

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf- Mila



Institut des sciences et de la technologie

Département de Génie Mécanique et Electromécanique

Polycopié de Cours

Construction Mécanique

Présenté par :

Dr. AZIZI Mohamed Walid

Ce cours est destiné aux étudiants 3^{èmes} ANNEE Electromécanique

Année Universitaire 2021/2022

TABLE DES MATIÈRES

Avant-Propos.....1

CHAPITRE I : Notions fondamentales et méthodologie de conception

I.1 Introduction2

I.2 Conception d'un produit mécanique.....2

I.3 Bureau d'études.....3

I.4 Démarche de Conception.....4

 I.4.1 Chronologie de la démarche.....5

 I.4.2 Fonctions mécaniques élémentaires.....5

 I.4.2.1 Mise en position.....6

 I.4.2.2 Guidage.....6

 I.4.2.3 Lubrification.....6

 I.4.2.4 Etanchéité.....6

 I.4.3 Choix d'une solution technologique.....6

 I.4.3.1 Aspect qualitatif.....7

 I.4.3.2 Aspect quantitatif.....7

 I.4.3.3 Aspect économique.....7

I.5 Liaisons mécaniques.....7

 I.5.1 Liaison complète.....8

 I.5.2 Liaison partielle.....8

 I.5.3 Liaison complète permanente ou non démontable.....9

 I.5.4 Liaison complète démontable.....10

I.6 Symboles cinématiques des liaisons entre deux solides.....11

CHAPITRE II : Introduction au calcul des éléments de machines

II.1 Matériaux de construction.....12

II.2 Caractéristiques mécaniques des matériaux métalliques.....12

II.3 Critère d'élasticité ou critère de rupture.....13

 II.3.1 Critères de Von Mises.....13

 II.3.2 Critères de Tresca.....13

II.4 Fatigue des matériaux.....14

II.5 Normalisation.....14

 II.5.1 Norme.....15

 II.5.2 Les avantages des normes.....16

 II.5.3 Différents types de normes.....16

 II.5.4 Organismes internationales de normalisation.....17

 II.5.4.1 Organisation internationale de normalisation (ISO).....17

 II.5.4.2 Comité électrotechnique international (CEI).....17

 II.5.4.3 Union internationale des télécommunications (UIT).....17

 II.5.5 Elaboration d'une norme.....17

II.6 Sécurité.....18

 II.6.1 Facteur de sécurité.....18

 II.6.2 Détermination d'un coefficient de sécurité.....19

CHAPITRE III : Assemblages

| | |
|--|----|
| III.1 Assemblage par filetage | 21 |
| III.2 Filetage | 21 |
| III.2.1 Rappels sur l'hélice | 21 |
| III.2.2 Différent profils des filets | 22 |
| III.3 Organes de liaison filetés | 23 |
| III.3.1 Les vis | 23 |
| III.3.1.1 Vis d'assemblage | 23 |
| III.3.1.2 Vis de pression | 25 |
| III.3.2 Les écrous | 26 |
| III.4 Les boulons | 26 |
| III.5 Les goujons | 27 |
| III.6 Freinage des éléments filetés | 28 |
| III.7 Calcul des éléments fileté | 28 |
| III.7.1 Dimensionnement des éléments filetés | 28 |
| III.7.2 Calcul du diamètre | 29 |
| III.7.3 Calcul de l'implantation | 30 |
| III.8 Serrage et desserrage | 31 |
| III.8.1 Calcul de couple de serrage | 31 |
| III.8.2 Calcul de couple de desserrage | 33 |
| III.8.3 Calcul du rendement | 33 |
| III.8.3.1 Cas de serrage | 34 |
| III.8.3.2 Cas de desserrage | 34 |
| III.9 Assemblage par rivetage | 35 |
| III.9.1 Principe de formation de la rivure | 35 |
| III.9.2 Rivetage à froid d'un rivet à tête ronde..... | 36 |
| III.9.3 Rivetage à chaud d'un rivet à tête ronde..... | 36 |
| III.9.4 Rivetage à froid d'un rivet creux | 36 |
| III.9.5 Rivetage à froid d'un rivet Pop | 37 |
| III.9.6 Dispositions des rivets..... | 37 |
| III.9.7 Calcul de la résistance des rivets et les membrures..... | 38 |
| III.10 Assemblage par soudage | 40 |
| III.10.1 Vocabulaire de Soudage | 40 |
| III.10.2 Principe de soudage | 41 |
| III.10.2.1 Soudage à l'arc électrique | 41 |
| III.10.2.2 Composition du matériel..... | 41 |
| III.10.3 Différents types de soudage | 42 |
| III.10.3.1 Soudage autogène..... | 42 |
| III.10.3.2 Soudage homogène | 42 |
| III.10.3.3 Soudage hétérogène | 42 |
| III.10.4 Avantages techniques et économiques du soudage..... | 43 |
| III.10.5 Technique de soudage | 43 |
| III.10.6 Position de soudage | 43 |
| III.10.7 Préparation des bords à souder | 43 |

CHAPITRE IV : Guidage des arbres

| | |
|------------------------------------|----|
| IV.1 Introduction | 45 |
| IV.1.1 Définition d'un arbre | 45 |

| | |
|--|----|
| IV.2 Influence des éléments montés sur un arbre | 46 |
| IV.3 Matériaux pour arbre | 46 |
| IV.4 Identification des efforts appliqués à un arbre | 48 |
| IV.4.1 Efforts extérieurs appliqués à un arbre..... | 48 |
| IV.4.2 Nature des sollicitations..... | 49 |
| IV.5 Vérification de l'arbre à la déformation | 51 |
| IV.5.1 Cas de Flexion..... | 51 |
| IV.5.2 Cas de Torsion..... | 52 |
| IV.6 Effet des concentrations de contraintes | 53 |
| IV.7 Butées et paliers à roulements..... | 55 |
| IV.7.1 Description des paliers à roulements | 56 |
| IV.7.2 Roulements à billes | 57 |
| IV.7.2.1 Roulements rigides à une rangée de billes..... | 57 |
| IV.7.2.2 Roulements rigides à deux rangées de billes..... | 58 |
| IV.7.2.3 Roulements à rotule sur billes..... | 58 |
| IV.7.2.4 Roulements à billes à contact oblique..... | 59 |
| IV.7.2.5 Butées à billes à simple effet..... | 60 |
| IV.7.2.6 Butées à billes à double effet..... | 61 |
| IV.7.2.7 Roulements y et roulements divers..... | 61 |

CHAPITRE V : Accouplement et freins

| | |
|---|----|
| VI.1 Accouplements d'arbres..... | 62 |
| VI.1.1 Généralités..... | 62 |
| VI.1.2 Joints d'accouplements rigides..... | 63 |
| VI.1.3 Joints d'accouplements élastiques..... | 63 |
| VI.1.4 Joints d'accouplements positifs..... | 64 |
| VI.1.5 Joints d'accouplements homocinétiques..... | 65 |
| VI.2 les embrayages..... | 65 |
| VI.2.1 Situation, fonction | 65 |
| VI.2.2 Classification | 66 |
| VI.2.3 Réalisations..... | 69 |
| VI.3 Les freins | 72 |
| VI.3.1 Situation, fonction | 72 |
| VI.3.2 Classification | 72 |
| VI.3.3 Réalisations..... | 75 |

CHAPITRE VI : Transmission

| | |
|--|----|
| VI.1 Les courroies | 78 |
| VI.1.1 Courroies plates | 78 |
| VI.1.1.1 Rapport de transmission..... | 79 |
| VI.1.1.2 Étude dynamique..... | 80 |
| VI.1.1.3 Couples transmis..... | 80 |
| VI.1.1.4 Tension t maximale admissible (T_{Maxi})..... | 80 |
| VI.1.2 Étude générale..... | 83 |
| VI.2.2.1 Calcul des courroies trapézoïdales..... | 83 |
| VI.1.3 Courroies crantées (ou synchrones) | 85 |
| VI.2.4 Calcul des courroies crantées | 86 |

| | |
|---|------------|
| VI.2.4.1 Rapport de transmission..... | 86 |
| VI.4 Engrenages droits à dentures droites | 88 |
| VI.4.1 Systèmes d'engrenages cylindriques à denture droite | 88 |
| VI.4.2 Caractérisation des engrenages cylindriques à denture droite | 88 |
| VI.4.3 Dimensions normalisées | 90 |
| VI.7.3.1 Module m | 90 |
| VI.7.3.2 Nombre de dents Z | 90 |
| VI.7.4 Principales dimensions | 90 |
| VI.8 Rapport de transmission d'un train d'engrenage | 91 |
| VI.8.1 Cas des trains simples à deux engrenages | 91 |
| VI.8.2 Cas général : trains à n engrenages | 92 |
| VI.9 Transmission de puissance à travers un train d'engrenage | 92 |
| VI.9.1 Puissance d'entrée et de sortie d'une chaîne cinématique | 92 |
| VI.9.2 Rendement d'un d'engrenage | 93 |
| VI.9.3 Relation entre la puissance d'entrée et la puissance de sortie | 93 |
| VI.9.4 Relation entre le couple d'entrée et le couple de sortie | 93 |
| VI.10 Calcul de dentures | 94 |
| VI.10.1 Calcul de la résistance | 94 |
| VI.10.1.1 Calcul du module m | 94 |
| VI.10.1.2 Efforts sur les dentures – Couple transmis | 95 |
| VI.12 Engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales | 96 |
| VI.12.1 Caractérisation des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale | 96 |
| VI.12.2 Avantages et inconvénients | 96 |
| VI.12.3 Définitions | 97 |
| VI.12.4 Dimensions | 97 |
| VI.12.5 Calcul du module | 98 |
| VI.12.6 Caractéristiques des engrenages à dentures hélicoïdales | 98 |
| VI.12.7 Efforts appliqués sur la dent | 99 |
| VI.12.8 Conséquences de l'inclinaison de la denture | 99 |
| VI.13 Engrenages cylindriques à dentures coniques | 102 |
| VI.13.2 Définitions | 103 |
| VI.13.3 Rapport de transmission | 104 |
| VI.13.3.1 Principe | 104 |
| VI.13.3.2 Module Moyen | 104 |
| VI.13.3.3 Caractéristiques des engrenages à dentures coniques | 106 |
| VI.13.3.4 Efforts sur la denture | 106 |
| VI.13.3.5 Autres types d'engrenages coniques | 106 |
| VI.13.3.6 Disposition constructive | 106 |
| VI.14 Engrenages à roues et vis sans fin | 108 |
| VI.14.1 Présentation | 109 |
| VI.14.4 Principales applications | 109 |
| VI.14.5 Caractéristiques dimensionnelles | 109 |
| VI.14.5.1 Caractéristiques de la Vis | 111 |
| VI.14.5.2 Caractéristiques de la roue et vis sans fin | 111 |
| VI.14.5.3 Rapport de réduction | 111 |
| VI.13 Rendement des engrenages roue et vis sans fin | 113 |
| VI.14 Réversibilité et irréversibilité | 113 |
| VI.15 Caractéristiques mécaniques | 114 |
| Références bibliographiques..... | 116 |

Avant-Propos

Ce polycopié a été destiné aux étudiants inscrits en troisième année option Electromécanique, cinquième semestre de l'année universitaire. Le contenu de ce polycopié, correspond au programme officiel de la matière " *Construction Mécanique* " enseigné en troisième année, socle commun, de domaine sciences et technologies. Il a été rédigé dans le but de permettre d'avoir un outil de travail et de référence recouvrant les connaissances qui leur sont demandés.

Ainsi, ce polycopié s'articule autour de six (06) chapitres :

- Notions fondamentales et méthodologie de conception
- Introduction au calcul des éléments de machines
- Assemblages
- Guidage des arbres
- Accouplements et freins
- Transmission

Le contenu de ce polycopié permet à l'étudiant d'acquérir les connaissances relatives aux notions des éléments de machine et cela par la connaissance des éléments et pièces de machines standards, utilisés dans la construction des structures mécaniques et leur normalisation, les assemblages, guidage des arbres ainsi que la transmission mécanique de puissance.

Bien que l'élaboration de ce polycopié ait été faite avec le plus grand soin, le contrôle effectué de ce document n'est pas absolu, et il serait étonnant qu'il ne subsiste pas d'erreurs.

I.1 Introduction

Une machine est souvent constituée d'un ensemble de mécanismes dont le rôle est la contribution au fonctionnement général par la réalisation d'une ou plusieurs fonctions élémentaires. Ces mécanismes sont à leurs tours obtenus par l'assemblage d'un nombre déterminé de pièces. La façon par laquelle l'assemblage des pièces est obtenu caractérise la liaison entre elles et ainsi le mode de fonctionnement de l'ensemble. Les technologies de construction des machines se limitent, alors, à l'étude des pièces et mécanismes et de leurs fonctionnements. En effet, chaque pièce mécanique se définit par son ou ses rôles dans l'ensemble dont ils sont, souvent, garantis par les spécifications de sa propre structure.

La construction mécanique est une science appliquée orientée vers la résolution des problèmes de conception dans une variété de domaines industriels : agricole, forage, automobile, précision, ...etc. Les technologies de construction se limitent à l'étude des objets techniques et de leurs fonctionnements. En effet, chaque objet technique se définit par son ou ses rôles dans un ensemble dont ils sont, souvent, garantis par les spécifications de sa propre structure.

I.2 Conception d'un produit mécanique

La conception d'un produit mécanique passe par plusieurs étapes, l'étape initiale consiste à définir un cahier de charge et établir un contrat entre le client et l'entreprise. Le cahier de charge détail tous les besoins que le client souhaite les voir sur son produit final, parmi ces différents besoins, on peut citer : les fonctions de service du produit, la durée de son fonctionnement, le délai de production, le coût du produit fini, la compétitivité, la valeur du produit qui est définie par le rapport entre la qualité du produit et son coût, le poids, la fiabilité et la durabilité du produit final, l'esthétique et la facilité de manipulation du produit, la facilité de démontage et de montage des parties du produit afin de faciliter les opérations de maintenance ou de réparation , la sécurité du produit...

L'étape suivante consiste à concevoir le produit au sein du bureau d'études en essayant de respecter à la lettre les consignes définies par le cahier de charge.

L'étape finale est la fabrication du produit et la présentation d'un prototype de ce produit au client, si le client est satisfait de son produit fini, une production en série est alors lancée par l'entreprise.

La Figure I.1 présente le circuit fermé des différentes étapes de réalisation d'un produit mécanique.

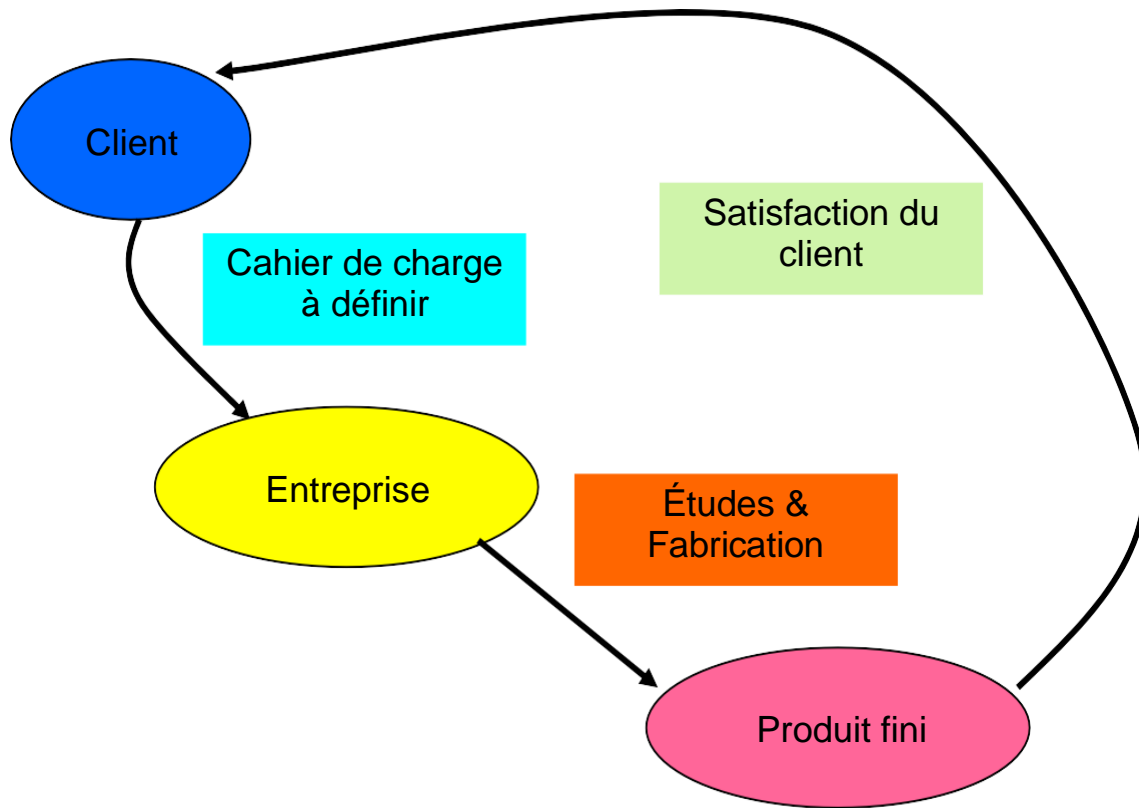


Figure I.1 Etapes de conception d'un produit mécanique

I.3 Bureau d'études

La fonction principale d'un bureau d'études est la conception d'un élément mécanique, d'autres tâches sont confiées au bureau d'études comme l'analyse du marché, analyse fonctionnelle du besoin, de la valeur et de la fiabilité, étude technique et économique du produit ainsi l'analyse fonctionnelle technique. Cette dernière consiste à faire une analyse de la sûreté de fonctionnement et une analyse de risque et de défaillance. L'endommagement d'un élément mécanique se fait soit par déformation plastique, rupture, usure, corrosion, fatigue, etc.

Le concepteur doit suivre les étapes de conception suivantes :

L'imagination du nouveau produit (il faut imaginer un produit qui assure les fonctions de service définies dans le cahier de charge CDC).

Trouver les différentes solutions technologiques et constructives qui assurent le fonctionnement technique de l'élément mécanique. Ces différentes solutions doivent être réalisables.

Définition des différentes liaisons mécaniques : partielle ou complète, démontable ou non démontable ainsi les classes d'équivalence, une classe d'équivalence peut être définie comme l'ensemble des pièces mobiles en même temps. Cette étape permet d'effectuer une analyse fonctionnelle cinématique et/ou dynamique du produit à concevoir.

Définitions des différentes sollicitations mécaniques, thermiques... qui agissent sur le produit. On peut citer quelques sollicitations extérieures : Vent, séisme, corrosion ... ou intérieures : Poids, traction, compression cisaillement, flexion, torsion, flambage, choc, vibrations, fatigue, vitesses, contact, température, fluage, etc.

Définition des charges maximales appliquées sur le système ou bien définition des cas de calcul les plus dimensionnants ou les plus pénalisants.

Faire un choix de matériaux qui respecte les instructions du cahier de charge.

Conception du produit à l'aide des outils de CAO Conception Assistée par Ordinateur (Catia, SolidWorks...).

Dimensionnement des différentes composantes mécaniques constituant le produit finale et calcul et vérification de la résistance ou la tenue thermique, mécanique de ceux-ci soit manuellement à l'aide des lois de la mécanique et de la résistance des matériaux ou par l'utilisation des outils informatiques comme les logiciels de calcul éléments finis (Ansys, Abaqus...)

Optimisation du poids du produit final et donc diminution de son coût.

I.4 Démarche de Conception

Concurrence, nécessité de compétitivité ont replacé le client au centre de la démarche de conception. D'autre part, outre l'amélioration constante des moyens de calculs de modélisation, outre les progrès accomplis par les matériaux et leur mise en œuvre, on a commencé à s'interroger sur la pertinence des *méthodes de travail en conception*, donc sur la meilleure façon *d'initier et de conduire un projet*.

La création d'un objet est la conception puis la réalisation du produit désiré. Dans la plupart des cas l'équipe conception/réalisation doit fournir un dossier de conception et un dossier de fabrication: l'objectif du projet étant la réalisation d'un moyen de production pour fabriquer les produits.

Il est donc très important de prendre en compte dès le début de la conception la future réalisation du produit. La norme parle de « Concepteur/réalisateur » ce qui est une évolution culturelle très importante dans les pays industriels.

Les deux préoccupations essentielles des constructeurs sont d'obtenir pour les mécanismes qu'ils étudient :

- Un fonctionnement correcte et sûr,
- Un coût de production minimal.

La réalisation de ces objectifs est basée d'abord sur le choix optimisé des matériaux utilisés et les modes de fabrication. Ainsi, l'adoption d'une solution constructive dans le domaine des fonctions mécaniques élémentaires joue un rôle primordial dans le bon fonctionnement des mécanismes. Elle doit être basée sur une démarche logique et méthodologique impliquant toutes les notions de la mécanique telles que: la statique, la cinématique, la dynamique, la thermodynamique, la résistance ou la fatigue.

I.4.1 Chronologie de la démarche

La Figure 1 donne une vision globale de la chronologie de la conception. Certaines étapes ne sont pas représentées. On peut trouver tous les détails dans de nombreux livres de management de projet.

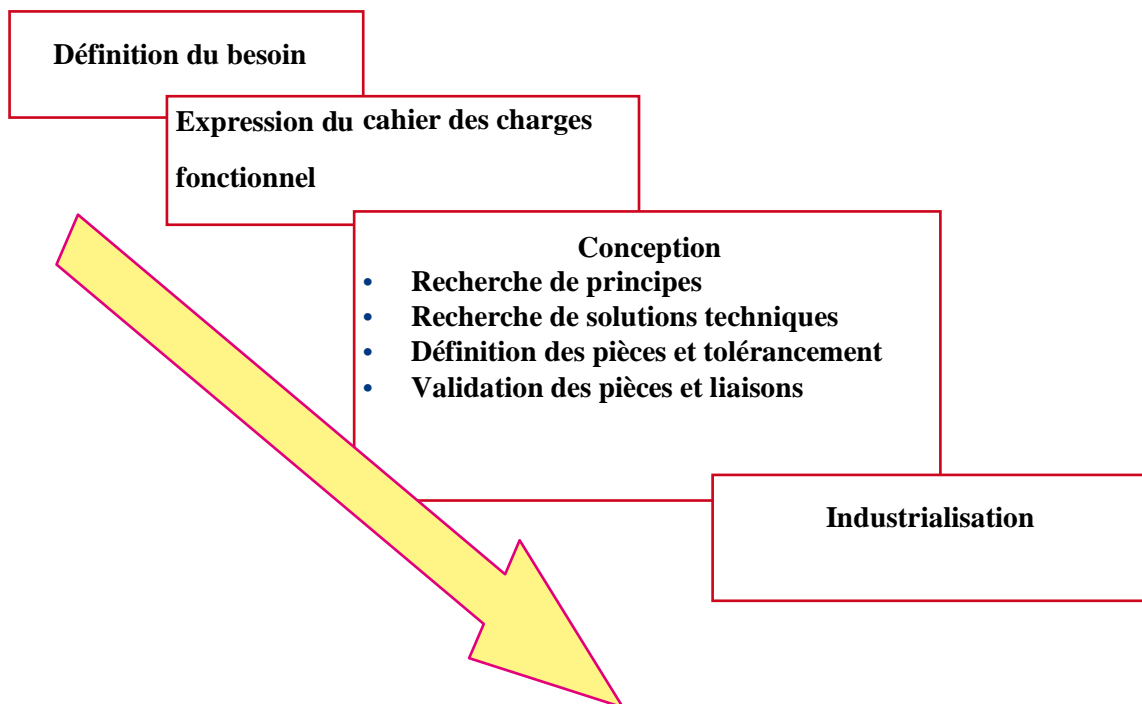


Figure I.2 Courbe fiabilité-contrainte.

I.4.2 Fonctions mécaniques élémentaires

La fonction mécanique élémentaire fondamentale est la fonction liaison. Cette fonction est génératrice pour toutes les autres fonctions mécaniques élémentaires. Lorsque deux ensembles mécaniques restent, sous l'effet des actions externes, en contact par certaines de leurs surfaces, on dit qu'ils sont en état physique de liaison. Une telle liaison peut transformer ou transmettre

un mouvement, guider ou positionner un ensemble ou articuler un système. On trouve d'autres fonctions mécaniques supplémentaires telle que :

I.4.2.1 Mise en position

Si l'une des pièces d'un mécanisme est prise comme référence, la fonction mise en position s'intéresse à la détermination rigoureuse de la position relative des autres pièces du mécanisme. Selon le nombre de degrés de liberté supprimés, on obtiendra un positionnement complet (aucun degré n'est possible) ou partiel (un ou plusieurs degrés sont possible).

I.4.2.2 Guidage

Cette fonction consiste à la détermination et le contrôle de la trajectoire d'une pièce mobile dans l'ensemble. Cependant, les degrés de liberté possibles sont responsables d'assurer le mouvement requis. S'il s'agit d'un mouvement de translation, on parle d'un guidage en translation sinon le guidage est en rotation.

I.4.2.3 Lubrification

Le frottement des pièces en mouvement relatif peut produire des dégagements thermiques qui conditionnent les caractéristiques mécaniques des matériaux utilisés et ainsi leurs résistances. Aussi, la pression de contact lors d'un mouvement donne naissance au phénomène d'usure qui modifie la forme géométrique des pièces et ainsi la trajectoire de mouvement. La fonction lubrification assure la lutte à ces phénomènes par l'interposition d'un fluide entre les surfaces de contact des pièces en mouvement. Ce fluide a pour but de refroidir le mécanisme et de diminuer l'usure des pièces.

I.4.2.4 Etanchéité

Le bon fonctionnement d'un mécanisme peut être affecté par la pénétration des éléments étrangers ou la fuite des fluides de lubrification. La fonction étanchéité se base sur la protection du mécanisme par l'interdiction ou le contrôle des fuites.

I.4.3 Choix d'une solution technologique

La conception d'un mécanisme c'est l'innovation d'un schéma de fonctionnement assurant l'accomplissement des tâches entendues de ce mécanisme. La réalisation de ce schéma nécessite le choix des technologies disponibles qui aboutissent à un ensemble d'organes fonctionnant d'une manière à assurer les fonctions mécaniques élémentaires comprises dans ce schéma. Ce problème devra être traité de trois manières : qualitative, quantitative ou économique.

I.4.3.1 Aspect qualitatif

D'une manière générale, le choix d'une solution est basé, en premier lieu, sur la qualité de fonctionnement qu'elle assure. Cela nécessitera la réponse aux questions :

- Quelles sont les degrés de liberté à supprimer ?
- Quelles sont les efforts à supporter ?
- Quelle est la précision exigée ?
- Quels sont les matériaux constituant les pièces en question ?
- Quelle est la température de fonctionnement ?

Ces questions ont d'avantage pour but de faire acquérir un état d'esprit technique qu'une quantité de connaissances technologiques.

I.4.3.2 Aspect quantitatif

Certaines des questions proposées dans l'étude qualitative nécessitent des réponses chiffrées car les problèmes de construction sont souvent présentés sous forme d'un texte comportant des données littérales et chiffrées. En effet, la solution à ces problèmes se présente comme un texte littéral et chiffré, sous forme d'un dessin, d'un schéma ou d'indications diverses permettant de démontrer sans doute que la solution retenue est la meilleure.

I.4.3.3 Aspect économique

Puisqu'on parle toujours des coûts, un autre aspect peut être impliqué dans ce choix, c'est l'aspect économique. Dans ce contexte, le constructeur doit répondre à la question suivante : fabriquer, commander ou acheter ?

La réponse à cette question détermine la tendance de la conception. La fabrication permet de garantir la qualité nécessaire mais elle constitue une perte de temps et de moyens s'il existe des agents spécialisés. Du même, l'achat peut être le meilleur choix si les pièces en question sont disponibles au marché.

I.5 Liaisons mécaniques

Une liaison mécanique permet de réaliser l'assemblage d'une pièce mécanique avec une ou plusieurs d'autres pièces. Il existe plusieurs types de liaisons mécaniques :

- **Liaison complète ou encastrement:** Les deux pièces ne peuvent avoir aucun mouvement entre elles.
- **Liaison partielle :** Les deux pièces peuvent avoir un mouvement entre elles.
- **Liaison permanente ou non démontable :** Les deux pièces ne peuvent se séparer

que si on détériore l'une d'elles.

- **Liaison démontable** : On peut séparer l'une des deux pièces sans avoir un risque de détériorer l'une d'elles.

I.5.1 Liaison complète

Si aucun mouvement relatif n'est autorisé entre deux pièces assemblées, alors la liaison est dite complète. L'exemple de la Figure I.3 montre une liaison complète entre l'arbre (1) et la bielle (2), le maintien de l'arbre (1) avec la bielle (2) se fait par assemblage du chapeau (3) avec la bielle (2) à l'aide du serrage des deux vis (4). En effet, il n'existe aucun degré de liberté entre l'arbre (1) et la bielle (2).

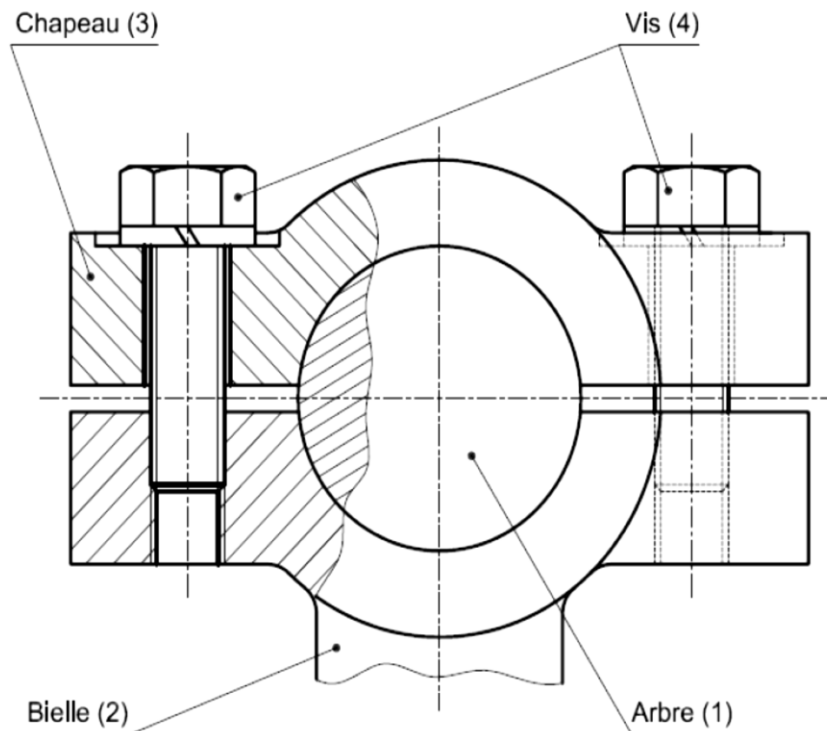


Figure I.3 Liaison complète entre l'arbre (1) et la bielle (2)

I.5.2 Liaison partielle

La liaison entre deux pièces est partielle lorsqu'il reste à ces deux pièces un certain nombre de degrés de liberté relative, c'est-à-dire un certain nombre de possibilités de mouvement relatif entre elles. La Figure I.4 présente un système de guidage à recirculation, le chariot (2) glisse sur le rail (1), un circuit de billes diminue le frottement et supporte des charges et des couples dans toutes les directions, il permet aussi d'avoir un système de guidage rigide.

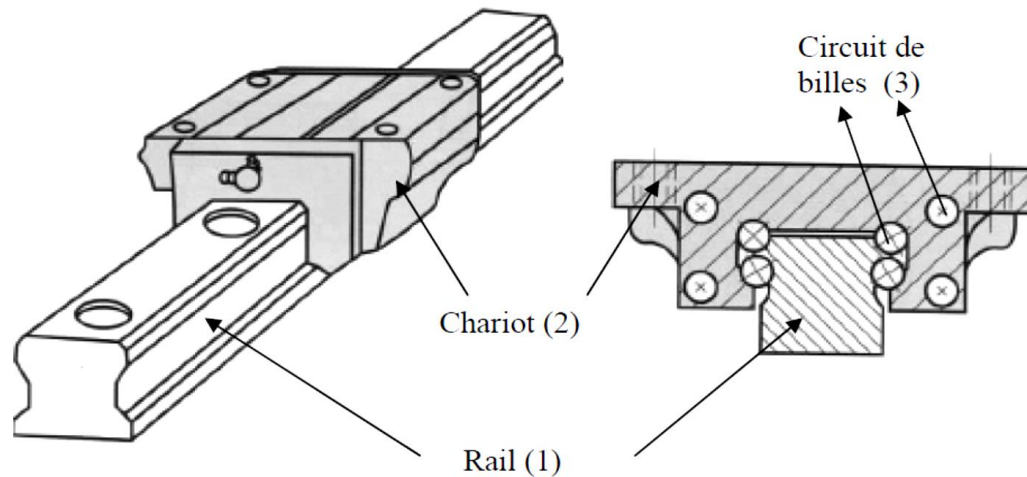


Figure I.4 Liaison partielle : système de guidage à recirculation

Sur la Figure I.5, l'ergot (3) est fixé par la vis (4) sur le moyeu alésé (2), l'arbre (1) est mené d'une rainure pour permettre une translation relative entre l'arbre (1) et le moyeu (2)

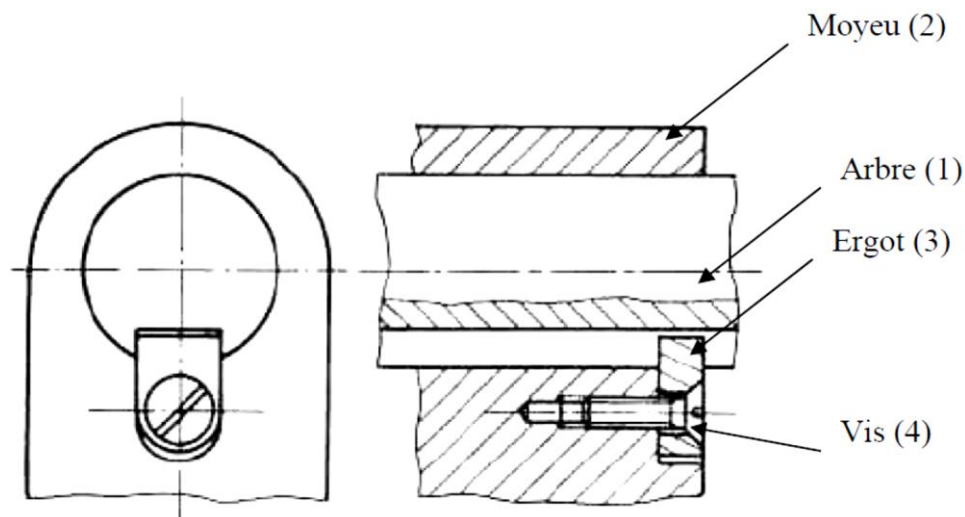


Figure I.5 Liaison partielle : Translation de l'arbre (1) à l'intérieur du moyeu (2)

I.5.3 Liaison complète permanente ou non démontable

Une liaison complète permanente entre deux pièces est une liaison qui ne peut être désaccouplée sans la destruction des deux pièces. L'assemblage des deux pièces immobiles l'une par rapport à l'autre est modélisé sous certaines hypothèses par une liaison de type encastrement. La Figure I.6 (a) et (b) présente respectivement un mode d'assemblage de deux pièces par rivetage et par soudage, ces deux modes réalisent une liaison complète non démontable. D'autres modes d'assemblage par collage, sertissage, emmanchement forcé... réalisent aussi des liaisons permanentes.

