositions constructives de joints de Cardan 157

6.10 Application à une transmission de véhicule automobile 169

CHAPITRE 7 • JOINTS D'ACCOUPLEMENT ÉLASTIQUES, POSITIFS, RIGIDES 173

7.1 Situation et fonction des joints d'accouplement élastiques et des joints d'accouplement positifs 173

7.2 Homocinétie 176

7.3 Étude dynamique des joints d'accouplement élastiques 179

7.4 Couples transmissibles par les joints d'accouplement rigides 185

7.5 Classification des joints d'accouplement élastiques et des joints d'accouplement positifs 189

7.6 Classification des joints d'accouplement rigides 199

CHAPITRE 8 • ASPECT ÉNERGÉTIQUE DES TRANSMISSIONS DE PUISSANCE PAR ENGRENAGES 207

8.1 Rendement des systèmes mécaniques à train ordinaire 208

8.2 Couple disponible en sortie de transmission 210

8.3 Cas particulier des transmissions à train épicycloïdal 210

INDEX 225

Avant-propos

Cet ouvrage est le dernier d'une collection de trois tomes destinés à la formation des étudiants dans le domaine de l'ingénierie mécanique. Alors que le tome 1 s'intéresse essentiellement aux dispositions constructives transversales (que l'on peut rencontrer dans tout mécanisme, quelle que soit sa destination), les tomes 2 et 3 étudient un à un les systèmes mécaniques installés dans une chaîne de transmission de puissance entre un moteur et un récepteur (embrayages, boîtes de vitesses, etc.). Ainsi ce tome 3 est-il la suite logique du tome 2. Il analyse les systèmes non traités dans le tome 2, dont la présence est très souvent inévitable dans une transmission de puissance (courroies, chaînes, joints d'accouplement, etc.).

Notons que deux chapitres sont consacrés aux variateurs de vitesse mécaniques à friction, bien que ces derniers se voient aujourd'hui progressivement remplacés par des variateurs électroniques. Pour cette raison, le lecteur pourrait en première réflexion juger anachroniques les analyses cinématiques proposées. En réalité, de nombreuses réalisations actuelles en génie mécanique résultent de principes qui sont devenus pertinents au terme de progrès réalisés dans différents domaines (traitement de surface, nouveaux matériaux, tribologie, etc.). S'agissant des variateurs, l'augmentation du coefficient de frottement en milieu lubrifié, par exemple, tout comme la mise en œuvre de matériaux composites aux caractéristiques mécaniques spécifiques, peuvent rendre aujourd'hui envisageable la transmission de forts couples sans glissement ni usure importante.

Gageons que ce dernier tome de la collection saura donner toute satisfaction aux étudiants en ingénierie mécanique se trouvant face à des problématiques de conception pour lesquelles les solutions n'auraient pas été fournies par les deux premiers tomes.

Francis Esnault

Chapitre 1

Roues libres

Introduction

Dans une chaîne de transmission de puissance, la roue libre appartient à l'ensemble des organes mécaniques destinés à l'accouplement d'arbres ou autres éléments. Sa fonction d'**embrayage automatique** (sans commande extérieure) et **unidirectionnel** lui confère un large champ d'application où elle intervient, selon le cas, comme **antidévireur, survireur** ou encore pour la **commande d'avance alternative.**

1.1 FONCTION

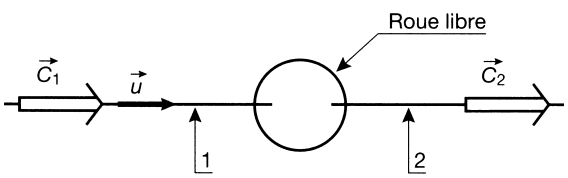


Figure 1.1

Une roue libre peut être définie comme étant un **embrayage sans glissement**, **dépourvu de commande extérieure**, destiné à assurer, dans un **seul sens**, la transmission d'un couple entre deux éléments d'une transmission. Son mode de fonctionnement est défini dans le tableau 1.1 associé au schéma Figure 1.1, où :

– $\overrightarrow{C_1} = C\vec{u}$ $C > 0$ est le couple sur l'arbre d'entrée **1** ;

– $\overrightarrow{C_2}$ est le couple disponible sur l'arbre de sortie **2**

Notons que le choix d'un type de roue libre (*A* ou *B*) dépend de la fonction (embrayage ou non) qu'elle doit assurer dans une chaîne cinématique, à partir du sens de rotation donné de l'arbre d'entrée. Ajoutons que la symétrie dans la réalisation de la plupart des roues libres confère à celles-ci un comportement de type *A* ou *B*, simplement fonction du sens de montage retenu.

TABLEAU 1.1

$\overrightarrow{C_1}$	$\overrightarrow{C_2}$		Nature de la liaison (1–2)	
	Roue libre de type *A*	Roue libre de type *B*	Roue libre de type *A*	Roue libre de type *B*
$C\vec{u}$	$C\vec{u}$	$\vec{0}$	Encastrement (embrayage)	Pivot (débrayage)
$-C\vec{u}$	$\vec{0}$	$-C\vec{u}$	Pivot (débrayage)	Encastrement (embrayage)

Pour la roue libre, nous allons adopter la représentation schématique de la figure 1.2 où E symbolise l'ensemble du mécanisme destiné à transformer la liaison pivot (1–2) en liaison encastrement.

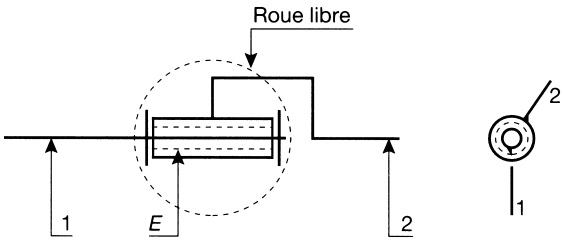


Figure 1.2

1.2 INTÉRÊT ET APPLICATIONS PARTICULIÈRES DES ROUES LIBRES

Les roues libres assurent, de façon automatique, et en toute autonomie, des fonctions particulières dans des mécanismes variés. **Aucun asservissement mécanique ou hydraulique n'est nécessaire**, ce qui n'est pas le cas pour les embrayages ou les freins en général. Ainsi, elles peuvent être utilisées :

- pour la **commande d'avance alternative**. Pour cette application (*fig.* 1.3), la roue libre dans une chaîne cinématique, participe à la transformation d'un mouvement de rotation continu d'un arbre moteur en un mouvement de rotation alternatif d'un élément récepteur ;
- comme **antidévireur**. Pour cette application, l'un des deux arbres (**1** ou **2**, *fig.* 1.5) est solidaire d'un bâti fixe, et l'autre d'un élément dont la rotation n'est autorisée que dans un sens ;
- comme **survireur**. Pour cette application, la roue libre supprime automatiquement toute possibilité de liaison mécanique entre deux sources motrices indépendantes, chacune d'elles pouvant entraîner l'un des deux arbres (**1** ou **2**, *fig.* 1.6) à des vitesses angulaires différentes.

1.2.1 Application pour la commande d'avance alternative (*fig.* 1.3)

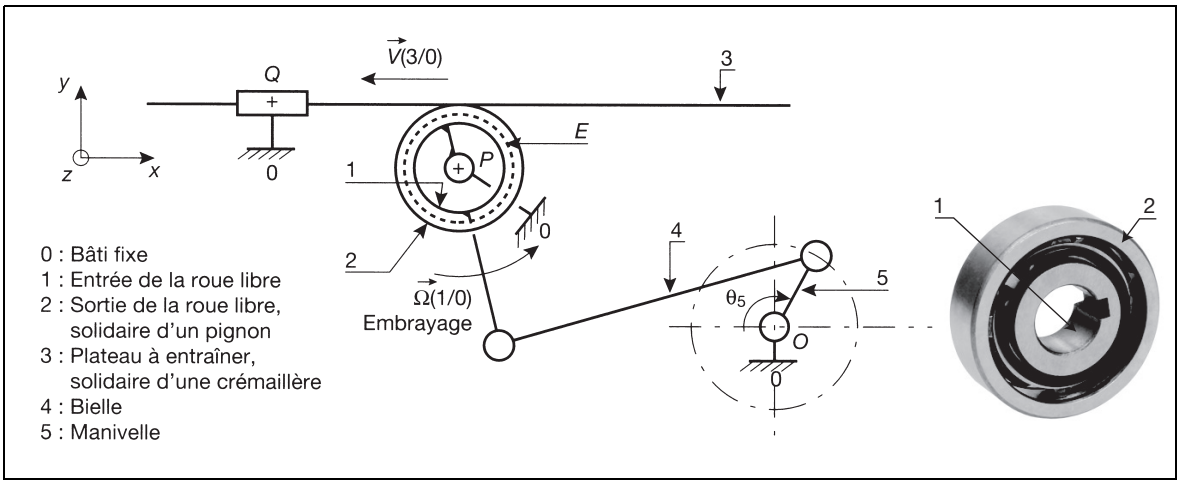


Figure 1.3 RABOTEUSE

Le système bielle-manivelle formé des éléments **1**, **4** et **5** transforme la rotation continue $(5/0)$ d'axe $(O,\vec{z})$ en rotation alternative $(1/0)$ d'axe $(P,\vec{z})$. La roue libre $\{\mathbf{1},\mathbf{2}\}$ n'assurant ici la fonction d'embrayage $(1 \to 2)$ que pour $\vec{\Omega}(1/0) = \omega_1\vec{z}$, $\omega_1 > 0$ le mouvement $(3/0)$ est une translation intermittente d'axe $(Q,-\vec{x})$ tel que décrit sur le graphe figure 1.4 où $\vec{V}(3/0) = -v_3\vec{x} \quad v_3 > 0$.

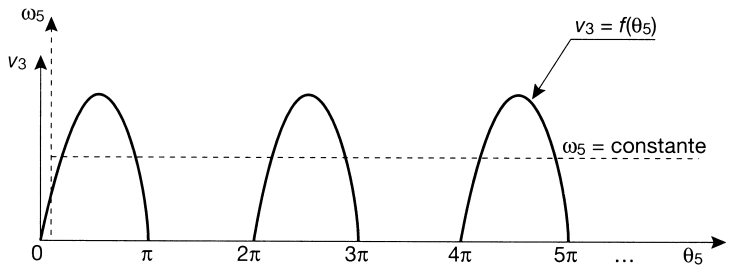


Figure 1.4

L'application des roues libres pour la commande d'avance alternative concerne de nombreux domaines. On peut citer ceux :

– de la machine outil :
  - pour l'alimentation de matière première sur presses à emboutir, découper ou estamper,
  - pour le déroulement de fil sur tréfileuses,
  - pour la commande d'avance de l'outil sur raboteuses ;
– de l'imprimerie : pour la commande du défilement de papier ;
– de la machine agricole : pour la réalisation de variateurs de vitesse pour semoirs ;
– de l'automobile : pour la commande automatique de rattrapage d'usure sur les freins.