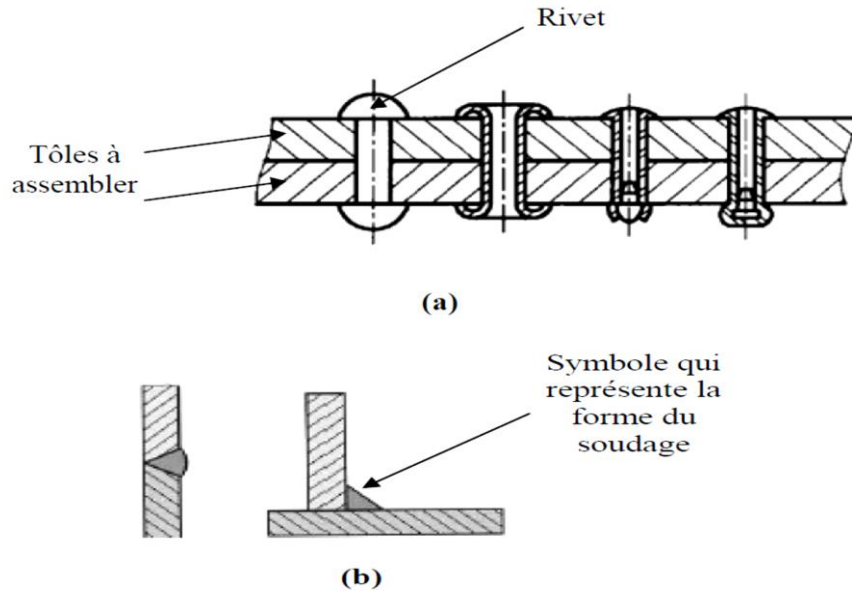


Figure I.6 Liaison permanente : (a) Rivetage ; (b) Soudage

I.5.4 Liaison complète démontable

Cette liaison permet de désolidariser les pièces assemblées sans les faire détériorer. Pour réaliser une liaison complète entre deux pièces, il est indispensable de supprimer les 6 degrés de liberté entre les deux pièces afin de garantir la mise en position relative. La suppression des 6 degrés de liberté pour une liaison complète démontable se fait soit par obstacle (goupille, clavette ...) ou par adhérence (vis, écrou ...). L'exemple de la Figure I.7 montre une liaison complète démontable entre la poulie et l'arbre. En effet, la surface cylindrique de contact entre l'arbre et la poulie supprime 4 degrés de liberté (deux translations et deux rotations), l'épaulement de l'arbre supprime par obstacle la dernière translation qui reste, la clavette supprime la dernière rotation qui reste. Au final les 6 degrés de liberté sont supprimés.

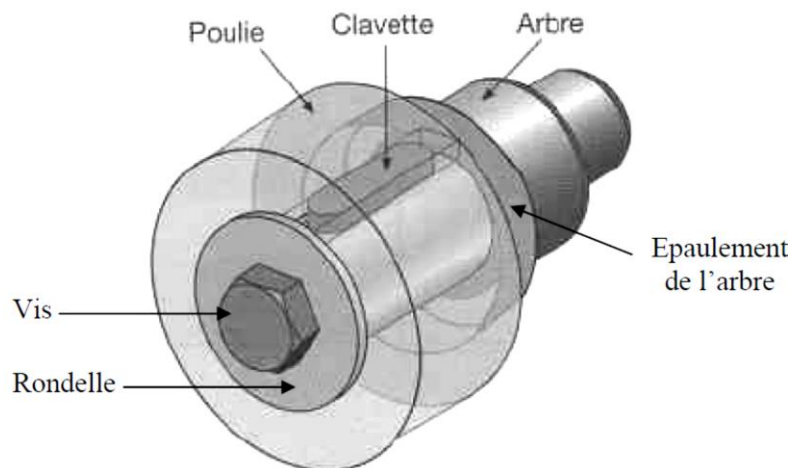


Figure I.7 Liaison complète démontable entre une poulie et un arbre

I.6 Symboles cinématiques des liaisons entre deux solides

Le Figure I.8 ci-dessous montre différentes liaisons entre deux solides et leurs degrés de liberté ainsi il montre les symboles de représentation cinématique de ces liaisons en 2D et 3D. Ces symboles sont utilisés pour dessiner un schéma cinématique d'un mécanisme, ce schéma facilite la lecture du dessin d'ensemble et la compréhension rapide de fonctionnement du système mécanique étudié, il facilite aussi l'étude des mouvements à travers les liaisons mécaniques et l'étude des efforts.

| Nom de liaison | Exemple | Représentation plane | Représentation en 3D |
|--|---------|----------------------|----------------------|
| Liaison d'encastrement 0 degré de liberté | | | |
| Liaison pivot 1 degré de liberté | | | |
| Liaison pivot - glissant 2 degrés de liberté | | | |
| Liaison glissière 1 degré de liberté | | | |
| Liaison glissière hélicoïdale 2 degrés de liberté | | | |
| Liaison rotule 3 degrés de liberté | | | |

Figure I.8 Symboles de liaison entre deux solides

II.1 Matériaux de construction

La plupart des matériaux utilisés dans la construction mécanique sont les matériaux métalliques (acier, fonte, aluminium, cuivre ...) et les matériaux non métalliques (plastiques, céramiques, composites). Dans ce qui suit, nous allons montrer quelques caractéristiques mécaniques de quelques matériaux métalliques.

II.2 Caractéristiques mécaniques des matériaux métalliques

Le tableau suivant montre les caractéristiques mécaniques principales de quelques matériaux métalliques utilisés dans la construction mécanique.

| Matériau | Limite d'élasticité R_e (MPa) en traction | Limite d'élasticité R_{ec} (MPa) en compression | Résistance à la traction R_r (MPa) | Module de Young E (GPa) | Densité | Dureté Brinell |
|--------------|---|---|--------------------------------------|---------------------------|---------|----------------|
| Fonte C > 2% | 140 - 680 | 5 * R_e | 410-830 | 60-160 | 6,8 | 200-300 |
| Acier C < 2% | 200-1000 | 200-1000 | 350-2000 | 210 | 7,8 | 120-205 |
| Cuivre | 50-350 | 50-350 | 100-400 | 120 | 8,9 | 92 |
| Aluminium | 20-300 | 20-300 | 65-400 | 76 | 2,7 | 65-95 |

Tableau II.1 Propriétés mécaniques de quelques matériaux métalliques

La limite d'élasticité R_e représente une contrainte maximale qu'on ne doit pas dépasser dans les applications pratiques, sous peine de voir les organes se déformer d'une façon plastique ou permanente. D'après le Tableau 1, nous remarquons que limite d'élasticité R_e en compression de la fonte est cinq fois supérieur à sa limite d'élasticité R_e en traction, ceci veut dire que la fonte résiste plus à la compression qu'à la traction.

Autre paramètre important est le module d'élasticité ou le module de Young E , celui-ci donne une idée sur la rigidité du matériau, il représente la pente de la courbe contrainte en fonction de la déformation dans le domaine élastique et il est calculé par la formule suivante :

$$\sigma_e = E \varepsilon_e$$

σ_e et ε_e sont respectivement la contrainte élastique et la déformation élastique.

Selon la quantité de carbone existant dans l'acier, celui-ci peut être alors classé en plusieurs catégories :

Si le pourcentage de carbone $C < 0,025 \%$ l'acier est dit acier extra doux.

Si le pourcentage de carbone $C < 0,3 \%$ l'acier est dit acier doux.

Si le pourcentage de carbone est compris entre $0,3\% < C < 0,5\%$ l'acier est dit acier mi-dur.

Si le pourcentage de carbone $C > 0,5\%$ l'acier est dit acier très dur avec une haute résistance

II.3 Critère d'élasticité ou critère de rupture

La contrainte induite dans une structure est calculée en utilisant les formules de traction, de flexion, de torsion, etc. La combinaison des différentes contraintes donne une contrainte équivalente, celle-ci doit être inférieure à la contrainte admissible pour éviter une éventuelle rupture ou une déformation plastique du matériau :

$$\sigma_{eq} < \sigma_{adm}$$

Nous montrons dans ce qui suit les deux critères de rupture les plus connus qui permettent de calculer la contrainte équivalente σ_{eq} .

II.3.1 Critères de Von Mises

Le professeur Von Mises propose au XXe siècle un critère qui considère que la matière sort du domaine élastique lorsque :

$$(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2) = 2\sigma_{eq}^2$$

Le tenseur de contrainte est défini par :

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

σ_{xx} est la contrainte normale au plan zy

τ_{xy} est la contrainte de cisaillement, le premier indice indique la direction de la normale au plan zy, tandis que le deuxième indice indique la direction de la force appliquée. En fonction des contraintes principales, le critère de Von Mises devient :

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 = 2\sigma_{eq}^2$$

II.3.2 Critères de Tresca

Le critère de Tresca ou le critère de la contrainte de cisaillement maximale s'exprime par :

$$\sigma_{eq} = \text{Max}_{i,j=1,2,3} (\sigma_i - \sigma_j)$$

Ce critère considère que la matière sort du domaine élastique lorsque le double de la contrainte maximale de cisaillement atteint une valeur limite correspondant à la limite élastique du matériau en extension.

II.4 Fatigue des matériaux

La fatigue d'un matériau est définie comme une sollicitation cyclique d'origine mécanique, thermique... appliquée sur ce matériau. La fatigue abrège la durée de vie des machines et des constructions. Elle est plus grave que l'usure, la corrosion ou le fluage qui altère les organes de machine d'une manière progressive alors que la fatigue provoque souvent des ruptures brutales de la pièce et peut entraîner la destruction totale d'une construction. Les facteurs qui influencent la résistance à la fatigue ou l'endurance sont la nature du métal (propriétés et traitement thermique), l'état de surface (rayures dues à l'usinage, les stries), l'effort appliqué (nature et fréquence des sollicitations), forme des pièces, assemblage des pièces et effet de l'entaille qui est le plus important. La fatigue est un mode de dégradation lent mais irréversible, on peut mettre en évidence trois phases avant la rupture, la première phase est la phase d'amorçage de la fissure, puis la phase de la propagation de la rupture et à la fin la phase d'accélération avant la rupture. Pour avoir un fonctionnement normal de la construction, il ne faut jamais atteindre cette dernière phase car elle correspond à un point de non-retour. En effet, l'amorçage de rupture se fait initialement dans la zone de concentration de contrainte ou dans une zone de défaut, ainsi la rupture dépend de la forme de la pièce, de la nature du matériau et du mode de sollicitation. Pour éviter la rupture par fatigue, il faut que l'amplitude de la contrainte cyclique $\Delta\sigma$ (différence entre la contrainte maximale et la contrainte minimale) soit inférieure à la contrainte d'endurance du matériau σ_d :

$$\Delta\sigma = (\sigma_{Max} - \sigma_{Min}) < \sigma_d$$

σ_d La contrainte d'endurance du matériau qui est déterminée par les courbes de Wöhler. Parfois, et pour quelques matériaux, la contrainte d'endurance est inférieure même à la limite d'élasticité.

II.5 Normalisation

La mondialisation croissante produit un environnement économique de plus en plus complexe surtout pour les échanges. La recherche des outils de transaction fiables devienne une nécessité pour tous les opérateurs économiques. Cela favorise la clarification entre les différents partenaires et assurent le niveau requis de qualité et de sécurité.

Les documents normatifs sont le fruit des efforts fournis par les chercheurs, les industriels et les opérateurs d'un domaine de production donné. Ils contribuent efficacement dans l'obtention de ces objectifs, tant à l'échelle nationale qu'à l'échelle internationale.

Cependant, des questions concernant ces documents sont apparues :

- Quelles sont les sources utiles pour les retrouver ?
- Pour quelles raisons sont-ils utilisés ?
- Existe-t-il des liens entre ces documents ?

La réponse à ces questions peut être repérée par les organisations officielles de normalisation, nationale ou internationale.

II.5.1 Norme

Ce terme vient du mot latin "*norma*" qui signifie la *règle* ou l'*équerre*. Les premières normes sont venues pour résoudre les problèmes d'interchangeabilité dans les domaines d'électricité et de métallurgie. Par la suite, cette technique s'est étendue à tous les types de produits industriels. Actuellement, elle dépasse le domaine technique et aborde presque tous les domaines, même celui de la réglementation.

La norme est définie officiellement par les organisation de normalisation comme suit: « La norme est un document établi par consensus, qui fournit, pour des usages communs et répétés, des règles, des lignes directrices ou des caractéristiques, pour des activités ou leurs résultats, garantissant un niveau d'ordre optimal dans un contexte donné. »

« La normalisation est une activité d'intérêt général qui a pour objet de fournir des documents de référence élaborés de manière consensuelle par toutes les parties intéressées, portant sur des règles, des caractéristiques, des recommandations ou des exemples de bonnes pratiques, relatives à des produits, à des services, à des méthodes, à des processus ou à des organisations. Elle vise à encourager le développement économique et l'innovation tout en prenant en compte des objectifs de développement durable. »

La valeur ajoutée par l'utilisation des normes peut être résumée dans les points suivants :

- Définir un langage commun entre professionnels d'un secteur.
- Harmoniser les pratiques et les règles, permettant de développer des marchés.
- Favoriser la compatibilité technique des systèmes.
- Rationaliser la production par la maîtrise des caractéristiques techniques des produits.
- Réaliser des transferts de technologies nouvelles dans des domaines essentiels pour l'entreprise et la collectivité.

- Fournir des modes de preuve de conformité à la réglementation.
- Servir de base à une évaluation, notamment dans le cadre d'une certification.
- Définir un niveau de qualité et de sécurité des produits.

D'un autre côté, il faut faire une distinction entre deux sens proches : normalisation et certification. Cette dernière signifie la procédure par laquelle une tierce partie donne une assurance écrite, sous forme d'un document provenant d'un organisme officiel ou une spécification provenant d'une organisation privée, qu'un produit, un service, un système de qualité ou un personnel est conforme aux exigences spécifiées dans un référentiel.

II.5.2 Les avantages des normes

Les normes apportent des réponses à une question simple : « Quelle est la meilleure façon de procéder ? » Il ne s'agit pas seulement de poids et de mesures, mais aussi, par exemple, d'économie circulaire, de management des connaissances, de jouets sûrs ou d'emballages médicaux. Grâce aux normes, nous veillons à ce que nos produits, services et processus soient sûrs, fiables et qualitatifs. Quelques-uns des avantages que procurent les normes :

- **Les entreprises** voient leurs coûts baisser grâce à des processus d'entreprise plus efficaces et plus durables, elles augmentent la satisfaction de leurs clients et disposent d'un atout supplémentaire pour l'exportation.
- **Les pouvoirs publics** disposent d'outils puissants pour protéger l'environnement et les intérêts des travailleurs et des consommateurs, pour ne citer que ces exemples.
- **Les consommateurs** ont davantage la certitude que les produits et services sont conviviaux et répondent à toutes les normes en matière de sécurité, de santé et d'environnement. En Europe, le marquage CE – une sorte de label de qualité – est même obligatoire pour environ 30 groupes de produits.

-

II.5.3 Différents types de normes

On distingue quatre (04) grands types de normes :

- **Les normes fondamentales** qui concernent la terminologie, les symboles, la métrologie.
- **Les normes d'essais** qui décrivent des méthodes d'essais et d'analyse et qui mesurent des caractéristiques.
- **Les normes de spécifications** qui fixent les caractéristiques d'un produit ou d'un service, les seuils de performance à atteindre et l'aptitude à l'emploi.

- **Les normes d'organisation** qui s'intéressent à la description d'une fonction dans l'entreprise, d'un mode de fonctionnement.

II.5.4 Organismes internationales de normalisation

II.5.4.1 Organisation internationale de normalisation (ISO)

Parce que le nom (Organisation internationale de normalisation) aurait donné lieu à des abréviations différentes selon les langues (« IOS » en anglais et « OIN » en français), ses fondateurs ont opté pour un nom court, universel « ISO ». Ce nom est dérivé du grec "*isos*", signifiant *égal*.

Créée en 1946, l'ISO regroupe les organismes de normalisation nationaux de plus de 160 pays. Elle a pour mission de favoriser le développement de la normalisation dans le monde afin de faciliter les échanges internationaux et réaliser une entente mutuelle dans les domaines scientifique, intellectuel, technique et économique.

II.5.4.2 Comité électrotechnique international (CEI)

La CEI (IEC en anglais), créée en 1906, compte plus de 80 pays membres. Elle intervient dans le domaine de l'électricité et de l'électrotechnique.

II.5.4.3 Union internationale des télécommunications (UIT)

L'UIT (Union Internationale des télécommunications) est l'instance internationale, membre de l'ONU, en matière de normalisation et de réglementation.

Aujourd'hui constituée par plus de 192 membres des administrations, de 700 membres professionnels et utilisateurs du domaine, l'UIT a publié environ 4 000 spécifications sur les installations et les équipements de télécommunications et de radiocommunication.

II.5.5 Elaboration d'une norme

Pour un problème technique répétitif, on réunit les diverses parties intéressées à sa résolution : fabricants, utilisateurs, laboratoires, distributeurs, consommateurs ou pouvoirs publics. Par la suite, on cherche une solution pour le problème à l'aide du principe de consensus.

Les procédures d'élaboration d'une norme communes ISO et CEI prévoient six stades de développement dont seuls les trois derniers sont accessibles au public :

- **NP** : Proposition d'étude nouvelle (New work item proposal).
- **WD** : Projet de travail (Working draft).

- **CD** : Projet de comité (Committee draft).
- **DIS** : Projet de norme internationale (Draft international standard).
- **FDIS** : Projet final de norme internationale (Final draft international standard).
- **IS** : Norme internationale (International standard).

II.6 Sécurité

En génie mécanique, la notion de sécurité étant souvent mal comprise à cause de l'utilisation de son antonyme "danger" ou tout simplement insécurité due à une faute. Il convient donc de préciser d'abord la définition exacte de cette notion.

Prenons pour ce but un exemple de sollicitation simple, l'extraction d'une pièce. Pour connaître la contrainte limite supportée par cette pièce dans des circonstances données, on fait un certain nombre d'expériences. Les résultats obtenus sont malheureusement soumis à certains facteurs imprévisibles tels que : l'impureté du matériau testé, l'imprécision des instruments utilisés ou la lecture incorrecte des résultats. Notons ici qu'il existe inévitablement une dispersion des résultats.

La considération de ces résultats dans les applications pratiques implique un état d'insécurité représenté soit par un mauvais fonctionnement ou une durée de vie plus courte des mécanismes. La notion sécurité est définie par la lutte à la dispersion des données concernant un problème de conception donné.

II.6.1 Facteur de sécurité

La courbe représentante de la probabilité de résistance d'une pièce (fiabilité) S en fonction de la contrainte appliquée est donnée dans la Figure II.1.

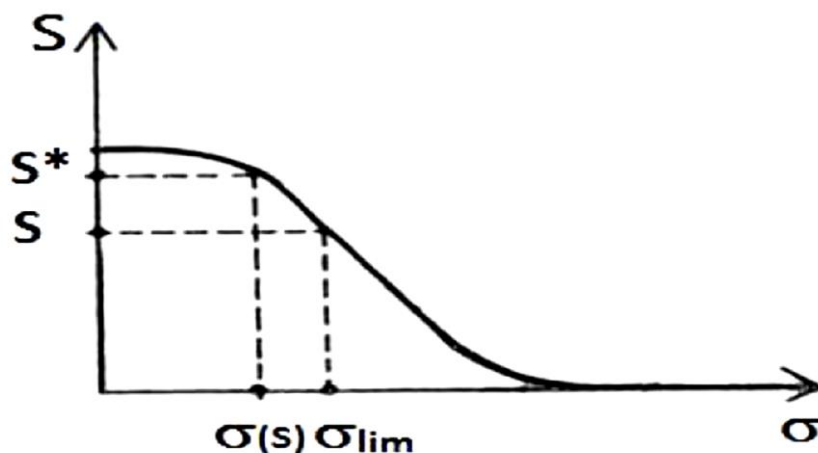


Figure II.1 Courbe fiabilité-contrainte.

Pour une fiabilité de référence S^* , on trouve une contrainte limite σ_{lim} comme étant l'abscisse correspondant à S^* dans la courbe de la figure 1.1. La considération d'une fiabilité S supérieur à S^* , correspond à une contrainte $\sigma(S)$ inférieur à la contrainte limite σ_{lim} . Cela veut dire que l'accroissement de la fiabilité correspond à la diminution de la contrainte.

Le rapport supérieur à l'unité est appelé coefficient de sécurité. Il est donné par :

$$FS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma(S)} \quad (II.1)$$

C'est le rapport de la contrainte limite sur la contrainte appliquée ou pratique.

L'utilisation d'une valeur supérieure à l'unité pour ce coefficient revient donc à garantir une fiabilité supérieure à celle de référence.

En pratique, l'introduction d'un facteur de sécurité se traduit par l'utilisation d'une contrainte pratique donnée par :

$$\sigma(S) = \frac{\sigma_{lim}}{FS} \quad (II.2)$$

II.6.2 Détermination d'un coefficient de sécurité

La valeur du facteur de sécurité est influencée par plusieurs considérations :

- Les accidents graves entraînés par la faillite des mécanismes.
- Les réparations coûteuses ou l'arrêt prolongé des machines à cause des défaillances fréquentes.
- L'incertitude des circonstances considérées pour le calcul de la résistance.

A partir d'un certain nombre de facteurs liés au matériau utilisé, au rôle de la pièce et à la précision de calcul, ce coefficient peut être calculé à l'aide de la formule suivante :

$$FS = F_{mat} \times F_{grav} \times F_{prec} \quad (II.3)$$

Où :

F_{mat} : dépend de la dispersion des résultats relatifs aux caractéristiques du matériau.

Voici quelques valeur indicatives : de 1.05 à 1.10 pour les pièces obtenues d'une ébauche laminée ou forgée, de 1.15 à 1.20 pour les pièces moulées et de 1.20 à 1.30 pour une pièce soumis à la fatigue.

F_{grav} : tient compte de la gravité du rôle que la pièce doit jouer.

A titre indicative, ce facteur est compris généralement entre 1 et 1.3.

F_{prec} : relatif au degré de confiance que l'on a dans les hypothèses utilisées pour le calcul de la résistance.

Il est situé en moyenne dans la marge de 1 à 1.3.

Dans la pratique, ce coefficient peut être choisi à partir des marges de valeurs suivantes :

1.25 ÷ 1.50 : matériaux bien éprouvés et contraintes réelles bien connues,

1.50 ÷ 2.00 : matériaux et conditions d'emploi bien connus,

2.00 ÷ 2.50 : contraintes bien connues et matériaux très souvent utilisés,

2.50 ÷ 3.00 : matériaux fragiles utilisés dans des conditions ordinaires,

3.00 ÷ 4.00 : comportement du matériau ou état de contraintes mal connu.

III.1 Assemblage par filetage

Les éléments filetés comptent parmi les organes les plus utilisés en construction des machines. Un filetage est obtenu par l'exécution d'une ou plusieurs rainures la partie externe ou interne d'une pièce cylindrique. La partie pleine (saillie) restante entre deux rainures constitue un filet.

- d'assembler d'une manière démontable deux ou plusieurs pièces (fixation de la roue d'une voiture par exemple)
- de transmettre un mouvement de rotation en un mouvement de translation

III.2 Filetage

L'utilisation des filetages consiste à assembler deux pièces à l'aide d'une saillie hélicoïdale. L'une des pièces à assembler est une tige cylindrique dont la surface latérale porte une saillie hélicoïdale. Cette pièce est dite vis. L'autre pièce présente un trou dont la surface latérale est ménagée d'une forme complémentaire à la saillie hélicoïdale de la tige. Cette pièce est dite écrou (Fig. III.1).

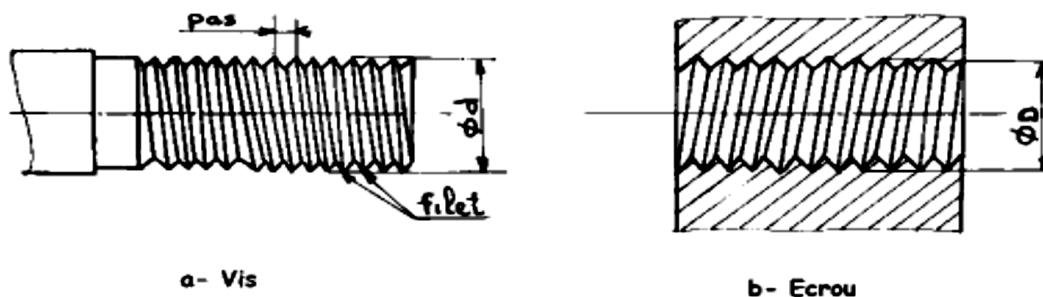


Figure III.1 Présentation des pièces filetées.

L'assemblage s'effectue en faisant tourner la tige dans le trou, de telle manière que le mouvement de rotation engendre un mouvement de translation. Cette combinaison appelée mouvement hélicoïdal fait coïncider les filets des deux pièces.

III.2.1 Rappels sur l'hélice

L'hélice est une ligne tracée sur un cylindre dont la tangente en chacun de ces points fait un angle constant α avec le plan perpendiculaire sur l'axe du cylindre (Figure III.2).

- Le pas de l'hélice est la longueur entre deux points consécutifs de l'hélice sur la même génératrice du cylindre sur lequel elle est tracée.
- L'angle α de l'hélice est tel que :

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi d} \quad (\text{III.1})$$

Où α est l'angle d'inclinaison de l'hélice, P est le pas et d est le diamètre nominal du filetage.

- Si un point parcourant l'hélice monte à droite sur la partie vue de la courbe, l'hélice est dite à droite, sinon elle dite à gauche. Cette dernière est utilisée pour des cas particuliers. Elle est désignée par une saignée sur les arêtes de l'écrou.

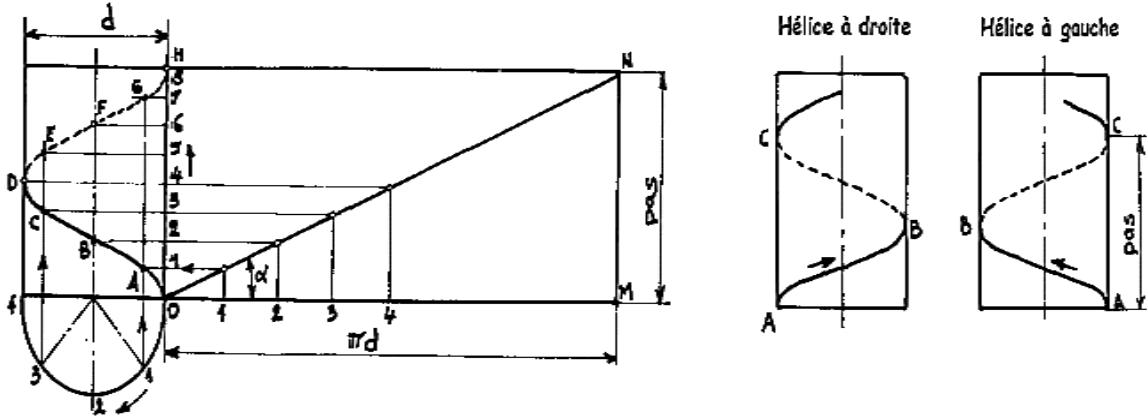


Figure III.2 Hélice définissant le filetage.

III.2.2 Différent profils des filets

Les différentes formes des surfaces hélicoïdales constituant les filets sont normalisés. Pour chacune de ces normes, on associe une désignation différente. La Figure III.3 présente les importants profils.

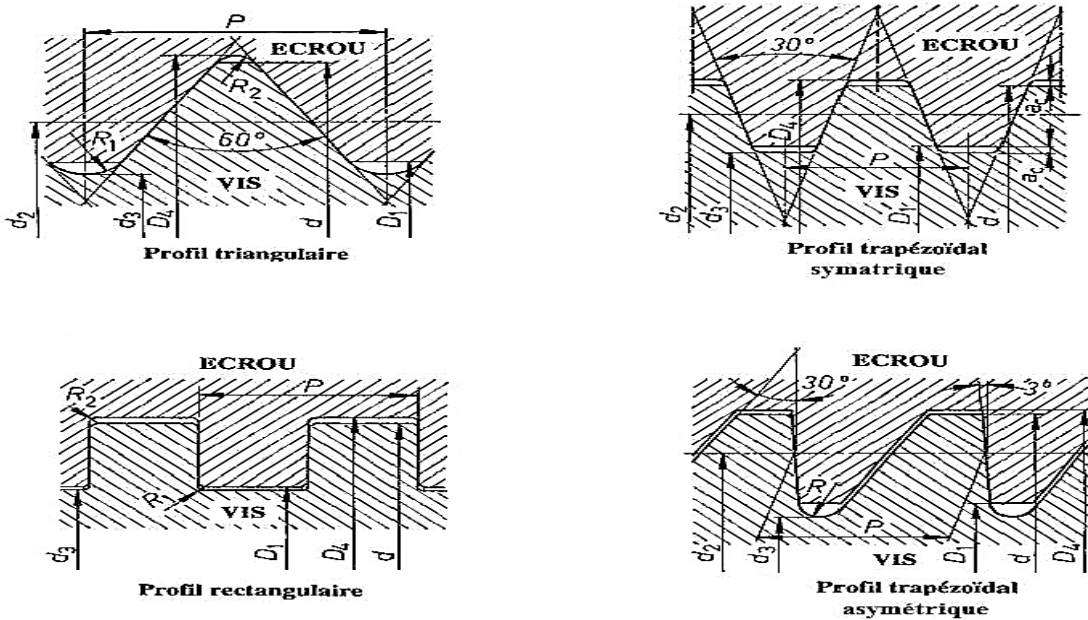


Figure III.3 Importants profils de filetage.

On trouve ainsi que le profil métrique (triangulaire) est le plus couramment utilisé en pas normaux ou pas fins.

Il existe d'autres profils spéciaux tel que: le profil trapézoïdal symétrique utilisé pour la transmission des efforts importants, le profil trapézoïdal asymétrique destiné à supporter des poussées uni axiales, ou le profil rond utilisé pour supporter de grands efforts de traction. La forme arrondie des filets diminue considérablement le risque de cisaillement. Rappelant que le coût de ces profils est plus ou moins élevé par rapport au coût du profil métrique.

III. 3 Organes de liaison filetés

La liaison de deux pièces ne peut être toujours possible pour des raisons d'encombrement, de fabrication ou de montage. Il est parfois obligatoire d'utiliser des organes filetés et leurs accessoires. Selon le mode d'emploi, ces organes sont classifiés dans les catégories suivantes :

III. 3.1 Les vis

Une vis est composée d'une tige filetée sur une certaine longueur menée d'une tête de section plus grande dont le rôle est double ; le visage et le blocage. Selon le mode d'action, on trouve deux types de vis :

- Vis d'assemblage où la pression est exercée par la tête de la vis,
- Vis de pression où la pression exercée par l'extrémité.

III. 3.1.1 Vis d'assemblage

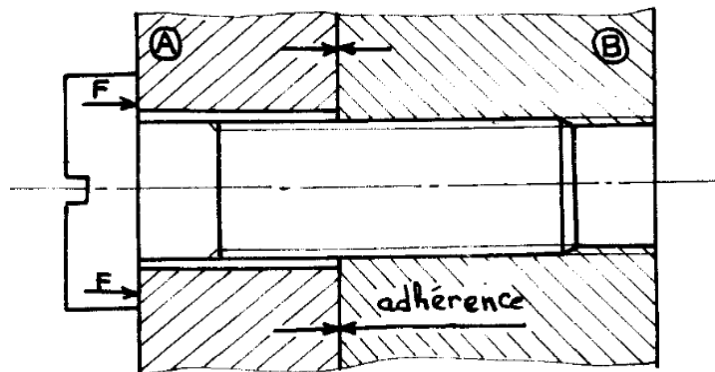


Figure III.4 Emploi des vis d'assemblage.

Ils sont utilisés pour réunir plusieurs pièces les unes sur les autres par pression mutuelle. En effet, la tige d'une vis doit passer librement dans les premières pièces à assemblées et se visse uniquement dans la dernière (Fig III.4).

Selon la forme de la tête, qui a un double rôle ; la constitution d'une surface d'appui et la permission de manipulation (blocage) de la vis, on trouve plusieurs modèles (Fig III.5).

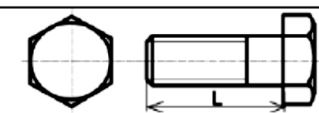
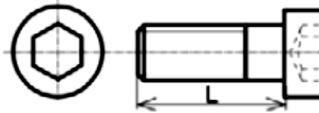
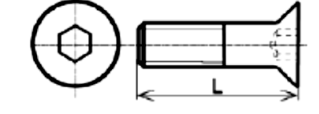
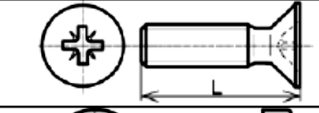
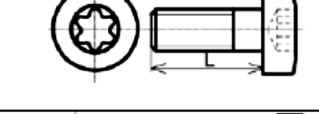
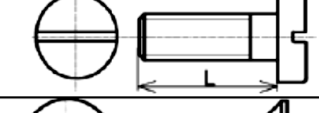
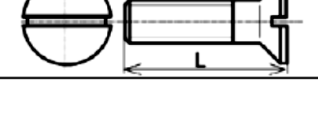
| TETE | SYMBOLE DE LA TETE | | REPRESENTATION |
|--|--------------------|---------------------------------|---|
| | USUEL | ISO | |
| Hexagonale | <i>H</i> | Tête hexagonale ISO 4014 |  |
| Cylindrique à Hexagone Creux (ou 6 pans creux) | <i>CHC</i> | C HC |  |
| Fraisée à Hexagone Creux (ou 6 pans creux) | <i>FHC</i> | F HC |  |
| Fraisée à empreinte cruciforme | <i>FZ</i> | Tête fraisée ISO 7046 |  |
| Cylindrique Bombée Large à six lobes internes | <i>CBLX</i> | CBL X |  |
| Cylindrique Large fendue | <i>CLS</i> | Tête cylindrique large ISO 1580 |  |
| Fraisée plate fendue | <i>FS</i> | Tête fraisée plate ISO 2009 |  |

Figure III.5. Caractéristiques des vis d'assemblages

La Figure III.6 présente, à travers un exemple simple, les conditions fonctionnelles nécessaires pour l'emploi d'une vis d'assemblage.

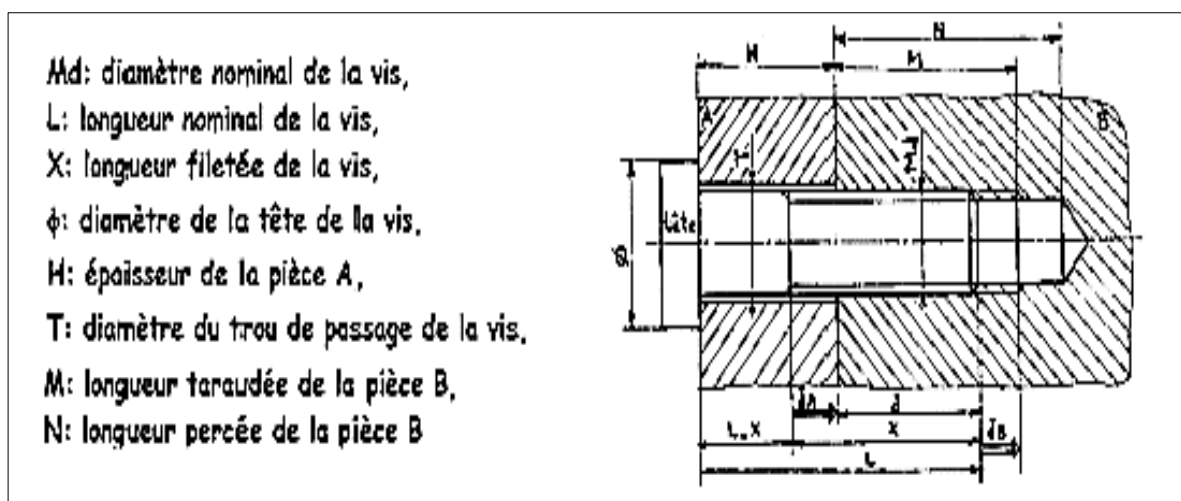


Figure III.6. Conditions fonctionnelles d'emploi des vis d'assemblage.

Afin d'assurer la stabilité d'assemblage et d'éviter les montages impossibles, deux conditions doivent être respectées :

- L'implantation J doit vérifier la condition ; $J \geq d$, pour les métaux durs et $J \geq d$, pour les métaux tendres,
- Les jeux J_A et J_B doivent être positifs.

III.3.1.2 Vis de pression

Les vis de pression se diffèrent de celles d'assemblage par leurs longueurs totalement filetées et leurs extrémités. Elles sont utilisées dans les montages demandant peu de précision et un effort sur l'extrémité (Fig III.7).

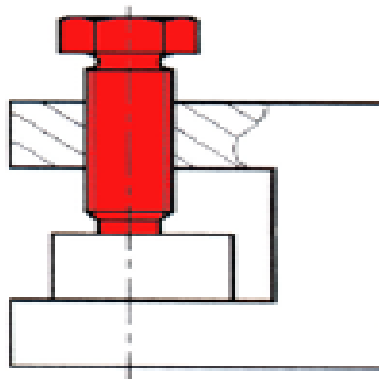


Figure III.7 Emploi des vis de pression

La tête d'une vis de pression ne doit pas servir en blocage. Par conséquent, ses dimensions sont réduites. Pour une utilisation correcte de ce type de vis, l'implantation J doit vérifier la condition ; $J \geq d$, pour les métaux durs et $J \geq d$, pour les métaux tendres.

En plus à la forme de la tête, les vis de pressions sont caractérisées par la forme de l'extrémité. La Figure III.8 présente les formes de tête et d'extrémité rencontrées en construction mécanique.

| TETE | Hexagonale réduite | Carrée réduite | Cylindrique étroite | Sans tête à Hexagone Creux | Sans tête fendue |
|----------------|--------------------|----------------|---------------------|----------------------------|------------------|
| SYMBOLE | <i>HZ</i> | <i>QZ</i> | <i>Cm</i> | <i>HC</i> | -- |
| REPRESENTATION | | | | | |

Figure III.8. Caractéristiques des vis de pression.

Les vis d'assemblage peuvent être servir de vis d'arrêt ou de guidage. Ces applications sont

surtout valables pour les petits mécanismes, faiblement sollicités.

III.3.2 Les écrous

Un écrou est une pièce taraudée menée d'un dispositif de manœuvre pour en permettre le serrage et le desserrage. Cet organe est un complément indispensable à une vis pour réaliser un assemblage par boulon.

Selon le type du dispositif de manœuvre, on trouve les écrous manœuvrés à la clé ou à la main. En effet, un écrou doit satisfaire deux fonctions:

- avoir une surface d'appui normale à l'axe du trou taraudé,
- avoir une forme qui permet sa manœuvre.

La Figure II.9 présente les écrous les plus utilisés en construction.

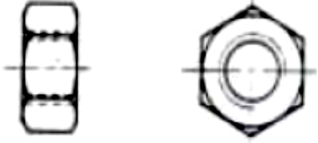



| Nom | Ecrou Hexagonal | Ecrou Carré | Ecrou A Créneaux | Ecrou Borgne |
|----------------|---|--|---|---|
| SYMBOLE | <i>H</i> | <i>Q</i> | HK | Borgne |
| REPRESENTATION |  |  |  |  |

Figure III.9. Caractéristiques des écrous.

Désignation : Toute comme les vis, les écrous désignés par le mot Ecrou suivi du symbole puis désignation du filetage.

III.4 Les boulons

Un boulon est composé d'une vis et d'un écrou (Figure III.10). L'hors d'emploi, on peut utiliser tous types de vis avec un écrou *H*. Les pièces assemblées sont simplement percées de trous lisses. On obtient ainsi un assemblage économique de plusieurs pièces par pression.

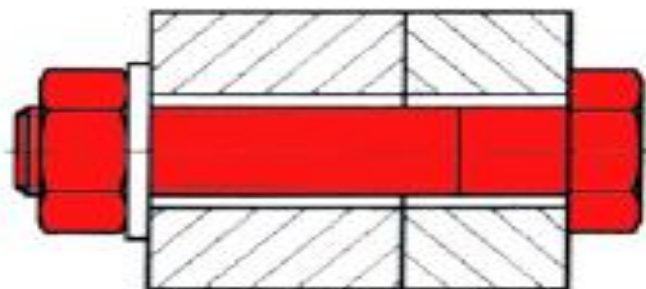


Figure III.10 Assemblage par boulon.

Dans les cas de serrage fort, la tête de la vis doit être immobilisée. L'immobilisation s'effectue parfois à l'aide d'un ergot rapporté ou venu directement par la forme de la tête. La Figure III.11 présente les techniques les plus fréquemment utilisées en construction mécanique.

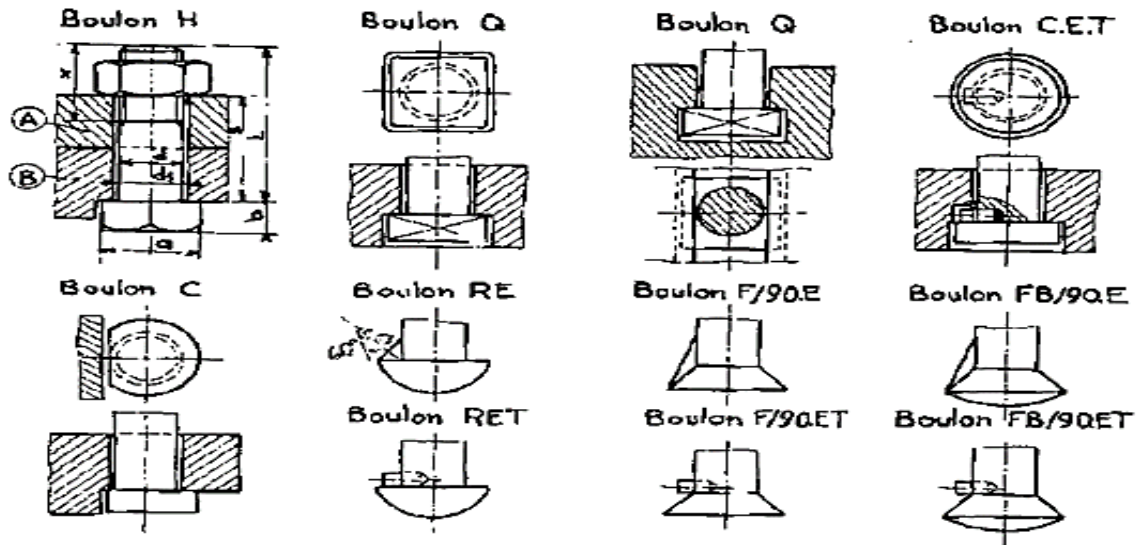


Figure III.11 Blocage des boulons

III.5 Les goujons

Un goujon est tige filetée sur deux extrémités. Les deux filetages doivent être séparés par une partie lisse. Afin d'assembler deux pièces à l'aide de cet organe, on doit implanter l'une des extrémités dans la première pièce et passer le reste librement dans la deuxième. Le blocage est effectué à l'aide d'un écrou (Figure III.12).

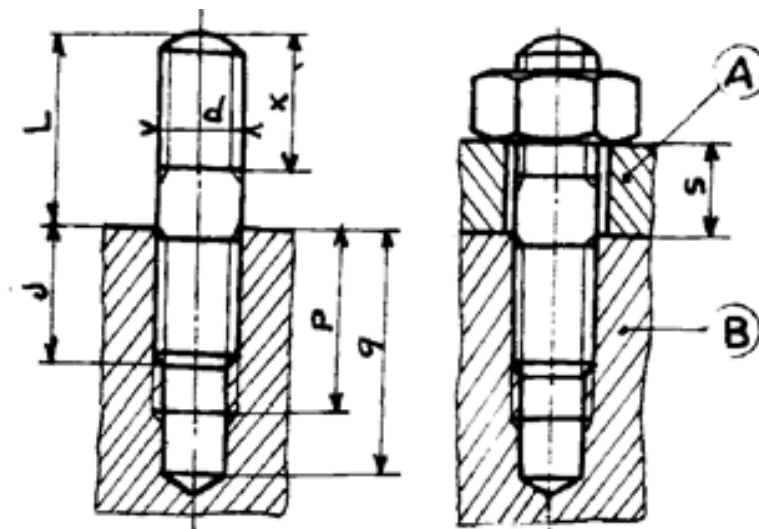


Figure III.12. Assemblage par goujon.

Les goujons remplacent les boulons lorsque l'une des pièces à assemblée est peu résistante ou lorsqu'elle est très épaisse.

III.6 Freinage des éléments filetés

La fonction du freinage est de s'opposer au desserrage des vis et des écrous soumis aux chocs, vibrations, différences de températures ...etc. La réalisation de cette fonction peut être atteinte par adhérence (phénomène de frottement) ou par obstacle. La Figure III.13 présente les différentes techniques rencontrées en construction.

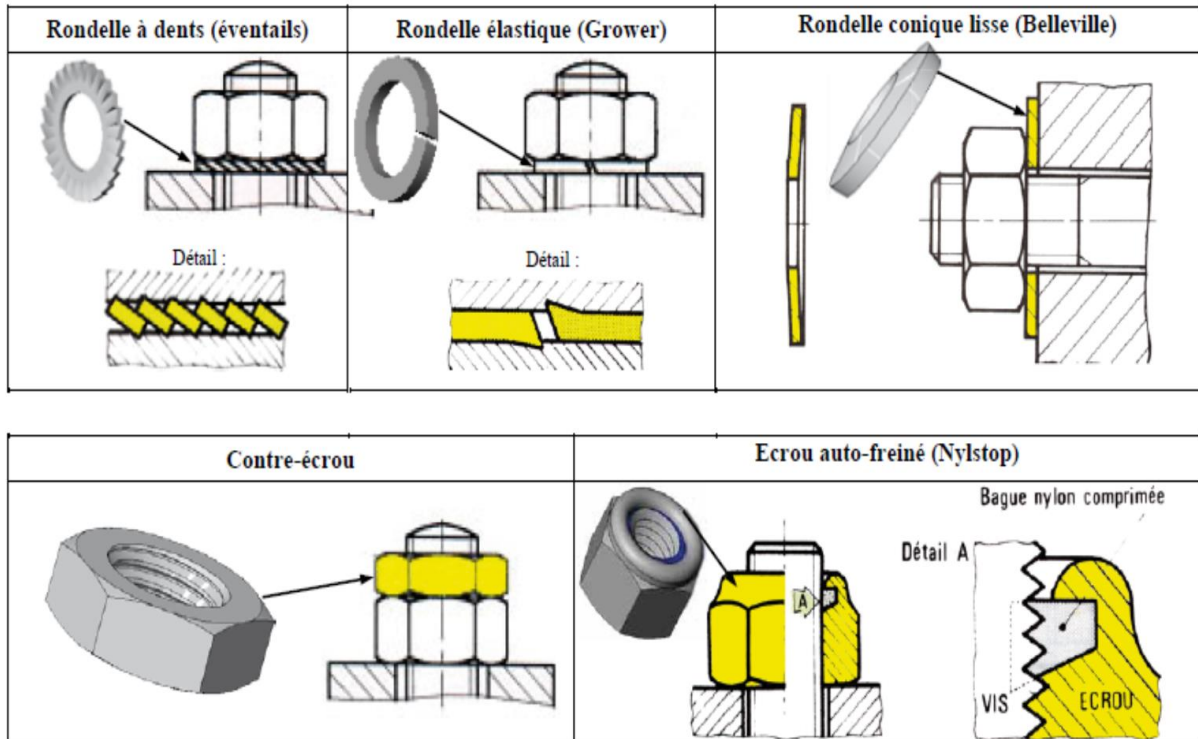


Figure III.13 Freinage par adhérence.

II.7 Calcul des éléments fileté

Dans les montages filetés, le serrage est obtenu par le coincement de deux surfaces hélicoïdales. Si on remplace la trajectoire tracée par l'hélice par une ligne droite (projection), on trouve que ce coincement est très similaire à celui de deux surfaces planes inclinées. Si l'état des surfaces en contact est convenable, la condition de stabilité de l'assemblage est exprimée par :

D'où:
$$\frac{P}{\pi d} < 0.05 \quad \text{(III.2)}$$

$$P < \frac{d}{6.4} \quad \text{(III.3)}$$

Cette condition est la plus respectée dans les normes de filetages.

III.7.1 Dimensionnement des éléments filetés

Considérons un assemblage par visage de deux pièces (Fig III.14). Le serrage est assuré par la force F. Cette force a une action d'un côté sur la tige de la vis et d'autre côté sur les filets.

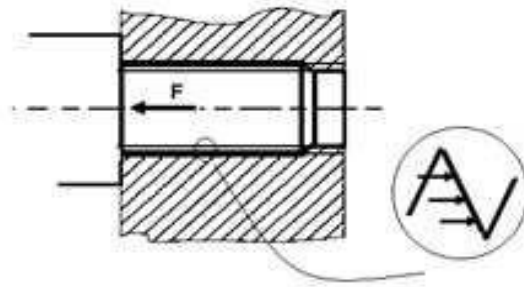


Figure III.14. Efforts de serrage.

On trouve ainsi que la vis subit deux sollicitations:

- Une sollicitation d'extension dans la tige, de contrainte (daN/mm^2) :

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (\text{III.4})$$

Où S est la section du noyau de la tige.

- Une sollicitation de cisaillement de filets, de contrainte (daN/mm^2) :

$$\tau = \frac{F}{NS_f} \quad (\text{III.5})$$

Où N est le nombre de filets en prises et S_f est la section cisailée d'un filet.

Pour que la vis puisse résister, les efforts maximaux d'extension et de cisaillement doivent être inférieurs ou égales à une valeur pratique. En introduisant un coefficient de sécurité, on peut écrire :

$$\sigma_{max} \leq R_e/FS \quad \text{et} \quad \tau_{max} \leq R_{pg}/FS \quad (\text{III.6})$$

Où R_e est la limite élastique et R_{pg} est la résistance à la rupture par glissement.

III.7.2 Calcul du diamètre

La section du noyau d'une tige filetée est souvent exprimée par la relation suivante : $S = \frac{\pi d^2}{k}$
Où k est le coefficient de concentration de contraintes, égale à 2.5 pour les filetages.

En remplaçant S dans l'expression de la résistance à l'extension, on trouve que :

$$\frac{F.k}{\pi.d^2} \leq \frac{R_e}{FS} \quad (\text{III.7})$$

D'après cette condition d'inégalité, on peut déduire le diamètre nominal de la tige filetée, soit :

$$d \geq \sqrt{\frac{F.k.FS}{\pi.R_e}} \quad (\text{III.8})$$

D'où la valeur minimale du diamètre soit donnée par :

$$d_{min} = \sqrt{\frac{F.k.FS}{\pi.R_e}} \quad (\text{III.9})$$

III.7.3 Calcul de l'implantation

Sachant que la section cisailée d'un filet est donnée par : $S_f = \pi.d.P$ l'expression de la résistance aux cisaillements peut être donnée par :

$$\frac{F}{N.\pi.d.P} \leq \frac{R_g}{FS} \quad (\text{III.10})$$

D'où

$$N \geq \frac{F.FS}{\pi.d.P.R_g} \quad (\text{III.11})$$

D'après cette inégalité, le nombre minimal de filets en prise est donné par :

$$N_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.P.R_g} \quad (\text{III.12})$$

Sachant que l'implantation J de la tige filetée est égale au produit du nombre de filets en prise et du pas, sa valeur peut être déduite par l'expression suivante :

$$J_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.R_{pg}} \quad (\text{III.13})$$

Exercice 1 :

Vérifier la résistance à l'extension de la tige d'une vis M 12 fabriquée d'un matériau dont $R_e = 240$ MPa et boquée à une force 18000 N. Sachant que cette vis est visée dans un matériau dont $R_{pg} = 40$ MPa, déterminer l'implantation minimale ($FS = 2$).

Solution :

1- Résistance à l'extension :

$$\sigma = \frac{F.K}{\pi.d^2} = \frac{18000.2,5}{\pi.12^2} = 99,47 \text{ MPa} < \frac{R_e}{FS} = \frac{240}{2} = 120 \text{ MPa} ,$$

Donc la tige de la vis peut alors résister

2- Implantation minimale :

$$J_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.R_{pg}} = \frac{18000.2}{\pi.12.40} = 23,8 \text{ mm}$$

III.8 Serrage et desserrage

L'assemblage à l'aide des éléments filetés nécessite généralement un couple de serrage appliqué sur l'écrou ou la tête de la vis. Le couple résistant est dû aux actions de contact entre les filets, ainsi qu'entre les pièces serrées ; sur la tête de la vis et sur l'écrou ou sur l'extrémité de la vis dans le cas d'une vis de pression.

La Figure III.15 présente quelques exemples sur les actions de serrage. C_S représente le couple de serrage et F est la force de blocage entre les pièces assemblées.

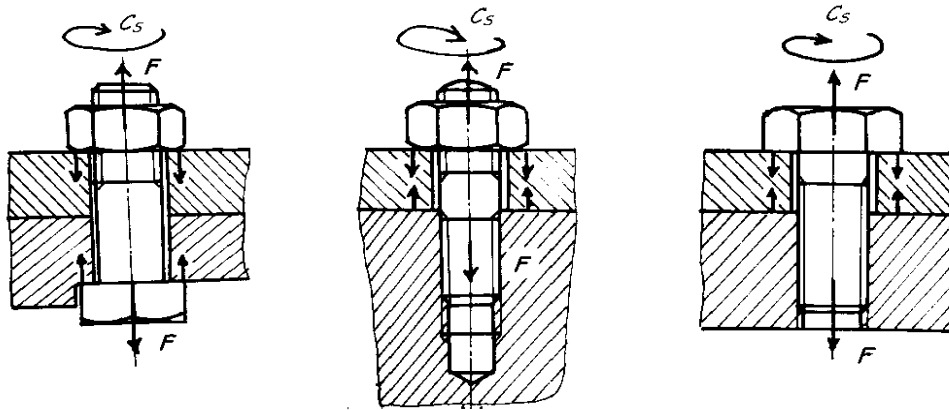
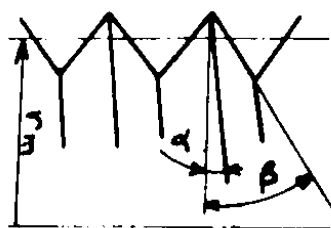


Figure III.15 Actions de serrage dans les assemblages filetés.

II.8.1 Calcul de couple de serrage

Le couple de serrage est souvent exprimé par la somme du couple C_1 dû aux efforts de frottement entre les filets et C_2 dû aux efforts de frottement entre les pièces assemblées. On peut donc écrire :

$$C_S = C_1 + C_2 \quad (\text{III.14})$$



β : demi-angle de sommet des filets,
 α : angle d'inclinaison de l'hélice,
 r_m : rayon moyen du filetage.

Figure II.16. Spécification des filets métriques.

A partir des spécifications des filets, présentées dans la Figure II.16, le couple C_1 est exprimé par la relation suivante :

$$C_1 = F r_m \tan(\alpha + \varphi_1) \quad (\text{III.15})$$

Où φ_1 est l'angle de frottement entre filets, donné par : $\tan \varphi_1 = \mu_1 / \cos \beta = \mu'_1$

Puisque α et φ_1 sont des petits angles, on peut écrire : $\tan (\alpha + \varphi_1) = \alpha + \varphi_1$

On a aussi : $\tan \alpha = \alpha = P/\pi d$ et $r_m = d/2$.

D'où:

$$C_1 = F\left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2}\mu'_1\right) \quad (\text{III.16})$$

Le couple C_2 peut être exprimé par la relation :

$$C_2 = FR_m \tan \varphi_2 \quad (\text{III.17})$$

Où φ_2 est l'angle de frottement, $\tan \varphi_2 = \mu_2$.

D'où :

$$C_2 = FR_m\mu_2 \quad (\text{III.18})$$

R_m est le rayon moyen de la surface de frottement. La valeur de ce paramètre d'un cas à un autre. La Figure 2.17 présente les cas de montage possibles avec la valeur de R_m .

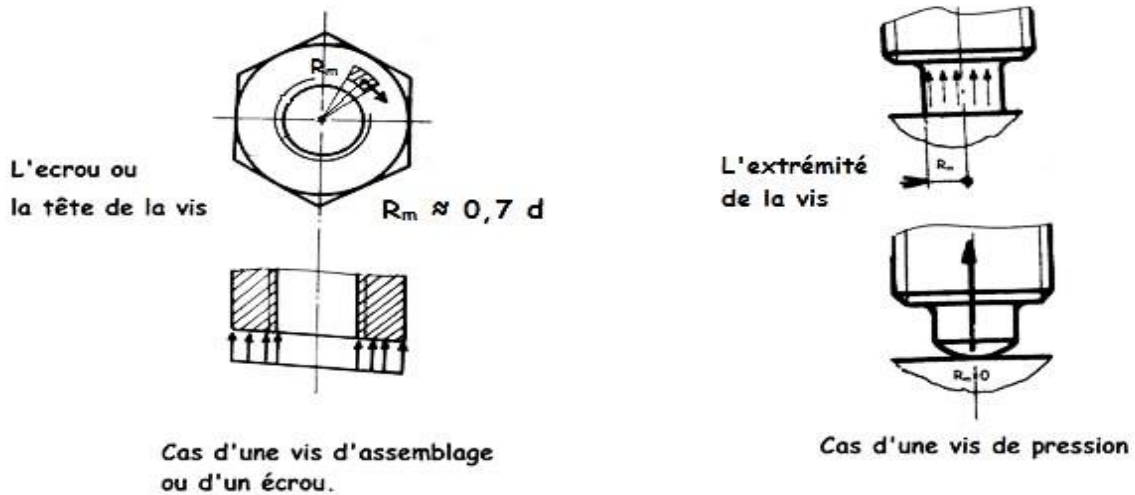


Figure III.17 Rayon moyen de frottement dans les assemblages filetés.

A partir des relations III.16 et III.18, le couple de serrage, dans le cas général, est exprimé par :

$$C_s = F\left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2}\mu'_1 + R_m\mu_2\right) \quad (\text{III.19})$$

On trouve ainsi que cette expression est la somme de trois (03) couples :

- $F \frac{P}{2\pi}$: couple nécessaire pour la mise en tension de l'élément de serrage utilisé,
- $F \frac{d}{2}\mu'_1$: couple nécessaire pour vaincre les frottements entre les filets,
- $FR_m\mu_2$: couple nécessaire les frottements entre l'élément de serrage et les pièces à assemblées.

Dans le cas d'une vis de pression à extrémité ronde, la surface de contact entre l'élément de serrage et la pièce à bloquer est présentée par un point (Fig III.17). En effet, le rayon moyen de la surface de frottement est nul et le troisième terme de l'expression (III.19) sera, par conséquent, négligé.

III.8.2 Calcul de couple de desserrage

Dans le cas de desserrage d'un assemblage fileté, on suppose que les efforts de frottement entre l'élément d'assemblage et les pièces assemblées ne se produisent pas à cause de perte instantané de contact entre ces éléments. Par conséquent le couple nécessaire au desserrage C_d est exprimé uniquement à l'aide du couple dû aux frottements entre les filets.

Sachant que ces derniers changent de sens dans le cas de desserrage, on peut écrire :

$$C_d = Fr_m \tan(\varphi_1 - \alpha) \quad \text{(III.20)}$$

De la même manière, on trouve :

$$C_d = F \left(\frac{d}{2} \mu_1' - \frac{P}{2\pi} \right) \quad \text{(III.21)}$$

Exercice 2:

Déterminer le couple de serrage et de desserrage d'une vis d'assemblage M10×1.5 en admettant que toutes les surfaces de contact sont acier-acier ($\mu = 0.14$).

Solution :

On a :

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu \quad \text{et} \quad \mu_1' = \frac{\mu_1}{\cos 30} = \frac{0.14}{0.86} = 0.16$$

$$R_m = 0.7d = 0.7 \times 10 = 7 \text{ mm}$$

- **Couple de serrage :**

$$C_s = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2} \mu_1' + R_m \mu_2 \right) = F \left(\frac{1.5}{2\pi} + \frac{10}{2} 0.16 + 7 \times 0.14 \right) = 2.01F$$

- **Couple de desserrage :**

$$C_s = F \left(\frac{d}{2} \mu_1' - \frac{P}{2\pi} \right) = F \left(\frac{10}{2} 0.16 - \frac{1.5}{2\pi} \right) = 0.56 F$$

II.8.3 Calcul du rendement

Le rendement est le rapport du travail (déplacement de la vis avec effort F) sur le travail fourni (rotation de la vis avec un couple soit de serrage C_s ou de desserrage C_d).

III.8.3.1 Cas de serrage

$$\eta = \frac{F.P}{C_s \cdot 2\pi} \quad (\text{III.22})$$

Si on néglige le deuxième terme de la formule de C_s , on trouve que :

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 + \alpha)} \quad (\text{III.23})$$

III.8.3.2 Cas de desserrage

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 - \alpha)} \quad (\text{III.24})$$

Dans la réalité, la stabilité d'un filetage et son rendement sont deux sens opposés. Plus qu'un filetage est stable, plus son rendement est faible.

III. 9 Assemblage par rivetage

Le rivet est une courte tige cylindrique présentant une tête à une extrémité. Le rivet est placé dans un trou percé dans des pièces à assembler, puis l'autre extrémité (rivure) est déformée pour réaliser l'assemblage des pièces. Les rivets peuvent être sollicités en traction ou en cisaillement Figure III.18

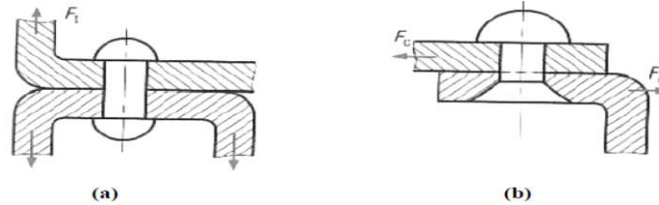


Figure III.18 Rivets soumis (a) à la traction (b) au cisaillement

Les rivets sont utilisés couramment pour assembler les parties du fuselage et d'ailes des avions (Figure III.19). En effet, l'assemblage d'une structure d'avion exige près de 2 500 000 rivets, dont la pose représente 30 % du temps total de montage. Le rivetage est encore largement utilisé dans les applications où la légèreté et la résistance demandées sont critiques, comme dans un avion.



Fuselage d'avion

Détail des rivets du fuselage

Figure III.19 Rivets du fuselage d'avion

III.9.1 Principe de formation de la rivure

Le rivetage se fait soit à la main ou en utilisant une riveuse, électrique, pneumatique, hydraulique, etc. Les rivets d'acier jusqu'à 12 mm de diamètre se posent à froid ; les rivets possédant un diamètre supérieur à 12 mm se posent à chaud. L'idéal est que le métal du rivet rempli tout le trou après la rivure en ne laissant aucun jeu entre le rivet et le trou. Dans le cas du rivetage à chaud, ce jeu est le résultat du rétrécissement du diamètre de la tige après son refroidissement. Ce jeu provoque aussi un défaut d'étanchéité, diminue la résistance et la rigidité de l'assemblage et favorise la rupture du rivet. En effet, la contrainte ne sera pas distribuée uniformément au niveau de la tige du rivet. Il est avantageux de chauffer seulement l'extrémité de la tige pour former la rivure.

III.9.2 Rivetage à froid d'un rivet à tête ronde

La Figure III.20 montre le principe de rivetage à froid par l'utilisation d'une bouterolle, celle-ci déforme l'extrémité de la tige sous l'action d'un choc discontinu (marteau manuel ou pneumatique) ou continu (presse hydraulique ou pneumatique). La partie de la tête du rivet est bloquée pendant l'opération du rivetage par une contre bouterolle. La liaison obtenue est une liaison par obstacle complète non démontable, par conséquent, le rivet travaille davantage en cisaillement.

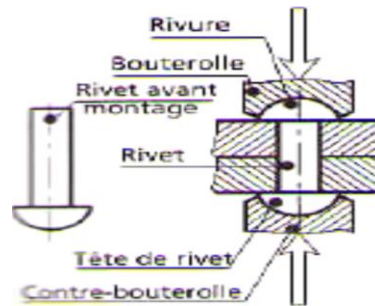


Figure III.20 Principe de rivetage à froid d'un rivet à tête ronde

III.9.3 Rivetage à chaud d'un rivet à tête ronde

Dans le cas de rivetage à chaud, après refroidissement, le rivet se rétracte longitudinalement en serrant les pièces et transversalement en créant un jeu diamétral, le rivet ne travaille plus au cisaillement mais à l'extension et liaison obtenue se fait par adhérence (Figure III.21).

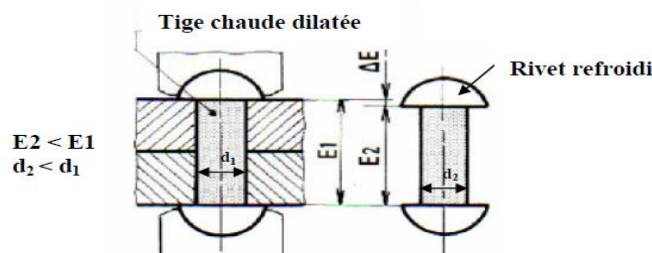


Figure III.21 Rivetage à chaud d'un rivet à tête ronde

III.9.4 Rivetage à froid d'un rivet creux

Ils se posent à froid à l'aide d'une pince formant l'ensemble bouterolle/contre bouterolle (Figure III.22).