1.2.2 Application comme antidévireur (*fig.* 1.5)

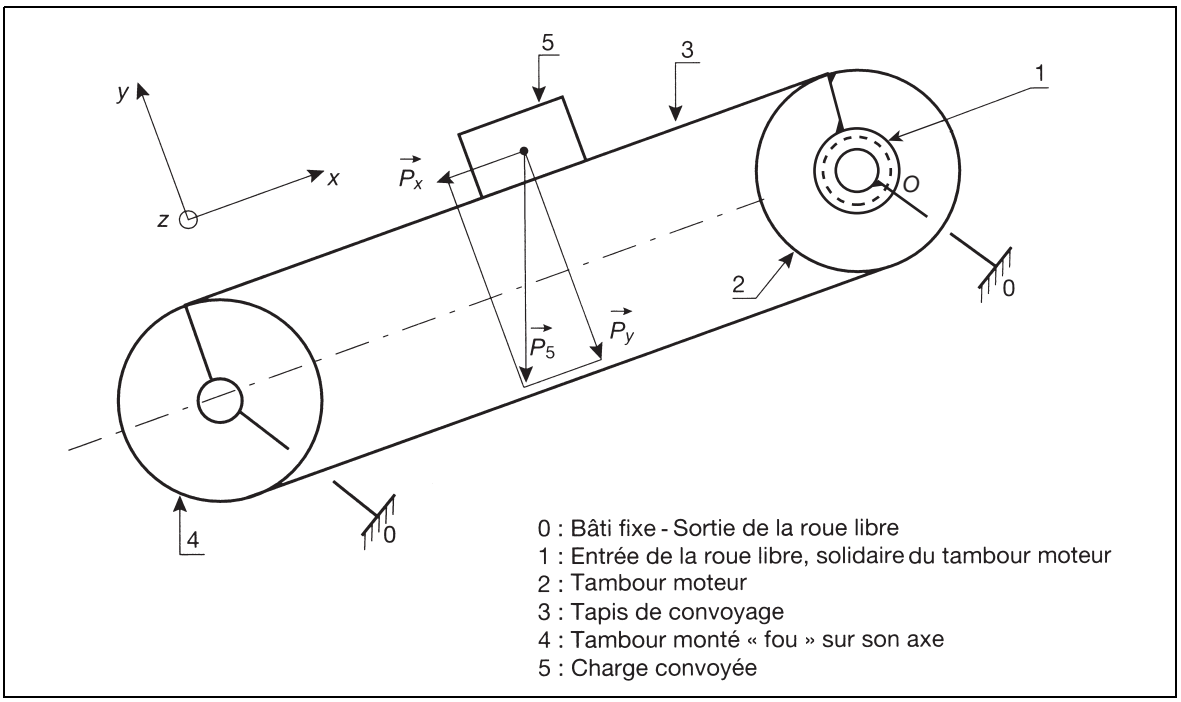


Figure 1.5 CONVOYEUR

L'arbre moteur entraîne en rotation d'axe $(O,\vec{z})$ l'arbre d'entrée **1** de la roue libre à la vitesse angulaire $\vec{\Omega}(1/0) = -\omega_1\vec{z}$, $\omega_1 > 0$. Ainsi est mis en mouvement le tapis de convoyage **3** destiné au déplacement de la charge **5**. En cas d'arrêt du moteur (mise hors circuit, ou panne d'énergie), la composante $\vec{P}_x$ de la charge ne peut entraîner le mouvement inverse

© Dunod – Toute reproduction non autorisée est un délit.

du tapis. Par ailleurs, une commande manuelle de ce dernier vers le haut (opération de maintenance) demeure possible, moteur arrêté.

L'application des roues libres comme antidévireurs concerne de nombreux domaines. On peut citer ceux :

– du convoyage et de la manutention : tapis transporteurs inclinés, élévateurs à godets, ponts élévateurs, treuils, grues… ;
– de l'hydraulique : convertisseurs de couple : arrêt en rotation, dans un sens, du réacteur (voir paragraphe 1.6.2) ; pompes pour empêcher, après arrêt, un dévirage en raison de la pression exercée par le fluide véhiculé ;
– de l'automobile : boîte de vitesses automatiques à trains épicycloïdaux : autorise l'existence d'un «frein moteur» en arrêtant la rotation d'un pignon dans un sens.

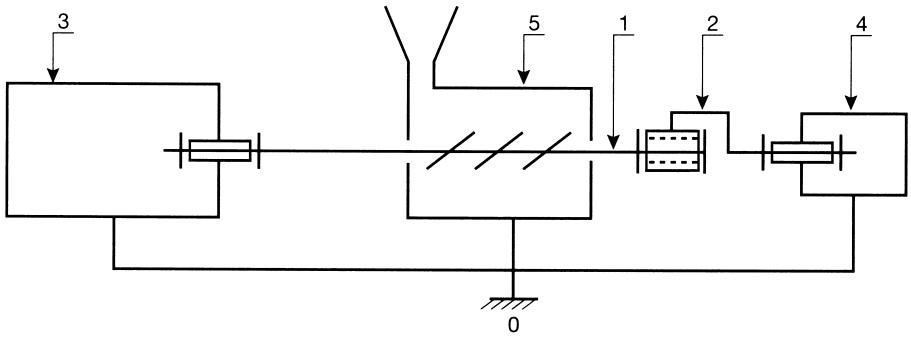
1.2.3 Application comme survireur

Un schéma d'installation est donné figure 1.6. Les deux sources d'énergie indépendantes consistent ici en un moteur principal **3** entraînant l'arbre **1**, et un moteur auxiliaire **4** entraînant l'arbre **2**.

En régime normal, le compresseur **5** est entraîné par le moteur principal **3** tandis que la roue libre {**1**, **2**} désaccouple automatiquement le moteur auxiliaire **4**. À l'arrêt du moteur principal, le motoréducteur **4** peut entraîner le compresseur **5** (et le rotor du moteur principal **3**) à vitesse lente, par l'intermédiaire de la roue libre {**1**, **2**} qui assure alors sa fonction d'embrayage. Cette opération est ici destinée à prévenir les dépôts de résidus dans le compresseur à vis.

L'application des roues libres comme survireurs concerne de nombreux domaines comme :

– l'automobile :
  - dans les démarreurs, la roue libre sépare, après la mise en route du moteur, le lanceur du moteur à combustion interne (voir paragraphe 1.6.3 c) ;
  - dans les boîtes de vitesses automatiques à train épicycloïdal, la roue libre assure une fonction combinée d'embrayage et frein ;
  - dans les ventilateurs, la roue libre autorise l'arrêt instantané du moteur alors que, par leur inertie, les éléments mobiles poursuivent leur mouvement décéléré ;
– le convoyage et la manutention :
  - sur les convoyeurs à rouleaux des laminoirs, les roues libres permettent au produit transporté d'aller plus vite que la vitesse initiale donnée par les rouleaux ;
  - sur les treuils (par exemple Winch utilisés en navigation à voile), la roue libre autorise l'existence d'un réducteur à deux rapports de transmission, selon le sens de rotation de la manivelle (voir paragraphe 1.6.3 b).



0 : Bâti fixe
1 : Entrée de la roue libre, solidaire de l'arbre du moteur principal 3 (première source d'énergie)
2 : Arbre de sortie de la roue libre, solidaire de l'arbre du moteur auxiliaire 4 (deuxième source d'énergie)
3 : Moteur principal
4 : Moteur auxiliaire (motoréducteur)
5 : Récepteur, ici compresseur à vis sans fin

Figure 1.6 COMPRESSEUR

1.3 PRINCIPES MIS EN ŒUVRE POUR LA RÉALISATION DES ROUES LIBRES

1.3.1 Classification

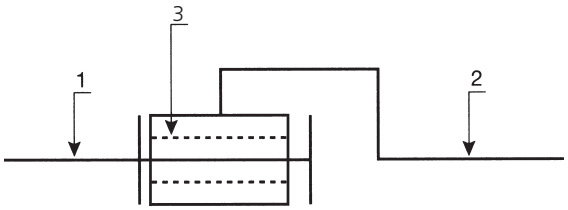


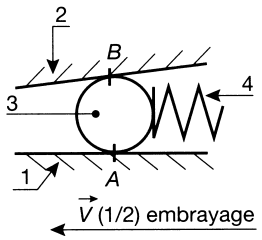
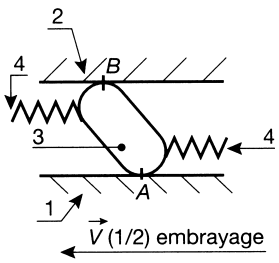
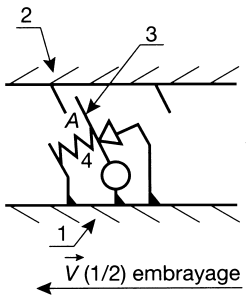
Figure 1.7

Les éléments de l'ensemble *E* (*fig.* 1.7) destinés à assurer une liaison (1–2) de type «encastrement» dans un sens de rotation, et une liaison (1–2) de type «pivot» dans l'autre sens, sont :

– des **organes transmetteurs 3**, fortement sollicités lors de la transmission du couple, de forme sphérique (**billes**), cylindrique (**rouleaux**), ou diverse (**galets** de forme, cliquets) ;
– des **ressorts 4** destinés à garantir, en permanence, le bon positionnement des organes transmetteurs.