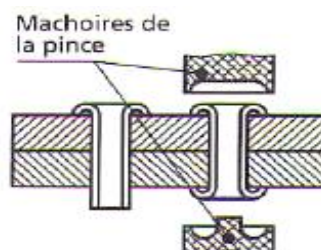


Figure III.22 Rivetage à froid d'un rivet creux

III.9.5 Rivetage à froid d'un rivet Pop

Ces rivets industriels permettent la formation d'une rivure sur une face inaccessible (Figure III.23). La pince exerce un effort de traction sur la tige tout en plaquant la tête contre la pièce, l'action de traction étire la tige et la faire rompre tout en écrasant la rivure contre la face inaccessible. La figure ci-dessous montre les étapes de réalisation de ce type de rivetage.

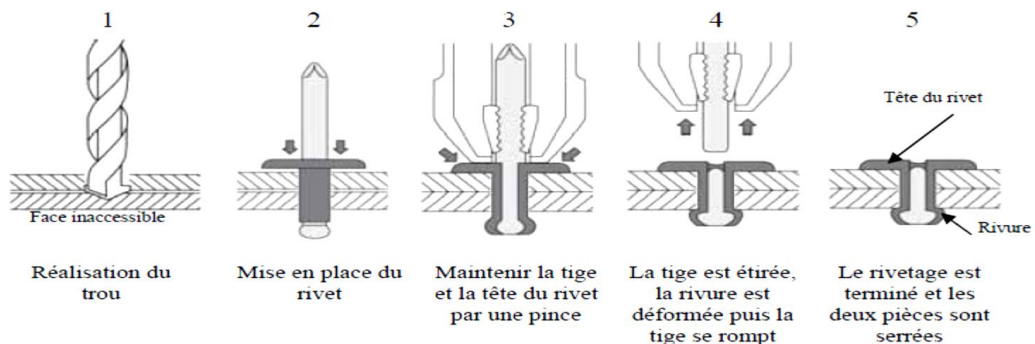


Figure III.23 Rivetage à froid d'un rivet Pop

III.9.6 Dispositions des rivets

On distingue les rivures par la forme de leur joint, nous avons des rivetages à couvre joint ou sans couvre joint (à clin) ; suivant la disposition des rivets on a les rivetages simples, doubles ou quinconce (Figure III.24). En effet, les couvre joints améliore la rigidité de l'assemblage.

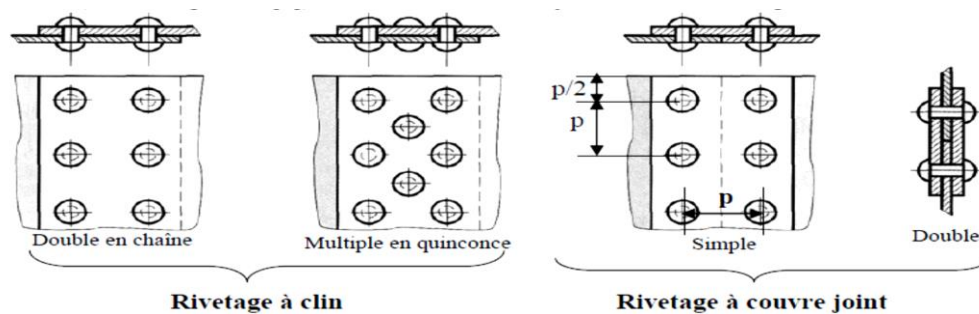


Figure III.24 Dispositions usuelles des rivets

Les rivetages double en chaîne, quinconce et simple subissent un cisaillement simple c'est-à-dire une seule section du rivet qui sera cisailée (Figure III.25 (a)), alors que les rivetages à couvre joint double subissent un cisaillement double c'est-à-dire deux sections du rivet qui seront cisailées (Figure III.25 (b)) ces dernières sont donc plus résistantes que les premiers.

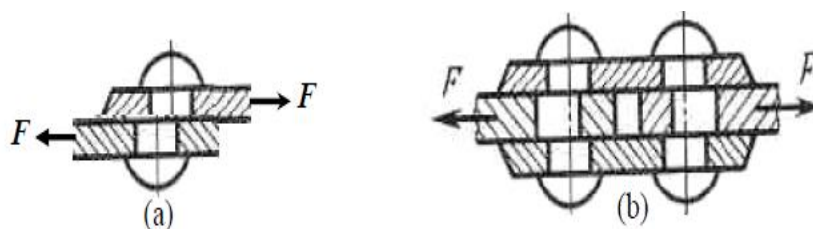


Figure III.25 Mode de cisaillement des rivures (a) section mono-cisailée (b) sections bi-cisailées

Le choix du diamètre d (Figure III.26) du rivet est en fonction de l'épaisseur e de l'élément le plus épais à assembler : $d=45e/(15+e)$ (3-11)

Le diamètre de perçage est égal à $1,1d$ ou $1,05d$ si une étanchéité est exigée. Le pas p entre les rivets est compris entre $3d$ et $10d$ (Figures III.24 et III.26)

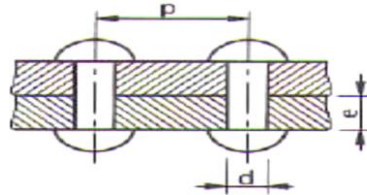


Figure III.26 Dimensions d'un assemblage riveté

III.9.7 Calcul de la résistance des rivets et les membrures

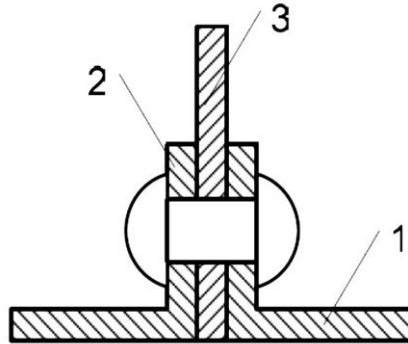
La Figure III.27 montre les différentes sollicitations appliquées sur l'assemblage riveté ainsi les différentes lois de calcul de la résistance des membrures (plaques) et des rivets et le nombre des rivets nécessaire pour maintenir l'assemblage.

| Sollicitations appliquées sur l'assemblage riveté | Contraintes générées sur la membrure et rivet |
|---|---|
| | <p>Les deux rivets sont sollicités en cisaillement, la contrainte de cisaillement est :</p> $\tau = \frac{F}{2S} ; S = \frac{\pi d^2}{4} ; d \text{ est le diamètre du rivet.}$ <p>Pour éviter la rupture des rivets il faut que : $\tau < \tau_{adm}$; τ_{adm} est la contrainte admissible de cisaillement du matériau du rivet.</p> |
| | <p>La membrure est sollicitée en traction, la contrainte de traction dans la membrure est :</p> $\sigma = \frac{F}{(B - nd)e} ; n \text{ est le nombre des rivets d'une seule rangée perpendiculaire au chargement.}$ <p>Pour éviter la rupture des rivets il faut que : $\sigma < \sigma_{adm}$; σ_{adm} est la contrainte admissible du matériau de la membrure.</p> |
| | <p>Le rivet est sollicité en compression, la contrainte de compression dans le rivet est :</p> $\sigma = \frac{F}{nde} ; n \text{ est le nombre des rivets d'une seule rangée perpendiculaire au chargement.}$ <p>Pour éviter la compression des rivets il faut que : $\sigma < \sigma_{adm}^c$; σ_{adm}^c est la contrainte admissible du matériau du rivet en compression.</p> |

Figure III.27 Sollicitations et contraintes dans les membrures et rivets

Exercice : Un élément de poutre en treillis est constitué par deux cornières (1) et (2) de dimension 25 x 25 x 4. Cet élément de poutre est soumis à une force $F = 40\,000\text{ N}$. Les cornières (1) et (2) sont fixées à un gousset (3) par des rivets de diamètre $d = 8\text{ mm}$. Ces rivets sont en acier doux de contrainte pratique au cisaillement $\tau_p = 200\text{ MPa}$. On adopte un coefficient de sécurité de 3.

Calculer le nombre de rivets nécessaires pour réaliser cette liaison.



Solution :

La force agit à chaque fois sur deux sections de chaque rivet. Considérons n , le nombre total de rivets, la surface sur laquelle agit la pression est :

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot n \cdot S} = \frac{40000}{2 \cdot n \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}} \leq \frac{R_p}{k} = \frac{200}{3}$$
$$\Rightarrow n \geq \frac{40000 \cdot 3}{2 \cdot 200 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = \frac{40000 \cdot 3 \cdot 4}{2 \cdot 200 \cdot \pi \cdot 8^2} = 5,97$$

III.10 Assemblage par soudage

Parmi les procédés d'assemblages mécaniques, l'assemblage par soudage est le plus répandue dans les domaines industrielles (pétrolier et gazier, construction navale, aéronautique, automobile etc.). Le soudage est une la liaison permanente de deux ou plusieurs parties constitutives de nature identique ou différente, soit par chauffage, soit par pression, soit par l'action simultanée des deux, de la chaleur (combustion de gaz, arc électriques) et de la pression. On soude presque la totalité des métaux existants en utilisant plusieurs procédés.

III.10.1 Vocabulaire de Soudage

A/ Ensemble soudé : ensemble formé par soudure, la zone affectée thermiquement et le métal de base ;

B/ Soudure bout à bout/en bout : assemblage de deux pièces bord à bord. Les assemblages se font le plus souvent en pleine pénétration et sont très résistants ;

C/ Soudure d'angle : assemblage en T ou en L de deux pièces qui se recouvrent ou qui sont perpendiculaires l'une à l'autre ;

D/ Soudage par pression : soudage avec application d'une pression provoquant une déformation plus ou moins plastique des surfaces à souder, sans métal d'apport. Aucune partie constitutive ne subit de fusion. Il est possible, au besoin, de chauffer les surfaces à souder pour faciliter l'assemblage ;

E/ Soudage par fusion : soudage avec fusion assurant la formation du joint sans pression. L'utilisation d'un métal d'apport fondu n'est pas toujours nécessaire ;

F/ Placage: application par soudure, sur la pièce à souder, d'une ou plusieurs couches de métal différent de celui de la pièce. Pour améliorer la résistance à l'abrasion, à la corrosion ou à la chaleur ;

G/ Qualification des modes opératoires de soudage (QMOS) : document contenant la spécification des paramètres exigés pour une application donnée du soudage, en vue d'en assurer la répétabilité.

H/ Taux de dépôt : quantité de métal déposé par unité de temps lors du soudage ;

I/ Métal de base : métal assemblé ou rechargé par soudage ;

j/ Apport de chaleur : il est déterminant pour la vitesse de refroidissement de la soudure ;

L'apport de chaleur est donné par la formule suivante :
$$Q = K \frac{UI}{v \times 1000} \text{ en KJ/mm}$$

Où : Q- est la quantité de chaleur apportée (kJ/mm) ;

U- la tension (V) ;

I- l'intensité (A) ;

V- la vitesse de soudage (mm/s) ;

k- facteur de rendement thermique lié au procédé de soudage. Le facteur k égal à 0,8 pour le soudage MMA (manuel à l'arc) et le soudage MIG/MAG (sous protection gazeuse), un facteur k égal à 1 pour le soudage à l'arc submergé, et un facteur k égal à 0,6 pour le soudage TIG.

K/ Zone affectée thermiquement (ZAT): zone du métal de base qui n'a pas fondu mais dont les propriétés ont été affectées par la chaleur dégagée lors du soudage.

III.10.2 Principe de soudage

III.10.2.1 Soudage à l'arc électrique

Dans le soudage à l'arc, la chaleur est fournie par l'arc électrique qui se produit entre une baguette de métal d'apport appelée électrode et la pièce à souder. Le passage du courant de soudage à travers l'intervalle qui sépare l'électrode de la pièce s'accompagne d'un dégagement intense de lumière et de chaleur. La température atteinte est de l'ordre de 6000°C.

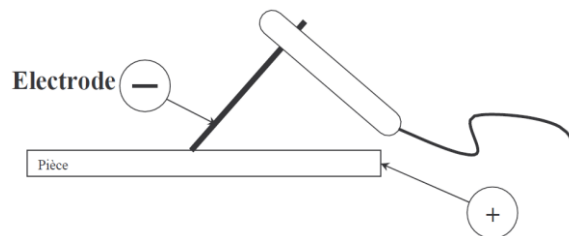


Figure III.28 soudage à l'arc

III.10.2.2 Composition du matériel

Poste de soudage Ensemble des appareils électriques susceptibles de permettre l'amorçage et le maintien d'un arc stable avec un débit d courant satisfaisant. Les postes statiques de soudage sont généralement constitués par un transformateur ou par un transformateur + un redresseur de courant. Les postes rotatifs sont des groupes composés d'un moteur et d'une génératrice. Ils débitent généralement du courant continu et comportent des dispositifs appropriés d'autorégulation.

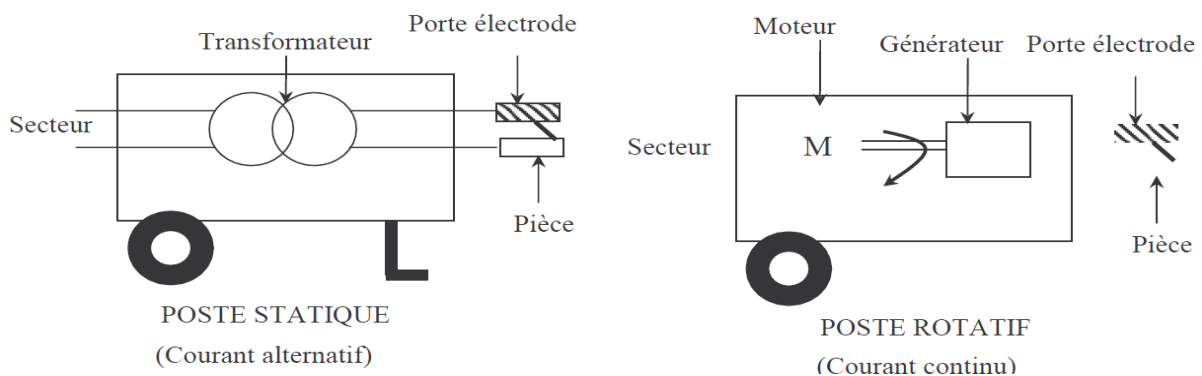


Figure III.29. Les postes statiques de soudage

III.10.3 Différents types de soudage

III.10.3.1 Soudage autogène

Signifie la participation des bords des pièces assemblées à la composition du joint. Le métal qui compose le joint est de même nature que les pièces à souder. La température de soudage est donc nécessairement supérieure à la température de fusion des pièces à assembler

III.10.3.2 Soudage homogène

Lorsque le métal d'apport et le métal de base sont de nature identique. Dans ce procédé, le métal des pièces à assembler participe à la constitution du joint au même titre que le métal d'apport. Opération de "fusion localisée" de deux pièces de même nature. Le métal de base se dilue dans le métal d'apport.

III.10.3.3 Soudage hétérogène

Le soudage est hétérogène lorsque le métal de base et le métal d'apport sont de nature différente. Dans ce procédé, les pièces à assembler ne sont pas portées à la température de fusion et ne participent pas à la constitution du joint. Ce rôle est uniquement rempli par le métal d'apport, dont la température de fusion est plus basse et qui assure, en se solidifiant, une liaison métallique entre les surfaces à assembler. Dans ce procédé on distingue :

- a) *Le brasage fort* : température de fusion du métal $> 450^{\circ}\text{C}$, avec utilisation du décapant Borax;
- b) *Le brasage tendre* : température de fusion du métal $< 450^{\circ}\text{C}$, en utilisant le décapant Borax;
- c) *Le soudo-brasage* : réalisé généralement au chalumeau. La température à obtenir varie suivant les métaux à souder : - Acier et fonte : 600 à 900°C . - Cuivre : 850 à 900°C . - Aluminium 600°C .

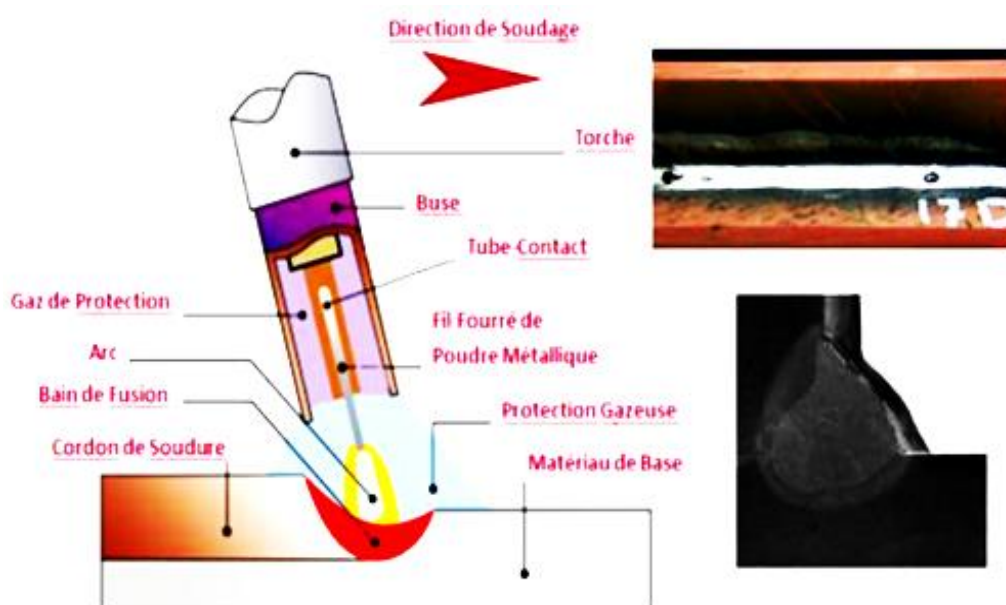


Figure III.30 Soudage hétérogène

III.10.4 Avantages techniques et économiques du soudage

- a) Les assemblages soudés présentent une résistance élevée par rapport à d'autres assemblages;
- b) Le soudage est très souvent employé en combinaison avec le moulage, forgeage, estampage etc., ce qui permet d'obtenir des pièces d'une forme très compliquée et de dimensions très grandes ;
- c) Haute productivité, bas prix de revient avec possibilité d'obtention des assemblages étanches;
- d) Diminution des dépenses initiales des équipements des ateliers de soudage.

III.10.5 Technique de soudage

Différentes méthodes qui s'appliquent suivants les épaisseurs des joints et leur préparation dont:

- a- bord à bord,
- b- bords relevés,
- c- sur chanfrein en V,
- d- sur chanfrein en X, etc.

III.10.6 Position de soudage

Les principales positions de soudage sont les suivantes :

- a- A plat.
- b- Au plafond.
- c- En corniche.
- d- Verticale (montante ou descendante)

Dans la position à plat, il est assez aisé d'obtenir une bonne pénétration, convexe et régulière, le bain étant soutenu naturellement par les bords des pièces à souder.

En plafond. au contraire, du fait de la pesanteur du bain de fusion. Il sera difficile de réaliser une bonne pénétration, cette dernière se présentera sous forme concave ou plate. En soudage à l'arc, l'intensité est plus faible pour la position plafond que pour la position à plat (*10 à 15 % de moins*).

III.10.7 Préparation des bords à souder

En pratique, le mode d'assemblage des bords à souder (*écartement, forme des bords, positions respectives des bords*) joue un rôle important sur la facilité d'exécution d'un joint et sur sa qualité.

La préparation des bords varie en fonction de l'épaisseur des pièces à assembler, de la méthode de soudage et de la position de soudage. Les coupes et chanfreins peuvent être obtenus par :

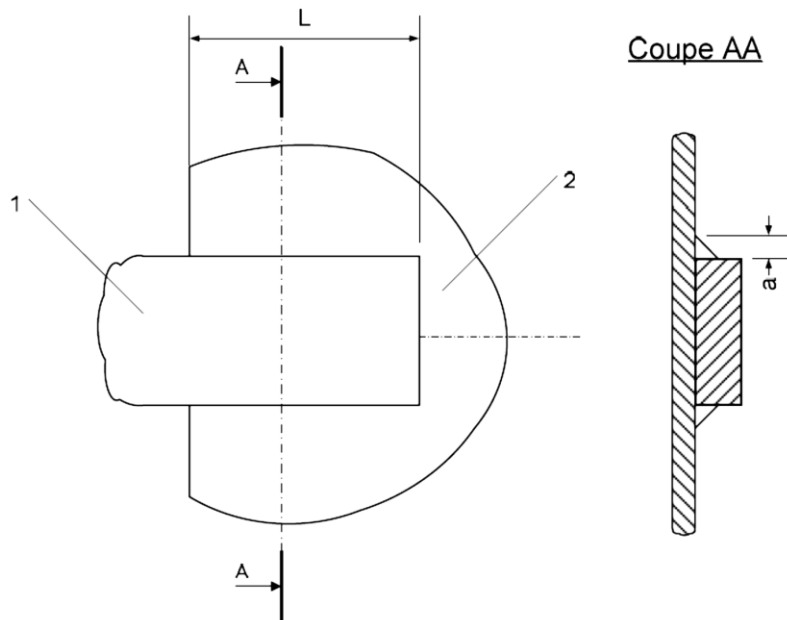
- Oxycoupage.

- Limage.
- Cisailage.
- Usinage, rabotage ou meulage.

Exercice :

La barre (1) de section rectangulaire est assemblée au gousset (2) par deux cordons de soudure d'épaisseur $a=3$ mm et de longueur L . Sur cette barre s'exerce une force horizontale $F=1,5 \times 10^4$ N. Le métal d'apport utilisé pour la soudure a une contrainte pratique au cisaillement $\tau_p = 200$ MPa. On adopte un coefficient de sécurité de 4.

Quelle est la longueur minimale L des cordons de soudure ?



Solution :

La surface résistante d'un cordon de soudure vaut : $S_{\text{cordon}} = a \cdot L = 3 \cdot L$.

Etant donné qu'il y a deux cordons de soudure, la surface vaut : $S_{\text{résistante}} = 6 \cdot L$

La condition de résistance donne :

$$\tau = \frac{F}{6 \cdot L} = \frac{150000}{6 \cdot L} \leq \frac{R_p}{k} = \frac{200}{4}$$
$$\Rightarrow L \geq \frac{150000 \cdot 4}{6 \cdot 200} = 50 \text{ mm}$$

IV.1 Introduction

IV.1.1 Définition d'un arbre

Un arbre est un solide globalement de révolution, animé d'un mouvement de rotation autour de son axe, qui supporte généralement des éléments de transmission tels que, engrenages, poulies, volants, manivelles, pignons pour chaînes etc. L'arbre est un des éléments de machines fréquemment utilisé. Son rôle est multiple :

En général, il sert à transmettre la puissance d'une partie de la machine à une autre, mais il peut aussi servir à assurer le positionnement d'un élément par rapport à un autre. A cause de sa géométrie et de ses fonctions, un arbre peut porter différents noms tels que :

- Arbre de transmission : il transmet un couple d'un moteur à une machine ou à un élément de machine.
- Arbre de renvoi : il supporte des éléments de machines (engrenages, poulies,...) et il transmet un couple entre chaque élément.
- Essieu : arbre stationnaire ou rotatif, qui ne transmet pas de couple, mais qui sert au positionnement.

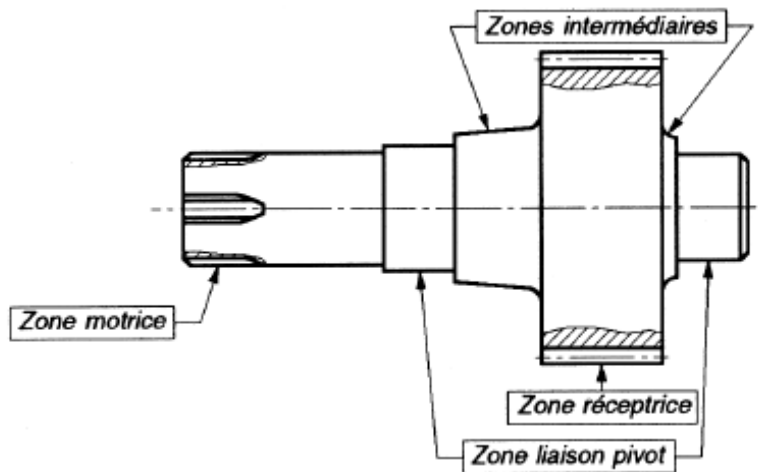


Figure IV.1 Zones caractéristiques d'un arbre

Suivant le rôle qui lui est affecté, l'arbre est soumis à des contraintes de flexion, de torsion ou à un chargement complexe de torsion, de flexion et charge axiale de traction ou compression. Le calcul de prédétermination d'un arbre se fait :

- à partir d'un calcul classique de RDM.
- à la résistance ;

- à la déformation
- à partir de la théorie de la fatigue ;
- à partir d'un calcul aux vibrations (vitesse critique).

Le critère choisi dépend de la géométrie et des spécifications imposées par la fonction éventuelle de l'arbre.

IV.2 Influence des éléments montés sur un arbre

Lorsque l'on conçoit un arbre, l'objectif visé, quel que soit le critère choisi, consistera toujours à chercher à obtenir la construction la plus économique possible et la plus sûre. En d'autres termes, il s'agira d'obtenir l'arbre ayant le plus petit diamètre possible. Quelles que soient les données qui ont servi de base au calcul (résistance, rigidité, fatigue ou vitesse critique), le diamètre de l'arbre est grandement influencé par la distribution des moments fléchissant. Afin de réduire le plus possible ces moments, il est avantageux de monter les éléments de transmission le plus près que possible des supports de l'arbre (ou des paliers).

Les arbres sont positionnés transversalement et axialement par des coussinets ou des roulements. A noter que plusieurs éléments de transmission (embrayages, engrenages hélicoïdaux, engrenages coniques ainsi que les dilatations thermiques, produisent des charges axiales qui peuvent, dans certains cas, être très importantes. Des butées doivent être prévues pour reprendre ces charges.

IV.3 Matériaux pour arbre

En règle générale, on utilise des arbres en acier. Suivant les conditions d'utilisation, on peut envisager le choix de différentes nuances.

Les paramètres conduisant au choix d'un matériau sont nombreux, on peut citer :

- Les dimensions souhaitées ;
- L'usinabilité ;
- La soudabilité ;
- L'aptitude aux traitements thermiques ;
- Les conditions mécaniques de fonctionnement : fatigue, chocs, usure, milieu ambiant...

Il va de soi que le concepteur doit apprécier au plus juste le poids de ces différents paramètres pour choisir la nuance appropriée au meilleur prix.

Le tableau qui suit donne les nuances les plus utilisées pour la fabrication des arbres. Ces aciers sont recommandés car ils présentent le double avantage d'être couramment disponibles et d'avoir des caractéristiques mécaniques et métallurgiques connues.

| Aciers au carbone | | | | |
|--|--|--|-----------|--------------------------|
| nuances normalisées | R _r (N/mm ²) ou MPa | R _e (N/mm ²) ou MPa | A% (maxi) | K (daJ/cm ²) |
| Aciers d'usage général | | | | |
| S 185 (A 33) | 290 | 185 | 8 à 18 | 6 |
| S 235 (E 24) | 340 | 235 | 15 à 26 | 6 |
| S 275 (E 28) | 410 | 275 | 12 à 22 | 6 |
| S 355 (E 36) | 490 | 355 | 12 à 22 | 5 |
| De construction mécanique | | | | |
| E 295 (A 50) | 470 | 295 | 10 à 20 | 5 |
| E 335 (A 60) | 570 | 335 | 6 à 16 | 5 |
| E 360 (A 70) | 670 | 360 | 3 à 11 | 5 |
| Pour cémentation | | | | |
| C 22 (XC 18) | 410 à 980 | 255 à 600 | 8 à 15 | |
| Traitements thermiques - forgeage | | | | |
| C 25 (XC 25) | 460 à 690 | 285 à 370 | 18 à 21 | |
| C 35 (XC 38) | 570 à 830 | 335 à 490 | 16 à 20 | |
| C 40 (XC 42) | 620 à 880 | 355 à 520 | 14 à 19 | |
| C 45 (XC 48) | 660 à 930 | 375 à 580 | 13 à 18 | |
| C 50 (XC 50) | 700 à 980 | 395 à 600 | 12 à 17 | |
| Pour trempé superficielle | | | | |
| C40 (XC42TS) | dureté de la couche trempée : 55 HRC | | | |

(Entre parenthèses: ancienne désignation)

| Nuances | | Caractéristiques mécaniques | | | | Pour cémentation | Trempeabilité | Taille des pièces |
|------------------|---------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------|--------------------------|------------------|---------------|-------------------|
| | | R _r (daN/mm ²) | R _e (daN/mm ²) | A% | K (daJ/cm ²) | | | |
| Chrome | 38 Cr 2 (38 C 2) | 80-95 | 35-55 | 14-17 | 5 | | + | P-M |
| | 46 Cr 2 (42 C 2) | 65-110 | 40-65 | 12-15 | 4 | | + | P-M |
| | 41 Cr 4 (42 C 4) | 80-120 | 56-80 | 11-14 | 4 | | ++ | P-M |
| | 100 Cr 6 (100 C 6) | 85-125 | 55-85 | 10-13 | 4 | | ++ | P |
| Nickel-chrome | 10 Ni Cr 6 (10 NC 6) | 80-115 | 42-82 | 10-12 | 8-10 | * | + | P |
| | 20 Ni Cr 6 (20 NC 6) | 70-110 | 70-95 | 8-10 | 6-8 | * | ++ | P |
| | 13 Ni Cr 14 (14 NC 11) | 80-145 | 85-80 | 8-10 | 7-8 | * | + | M |
| | 30 Ni Cr 11 (30NC11) | 70-110 | 45-70 | 12-18 | 7 | | ++ | M |
| Ni + Cr + Mo | 20 Ni Cr Mo 7 (18NCD6) | 80-150 | 70-90 | 8-10 | 5-6 | * | +++ | G |
| | 20 Ni Cr Mo 2 (20NCD2) | 75-155 | 60-95 | 8-11 | 5-7 | * | ++ | M |
| | 16 Ni Cr Mo 13 (16NCD13) | 85-155 | 65-95 | 8-11 | 5-7 | * | ++ | M |
| | 34 Cr Ni Mo 6 (35NCD6) | 85-130 | 85-90 | 10-13 | 6 | | +++ | G |
| | 36 Ni Cr Mo 16 (35NCD16) | 100-175 | 80-125 | 9-11 | 5 | | ++++ | G |
| | 30 Cr Ni Mo 8 (30CND8) | 90-145 | 70-105 | 10-12 | 8 | | ++++ | G |
| Chrome-Molybdène | 31 Cr Mo 12 (30CD12) | 90-130 | 70-90 | 10-12 | 5-6 | | +++ | G |
| | 25 Cr Mo 4 (25CD4) | 75-110 | 45-75 | 12-16 | 7 | | ++ | M |
| | 34 Cr Ni Mo 4 (34CD4) | 70-120 | 50-85 | 11-15 | 6 | | ++ | G |
| | 42 Cr Mo 4 (42CD4) | 75-130 | 55-90 | 10-14 | 5 | | +++ | G |
| | 50Cr Mo 4 (50CD4) | 80-130 | 80-90 | 9-13 | 4.5 | | +++ | G |
| Nuances divers | 51 Cr V4 (50CV4) | 70-135 | 50-95 | 8-14 | 4 | | +++ | G |
| | 41 Cr Al Mo 7 (40CAD6-12) | 80-120 | 60-80 | to-14 | 5 | | ++ | M |
| | 28 Mn (20 M5) | 99- 76 | 35-15 | 19-21 | 8 | | + | P |
| | 20 Mn Cr 5 (20 MC5) | 90-150 | 75-95 | 8-9 | 4-5 | * | + | M |
| | 55 Si 7 (55 S7) | 70-130 | 50-90 | 9-13 | 4 | | ++ | G |
| | 45 Si Cr Mo 6 (45 SCD6) | 85-130 | 60-95 | 9-13 | 5 | | +++ | G |
| | 13 Mn S 4 (13MF4) | 78-114 | 54 | 9 | 4 | | | |
| | 11u S 6 (35 au 8) | 88 -108 | 74 | 9 | 3.5 | | | |

+++ : forte ; ++ : moyenne ; + : limite ; P : petite (φ ≈ 50) ; M : moyenne (φ ≈ 100) G : grosse (φ ≈ 200)

| Principaux aciers inoxydables | | | | |
|---|---------------------------------------|---------------------------------------|-----|--------------------------|
| Nuances | R _r (daN/mm ²) | R _e (daN/mm ²) | A% | K (daJ/cm ²) |
| Austénitiques | | | | |
| X2 Cr Ni 19-11 (Z 3 CN 19-11) | 18.5 | 44 à 64 | 45 | 12 |
| X4 Cr Ni 18-10 (Z 7 CN 18-09) | 21.5 | 49 à 69 | | |
| X4 Cr Ni 17-12 (Z 7 CND 17-11) | | | | |
| X6 Cr Ni Ti18-1o (Z6 CNT 18-10) | 20.5 | | 401 | |
| X6 Cr Ni Mo Ti 17-12 (Z6 CNDT 17-12) | 21.5 | | | 10 |
| Martensitiques | | | | |
| X 30 Cr 13 (Z 30 C 13) | 68.5 | 83 à 103 | 10 | 2.5 |
| ferritiques | | | | |
| X6 Cr 17 (Z 8 C17) | 24.5 | 41 à 64 | 18 | |

Bien sûr, cette liste n'est pas exhaustive ; il existe de très nombreuses autres nuances. On peut utiliser dans d'autres cas des arbres en alliage d'aluminium ou au titane (aviation...) ou bien en matériaux composites.