La fonction de liaison (1–2) de type «encastrement» peut être assurée par **coincement**, **arc-boutement** ou **obstacle** comme le montre le tableau figure 1.2.

TABLEAU 1.2 PRINCIPES MIS EN ŒUVRE

Différents types de roues libres	Éléments transmetteurs 3	Principes mis en œuvre		Commentaires
Roues libres à frottement	Billes, rouleaux		Coincement	En position «embrayage», la condition de non glissement (1/2) conduit à vérifier une relation existant entre le coefficient de frottement en *A* et *B*, et les paramètres géométriques de la construction (voir paragraphe 1.3.2).
	Galets de forme		Arc-boutement	
Roues libres à obstacle	Cliquets		Obstacle	L'action de contact par obstacle $\vec{A}(3 \rightarrow 2)$ empêche tout glissement possible (2/1) en position «embrayage».

© Dunod – Toute reproduction non autorisée est un délit.

1.3.2 Condition de fonctionnement des roues libres à frottement

a) Cas où l'élément transmetteur (3) est un rouleau cylindrique (fig. 1.8)

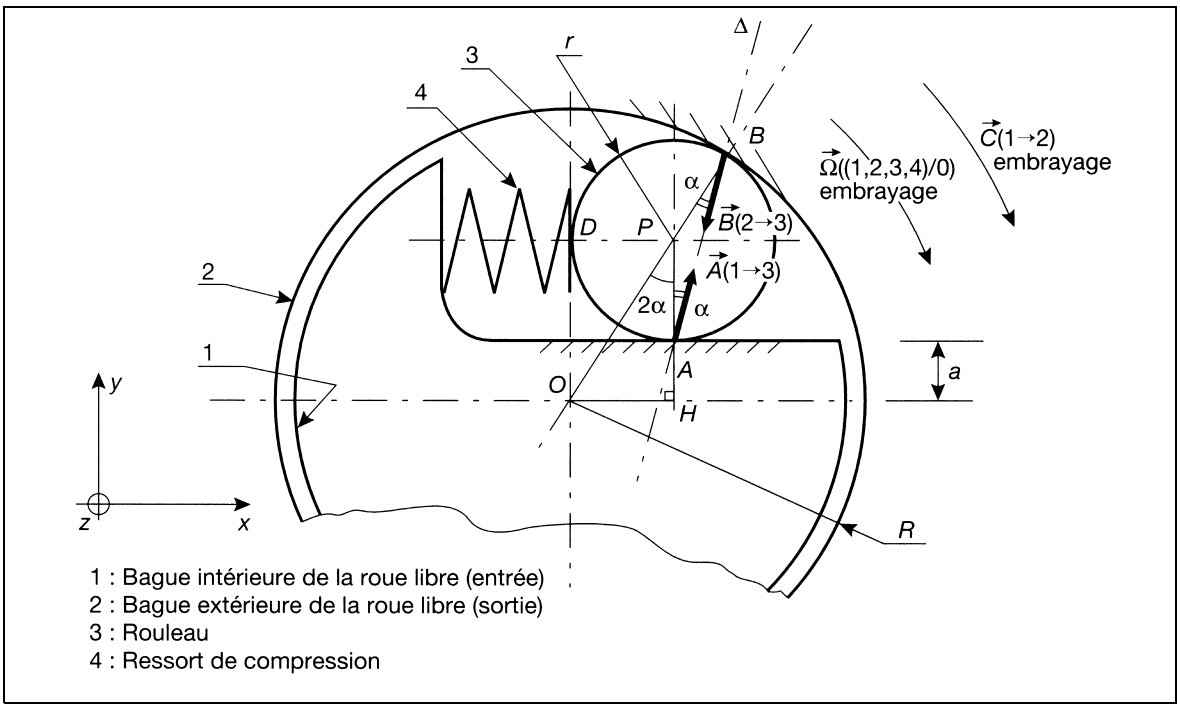


Figure 1.8

➤ Condition de fonctionnement

Le fonctionnement de cette roue libre est tel que pour $\vec{C_1} = -C\vec{z}$, $C > 0$, la liaison (1–2) est de type encastrement. L'élément **3** est en équilibre relativement à un repère solidaire de l'ensemble tournant. Dans l'hypothèse où l'on néglige :

– l'action du ressort de compression $\vec{D}(4 \to 3)$,
– la masse de l'élément **3**,

la condition d'équilibre de l'élément **3** s'écrit :

$$\vec{A}(1 \to 3) + \vec{B}(2 \to 3) = \vec{0}$$

Ces deux actions mécaniques admettent donc une direction commune Δ, inclinée d'un angle α par rapport aux normales aux surfaces de contact respectivement en *A* et *B*.

La condition de non glissement $(1/3)$ et $(2/3)$, respectivement en *A* et *B*, s'écrit :

φ : angle de frottement, $\alpha < \varphi$

soit : $\tan\alpha < \tan\varphi$

ou encore, comme $f = \tan\varphi$ est le coefficient de frottement :

$$f > \tan\alpha$$

En exprimant $\cos 2\alpha$ dans le triangle *OHP*, soit :

$$\cos 2\alpha = \frac{r+a}{R-r}$$

et en utilisant la relation :

$$\tan^2\alpha = \frac{1-\cos 2\alpha}{1+\cos 2\alpha}$$

il vient : $$\boxed{f > \sqrt{\frac{R-2r-a}{R+a}}}$$

Ce résultat montre que la condition de fonctionnement de la roue libre (embrayage sans glissement), s'exprime par une relation existant entre le coefficient de frottement, et les paramètres géométriques de la construction.

➤ Couple transmissible (*fig.* 1.9)

Le couple transmissible par la roue libre en phase d'embrayage (billes coincées) est C_t, tel que :

$$C_t < C_g$$

C_g : couple correspondant au glissement possible aux contacts en *A* ou *B*.

À la limite du glissement en A ou B, le couple transmis par un rouleau est :

$$C'_g = T_B \cdot R$$

T_B : composante tangentielle de $\vec{B}(2 \to 3)$,

soit, d'après la loi de Coulomb :

$$C'_g = N_B f R$$

N_B : composante normale de $\vec{B}(2 \to 1)$.

La valeur maximale de N_B est fonction de la pression maximale admissible par le matériau au contact $(3 \to 2)$. Celle-ci a pour expression :

$$p_{ad} = \frac{N_B}{S^*}$$

ou S^* est une surface théorique dont la valeur dépend de la géométrie initiale des éléments localement déformés par compression. Par exemple, un contact initial ponctuel (avec une bille) ou linéique (avec un rouleau), donne lieu à des valeurs différentes de S^*.

Le couple maximal transmissible par un rouleau s'écrit donc :

$$C'_g = p_{ad} S^*_r f R$$

S^*_r : surface théorique correspondant à un rouleau.

Et pour un nombre z de rouleaux, le couple transmissible par la roue libre est :

$$\boxed{C_t < z\, p_{ad} S^* f R} \qquad (1)$$

p_{ad} en MPa, S^* en mm^2, R en mm, C_t en Nmm, avec S^* fonction ici de r, R et l (*fig.* 1.9).

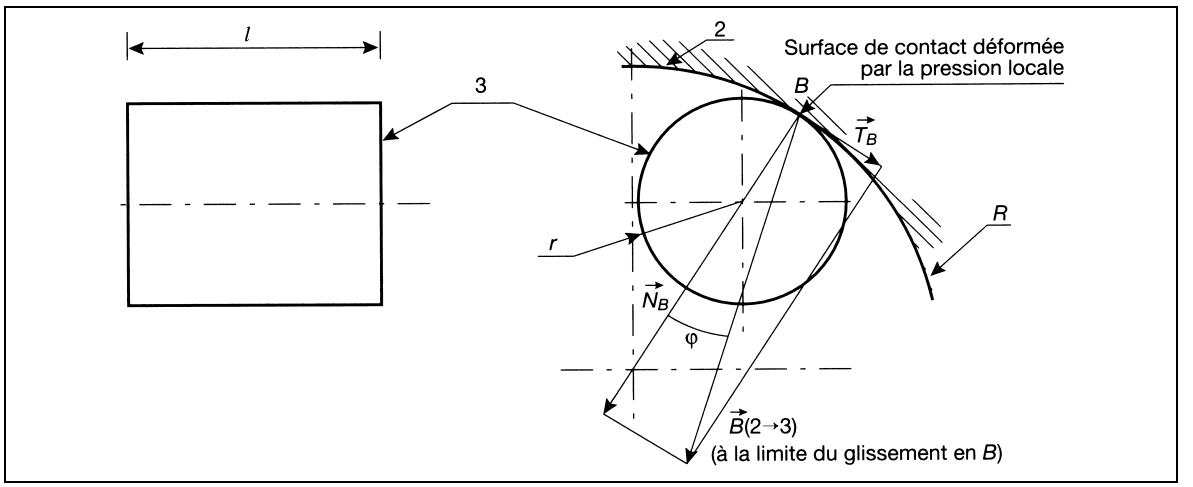


Figure 1.9

b) Cas où l'élément transmetteur est un galet de forme (*fig.* 1.10)

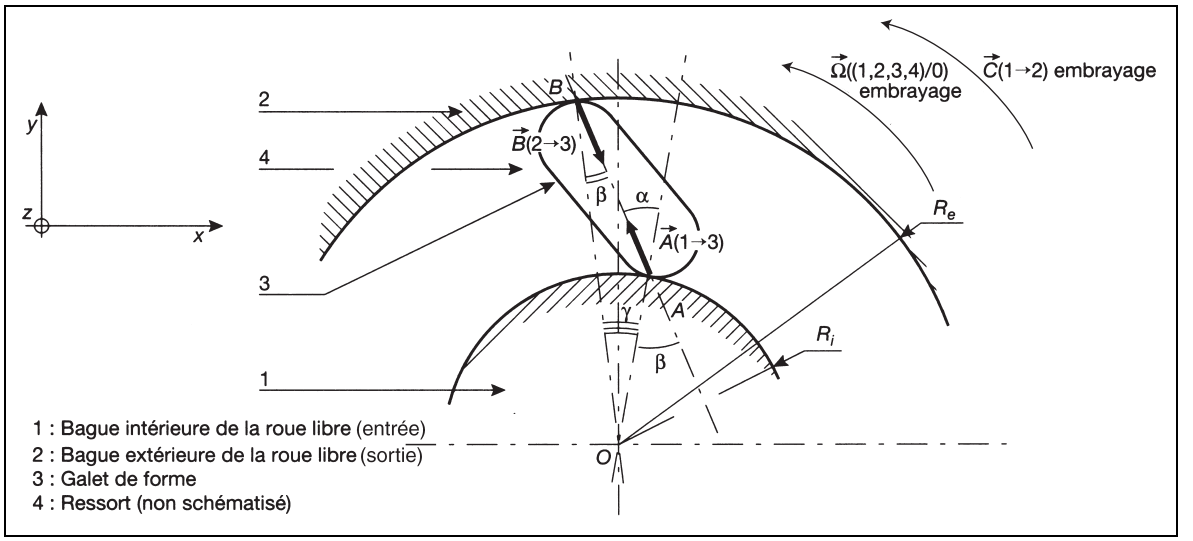


Figure 1.10

© Dunod – Toute reproduction non autorisée est un délit.

➤ Condition de fonctionnement

Une démarche analogue à celle suivie au paragraphe 1.3.2.a, en considérant ici l'équilibre du galet de forme **3**, conduit à la condition de non glissement en A, soit :

$$\alpha < \varphi$$

φ : angle de frottement.

Le risque de glissement en ce point est en effet plus grand qu'au point B car, par construction, l'égalité $\alpha = \beta + \gamma$ conduit à l'inégalité $\alpha > \beta$.

En posant $AB = r$ dans le triangle OAB, nous pouvons écrire :

$$R_e^2 = R_i^2 + r^2 - 2R_i \cdot r \cos\widehat{OAB}$$

$$\Rightarrow \widehat{OAB} = \arccos\left(\frac{R_i^2 + r^2 - R_e^2}{2R_i \cdot r}\right)$$

et $$\alpha = \pi - \widehat{OAB}$$

soit $$\alpha = \pi - \arccos\left(\frac{R_i^2 + r^2 - R_e^2}{2R_i \cdot r}\right)$$

Finalement, la condition de fonctionnement se traduit par la relation :

$$\tan\alpha < \tan\varphi$$

soit encore $$\tan\alpha < f$$

ou $$\boxed{f > -\tan\left[\arccos\left(\frac{R_i^2 + r^2 - R_e^2}{2R_i \cdot r}\right)\right]}$$

➤ Couple transmissible (*fig.* 1.13)

Le couple transmissible par la roue libre en phase d'embrayage (arc-boutement des galets de forme) est C_t tel que :

$$C_t < C_g$$

C_g : couple correspondant au glissement possible en A.