IV.4 Identification des efforts appliqués à un arbre

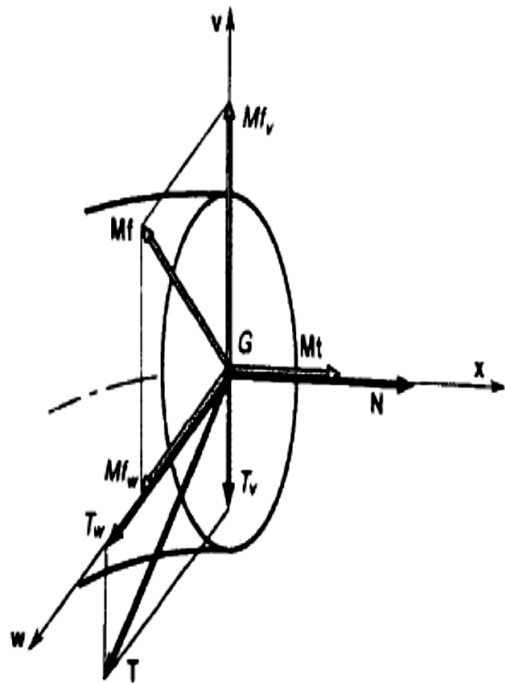
IV.4.1 Efforts extérieurs appliqués à un arbre

Quel que soit le critère retenu, dans un premier temps il faut déterminer toutes les charges extérieures appliquées à l'arbre.

Généralement on connaît la disposition et la nature des éléments réalisant la liaison pivot entre l'arbre et le bâti et les efforts appliqués aux différents organes avec lesquels il est lié.

Afin de pouvoir calculer tous les efforts de liaison à l'aide de la mécanique des solides indéformables, on modélise en première approche de manière isostatique la liaison pivot entre l'arbre et son support. Le tableau ci-dessous donne le comportement et la modélisation des différents éléments couramment utilisés pour la réaliser.

- Pour un arbre de section droite circulaire, tout axe appartenant à la section et passant par le centre de la section est un axe central principal. Dans une section donnée, on fera en sorte de choisir la base locale qui minimise le nombre de composantes du tenseur des efforts intérieurs. Voici la forme générale de ce tenseur en **G** (centre de section).



$$\{T_i\}_G = \begin{Bmatrix} N & Mt \\ 0 & Mf \\ T & 0 \end{Bmatrix}_{(G,x,y,z)}$$

Figure IV.2 Représentation du torseur des efforts intérieurs

IV.4.2 Nature des sollicitations

En fonction de « l'allure » du torseur de cohésion, une typologie des **sollicitations** est établie. On appelle **sollicitation simple** l'état de contrainte d'une poutre dont le torseur de cohésion ne comporte qu'un élément.

| Nature des sollicitations | Effort Normal | Effort Tranchant | Moment de Torsion | Moment de Flexion | Torseur de cohésion |
|---|---------------|--------------------|-------------------|--------------------------|--|
| Traction (N>0) Compression (N<0) | N | $T_y=0$ $T_z=0$ | $M_t=0$ | $M_{fy}=0$ $M_{fz}=0$ | $\{\tau_{Coh}\} = \begin{Bmatrix} N & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$ |
| Cisaillement simple | N=0 | T_y ou T_z | $M_t=0$ | $M_{fy}=0$ $M_{fz}=0$ | $\{\tau_{Coh}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ T_y & 0 \\ T_z & 0 \end{Bmatrix}_G$ |
| Torsion simple | N=0 | $T_y=0$ $T_z=0$ | M_t | $M_{fy}=0$ $M_{fz}=0$ | $\{\tau_{Coh}\} = \begin{Bmatrix} 0 & M_t \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$ |
| Flexion pure | N=0 | $T_y=0$ $T_z=0$ | $M_t=0$ | M_{fy} ou M_{fz} | $\{\tau_{Coh}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M_{fy} \\ 0 & M_{fz} \end{Bmatrix}_G$ |

On appelle **Sollicitation composée** l'état de sollicitation d'une poutre soumise à **plusieurs sollicitations simples** (par exemple : Traction + flexion pure).

Quelle que soit la méthode de calcul employée, la marche à suivre pour résoudre un problème est simplement et sensiblement la même. Les étapes sont :

- Calculer les actions, dans les plans horizontal et vertical, dans les différentes sections droites de la poutre (les torseurs des efforts de cohésion).
- Tracer les diagrammes des efforts de cohésion, en particulier les moments de torsion et de flexion.
- Déterminer la section critique de la poutre (la plus dangereuse ou la plus sollicitée à la flexion maximale et à la torsion maximale).

- Déterminer le moment idéal M_i :

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + 0,75.M_t^2}$$

- Calculer le diamètre nécessaire de la section critique pour résister à ces efforts, ou vérifier la sécurité à cette section critique (si son diamètre est connu).

Le calcul de la contrainte nominale se fait avec la formule suivante :

$$\sigma = \frac{y M_i}{I_{GZ}} = \frac{y}{I_{GZ}} \sqrt{M_f^2 + 0,75.M_t^2} \leq \sigma_{\max adm}$$

Où : $\sigma_{\max adm}$: contrainte maximale admissible à la traction

I_{GZ} : moment quadratique de la section de l'arbre.

M_f : moment de flexion maxi

M_t : moment de torsion maxi

y : distance du point considéré à la fibre neutre.

Pour un arbre de section circulaire : $y = \frac{d}{2}$, $I_{GZ} = \frac{\pi d^4}{64}$

$$\text{Donc : } \sigma = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_f^2 + 0,75.M_t^2} \leq \sigma_{\max adm}$$

On peut alors déduire la relation donnant le diamètre d d'un arbre plein :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \sigma_{\max adm}} \sqrt{M_f^2 + 0,75.M_t^2}}$$

IV.5 VERIFICATION DE L'ARBRE A LA DEFORMATION

En plus de transmettre la puissance, les arbres servent à maintenir les positions relatives des divers éléments de machines. La déformation latérale est plus critique lorsque des engrenages sont montés sur un arbre ou lorsque ce dernier est supporté par des paliers. La déformation en torsion peut affecter le synchronisme ou le déphasage des machines entraînées. Dans de tels cas, on détermine en général la dimension de l'arbre en tenant compte d'abord de sa rigidité et en vérifiant en suite sa résistance.

IV.5.1 Cas de Flexion

La déformation en flexion s'exprime par :

$$\boxed{y'' = \frac{Mf_{Gz}}{EI_{Gz}}} \iff \boxed{y'' = \frac{Mf_{Gz}}{E \frac{\pi d^4}{64}}} \iff \boxed{d \geq \sqrt[4]{\frac{64}{E \pi y_{lim}} \iint Mf_{Gz} dy}}$$

Avec : Mf_{Gz} : moment de flexion dans une section de l'arbre

I_{Gz} : moment quadratique de la section de l'arbre

E : module d'élasticité longitudinale du matériau

y'' : dérivée seconde de l'équation de la déformée

Pour déterminer la flèche y il faut intégrer deux fois l'équation précédente.

Avec $y \leq y_{lim}$

IV.5.2 Cas de Torsion

La déformation en torsion s'exprime par :

$$\theta = \frac{M_t}{I_G G} \leq \theta_{lim} \iff \theta = \frac{M_t}{\frac{\pi d^4}{32} G} \leq \theta_{lim} \iff d \geq \sqrt[4]{\frac{32}{\pi \theta_{lim} G} M_t}$$

- Avec :
- θ : angle relatif de déformation (**rad/mm**)
 - M_t : couple ou moment de torsion (**N. mm**)
 - I_G : moment quadratique polaire de la section de l'arbre (**mm⁴**)
 - G : module d'élasticité transversale du matériau (**Mpa**)

Si l'angle θ_{adm} est exprimé en E/mm, il faut convertir, en rad/mm suivant la formule :

$$\theta_{adm} [rad / mm] = \theta_{adm} [^\circ / mm] \frac{\pi}{180}$$

Dans de nombreuses applications de torsion on connaît la **puissance** à transmettre et non le **moment de torsion**. Si tel est le cas, connaissant la puissance P à transmettre (en watt) et la vitesse de rotation n de cet arbre (en tours par minute), nous pouvons retrouver le moment de torsion M_t par la relation :

$$P = M_t \omega$$

Avec ω la vitesse de rotation rad/s et la relation entre n et ω est :

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

Sans oublier que si P est en W et n en **tours/min**, M_t est en **N.m**. Il faudra donc transformer le moment de torsion en **N.mm** pour qu'il soit compatible avec les formules précédentes.

IV.6 Effet des concentrations de contraintes

Si la pièce présente des discontinuités de forme (entailles, épaulements, rainures, trous...), autour de ces zones les contraintes réelles sont beaucoup plus importantes que les contraintes nominales obtenue à partir des calculs classiques de RDM. Ce phénomène local est appelé phénomène de concentration de contraintes.

Dans la section considérée, le coefficient de concentration de contrainte K_t (*stress concentration factor*) est défini comme le rapport entre la contrainte maximale réelle et la contrainte maximale nominale.

K_t est toujours supérieur à 1. Il est déterminé par la théorie de l'élasticité. Lorsque la géométrie des discontinuités est complexe, on utilise la photoélasticimétrie ou les logiciels exploitant les éléments finis.

La section considérée est la section nette qui tient compte de la section de matière enlevée par la discontinuité si celle-ci est importante.

La Figure 5 illustre ce problème pour une arbre entaillé par une gorge.

- σ représente les contraintes nominales, dues à différentes sollicitations dans une section sans discontinuités.
- σ_r , représente les contraintes réelles dues à l'effet d'entaille.

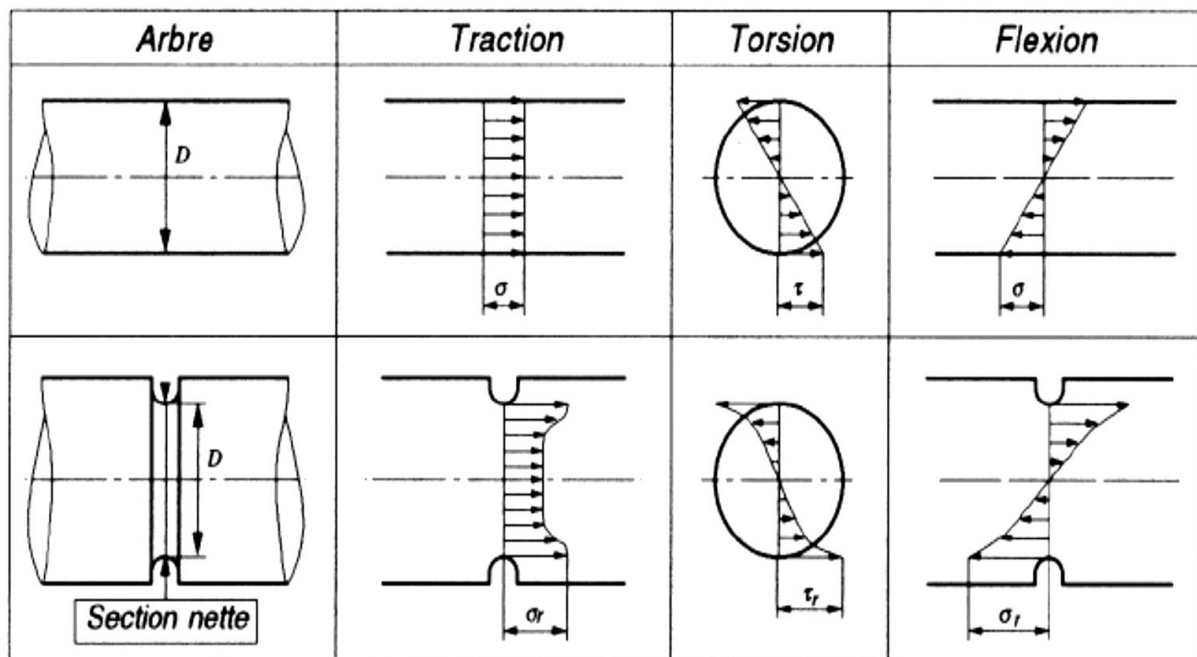
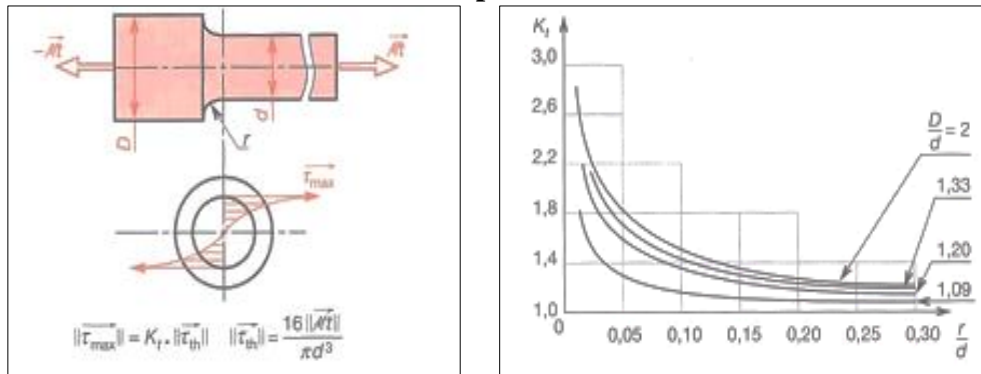


Figure IV.3 Représentation des contraintes réelles

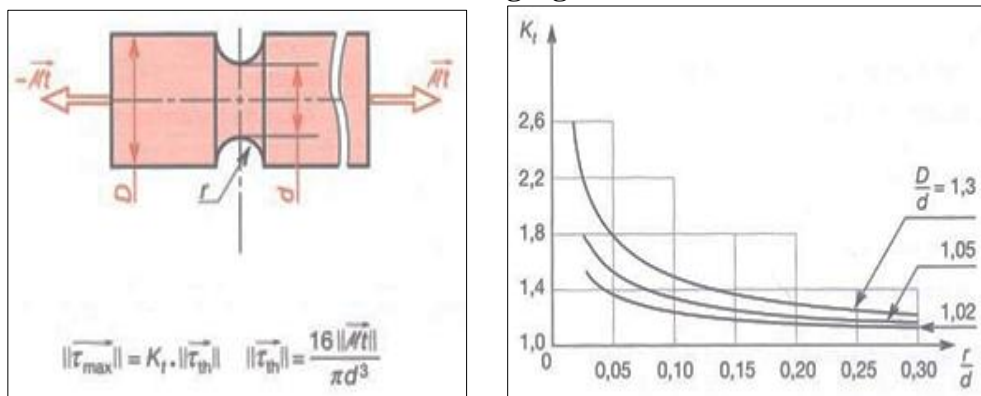
Le coefficient K_t ne dépend que du mode de sollicitation et de la géométrie de la discontinuité. On note K_{tt} , K_{tf} , K_{to} les coefficients d'entailles relatifs aux sollicitations de traction, flexion et

torsion. Pour le calcul de la contrainte équivalente, les contraintes nominales sont affectées individuellement du K_t qui leur correspondent.

Arbre avec épaulement



Arbre avec gorge



Arbre avec trou de goupille

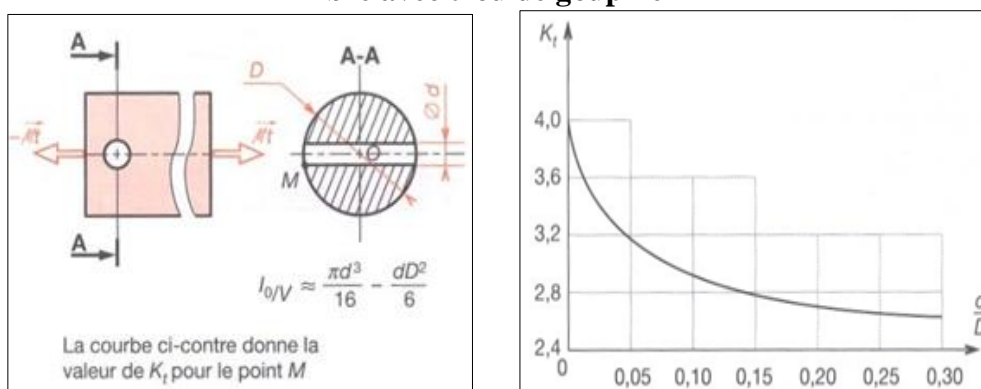


Figure IV.4 Coefficient K_{t0} dans le cas de torsion

Exercice 01 :

Un moteur électrique d'une puissance de 20 kW tourne à la vitesse de 600 tr/min. Son arbre est en acier XC 55 de limite élastique égale à 80000 N. mm².

Déterminer son diamètre dans le cas où on considère l'arbre comme un arbre de transmission avec un angle relatif admissible $\theta_{adm} = 0.25 \text{ }^\circ/m$.

Solution01 :

$$\theta = \frac{0.25 \times \pi}{180} = \frac{\pi}{720} \text{ rad/m}$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{960}{\pi^2} \frac{P}{n G \theta_{adm}}} = \sqrt[4]{\frac{960}{\pi^2} \times \frac{20000}{600 \times 80000 \times 10^6 \times \pi/720}} = 0.0552 \text{ m} \Rightarrow 56 \text{ mm}$$

Exercice 2 :

Soit un arbre d'hélice de bateau de **15 m** de longueur. La puissance à transmettre est de **4.5 MW** à **350 tr/min**. La contrainte admissible de l'acier en torsion est de **80 N/mm²**.

- 1) Déterminer le diamètre de l'arbre
- 2) Déterminer l'angle de torsion ($G = 80000 \text{ N/mm}^2$).

Solution 02 :

Recherche du moment de torsion

$$M_t = \frac{30}{\pi} \frac{P}{n} = \frac{30}{\pi} \times \frac{4.5 \cdot 10^6}{350} = 1.23 \cdot 10^5 \text{ Nm}$$

Recherche du diamètre

$$d \geq 1.72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{adm}}} = 1.72 \sqrt[3]{\frac{1.23 \cdot 10^8}{80}} \approx 200 \text{ mm}$$

Recherche de la déformation angulaire de cet arbre

$$\theta_{\max} = 10.2 \frac{M_t}{d^4 G} = 10.2 \frac{1.23 \cdot 10^8}{200^4 \times 80000} = 0.00001 \text{ rad/mm}$$

IV.7 Butées et paliers à roulements

Les butées et les paliers à roulements sont des éléments de machines de catalogue fabriqués en très grande série qui servent à supporter des axes, des arbres et des pièces de machines en mouvement de rotation ou de translation. Les avantages de ces composants à roulement, par rapport aux éléments lisses, sont :

- Remplacer le frottement de glissement par le frottement de roulement ;
- Normalisation internationale des dimensions courantes ;
- Gamme très étendue de modèles et de dimensions ;
- Coût très avantageux.

Ces mécanismes de haute précision exigent un choix judicieux du type, de la grandeur, un montage correct dans le guidage, un entretien soigné et une lubrification adaptée au but poursuivi. Les fabricants de ces éléments fournissent des renseignements détaillés sur les diverses propriétés de leurs produits et des recommandations pratiques dans les catalogues ou les publications spécialisées.

IV.7.1 Description des paliers à roulements

Les paliers et butées à roulements à billes, à rouleaux et à aiguilles sont constitués principalement par :

- Une bague intérieure et une bague extérieure, inférieure et supérieure dans les butées, glissées sur l'arbre et dans le logement. Ces deux pièces servent de chemin de roulement;
- Les éléments de roulement : billes, rouleaux cylindriques, coniques ou en tonnelet. aiguilles qui sont des rouleaux cylindriques de petit diamètre dont la longueur est un multiple du diamètre;
- Une cage intermédiaire en tôle d'acier, massive ou en matière synthétique armée pour maintenir les pièces roulantes à un écartement convenable.

Les bagues et les éléments de roulement sont fabriqués en acier fin au chrome traité thermiquement afin d'atteindre une dureté superficielle d'environ HRC = 58 à 62. La forme des éléments roulants permet aussi de distinguer deux catégories de contact :

- Eléments dits à contact ponctuel : roulements, butées et guidages à billes ;
- Eléments dits à contact linéique : roulements, butées et guidages à rouleaux cylindriques et à aiguilles, à rouleaux coniques et en tonnelet.

ISO (Organisation internationale de Normalisation) a établi un ensemble de normes concernant les cotes d'encombrement sous forme d'un plan général de dimensions. Ce plan contient plusieurs séries de diamètres qui correspondent à un même alésage, séries 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3 et 4 dans l'ordre croissant. Dans chaque série de diamètres, il existe plusieurs séries de

largeurs, séries 8, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 et 7 dans l'ordre croissant et pour les butées plusieurs séries de hauteurs, séries 7, 9, 1 et 2. L'association d'une série de diamètres et d'une série de largeurs ou de hauteurs constitue une série de dimensions désignée par deux nombres : le groupe de droite correspond à la série de diamètres, celui de gauche à la série de largeur ou de hauteur.

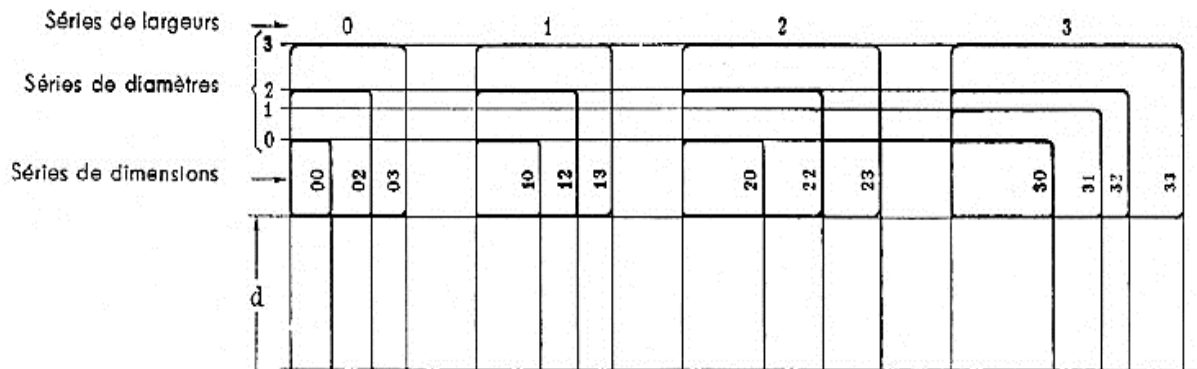


Figure IV.1 Série de diamètres et série de largeurs selon ISO

IV.7.2 Roulements à billes

IV.7.2.1 Roulements rigides à une rangée de billes

Ce sont les roulements les plus utilisés en conception de machines et d'appareillages. Grâce à la profondeur des gorges dans les bagues intérieure et extérieure, à la dimension des billes et à l'absence d'une gorge de remplissage, ces roulements supportent principalement des charges radiales ou des charges combinées. Ces roulements sont indémontables et admettent des vitesses élevées en nécessitant un entretien réduit en service. La capacité de charge axiale dépend partiellement du jeu interne du roulement. La tendance des fabricants d'augmenter le diamètre des billes affaiblit l'épaisseur et la résistance des bagues. La cylindricité de l'arbre et du logement influence directement la portance et la durée de vie du roulement.

Certains roulements rigides à billes sont équipés de joints ou de flasques sur l'un des côtés ou sur les deux. Les flasques, suffixe Z ou 2Z, forment une chicane avec un faible passage sur la bague intérieure. Les joints, suffixe RS ou 2RS, sont équipés de lèvres frottant ou ne frottant pas sur la bague intérieure suivant les exécutions. Ils sont en caoutchouc synthétique et fonctionnent pour des températures comprises entre -40°C et $+120^{\circ}\text{C}$. Ces roulements sont garnis de graisse en usine et sont dits lubrifiés à vie. Plusieurs exécutions spéciales sont à disposition selon les fabricants : roulements à encoches de remplissage avec un plus grand nombre de billes, roulements miniatures et pour instruments, roulements pour applications

"silencieuses", roulements rigides à billes appariés pour monter deux roulements côte à côte, roulements en acier inoxydable, etc.

Les roulements à rainure sur la bague extérieure sont conçus pour recevoir un segment d'arrêt ou un anneau élastique fixant la position axiale du palier dans le logement.

Séries des roulements à billes à une rangée :

- Série étroite : 160 161 618 619
- Série normale : 60 62 63 64

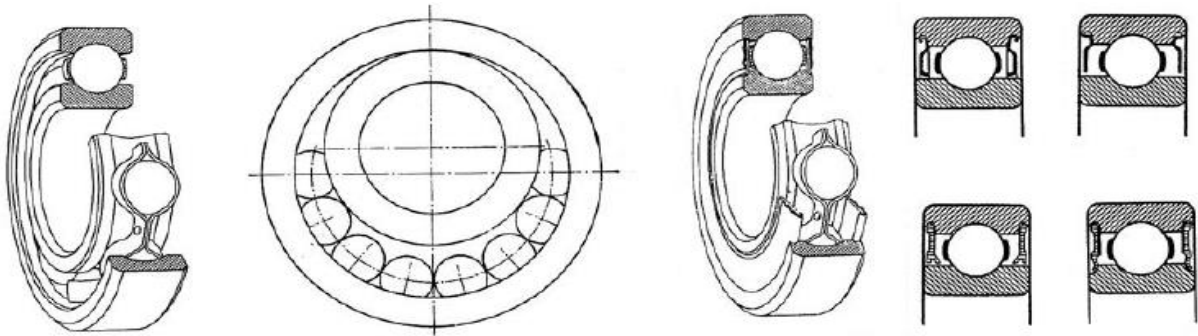


Figure IV.2 Roulements à billes à une rangée

IV.7.2.2 Roulements rigides à deux rangées de billes

Ces roulements conviennent pour supporter des charges radiales importantes et des charges axiales dans les deux sens s'ils ne possèdent pas d'encoches de remplissage. Ils ont une conception analogue à celle des roulements à une rangée de billes. Séries des roulements à deux rangées de billes : 42 43

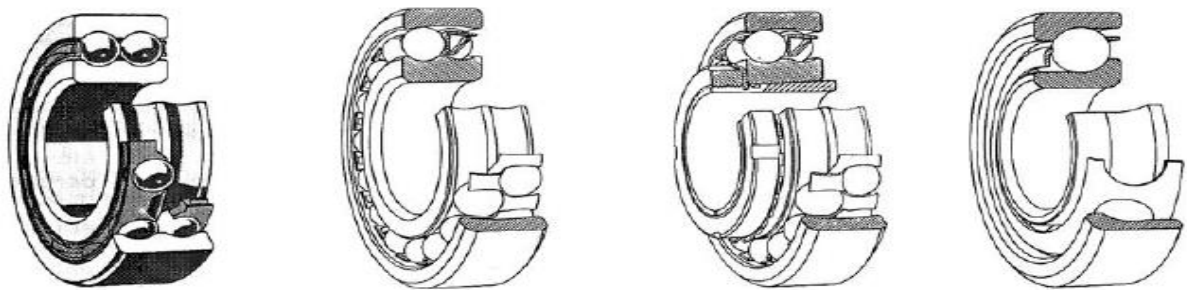


Figure IV.3 Roulements à billes à deux rangées de billes

IV.7.2.3 Roulements à rotule sur billes

Ces roulements sont équipés d'une bague intérieure à deux chemins de roulement et d'une bague extérieure avec un seul chemin de roulement sphérique. L'ensemble bague intérieure, cage avec

les billes peut basculer librement dans la bague extérieure et compenser de ce fait les défauts d'alignement ou les déformations en flexion des arbres. Le déversement admissible en marche est compris entre $1,5^\circ$ et 3° . Dans les applications fortement sollicitées, il convient d'employer des roulements à rotules sur rouleaux. La charge axiale doit toujours rester faible.

Plusieurs exécutions spéciales sont à disposition : roulements avec joints des deux côtés, roulements avec bague intérieure large, roulements à alésage conique et manchon de serrage, etc. Séries des roulements à rotule sur billes : 12 22 23 112 113.

IV.7.2.4 Roulements à billes à contact oblique

Ces roulements conviennent bien pour supporter des charges combinées car les chemins de la bague intérieure et de la bague extérieure sont décalés axialement l'un par rapport à l'autre. Ces roulements ne sont pas démontables ou ne doivent pas être démontés. La capacité de charge axiale dépend de l'angle de contact α . Sous l'effet d'une charge radiale, les roulements à une rangée de billes engendrent des efforts axiaux qu'il convient de compenser par un second roulement. Les roulements à contact obliques se subdivisent en :

- Roulement à billes à contact oblique à une rangée de billes ;
- Roulement à billes à contact oblique à deux rangées de billes ;
- Roulement à quatre points de contact.

Les roulements spéciaux sont : roulements de précision pour machines-outils dits roulement de broche, roulements de roue intégrés, dits Hub Units, produits pour l'industrie automobile, roulements de grandes dimensions.

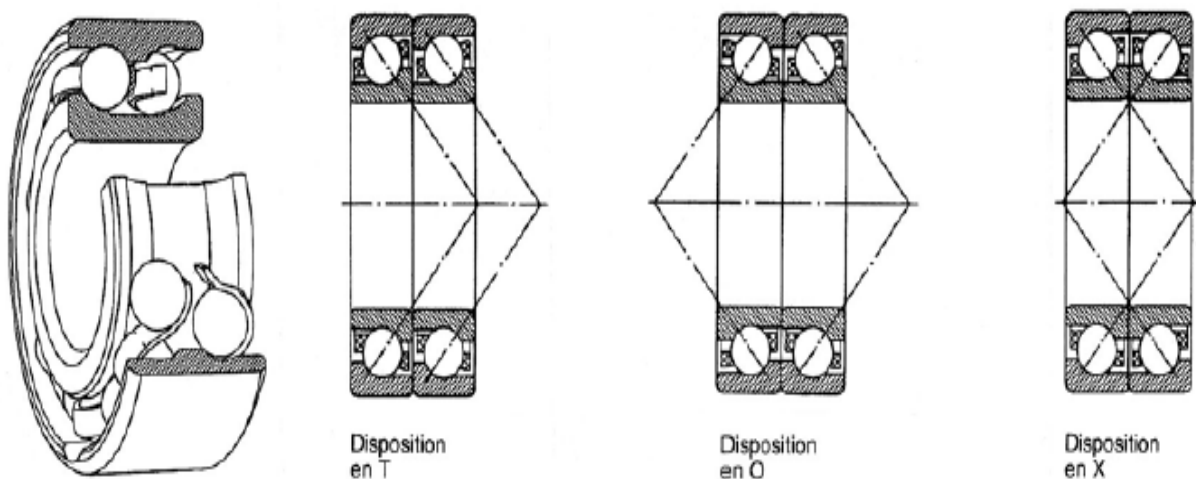


Figure IV.4 Roulements à billes à contact obliques à deux rangées de billes

Les roulements à billes à contact oblique à une rangée de billes supportent les charges axiales dans un seul sens. L'angle de contact vaut $\alpha = 40^\circ$ et la conception de base prévoit un seul roulement comme support de la charge radiale. Les roulements appariés sont fabriqués spécialement de telle sorte qu'on obtient une répartition uniforme de la charge sur les deux pièces. Le montage par paire est utilisé lorsqu'un seul roulement ne suffit pas, disposition en T, ou lorsque la charge axiale peut agir dans les deux sens, disposition en O ou en X.

Le roulement à deux rangées de billes à contact oblique, disposées en O, supporte des charges axiales et des couples de déversement. Ils peuvent être livrés avec divers angles de contact selon les fournisseurs. Ces roulements ne sont pas séparables. Par exemple, SKF produit des roulements avec un angle $\alpha = 32^\circ$ et des cages en polyamide 6.6 renforcé de fibres de verre, diamètre jusqu'à 90 mm et pour les diamètres supérieurs, la cage est en tôle emboutie ou massive, la bague étant munie d'encoches de remplissage d'un côté.

Les roulements à quatre points de contact possèdent une rangée de billes à contact oblique, une bague extérieure et une bague intérieure en deux pièces supportant les efforts axiaux dans les deux sens. Cette conception permet d'introduire un grand nombre de billes dans le roulement, donc d'augmenter sa capacité de charge dans un volume réduit.

Séries des roulements à billes à contact oblique :

- à une rangée de billes : 72 73 (de broches 700 719 720)
- à deux rangées de billes : 32 33
- à quatre points de contact : QJ2 QJ3

IV.7.2.5 Butées à billes à simple effet

Ces butées sont destinées à supporter des charges purement axiales dans un seul sens à l'exclusion de toute charge radiale. Les butées à simple effet se composent d'une rondelle à fixer sur l'arbre avec une gorge formant le chemin de roulement et d'une rondelle à fixer dans le logement munie aussi d'une gorge servant de chemin de roulement.

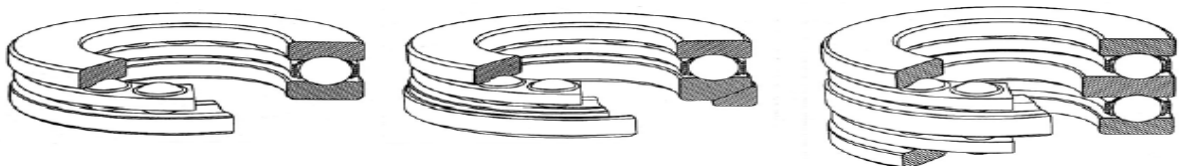


Figure IV.5 Roulements à billes à simple effet à rondelle plane, à rondelle sphérique

Ces roulements sont séparables, en trois pièces, ce qui facilite leur montage. Afin d'éviter le glissement entre les billes et les chemins de roulement engendré par la force centrifuge, les

butées doivent être chargées par une force axiale minimale dépendant de la fréquence de rotation. La rondelle logement peut présenter une surface d'appui plane ou sphérique, cette dernière solution permettant de compenser les erreurs d'alignement initial.

Séries de butées à billes à simple effet :

- à rondelles planes : 511 512 513 514
- à rondelles sphériques : 532 533 534

IV.7.2.6 Butées a billes a double effet

Les butées à billes à double effet supportent des charges axiales dans les deux sens à l'exclusion de toute charge radiale. Elles se composent d'une rondelle arbre avec gorge formant chemin de roulement sur les deux faces, deux ensembles cage et billes, deux rondelles à monter dans les logements équipées d'une gorge servant de chemin de roulement. Les rondelles logement peuvent avoir une surface d'appui plane ou sphérique, cette dernière solution admettant de légères erreurs d'alignement initial. Ces butées sont séparables en cinq parties.