À la limite du glissement en A, le couple transmis par un galet de forme est :

$$C'_g = T_A \cdot R_i$$

T_A : composante tangentielle de $\vec{A}(3 \to 1)$,

soit, d'après la loi de Coulomb :

$$C'_g = N_A f R_i$$

N_A : composante normale de $\vec{A}(3 \to 1)$.

Un calcul analogue à celui du paragraphe 1.3.2.a conduit à l'expression suivante du couple transmissible, pour un nombre z de galets :

$$\boxed{C_t < z\, p_{ad}\, S_g^* f R_i} \qquad (2)$$

S_g^* : surface théorique correspondant à un galet en mm^2, p_{ad} en MPa, R_i en mm, C_t en Nmm, avec S_g^* fonction ici de ρ, R_i et l (*fig.* 1.11).

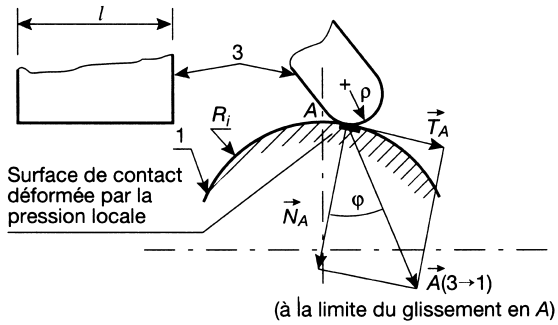


Figure 1.11

Remarques

Les expressions (1) et (2) précédemment établies, ne donnent qu'une valeur approchée du couple que peut réellement transmettre, avec fiabilité, une roue libre. Seule, l'expérience autorise les fabricants à proposer, dans leurs catalogues, des valeurs exactes. La difficulté d'obtenir des résultats satisfaisants de manière théorique provient essentiellement :

– de la disparité des valeurs admises :
  - pour le coefficient de frottement f en milieu lubrifié ;
  - pour la pression de matage admissible p_{ad} qui varie notablement avec la nature des matériaux constituants bagues, billes, rouleaux ou galets de forme ;
– de l'hyperstatisme du montage, où rien ne permet d'affirmer l'uniformité des efforts presseurs (efforts normaux) en chacun des points de contact des éléments transmetteurs, également répartis sur la périphérie des bagues.

Ajoutons aussi que l'effet centrifuge n'est pas pris en compte dans les expressions (1) et (2).

À titre indicatif, pour une roue libre en acier faiblement allié, de type 100 C6 (1 % de carbone, 1,5 % de chrome), on peut admettre :

$$0{,}1 \leqslant f \leqslant 0{,}2$$

$$30 \text{ MPa} \leqslant p_{ad} \leqslant 200 \text{ MPa}$$

1.4 DISPOSITIONS CONSTRUCTIVES DES ROUES LIBRES À FROTTEMENT

1.4.1 Description d'une roue libre à billes ou à rouleaux

a) Dispositifs assurant les fonctions embrayage-débrayage (1 → 2)

La roue libre est constituée d'une **bague intérieure 1** et d'une **bague extérieure 2** entre lesquelles sont disposés **billes** ou **rouleaux 3**. Les **rampes de blocage** sont prévues sur la bague intérieure (*fig.* 1.12), ou sur la bague extérieure (*fig.* 1.13). Chacun(e) des billes (ou rouleaux) est rappelé(e) par un **poussoir 5** en appui sur un **ressort** de compression **4**.

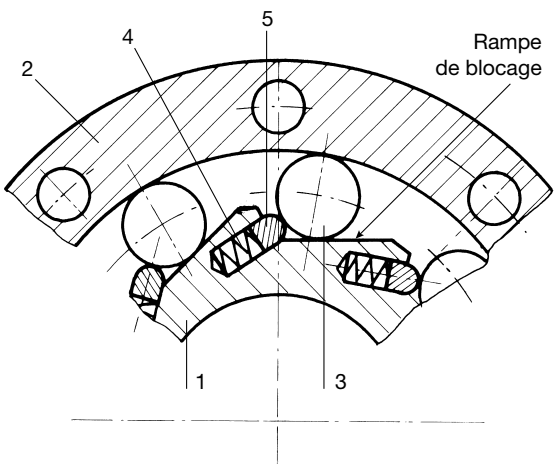


Figure 1.12 ROULEMENT À BILLES RAMPES SUR BAGUE INTÉRIEURE (*SOURCE SIAM RINGSPANN*)

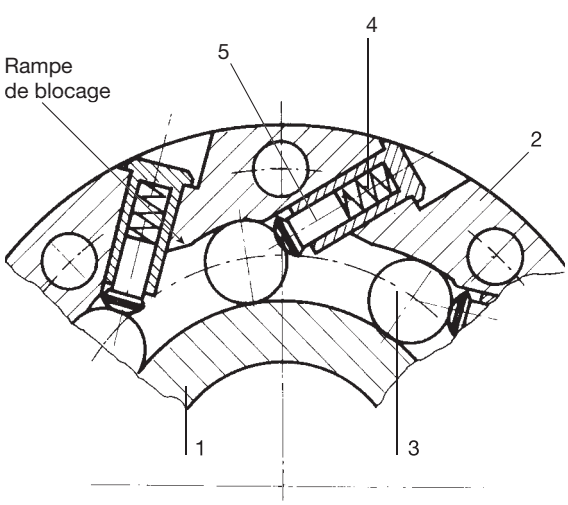
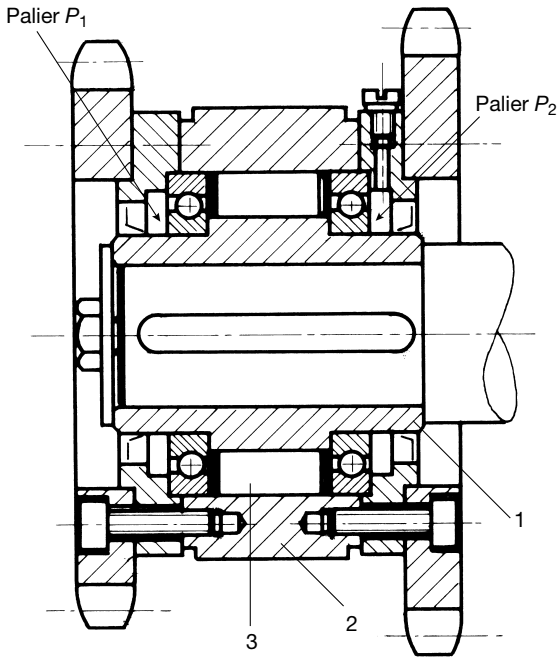


Figure 1.13 ROULEMENT À BILLES RAMPES SUR BAGUE EXTÉRIEURE (*SOURCE SIAM RINGSPANN*)



1 : Bague intérieure de la roue libre
2 : Bague extérieure de la roue libre
3 : Rouleaux (ou billes)

Figure 1.14 EMBRAYAGE - DÉBRAYAGE (*SOURCE SIAM RINGSPANN*)

Notons que dans la configuration de la figure 1.13, une fréquence de rotation élevée entraîne, par effet centrifuge, le recul des poussoirs **5** et, par conséquent, un délestage des billes ou rouleaux **3**. Cet effet est bénéfique, car, en situation de «débrayage» de la roue libre (avec fréquence de rotation élevée de la bague extérieure **2**), le contact $(3 \rightarrow 1)$ tend à s'annuler, ce qui diminue considérablement l'usure et augmente la durée de vie du mécanisme.

b) Dispositifs assurant la fonction de liaison pivot (1/2)

Essentiellement destinée à assurer les fonctions d'embrayage-débrayage, la roue libre participe aussi, le plus souvent, à la réalisation de la liaison pivot entre les éléments **1** et **2** à accoupler. Cette liaison résulte de la présence de deux roulements à billes installés bilatéralement dans les paliers P_1 et P_2 (*fig.* 1.14).

1.4.2 Description d'une roue libre à galets de forme

La roue libre est constituée d'une bague intérieure **1** et d'une bague extérieure **2** (non munies de rampes) entre lesquelles sont disposés des

© Dunod – Toute reproduction non autorisée est un délit.

galets **3** de formes diverses (*fig.* 1.15). Différents profils donnent naissance à des versions de roues libres différentes. Chacun des galets est rappelé par un ressort hélicoïdal individuel **4** (*fig.* 1.16 et 1.17), ou par un ensemble de deux cages concentriques **5** et **6** rappelées angulairement par des lames de ressort **4** (*fig.* 1.18).

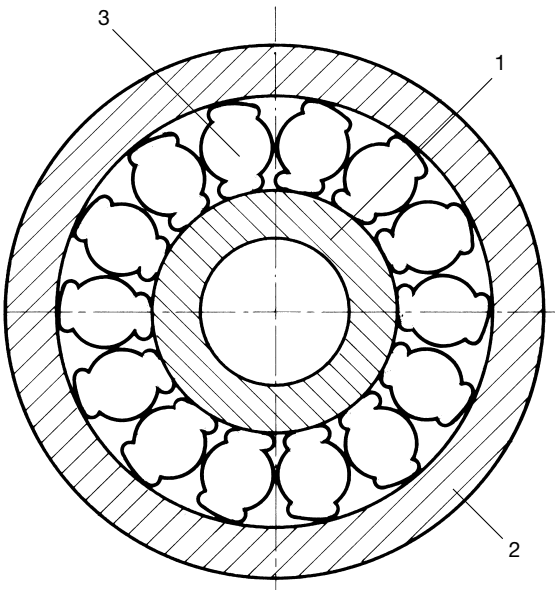


Figure 1.15 ROUE LIBRE À GALETS (*SOURCE SIAM RINGSPANN*)

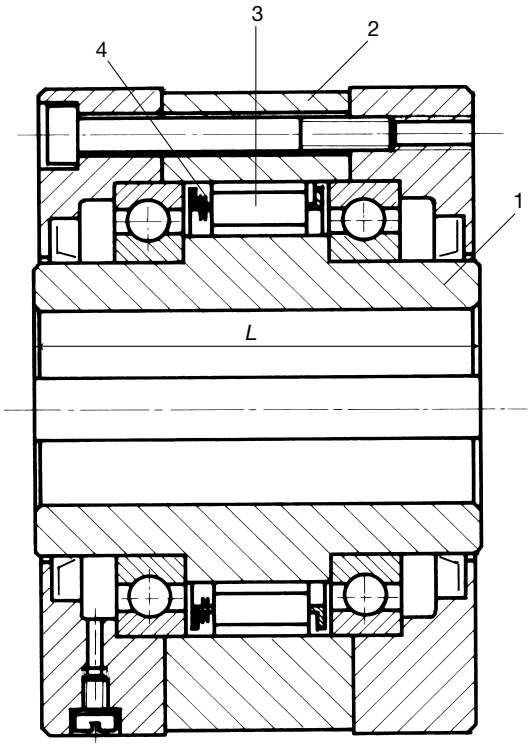


Figure 1.16 ROUE LIBRE À GALET RAPPELÉS PAR RESSORDTS (*SOURCE SIAM RINGSPANN*)

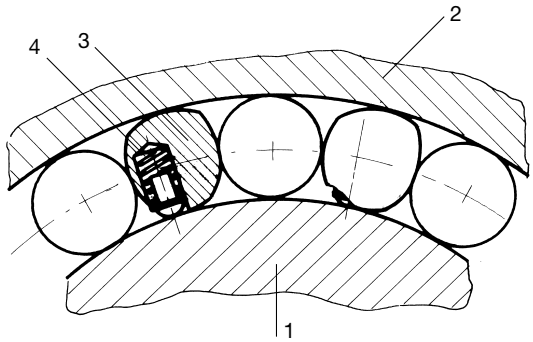


Figure 1.17

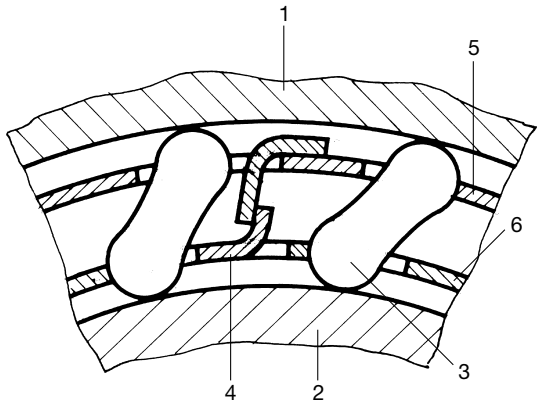


Figure 1.18

Comme pour les roues libres décrites au paragraphe 1.4.1, la liaison pivot (1–2) est le plus souvent assurée par deux roulements à billes installés bilatéralement. Toutefois, pour certaines réalisations, ces deux roulements sont remplacés par des billes, installées sur les pistes de blocage, **alternativement avec les galets**, conformément à la figure 1.19. Dans ce cas, la roue libre se nomme «**roulement roue libre**».