Séries de butées à billes à double effet :

- à rondelle planes : 522 523 524
- à rondelles sphériques : 542 543 544

IV.7.2.7 Roulements y et roulements divers

Les roulements Y sont des roulements à billes protégés des deux côtés, garnis de graisse, avec bague extérieure sphérique permettant de compenser les erreurs d'alignement. Ils trouvent leur application dans les machines agricoles, les machines de chantier, les machines textiles et les machines de conditionnement. La plupart des roulements Y sont fixés sur l'arbre par des méthodes spéciales autorisant leur montage sur des arbres étirés.

Les fabricants de roulement offrent également des galets de cames à une rangée ou à deux rangées de billes. Ces éléments sont équipés d'une bague extérieure épaisse légèrement bombée permettant de transmettre des forces radiales importantes sans logement supplémentaire. La conception correspond aux séries 62 et 32 des roulements à billes usuels.

Une série de supports de paliers avec roulements est aussi à disposition des utilisateurs. Ces paliers complets représentent des ensembles économiques, interchangeables et nécessitant un entretien réduit. Ils sont fabriqués en fonte grise de la classe GG 20 ou en fonte à graphite sphéroïdal.

VI.1 Accouplements d'arbres

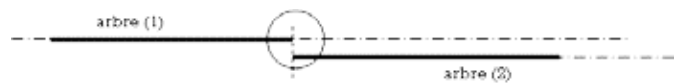
VI.1.1 Généralités

La fonction principale d'un joint d'accouplement est la transmission de puissance entre deux arbres non parfaitement alignés, *et* pour lesquels, il peut exister quelques défauts, tel que :

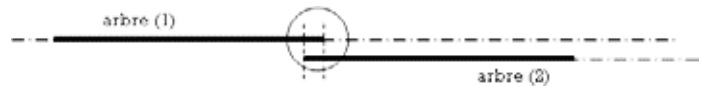
- un **désalignement angulaire** : défaut de parallélisme entre les arbres.



- un **désalignement radial** : défaut de coaxialité entre les arbres.



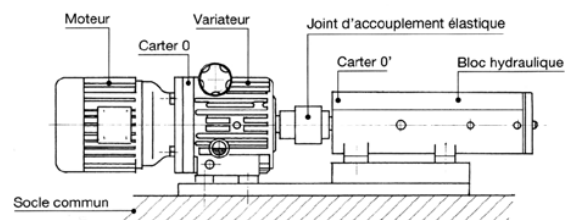
- un **désalignement axial** : défaut d'alignement des extrémités des arbres.



Par ailleurs, les joints d'accouplement remplissent des fonctions secondaires, telles que :

- l'augmentation de la durée de vie (réduction des vibrations),
- l'amortissement des couples transmis lors des accélérations ou des freinages,
- l'encaissement de certains déplacements axiaux pendant le fonctionnement,
- l'augmentation de la sécurité en fixant un seuil de déformation acceptable.

Le joint d'accouplement peut se situer à l'extérieur des composants à relier (comme ci-contre) ou à l'intérieur d'un carter.



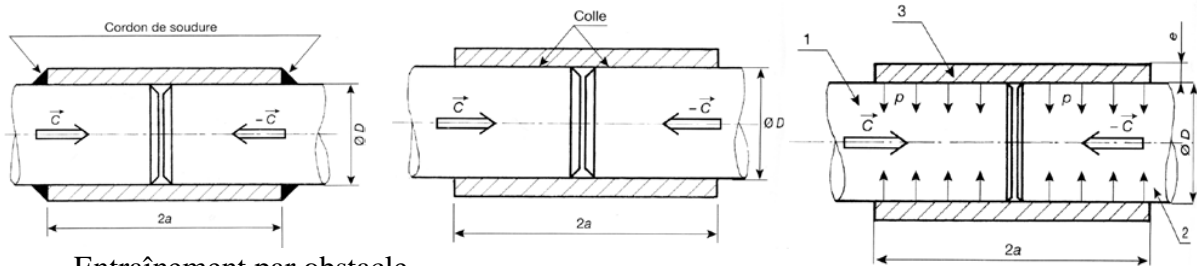
On distingue généralement 3 familles de joint d'accouplement :

- **rigides** : qui assurent un encastrement entre les arbres, les rendant coaxiaux,
- **élastiques** : qui acceptent une relative élasticité en torsion,
- **positifs** : qui n'acceptent pas d'élasticité en torsion.

On peut aussi distinguer les joints **homocinétiques**, c'est à dire qui ne modifient pas la loi de vitesse, de ceux qui ne le sont pas.

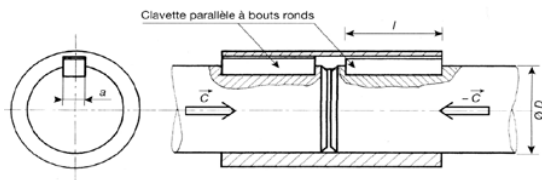
VI.1.2 Joints d'accouplements rigides

- Entraînement par adhérence : On relie les 2 arbres avec un manchon ajusté "serré".
- Entraînement par collage ou soudure : La liaison entre les 2 arbres est obtenue avec un manchon rendu solidaire par un cordon de soudure ou une couche de colle.

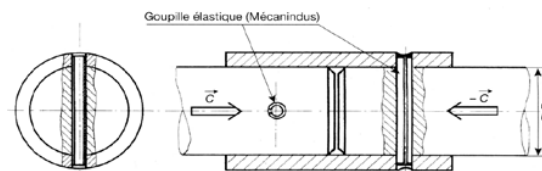


Entraînement par obstacle.

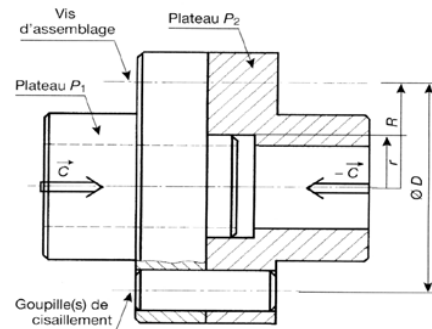
Afin d'assurer l'entraînement en rotation, en plus de la mise en position, on place un obstacle (clavette, goupille). La mise en position peut s'effectuer avec un manchon ou un plateau.



Manchon et clavettes



Manchon et goupilles



Plateau et goupilles

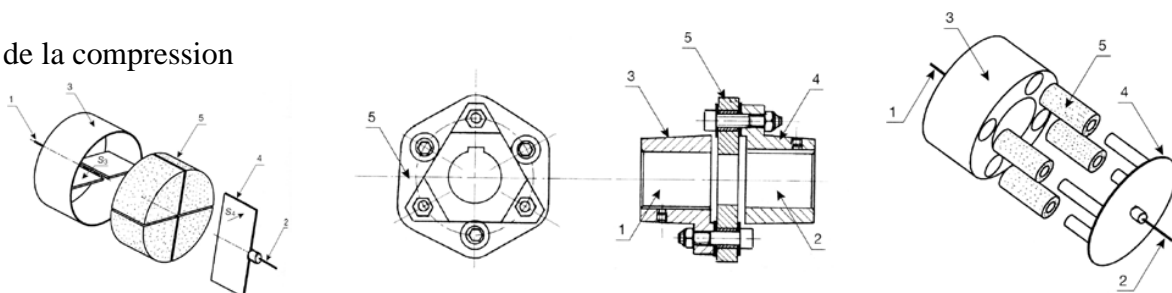
VI.1.3 Joints d'accouplements élastiques

D'une manière générale, ces composants sont constitués de deux éléments rigides reliés par un ou plusieurs éléments intermédiaires élastiques (élastomère ou métal), qui permettent la compensation des défauts et l'absorption des chocs.

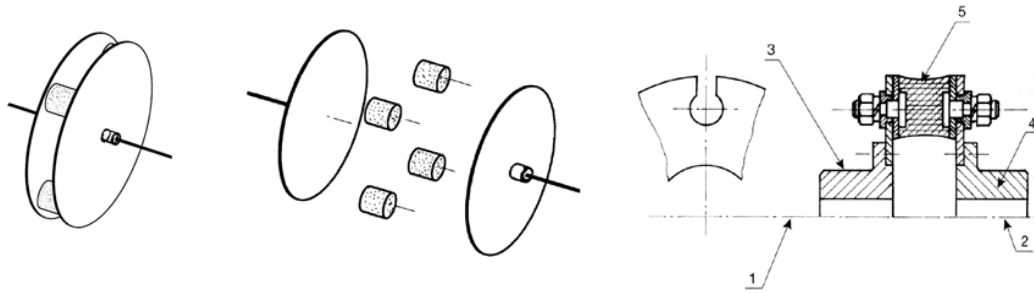
- Elastomères.

Dans ce type de joint, la sollicitation de l'élément élastique peut être :

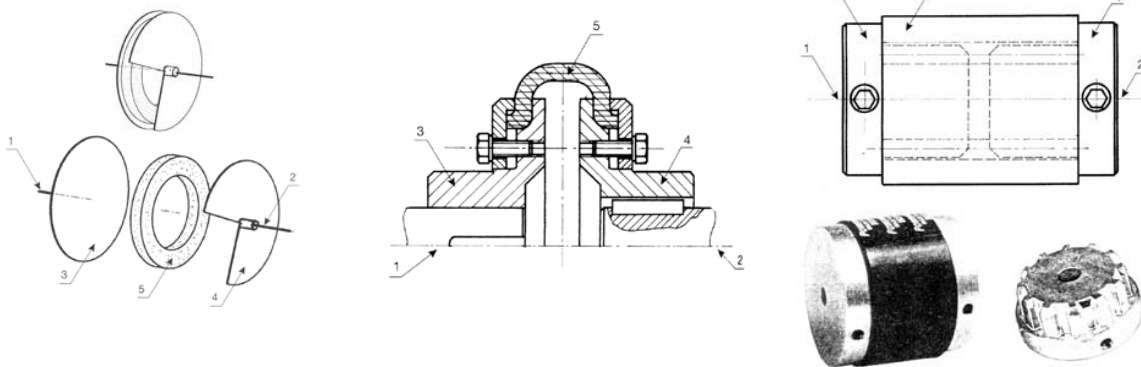
- de la compression



- du cisaillement ou de la flexion

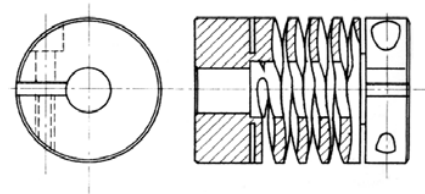


- de la torsion



➤ **Métalliques.**

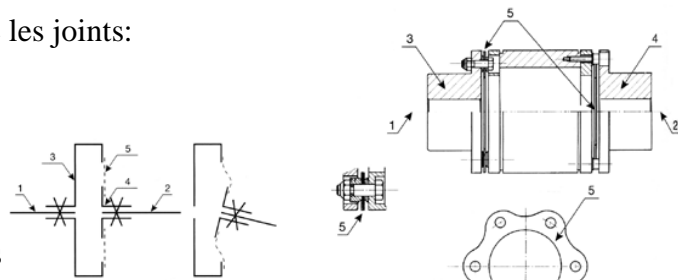
On utilise principalement des profilés hélicoïdaux, générés par usinage d'une gorge en hélice débouchant dans un tube cylindrique.



VI.1.4. Joints d'accouplements positifs

Ces joints, proches des accouplements élastiques, ont une rigidité en torsion importante. Parmi les technologies, on retrouve les joints:

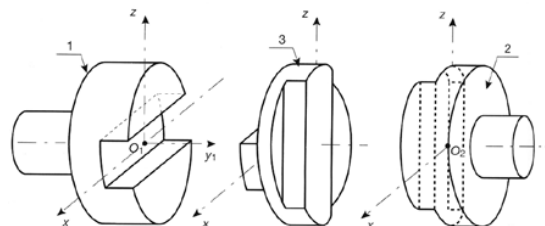
➤ avec arbres et manchons cannelés.



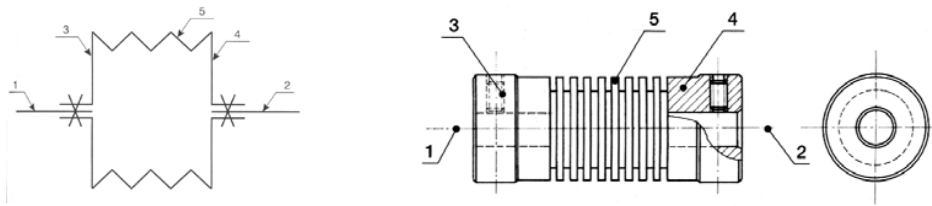
➤ avec chaîne à deux rangées de maillons

➤ avec tôle plane

➤ avec plateaux rainurés (joint de Oldham)



- avec plateaux et biellettes (joint PK)



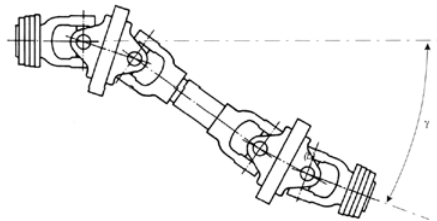
- à soufflet

VI.1.5. Joints d'accouplements homocinétiques.

Un joint d'accouplement est considéré homocinétique quand les vitesses angulaires d'entrée et de sortie sont égales quel que soit le désalignement angulaire.

- Joint de cardan

Ce type de joint n'est homocinétique qu'en configuration "double".

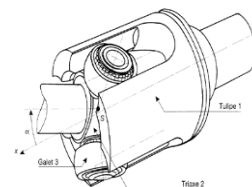


- Joint tripode

Il se compose :

- d'une tulipe (1) comportant 3 gorges parallèles décalées de 120°
- d'un triaxe (2), comportant 3 axes à 120°
- de 3 galets sphériques (3)

- Joint à plan bissecteur

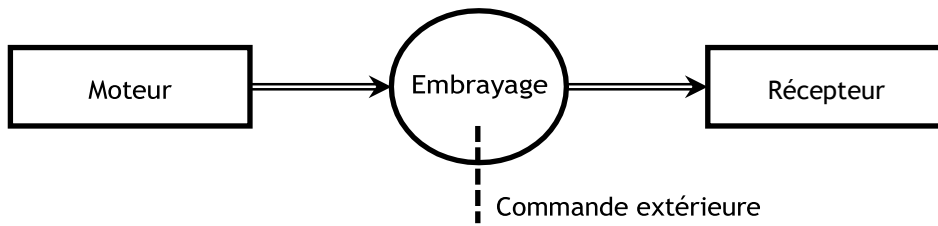


Afin d'assurer l'homocinétisme, on place le point de contact dans le plan bissecteur des 2 axes d'entrée et de sortie.

VI.2 les embrayages

VI.2.1 Situation, fonction

L'embrayage, dans une chaîne de transmission de puissance, se situe entre l'organe moteur et l'organe récepteur. Il permet à un opérateur (commande extérieure) d'accoupler ou de séparer, progressivement ou non, les arbres respectivement solidaires du moteur et du récepteur.



Parmi les avantages, on peut recenser :

- la **sécurité** : l'entraînement du récepteur peut être arrêté instantanément sans pour autant stopper le moteur.
- la **réduction des efforts de contact** : par exemple, lors du changement de rapport dans une boîte de vitesses.
- la **souplesse** d'utilisation : l'embrayage permet de réduire et d'amortir les chocs au démarrage ou lors de changement de phase.
- l'**économie** : permet de transmettre la puissance que lorsque cela est nécessaire.

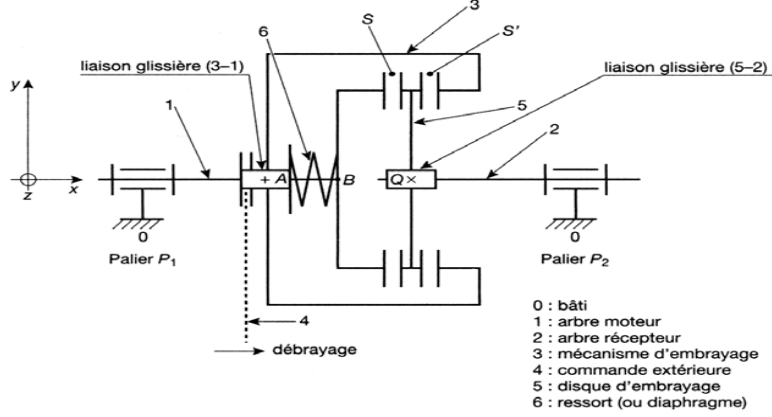
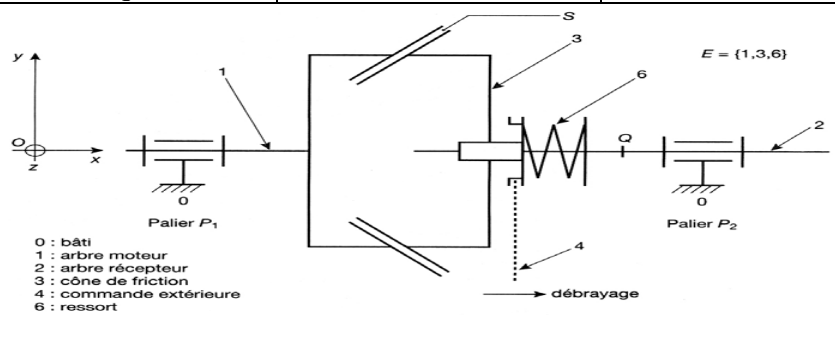
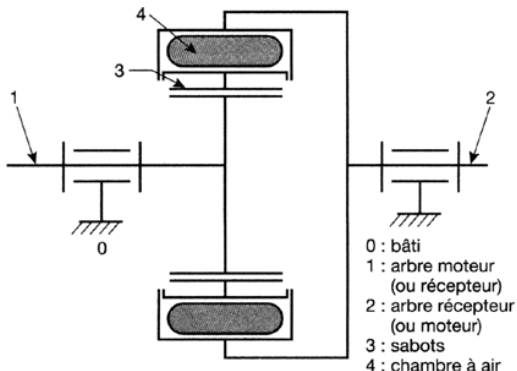
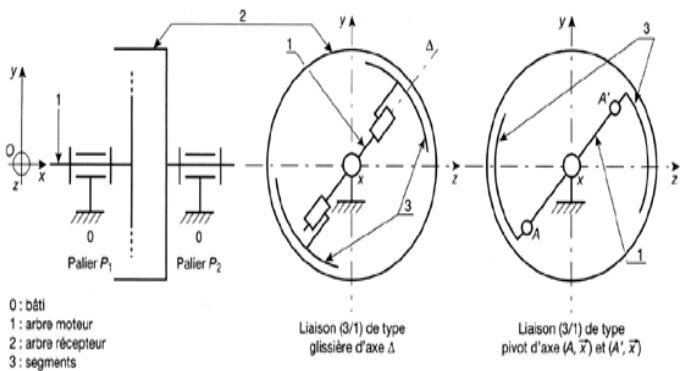
VI.2.2 Classification

Pour classier les types d'embrayage, on peut retenir deux choses :

- le principe d'entraînement (frottement, obstacle, etc.)
- la nature de la commande extérieure

| Principe | Commande ext. | Désignation | Applications |
|---|--|---------------------|-----------------|
| Contact direct entre 2 solides indéformables sans possibilité de glissement | Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique | Embrayage à crabots | Machines-outils |

0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 3 : crabot 4 : commande extérieure

| Principe | Commande ext. | Désignation | Applications |
|---|---|--|-----------------------|
| Contact direct entre 2 garnitures de friction avec possibilité de glissement | Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique | Embrayage à contact axial monodisque ou multidisques | Automobiles, Motos |
| |  | 0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 3 : mécanisme d'embrayage 4 : commande extérieure 5 : disque d'embrayage 6 : ressort (ou diaphragme) | |
| | Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique | Embrayage conique | Machines agricoles |
|  | 0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 3 : cône de friction 4 : commande extérieure 6 : ressort | $E = \{1, 3, 6\}$ | |
| Pneumatique Centrifuge | Embrayage à contact radial (à sabots ou à segments) | Machines-outils, palans, outillage, automobile, etc. | |
|  | 0 : bâti 1 : arbre moteur (ou récepteur) 2 : arbre récepteur (ou moteur) 3 : sabots 4 : chambre à air | embrayage à sabot | |
|  | 0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 3 : segments | embrayage à segments | |

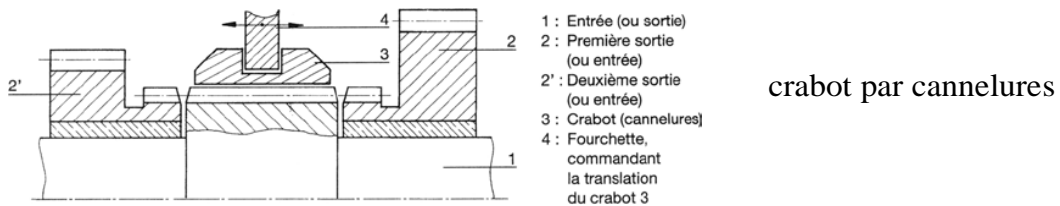
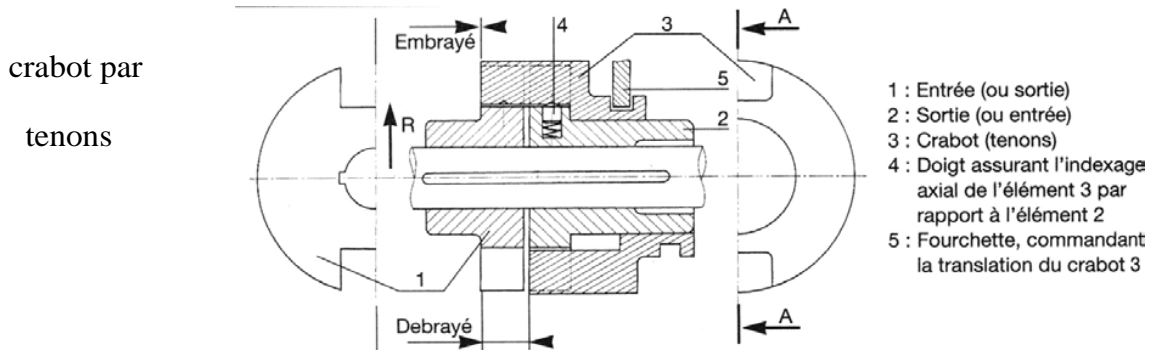
| Principe | Commande ext. | Désignation | Applications |
|--|-------------------------|--|----------------------|
| Contact indirect entre 2 solides indéformables avec poudre ou grenaille métallique | Centrifuge | Embrayage à poudre métallique | |
| | | | |
| Contact indirect entre 2 solides aménagés d'aubes, avec huile | Centrifuge + magnétisme | Embrayage électromagnétique à poudre | |
| | | | |
| Pas de contact matériel (courant de Foucault) | Magnétique | Embrayage électromagnétique asynchrone | Variateur de vitesse |
| <p>0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 1' : circuit magnétique 2' : anneau magnétisé</p> | | | |

VI.2.3 Réalisations

➤ Contact direct entre deux solides indéformables sans possibilité de glissement

C'est un embrayage par un obstacle escamotable. L'inconvénient majeur de ce dispositif est que le changement d'état doit se faire à l'arrêt.

Voici, ci-dessous, 2 réalisations avec une commande mécanique, l'une par tenons, l'autre par cannelures.

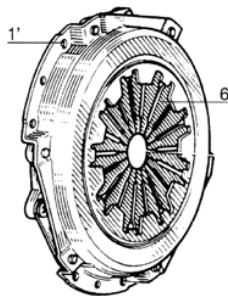


➤ Contact direct entre deux garnitures de friction avec possibilité de glissement

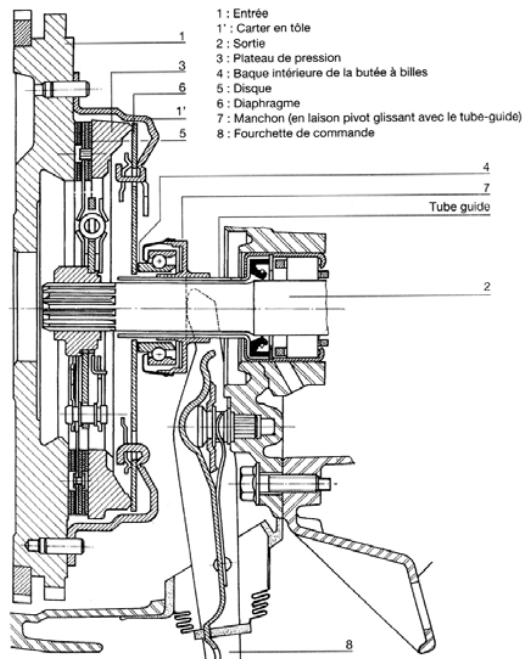
- Embrayage à contact axial.

On retrouve dans cette catégorie les embrayages à disques. Le couple transmissible est lié :

- au rayon moyen du contact
- au coefficient de frottement
- à l'effort presseur

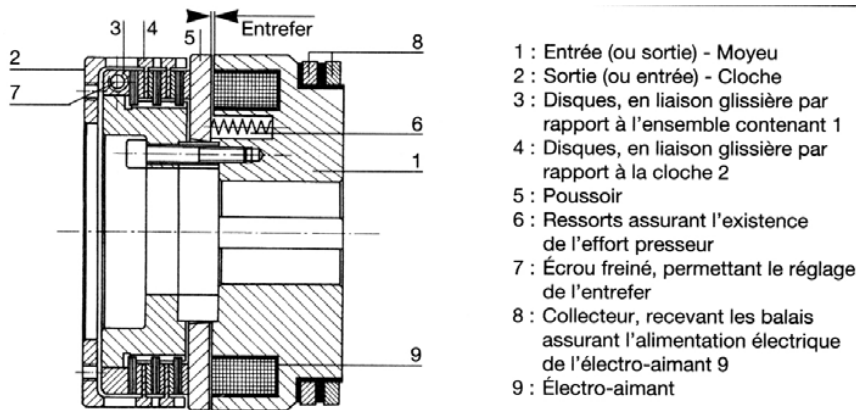
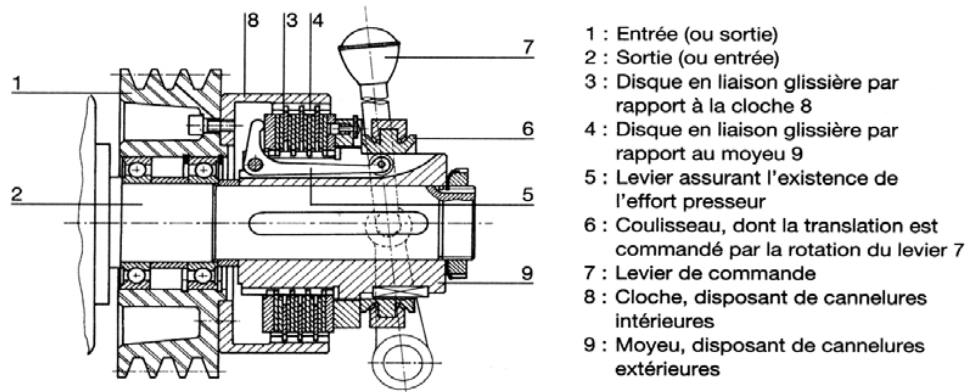


détail du diaphragme assurant l'effort presseur



Afin d'augmenter le couple transmissible, on peut aussi augmenter le nombre de surface en contact, on réalise ainsi un embrayage multidisques.

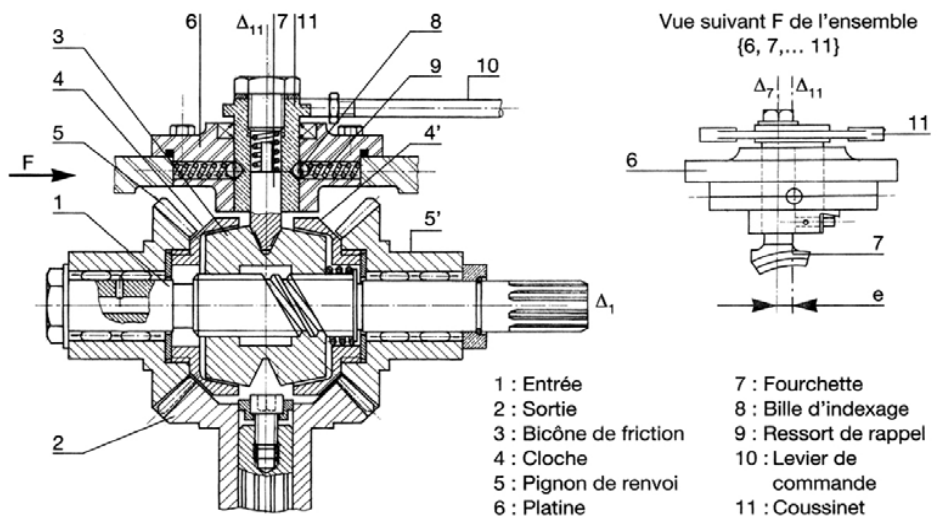
embrayage multidisques à commande manuelle



embrayage multidisques à commande électromagnétique

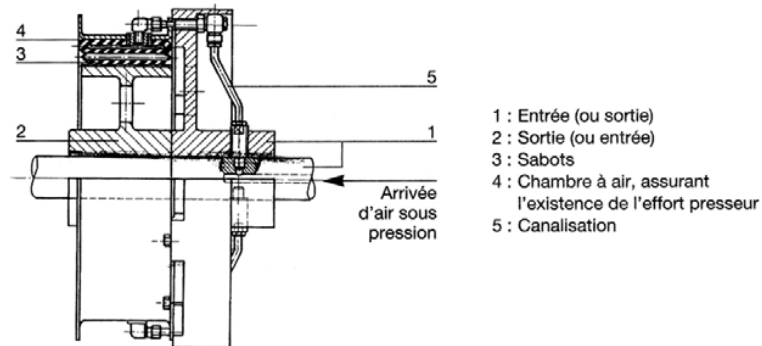
Au lieu de se faire sur des disques, le contact s'opère sur une surface conique.

L'exemple présenté sert d'inverseur du sens de marche.



- Embrayage à contact radial.

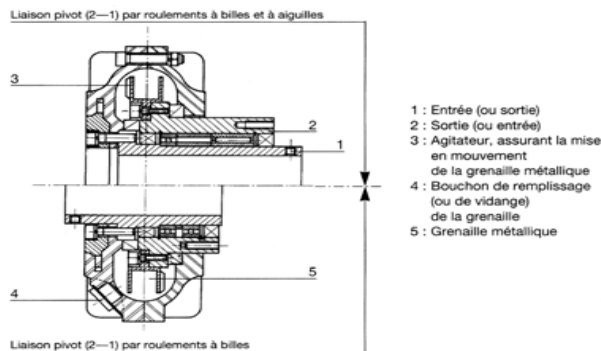
La surface de contact dans ce cas est une surface cylindrique. xemple présenté, l'effort presseur (pneumatique) est obtenu avec une chambre à air.



➤ Contact indirect entre deux solides indéformables avec poudre ou grenaille

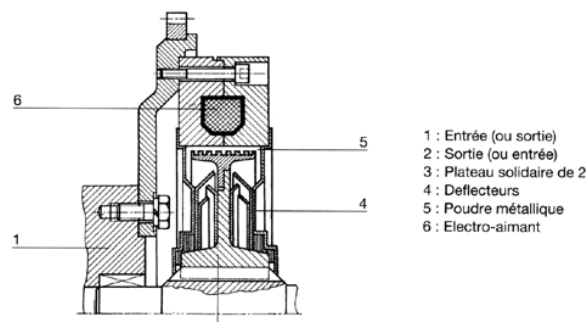
- Embrayage à grenaille.

Le couple est transmis par l'intermédiaire de la grenaille qui par l'effet centrifuge se place à la périphérie et se compacte.



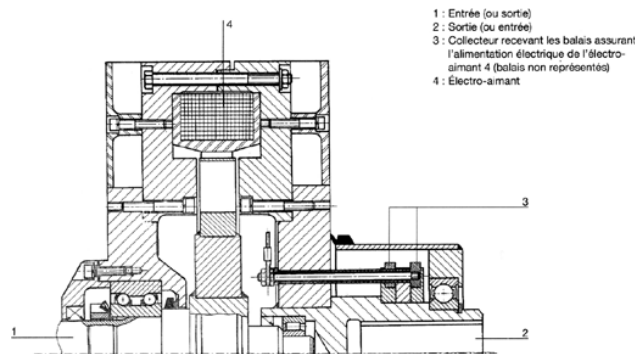
- Embrayage électromagnétique à poudre métallique.

Le principe de transmission est analogue au précédent, la grenaille est remplacée par de la poudre métallique, qui est durcie par magnétisme.



- Sans contact matériel (magnétique)
 - Embrayage électromagnétique asynchrone.

La transmission du mouvement se fait par magnétisme. Le couple transmis dépend de l'intensité du courant dans l'électro-aimant.



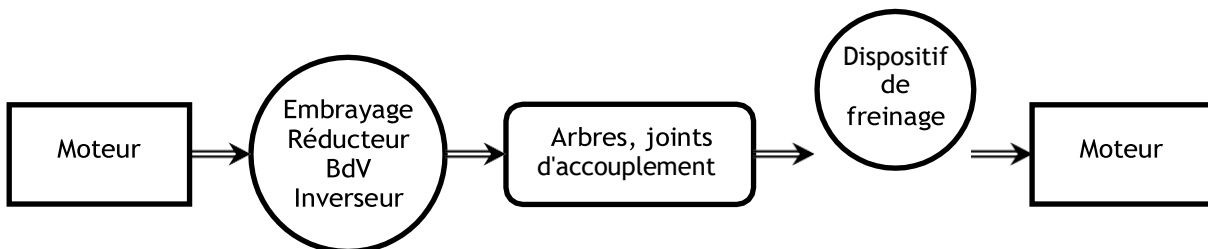
VI.3 Les freins

VI.3.1 Situation, fonction

Dans une chaîne de transmission de puissance, le dispositif de freinage est destiné, soit :

- à **ralentir un mouvement établi**, en lui communiquant une décélération qui abaissera sa vitesse à une valeur ciblée, nulle (arrêt) ou non (ralentissement)
- à **s'opposer à la mise en mouvement** d'un organe arrêté.