1.4.3 Limitation de l'usure pour les roues libres à galets de forme

Dans une roue libre en phase de débrayage, le contact (galet → bague intérieure (ou extérieure)) aux différents points A_i (ou B_i) demeure sous l'action du ressort de rappel exerçant le couple $\overrightarrow{C_r}$ (*fig.* 1.20). Dans l'hypothèse où les galets **3** sont solidaires de la bague extérieure **2** dans son mouvement de rotation, la vitesse de glissement $V_{Ai}\,(3/1)$ devient un facteur d'usure important des galets et de la bague intérieure.

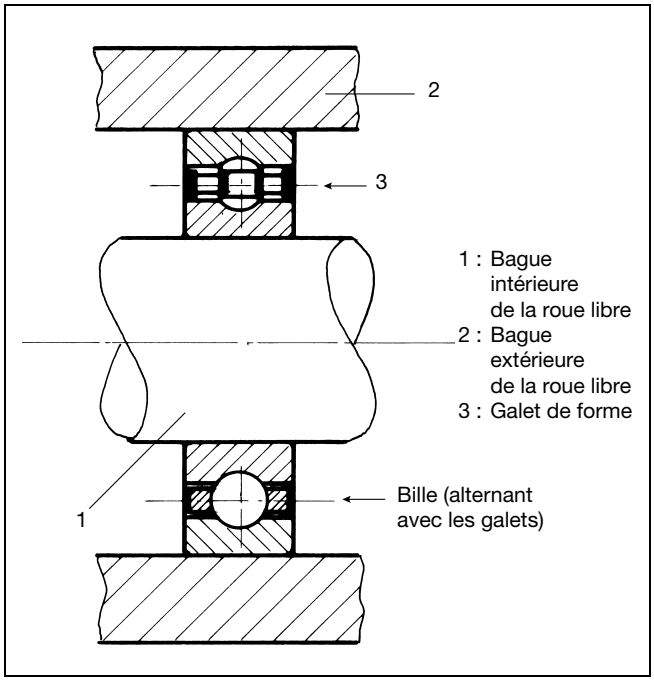


Figure 1.19 ROULEMENT ROUE LIBRE

Il est possible de limiter ou d'annuler cette cause d'usure en supprimant progressivement, lors du fonctionnement en phase de débrayage, l'effort de contact $\overrightarrow{A}(3 \to 1)$. Les fabricants proposent deux types de solution :

– **mécanique** : utilisation de l'effet centrifuge,
– **hydraulique** : utilisation d'une pression d'huile.

a) Utilisation de l'effet centrifuge en phase de débrayage

➤ Cas où la bague extérieure est en pleine vitesse (*fig.* 1.21)

Les galets, de masse m, sont solidaires de la bague extérieure dans son mouvement de rotation. Leur profil est conçu de telle sorte que la résultante centrifuge $\overrightarrow{F_{c_i}}$ au centre de gravité G_i, donne naissance à un couple de dégagement $\overrightarrow{C_d}$, tel que $\overrightarrow{C_d} = \overrightarrow{B_i G_i} \wedge \overrightarrow{F_{c_i}}$ $\left(\text{avec } \left\|\overrightarrow{F_{c_i}}\right\| = m\,\omega_2^2 R_i\right)$. Pour une vitesse angulaire ω_2 donnée de la bague extérieure **2**, ce couple devient supérieur au couple de rappel $\overrightarrow{C_r}$ du ressort. À cet instant, l'effort de contact $\overrightarrow{A_i}(3 \to 1)$ s'annule.

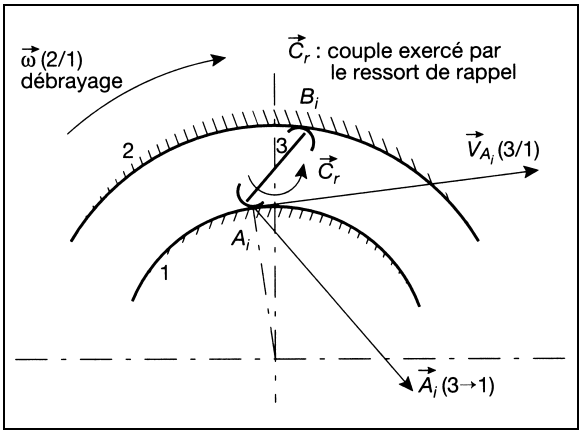


Figure 1.20

➤ Cas où la bague intérieure est en pleine vitesse (*fig.* 1.22)

Un anneau **4**, solidaire de la bague intérieure, maintient les galets solidaires de celle-ci. Comme dans le cas précédent, pour une vitesse angulaire

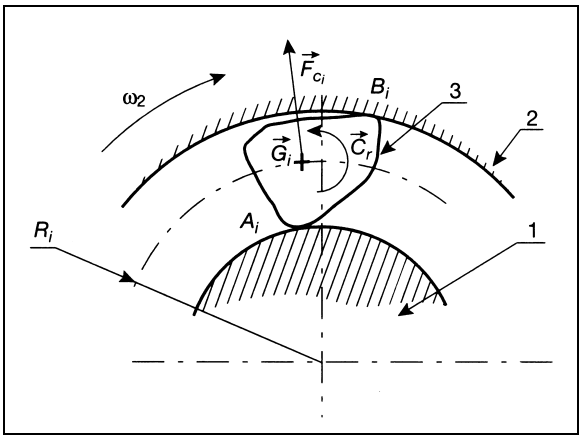


Figure 1.21

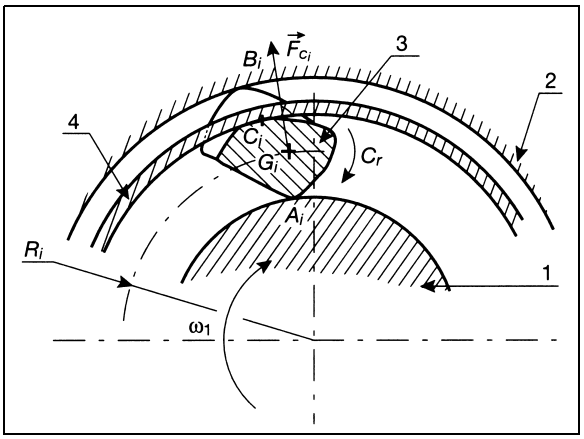


Figure 1.22

© Dunod – Toute reproduction non autorisée est un délit.