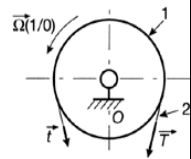
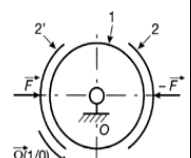
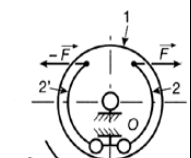
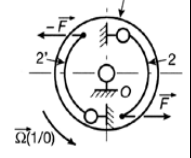
En général, le dispositif de freinage est placé à proximité de l'organe récepteur afin de réduire les chocs dans la transmission.



VI.3.2 Classification

Pour classer les types de frein, on peut retenir entre autre :

- le mode d'action (contact radial ou axial, sans contact)
- la nature de la commande extérieure

| Mode action | | Commande ext. | Schéma | Désignation | Applications |
|--------------------------------|-----------|---|---|--|---|
| Contact radial entre 2 solides | Extérieur | Mécanique Hydraulique Pneumatique |  | Frein à sangle (ou à courroie) 1 : tambour 2 : sangle | Boîtes de vitesse automatiques, motoculteurs, etc. |
| | | |  | Frein à sabot (ou à mâchoire extérieure) 1 : tambour 2 : mâchoires | Trains, moteurs électriques à forte puissance, etc. |
| | Intérieur | Mécanique Hydraulique Pneumatique |  | Frein à tambour | Automobiles, motos, etc. |
| | | |  | 1 : tambour 2 : mâchoires | Poids lourds |

| Mode action | Commande ext. | Schéma | Désignation | Applications |
|-------------------------------|---------------|--------|---|---|
| Contact axial entre 2 solides | Hydraulique | | <p>Frein à disque</p> <p>1 : disque 2 : plaquettes</p> | Automobiles, motos, machines diverses, etc. |
| | | | <p>Frein à disque à manque de courant</p> <p>1 : disque 2 : plateau mobile 3 : ressort 4 : électro-aimant</p> | |
| Sans contact matériel | Electrique | | <p>Ralentisseur</p> <p>1 : induit 2 : inducteurs</p> | Poids lourds, cars, etc. |

VI.3.3 Réalisations

➤ Contact radial entre deux solides

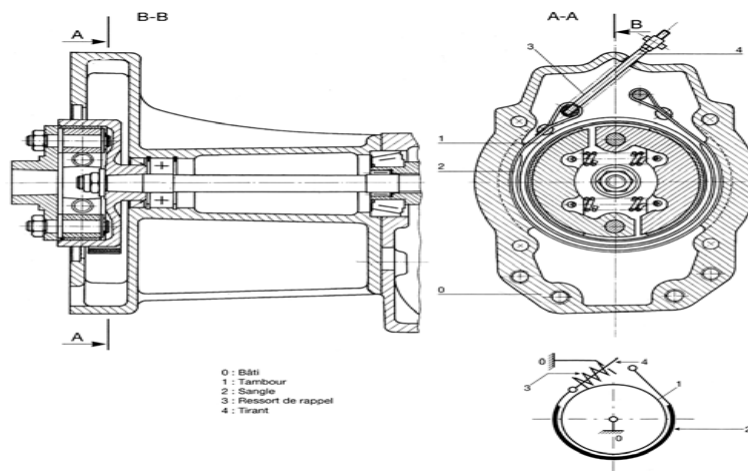
- Frein à sangle.

C'est un embrayage-frein muni d'un tambour (1) unique disposant de 2 surfaces fonctionnelles :

- à l'intérieur : embrayage centrifuge
- à l'extérieur : frein à sangle

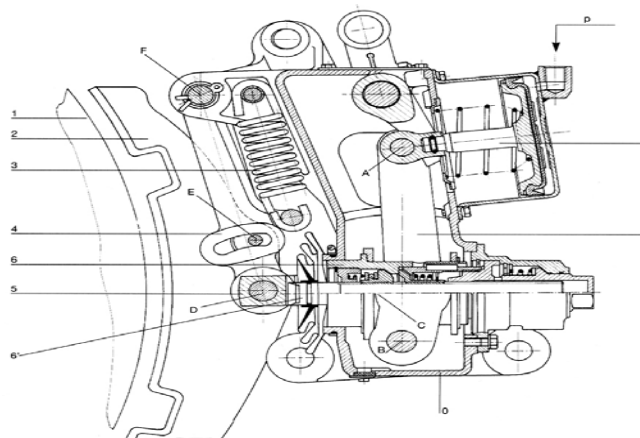
Le freinage est obtenu par translation du tirant (4) par un câble (non représenté).

Le relâchement du frein est réalisé par le ressort (3).



Ce dispositif est monté sur un motoculteur.

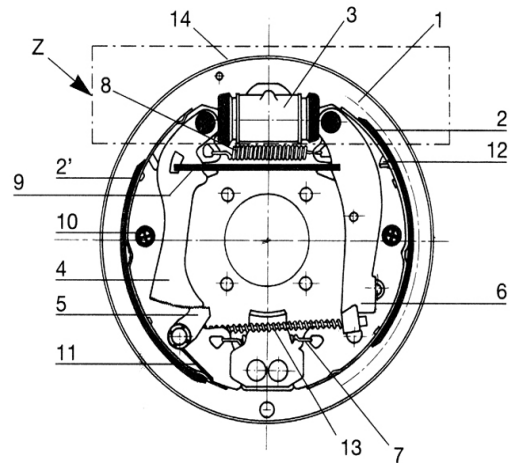
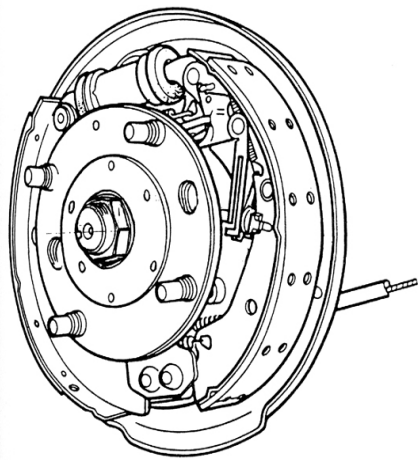
- Frein à sabot.



Ce frein à sabot est monté sur les trains. Le freinage est obtenu par la translation du piston (8) sous l'effet de la pression.

Un système de levier permet l'amplification. Le relâchement du frein est réalisé par le ressort (3).

- Frein à tambour.



- 1: Tambour (enlevé sur le dessin)
- 2, 2' : Mâchoires (secondaire et primaire)
- 3: Cylindre de roue
- 4: Levier d'ajustement
- 5: Loquet de réglage

- 6: Levier de frein à main
- 7: Ressort de maintien des mâchoires
- 8: Ressort de rappel des mâchoires
- 9: Bielle de frein à main
- 10: Ressort de latéral

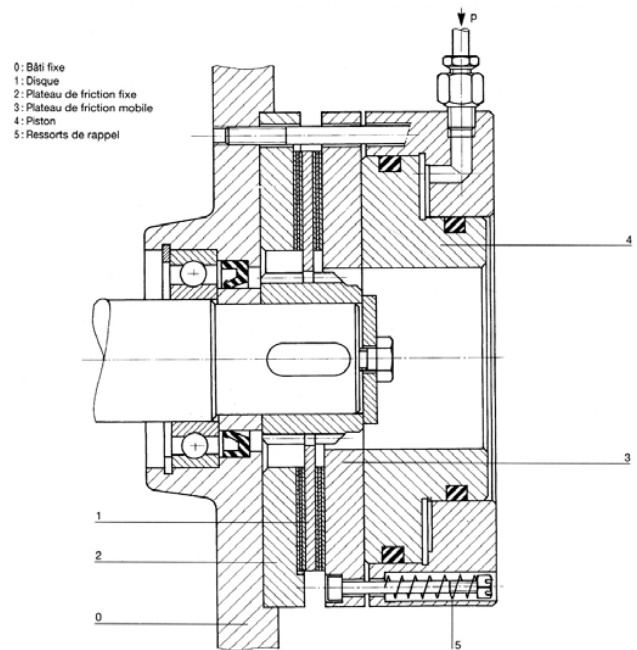
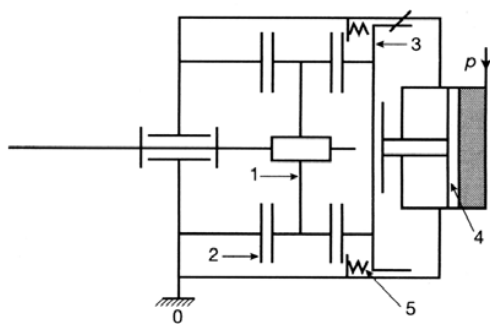
- 11: Ressort de loquet
- 12: Ressort de maintien de la biellette de frein à main
- 13: Câble de frein à main
- 14: Plateau

Ce frein à tambour est monté sur les roues arrières d'une automobile.

Le freinage est obtenu par la translation du piston-cylindre (3) sous l'effet de la pression, ce qui provoque la rotation des mâchoires (2) et la mise en contact de la garniture sur le tambour. Un système hydraulique (non représenté), le maître cylindre permet l'amplification. Le relâchement du frein est réalisé par le ressort de rappel (8).

➤ Contact axial entre deux solides

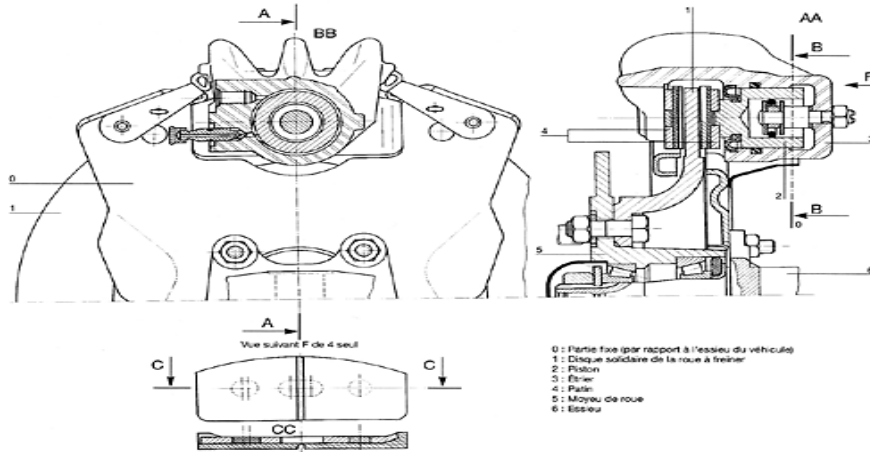
- Frein mono-disque.



- 0: Bâti fixe
- 1: Disque
- 2: Plateau de friction fixe
- 3: Plateau de friction mobile
- 4: Piston
- 5: Ressorts de rappel

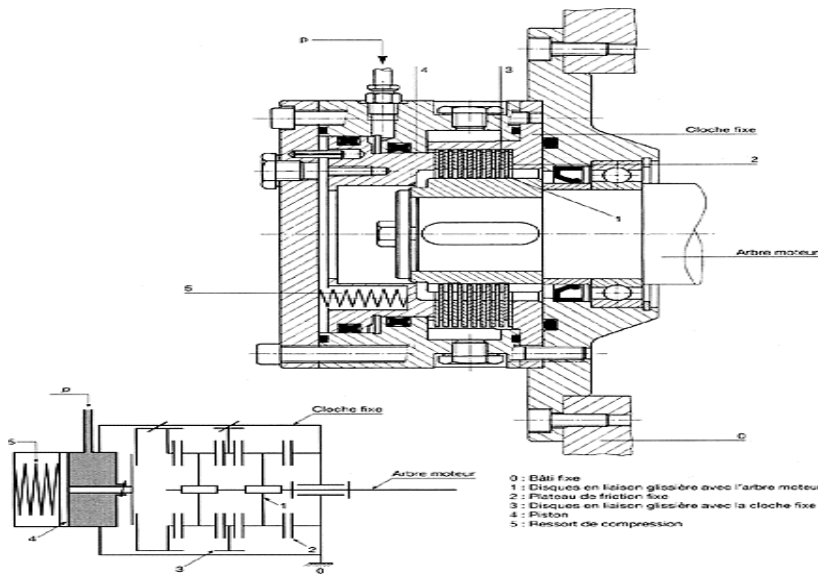
Ce frein à disque est monté sur un système automatisé de convoyage.

Le freinage est obtenu par la translation du piston (4) sous l'effet de la pression, ce qui provoque la translation du plateau mobile (3) et la mise en contact des garnitures sur le bâti (0). Le relâchement du frein est réalisé par les ressorts de rappel (5).



Frein à disque d'automobile avec étriers

- Frein multi-disques.



Afin d'augmenter le couple de freinage, sans pour autant pénaliser l'encombrement, on peut aussi augmenter le nombre de surface en contact, on réalise ainsi un frein multi-disques.

VI.1 Les courroies

VI.1.1 Courroies plates

Très silencieuses, elles permettent de grands rapports de réduction et sont surtout utilisées aux grandes vitesses (80 à 100 m/s) sous de faibles couples.

Elles absorbent bien les vibrations torsionnelles, ce qui autorise les grands entraxes et les grandes longueurs. Elles ont un très bon rendement ($\approx 98\%$, comparable aux engrenages). Le bombé des poulies permet un meilleur guidage et une meilleure stabilité de la courroie et compense dans une certaine mesure un désalignement initial.

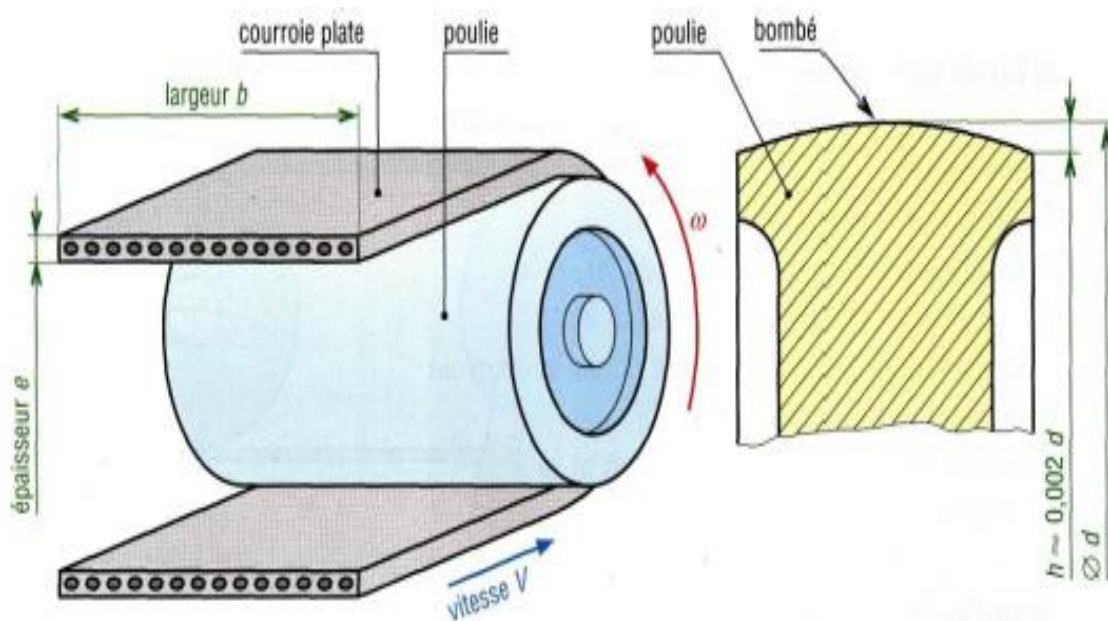


Figure VI.6 Courroie plate

VI.1.1.1 Rapport de transmission

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{w_D}{w_d} = \frac{d}{D} = \frac{C_d}{C_D}$$

- N_d : Vitesse de la petite poulie en tr/min ;
- N_D : Vitesse de la grande poulie en tr/min ;
- ω_d et ω_D : Vitesses en rad/s ;
- d : Diamètre d'enroulement petite poulie ;
- D : Diamètre d'enroulement grande poulie ;
- C_d : Couple sur la petite poulie en N.m ;
- C_D : Couple sur la grande poulie en N.m b).

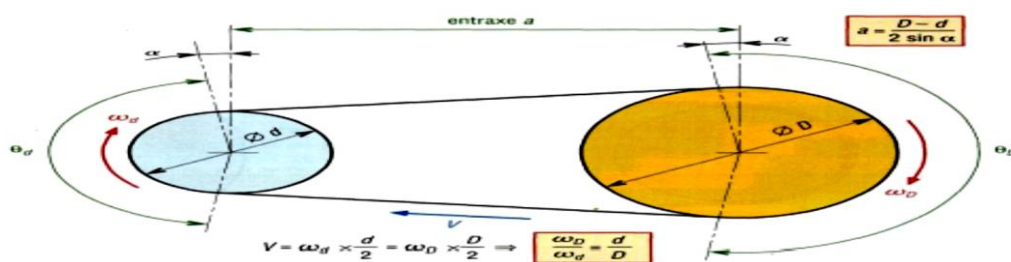


Figure VI.7 Cinématique

| Longueurs des courroies et angles d'enroulement (notation $\sin^{-1} = \arcsin$) | | |
|---|---|--|
| courroies non croisées | | courroies croisées |
| angles d'enroulement | longueurs des courroies | |
| $\theta_d = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$ | $L = [4.a^2 - (D-d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} (\theta_D \cdot D + \theta_d \cdot d)$ | $\theta_D = \theta_d = \theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$ |
| | si α est petit : | $L = [4a^2 - (D+d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} \theta(D+d)$ |
| $\theta_D = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$ | $L \approx 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{(D-d)^2}{4a}$ | $L \approx 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{(D+d)^2}{4a}$ |

VI.1.1.2 Étude dynamique

Cette étude peut être généralisée aux autres courroies.

Données :

- T : Tension du brin tendu (en N) ;
- t : Tension du brin mou « t < T » (en N) ;
- T₀ : Tension initiale de la courroie (en N) ;
- f: Coefficient de frottement entre poulie et courroie ;
- P : Puissance transmissible (en W) ;
- V : Vitesse (linéaire) de la courroie (en m/s) ;
- m : Masse de 1 m de courroie (kg/m) ;
- $\theta = \theta_d$: Arc d'enroulement sur la petite poulie (en rad) .

- **Hypothèse** : les forces de frottement entre poulie et courroie sont supposées uniformes sur toute la longueur de l'arc d'enroulement.

Rapport entre les tensions T et t :

Cas 1 : effets de la force centrifuge sur la courroie négligés.

Après une étude statique on obtient :

$$\frac{T}{t} = e^{f\theta} \text{ (avec } \theta \text{ en rad)}$$

Cas 2 : en tenant compte de la force centrifuge (F) sur la courroie.

$$\frac{T-F_C}{t-F_C} = e^{f\theta} \text{ (avec } F_C = mV^2)$$

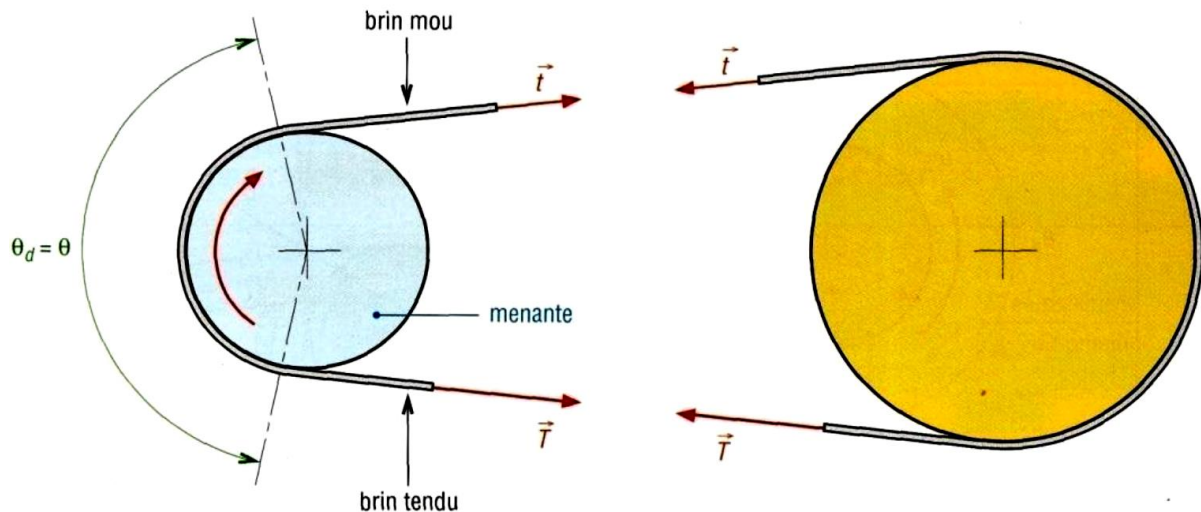


Figure VI.8 Efforts de tension

VI.1.1.3 Couples transmis

- Sur la grande poulie : $C_D = (T - t) \frac{D}{2}$

- Sur la petite poulie : $C_d = (T - t) \frac{d}{2}$

VI.1.1.4 Tension t maximale admissible (T_{Maxi})

Si T_0 est la tension initiale (appliquée au moment de l'installation) lorsque la courroie tourne à vide ($T \approx t \approx T_0$), en fonctionnement sous charge on a :

$$T = T_0 + \zeta_f \text{ (Pour le brin tendu)}$$

$$t = T_0 - \zeta_F \text{ (Pour le brin mou)}$$

Après addition des deux : $T_0 = \frac{1}{2}(T + t)$

T est maximale lorsque t est minimale ($t = 0$) : $T_{maxi} = 2T_0$

VI.1.1.5 Puissances transmissibles

En fonctionnement normal : $P = (T - t).V$

Puissance maximale transmissible (cas ou $T_{maxi} = 2T_0$) :

$$P = (T_{\max} - t_{\min}) \cdot V = (2T_0 - 0) \cdot V = 2T_0 \cdot V$$

En pratique on pose: $P = 2 \cdot K_p \cdot K_v \cdot T_0 \cdot V / K_s$

- P en watts, T_0 en N et V en m/s
- K_p : coefficient correcteur fonction du diamètre de la poulie ;
- K_v : coefficient correcteur fonction de la vitesse (V) de la courroie ;
- K_s : coefficient correcteur fonction des conditions de service (tableau 1. ci-après).

On peut poser $P_b = 2 \cdot K_p \cdot K_v \cdot T_0 \cdot V =$ puissance de base de la courroie avec la condition $[PK_s \leq P_b]$.

| Courroies plates : extrait de dimensions (NF ISO 22) | | | | | | | | | | | |
|---|---|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------|------|------|-----|---|
| largeur courroie | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 71 | 80 | 90 | diamètres poulies (ISO) d |
| largeur poulie correspondante | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 71 | 80 | 90 | 100 | 40 50 63 80 100 125 140 160 180 200 250 315 400 500 630 800 1 000 1 250 1 600 2 000 |
| longueurs préférentielles | 1000 2800 | 1120 3150 | 1250 3550 | 1400 4000 | 1600 4500 | 1800 5000 | 2000 | 2240 | 2500 | | |
| matériaux | Caractéristiques indicatives des courroies plates et rondes | | | | | | | | | | |
| polyamide (frottement $f = 0,5 \text{ à } 0,8$) | épaisseur courroie (mm) | 0,8 | 1,3 | 1,8 | 2,8 | 3,3 | 5 | 6,3 | | | |
| | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm) | 15 | 25 | 60 | 60 | 110 | 240 | 340 | | | |
| élastomère (uréthane... $f = 0,7$) | épaisseur courroie (mm) | 0,9 | 1,6 | 2 | 2,3 | | | | | | |
| | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm) | 8 | 10 à 13 | 13 à 19 | 13 à 19 | | | | | | |
| U : aramide/uréthane C : aramide/chloropr. S : aramide/silicone | épaisseur courroie (mm) | 0,9 (C) | 1 (U) | 1,1 (S) | 1,9 (C) | 2 (S-U) | 3 (C) | | | | |
| | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm) | 12 | 15 | 15 | 25 | 25 | 50 | | | | |
| courroies rondes (élastomère $f = 0,7$) | diamètre courroie (mm) | 6,4 | 9,5 | 12,7 | 19 | | | | | | |
| | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm) | 38 à 50 | 57 à 76 | 76 à 100 | 127 à 180 | | | | | | |

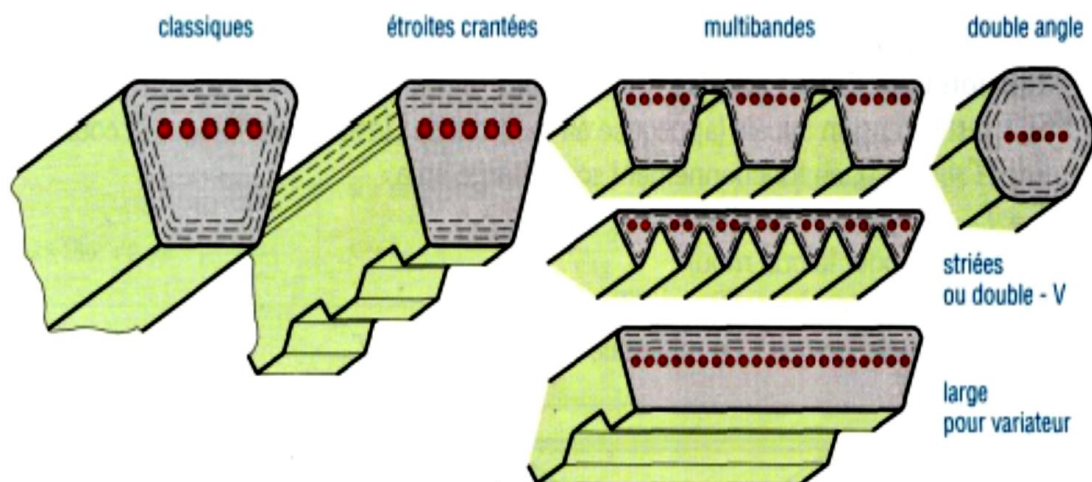


Figure VI.9 Principales familles de courroies trapézoïdales

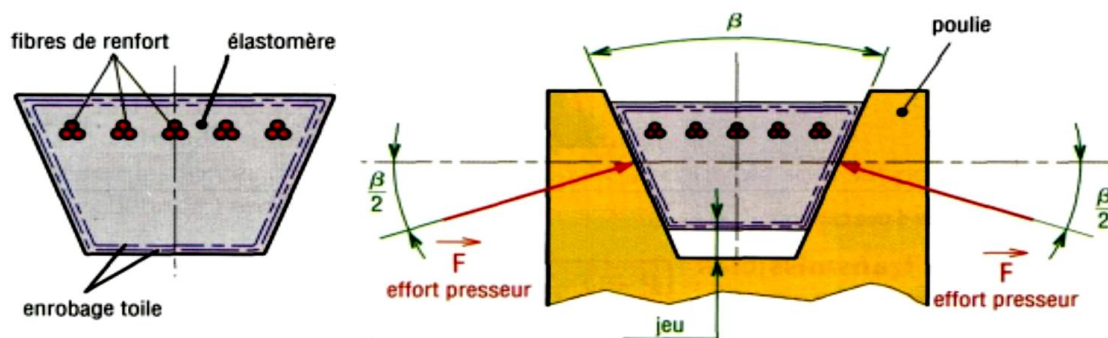


Figure VI.10 Efforts presseurs exercées par la gorge d'une poulie sur une courroie trapézoïdale

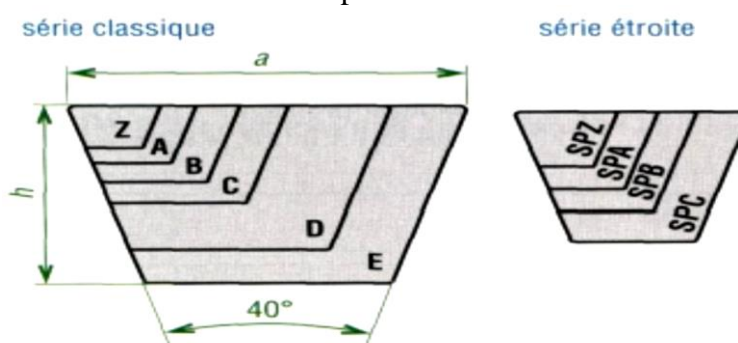


Figure VI.11 Séries classiques et étroites

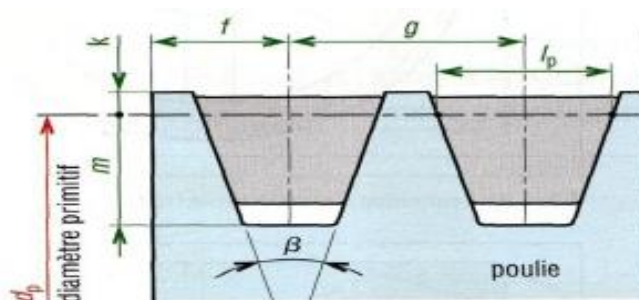


Figure VI.12 Montage sur une poulie ($\beta = 32^\circ, 34^\circ, 36^\circ, 38^\circ$)

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées ; à tension égale elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates (conséquence de la forme en V augmentant la pression de contact et par là l'effort transmissible).

Si une puissance élevée doit être transmise on peut utiliser plusieurs courroies en parallèles sur la même poulie (avec 1, 2, 3..., 10 gorges).

Le montage nécessite un bon alignement des poulies et un réglage de l'entraxe pour le montage et le démontage.

Remarques

- Pour obtenir de bons résultats et une bonne transmission, la courroie doit aller suffisamment vite (environ 20 m/s). Les problèmes apparaissent au-dessus de 25 m/s et en dessous de 5 m/s

(schématiquement 4 000 tr/min est une bonne vitesse ; des problèmes au-dessus de 5 000 tr/min et au-dessous de 1000 tr/min) ;

- Contrairement aux courroies plates, les grands entraxes sont à éviter car les vibrations excessives du brin mou diminuent la durée de vie et la précision de la transmission [indications : $\alpha < 3(D+d)$].

| principales dimensions (en mm) | Principales dimensions trapézoïdales (ISO 4183) | | | | | | | | | |
|--------------------------------|---|----------|-------------|-------------|-------------|-------------|---------------|----------|-------------|-------------|
| | série classique | | | | | | série étroite | | | |
| | Z | A | B | C | D | E | SPZ | SPA | SPB | SPC |
| a | 10 | 13 | 17 | 22 | 32 | 38 | 10 | 13 | 16 | 22 |
| h | 6 | 8 | 11 | 14 | 19 | 25 | 8 | 10 | 13 | 18 |
| l_p | 8,5 | 11 | 14 | 19 | 27 | 32 | 8,5 | 11 | 14 | 19 |
| r | 7 | 9 | 11,5 | 16 | 23 | 28 | 7 | 9 | 11,5 | 16 |
| g | 12 | 15 | 19 | 25,5 | 37 | 44,5 | 12 | 15 | 19 | 25,5 |
| k (mini) | 2 | 2,75 | 3,5 | 4,8 | 8,1 | 9,6 | 2 | 2,75 | 3,5 | 4,8 |
| m (mini) | 7 | 8,7 | 10,8 | 14,3 | 19,9 | 23,4 | 9 | 11 | 14 | 19 |
| d_p (usuel) | 50 à 630 | 75 à 800 | 125 à 1 120 | 200 à 2 000 | 355 à 2 000 | 500 à 2 500 | 63 à 630 | 90 à 800 | 140 à 1 120 | 224 à 2 000 |

l_p : longueur primitive ou de référence ; d_p : diamètre primitif ou de référence.
Exemple de désignation : Z1420 (pour courroie classique de longueur 1 420 mm).

La série étroite (SPZ, SPA...) permet des transmissions plus compactes que la série classique (Z, A, B...) ; les courroies sont plus flexibles et les calculs identiques. Un crantage intérieur augmente la flexibilité et la capacité à dissiper la chaleur aux hautes vitesses.

Les courroies striées ont une action coinçant moins marquée et leur fonctionnement se rapproche plus de celui des courroies plates.

VI.2.2 Étude générale

Elle est identique à celle des courroies plates sauf que d et D sont remplacés par d_p et D_p , diamètres primitifs des poulies, et que β intervient.

Indication : $3 \leq T/t \leq 5$ et le plus souvent $T \approx 5t$

VI.2.2.1 Calcul des courroies trapézoïdales

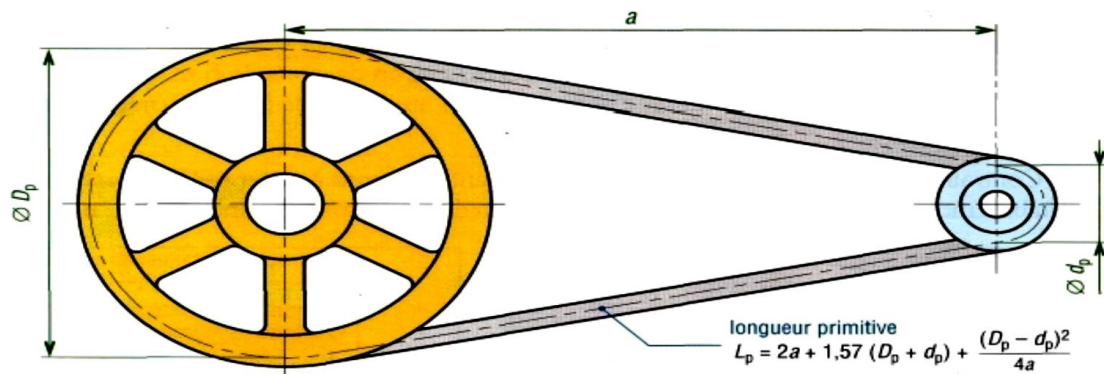


Figure VI.13 Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale

Le principe est résumé par l'organigramme de la Figure VI.15.

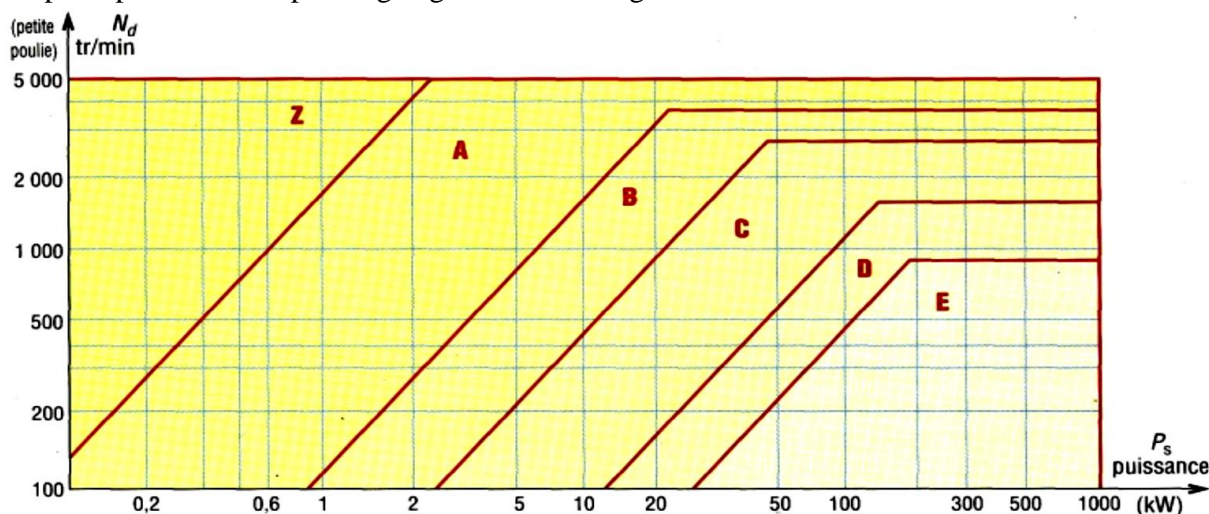


Figure VI.15 Gamme des puissances transmissibles par type de courroie

Remarques

Plus le diamètre des poulies est grand, plus la durée de vie est grande. Les puissances de base (Pb) indiquées tableau 4, en tiennent compte et sont déterminées pour un angle d'enroulement de 180°. Le coefficient $K\theta$ permet de faire les corrections pour des angles d'enroulement différents.

| Poulies : relation entre angle de gorge β et dp | | | | | | |
|---|----------|----------|----------|----------|-------|-------------|
| Profil | Z SPZ | A SPA | B SPB | C SPC | D | E |
| dp pour $\beta =$ | 38° | > 80 | > 118 | > 190 | > 315 | > 475 > 600 |
| | 36° | – | – | – | – | ≤ 475 ≤ 600 |
| | 34° | ≤ 80 | ≤ 118 | ≤ 190 | ≤ 315 | – – |
| | 32° | – | – | – | – | – – |

| 1. Valeur du coefficient de service K_s | | | | |
|--|-------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| | service léger 0 à 6 h/jour | service normal 6 à 16 h/jour | service dur 16 à 24 h/jour | service très dur en continu |
| transmission uniforme sans à-coups | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| transmission avec légers à-coups et chocs modérés | 1,1 | 1,3 | 1,5 | 1,8 |
| transmission avec à-coups et chocs élevés * | 1,2 | 1,4 | 1,7 | 2,1 |

* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples

VI.2.3 Courroies crantées (ou synchrones)

On peut les considérer comme des courroies plates avec des dents. Elles fonctionnent par engrenement, sans glissement, comme le ferait une chaîne mais avec plus de souplesse. Contrairement aux autres courroies, elles supportent bien les basses vitesses et exigent une tension initiale plus faible.

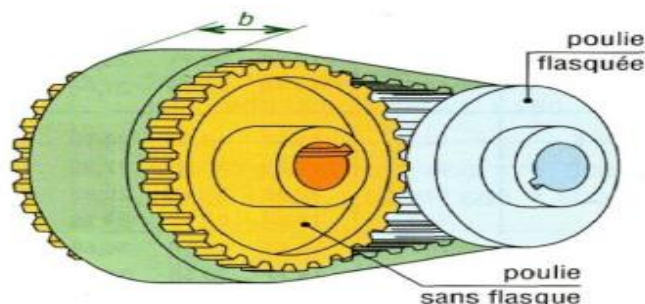


Figure VI.16 transmission par courroie crantée

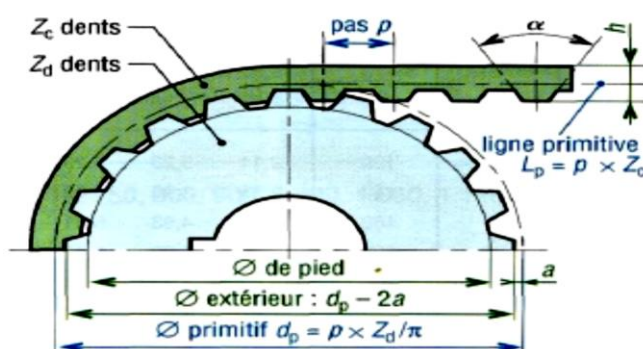


Figure VI.17 Caractéristiques des courroies crantées

| Dimensions des principales courroies crantées (NF ISO 5294 et 5296) | | | | | | | |
|---|---------|------------|-----------|------------------|----------------------------------|--|------------|
| type | pas p | | h mm | α deg. | largeur courroie mm | nombre de dents Z_c longueur primitive courroie $L_p = p \cdot Z_c$ | $2a$ mm |
| | mm | pouces (") | | | | | |
| XL (extra légère) | 5,08 | 1/5 " | 2,3 | 50 | 6,4 - 7,9 - 9,5 | 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130 | 0,508 |
| L (légère) | 9,525 | 3/8 " | 3,6 | 40 | 12,7 - 19,1 - 25,4 | 33, 40, 50, 56, 60, 64, 68, 72, 76, 80, 86, 92, 98, 104, 112, 120, 128, 136, 144, 160 | 0,762 |
| H (lourde) | 12,70 | 1/2 " | 4,3 | 40 | 19,1 - 25,4 - 38,1 - 50,8 - 76,2 | 48, 54, 60, 66, 72, 78, 84, 90, 96, 102, 108, 114, 120, 126, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 220, 250, 280, 340 | 1,372 |
| XH (extra lourde) | 22,23 | 7/8 " | 11,2 | 40 | 50,8 - 76,2 - 101,6 | 58, 64, 72, 80, 88, 96, 112, 128, 144, 160, 176, 200 | 2,794 |
| XXH (extra extra renforcée) | 31,75 | 1" 1/4 | 15,7 | 40 | 50,8 - 76,2 - 101,6 - 127 | 56, 64, 72, 80, 96, 112, 128, 144 | 3,048 |

| Nombre de dents des poulies (Z_d et Z_D) pour chaque largeur de courroie (diamètre primitif poulie $d_p = p \cdot Z_d / \pi$) | |
|--|--|
| XL | 10 à 72 dents (sauf 23, 25, 31, 33, 37, 50, 51, 53, 54, 55, 61 à 67) |
| L | 10 à 57 dents (sauf 31, 37, 38, 39, 43, 46, 51, 53, 54, 55) et 60, 65, 66, 72, 84, 90, 96, 120 |
| H | 14 à 52 dents (sauf 31, 37, 39, 41, 42, 43, 46, 47, 51) et 58, 60, 70, 72, 82, 84, 94, 96, 106, 116, 118, 120, 150 |
| XH | 18 à 34 dents (sauf 23, 29, 31, 33) et 38, 40, 46, 48, 58, 60, 70, 72, 78, 80, 82, 84, 94, 96, 118, 120 |
| XXH | 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 27, 30, 34, 40, 48, 60, 72, 90 |

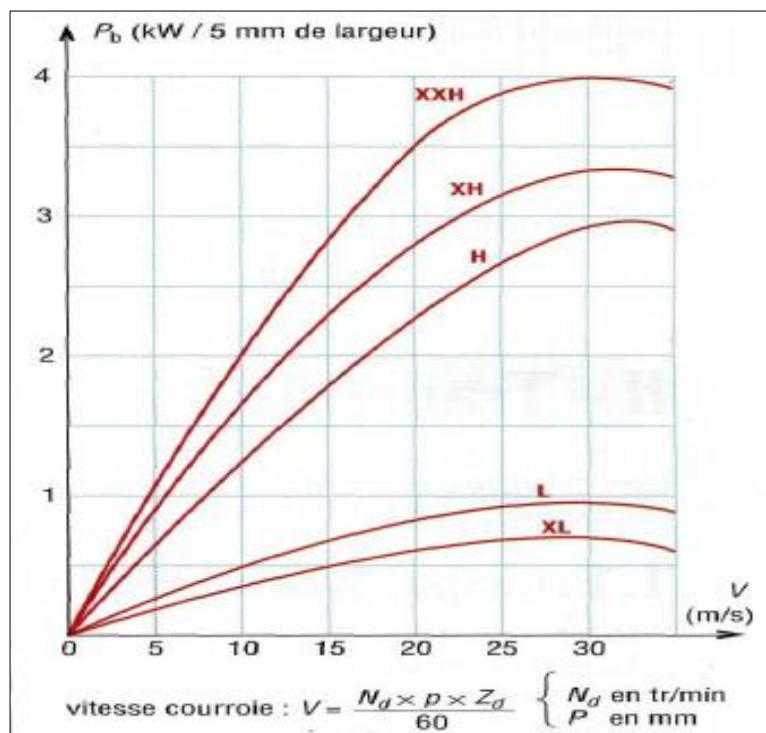


Figure VI.18 puissance de base des courroies crantées

V.2.4 Calcul des courroies crantées

Il est analogue à celui des autres courroies.

V.2.4.1 Rapport de transmission

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_P}{D_P} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$

Z_d : nombre de dents de la petite poulie ;

Z_D : nombre de dents de la grande poulie ;

Puissance de service : $P_s = P \cdot K_s$ (K_s par tableau 1).

Chapitre 6: Transmission

Détermination du pas, ou du type de la courroie par l'intermédiaire du graphe 4 (à partir de P_s et N_d la vitesse de la petite poulie).

Vitesse linéaire V de la courroie : $V = N_{dp} \cdot Z_d / 60$

Remarque $\pi \cdot d = p \cdot Z_d$ = circonférence primitive de la petite poulie

Puissance de base (P_b) de la courroie choisie par l'intermédiaire du graphe 5 ; les P_b indiquées le sont pour une largeur de référence de 5 mm.

Choix de la largeur de la courroie sachant que $P_b \cdot K_b \geq P_s$.

K_b coefficient correcteur fonction de la largeur des courroies (tableau ci-dessous).

| Coefficient correcteur K_b fonction de la largeur des courroies crantées | | | | | | | | | | | |
|---|------|------|------|------|--------|--------|------|-----------------|-----------------|-----------------|-------|
| K_b | 0,84 | 1,10 | 1,45 | 2,20 | 3,6 | 5,1 | 7,9 | 10,9 | 17,1 | 24,2 | 31,2 |
| b (mm) | 6,4 | 7,9 | 9,5 | 12,7 | 19,1 | 25,4 | 38,1 | 50,8 | 76,2 | 101,6 | 127,0 |
| type de courroie | XL | XL | XL | L | L et H | L et H | H | H, XH et XXH | H, XH et XXH | H, XH et XXH | XXH |
| Coefficient correcteur K_z | | | | | | | | | | | |
| nombre de dents en prise (Z_{pr}) | 6 | | | 5 | | 4 | | 3 | | 2 | |
| K_z | 1,0 | | | 0,8 | | 0,6 | | 0,4 | | 0,2 | |
| $Z_{pr} = Z_d \cdot \left(0,5 - \frac{\rho(Z_D - Z_d)}{2\pi^2 a} \right)$ avec Z_D : nombre de dents grande roue Z_d : nombre de dents petite roue a : entraxe et ρ : pas | | | | | | | | | | | |

Remarque : Si l'on a moins de 6 dents en prise ($Z_{pr} < 6$) sur la petite poulie, il faut utiliser le coefficient correcteur supplémentaire K_z ($P_b \cdot K_b \cdot K_z \geq P_s$).

VI.3 Engrenages droits à dentures droites

VI.3.1 Systèmes d'engrenages cylindriques à denture droite

Une roue est à denture droite lorsque le plan de symétrie de chaque dent contient l'axe de la roue. Les roues extérieures tournent en sens contraires alors que pour un engrenage intérieur, les deux roues tournent dans le même sens.

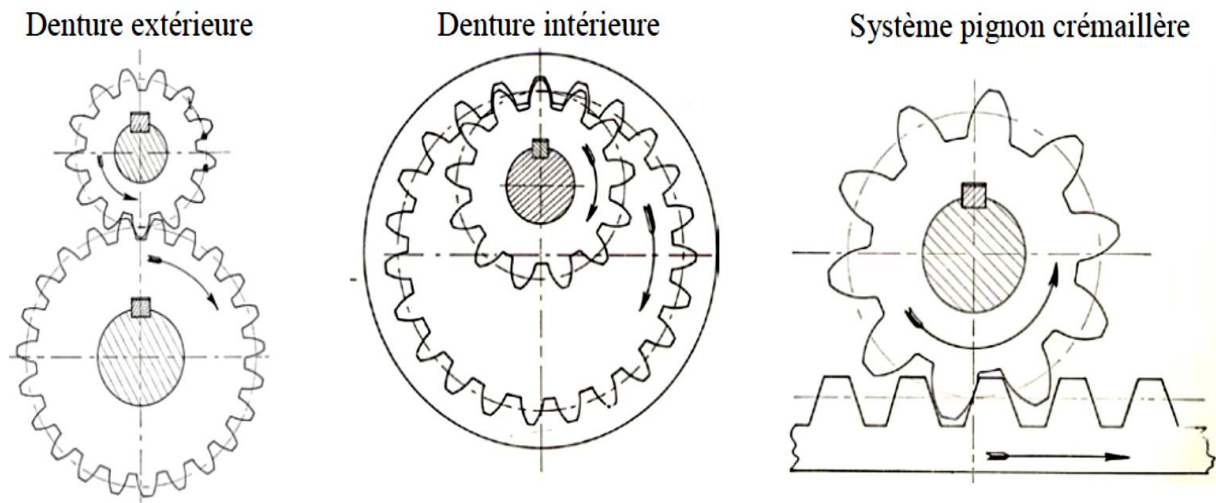


Figure VI.6 Système d'engrenage cylindrique

VI.3.2 Caractérisation des engrenages cylindriques à denture droite

- Cylindre primitif de fonctionnement ; **diamètre primitif** (d): cylindre décrit par l'axe instantané de rotation du mouvement relatif de la roue conjuguée par rapport à la roue considérée. La section droite du cylindre primitif donne le cercle primitif de diamètre d .
- Cylindre de tête ; **diamètre de tête** (d_a): cylindre enveloppe du sommet des dents. La section droite du cylindre de tête donne le cercle de tête de diamètre d_a .
- Cylindre de pied ; **diamètre de pied** (d_f): cylindre enveloppe du fond des dents. La section droite du cylindre de pied donne le cercle de pied de diamètre d_f .
- **Saillie** (h_a): distance radiale entre le cylindre de tête et le cylindre primitif.
- **Creux** (h_f): distance radiale entre le cylindre de pied et le cylindre primitif.
- **Hauteur de dent** (h) : distance radiale entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.
- **Flanc** : portion de surface d'une dent comprise entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.
- **Profil** : section d'un flanc par un plan normal à l'axe.
- **Pas** (P): longueur d'un arc de cercle primitif compris entre deux profils consécutifs.
- **Largeur de denture** (b): largeur de la partie dentée d'une roue mesurée suivant une génératrice du cylindre primitif.

- **Entraxe entre deux roues a** : plus courte distance entre les axes des deux roues.
- **Cercle de base** : cercle permettant d'obtenir le profil en développante de cercle des dents.
- **Ligne d'action** : normale commune à deux profils de dents conjuguées, en leur point de contact. Cette ligne est fixe pour les engrenages à développante de cercle.
- **Angle de pression a** : angle de la ligne d'action avec la tangente aux cercles primitifs ($a = 20^\circ$ pour une denture normalisée).
- **Module m** : valeur permettant de définir les caractéristiques dimensionnelles de la roue dentée (calculer par la résistance des matériaux). C'est le rapport entre le diamètre primitif et le nombre de dents.

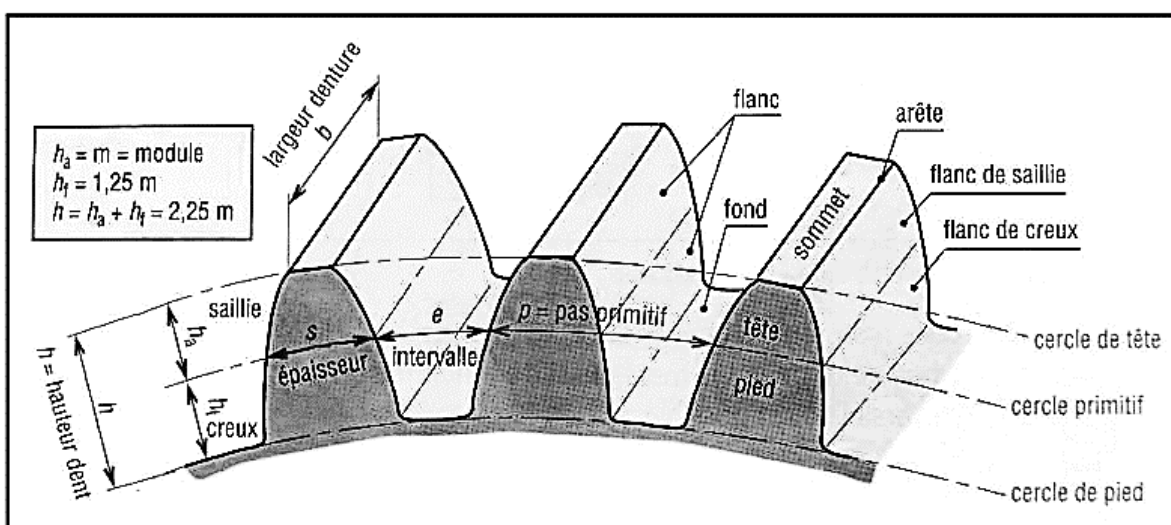


Figure III.7 Caractéristiques des roues à denture droite

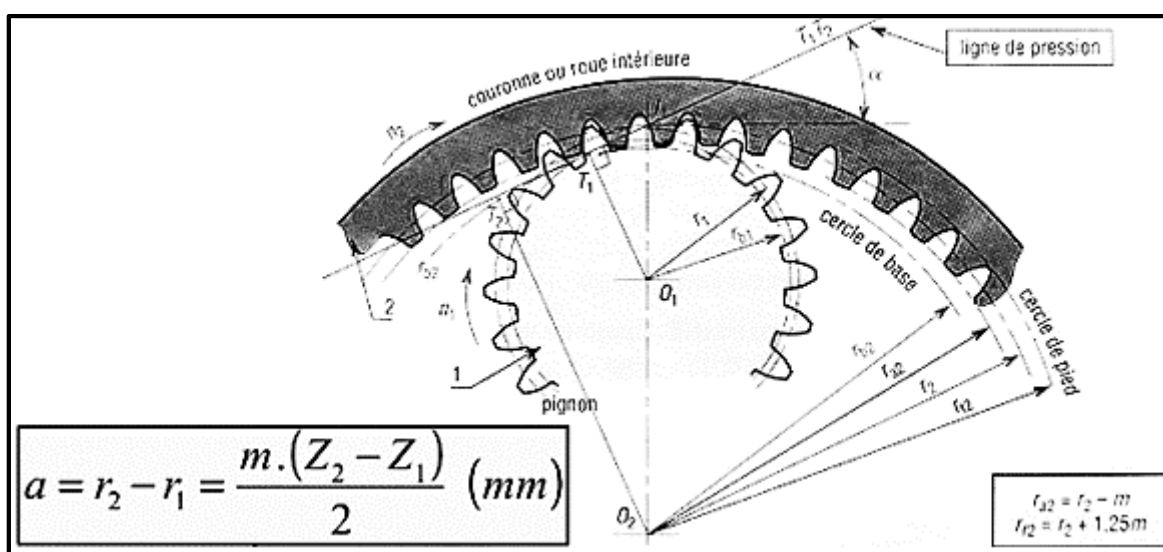


Figure III.8 Caractéristiques des d'engrenage intérieur

VI.3..3 Dimensions normalisées

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées :

VI.3.3.1 Module m

Choisi parmi les modules normalisés Tableau VI.1 et déterminé par un calcul de résistance des matériaux. Ce module sera calculé par la suite.

| Valeurs normalisées du module m | | | | | | | | | |
|---------------------------------|------|------|----|----|---------------------------|------|-------|-----|----|
| Valeurs principales en mm | | | | | Valeurs secondaires en mm | | | | |
| 0,06 | 0,25 | 1,25 | 5 | 20 | 0,07 | 0,28 | 1,125 | 5,5 | 22 |
| 0,08 | 0,30 | 1,5 | 6 | 25 | 0,09 | 0,35 | 1,375 | 7 | 28 |
| 0,10 | 0,40 | 2 | 8 | 32 | 0,11 | 0,45 | 1,75 | 9 | 36 |
| 0,12 | 0,50 | 2,5 | 10 | 40 | 0,14 | 0,55 | 2,75 | 11 | 45 |
| 0,15 | 0,75 | 3 | 12 | 50 | 0,18 | 0,7 | 3,5 | 14 | 55 |
| 0,20 | 1,0 | 4 | 16 | 60 | 0,22 | 0,9 | 4,5 | 18 | 70 |

Tableau VI.1 Valeurs normalisée du module m

VI.3.3.2 Nombre de dents Z

Le nombre de dents Z de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrènement correct pignon A / roue B :

| Nombre minimal de dents | | | | | |
|-------------------------|---------|---------|---------|----------|---------|
| Z _A | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
| Z _B | 13 à 16 | 13 à 26 | 13 à 45 | 13 à 101 | 13 à oo |

VI.3.4 Principales dimensions

Toutes les caractéristiques sont regroupées dans le tableau III.2

| Désignation | Symbole | Formule |
|--------------------|----------------|-------------------------------|
| Module | m | Par un calcul de RDM |
| Nombre de dents | Z | Par un rapport de vitesse |
| Diamètre primitif | d | $d = mZ$ |
| Diamètre de tête | d _a | $d_a = d + 2m$ |
| Diamètre de pied | d _f | $d_f = d - 2,5m$ |
| Saillie | h _a | $h_a = m$ |
| Creux | h _f | $h_f = 1,25m$ |
| Hauteur de dent | h | $h = 2,25m$ |
| Pas | p | $p = \pi m$ |
| Largeur de denture | b | $b = km \ (5 \leq k \leq 16)$ |
| Entraxe | a | $a = (d_1 + d_2)/2$ |

Tableau VI.2 Caractéristiques des engrenages cylindriques à denture droite

VI.4 Rapport de transmission d'un train d'engrenage

Un train d'engrenages comporte une **Entrée**, liée au **Moteur** et une (ou plusieurs) **Sortie** liée au **Récepteur**.

On appelle **Rapport de Transmission** noté « $K_{1,2}$ » le rapport entre la fréquence de rotation à la sortie du train par la fréquence de rotation à l'entrée.

- **Rapport de transmission**
$$K_{1,2} = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{N_{\text{sortie}}}{N_{\text{entrée}}}$$

Avec « ω » en rad/s et « N » en tr/mn

Le signe moins (cas des roues extérieures) indique une inversion du sens de rotation entre l'entrée et la sortie.

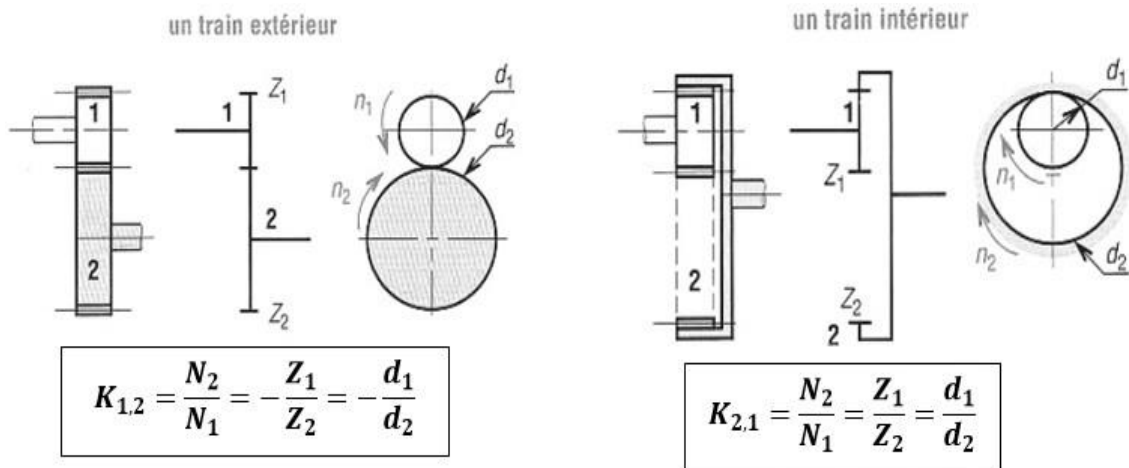


Figure III.10 Train d'engrenage simple

VI.4.1 Cas des trains simples à deux engrenages

Dans ce cas il y a deux couples de roues en série. Le rapport de transmission est égal au produit des rapports de transmission de chacun des deux couples de roues.

$$\frac{\omega_5}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_3} \cdot \frac{N_4}{N_5}$$

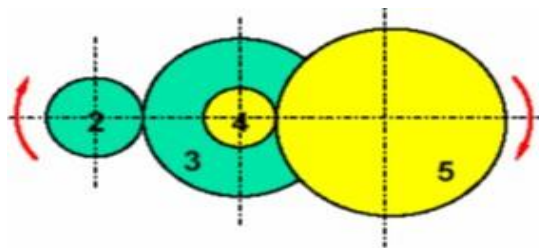


Figure VI.11 Train simple à deux engrenages

VI.4.2 Cas général : trains à n engrenages

Les roues menantes sont les roues motrices de chaque couple de roues. Les roues menées sont les roues réceptrices.

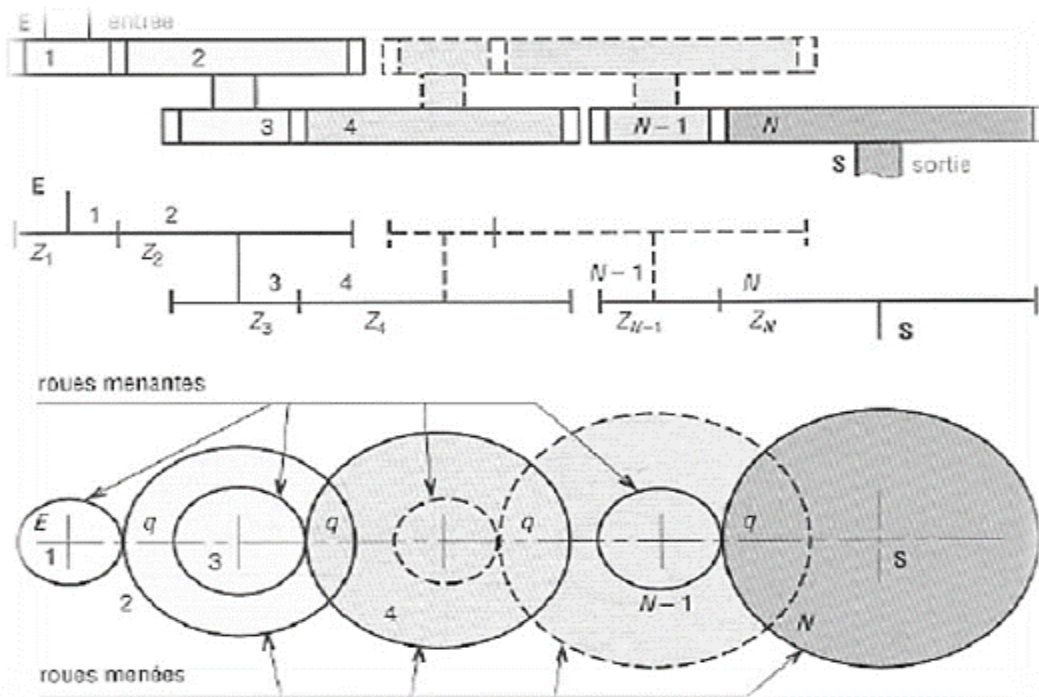


Figure III.12 Train à 'n' engrenages

$$K_{\frac{S}{E}} = \frac{N_S}{N_E} = (-1)^y \frac{\text{produit nbre de dents des roues menantes}}{\text{produit nbre de dents des roues menées}}$$

avec $y = N^{\text{bre}}$ de contact extérieur

$$K_{\frac{S}{E}} = \frac{N_S}{N_E} = (-1)^y \frac{Z_1 Z_3 \dots Z_{N-1}}{Z_2 Z_4 \dots Z_N} = K_{\frac{2}{1}} K_{\frac{4}{3}} \dots K_{\frac{N}{N-1}}$$

La valeur de « y » permet de déterminer le signe du rapport de transmission « K ».

- 1- Si « K » est positif → l'arbre de sortie tourne dans le **même sens** que l'arbre d'entrée.
- 2- Si « K » est négatif → l'arbre de sortie tourne dans le **sens inverse** de l'arbre d'entrée.

VI.9 Transmission de puissance a travers un train d'engrenage

VI.9.1 Puissance d'entrée et de sortie d'une chaine cinématique

Les trains d'engrenages transmettent la puissance du moteur situé à l'entrée jusqu'au récepteur situé à la sortie.

1. La puissance fournie par le moteur à l'arbre d'entrée – P moteur - est donnée par la relation suivante :

$$P_{\text{moteur}} = C_{\text{moteur}} \cdot \omega_{\text{moteur}}$$

P moteur: Puissance fournie par le moteur à l'arbre d'entrée de la chaine cinématique en Watt.

C moteur: Couple fourni par le moteur à l'arbre d'entrée de la chaîne cinématique en N.m.

ω moteur: Fréquence de rotation du moteur (arbre d'entrée) en rad/s

Remarque: Il ne faut pas confondre entre la puissance fournie par un moteur avec sa puissance maximale, car à une vitesse donnée, le moteur d'une voiture fournit une puissance beaucoup plus faible que sa puissance maxi

La plupart du temps c'est la machine réceptrice qui définit son besoin en puissance, c'est au moteur et au train d'engrenage de satisfaire ce besoin.

De même, la puissance disponible pour le récepteur à la sortie de la chaîne cinématique (*récepteur*) est donnée par la même relation.

$$P_{\text{récepteur}} = C_{\text{résistant}} \cdot \omega_{\text{sortie}}$$

Avec :

$P_{\text{récepteur}}$: Puissance utile (disponible) pour le récepteur P (en Wat).

ω_{sortie} : Fréquence de rotation de l'arbre de sortie (en rad/s)

$C_{\text{résistant}}$: Couple résistant appliqué par le récepteur sur l'arbre de sortie (en N.m)

VI.9.2 Rendement d'un d'engrenage

Un train d'engrenage est constitué d'un ou plusieurs engrenages. Le frottement au contact entre les dents entraîne une perte de puissance. Cette énergie perdue est transformée en chaleur. Les calories ainsi générés sont transportés par le lubrifiant (huile ou graisse) jusqu'à la paroi du carter afin d'y être évacué par conduction dans l'atmosphère.

Un engrenage constitué d'un pignon « 1 » et d'une roue « 2 » aura un rendement noté η_{12} .

Le rendement est proche de 100% pour les engrenages cylindriques à denture droite bien lubrifiés. $\eta \approx 0.98$ (98%)

Le rendement global d'un train d'engrenage est le produit du rendement de chaque engrenage.

Donc
$$\eta_{\text{glob}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

VI.9.3 Relation entre la puissance d'entrée et la puissance de sortie

- En admettant que le rendement global de la chaîne cinématique est de 100%.

Alors :
$$P_{\text{récepteur}} = P_{\text{moteur}}$$

- Si le rendement global de la chaîne cinématique est inférieur à 100% .

Alors :
$$P_{\text{récepteur}} = \eta_{\text{gl}} \cdot P_{\text{moteur}}$$

VI.9.4 Relation entre le couple d'entrée et le couple de sortie

A partir de la relation de puissance entrée: $P_{\text{Précepteur}} = \eta_{\text{global}} \cdot P_{\text{moteur}}$

La puissance du moteur est : $P_{\text{moteur}} = C_{\text{moteur}} \cdot \omega_{\text{moteur}}$

La puissance du récepteur est : $P_{\text{récepteur}} = C_{\text{résistant}} \cdot \omega_{\text{sortie}}$

On prend en considération les trois relations précédentes, nous obtenons

$$K_{\frac{S}{E}} = \eta_{\text{global}} \frac{C_{\text{moteur}}}{C_{\text{résistant}}}$$

Avec: $K_{S/E}$ rapport de transmission

VI.10 Calcul de dentures

On va traiter dans cette partie le calcul de la résistance de la dent qui nous donne la possibilité

par la suite de calculer le module (**m**), la pression superficielle appliquée sur la dent ainsi la vérification du dimensionnement des engrenages

VI.10.1 Calcul de la résistance

Le calcul va nous permettre de trouver l'expression du module qui sera utilisé pour calculer les caractéristiques des roues dentées.

VI.10.1.1 Calcul du module m

La dent est assimilée à une poutre encastrée libre à l'autre côté est chargé par l'effort T (effort tangentielle) étant considéré perpendiculaire à l'axe de la dent.

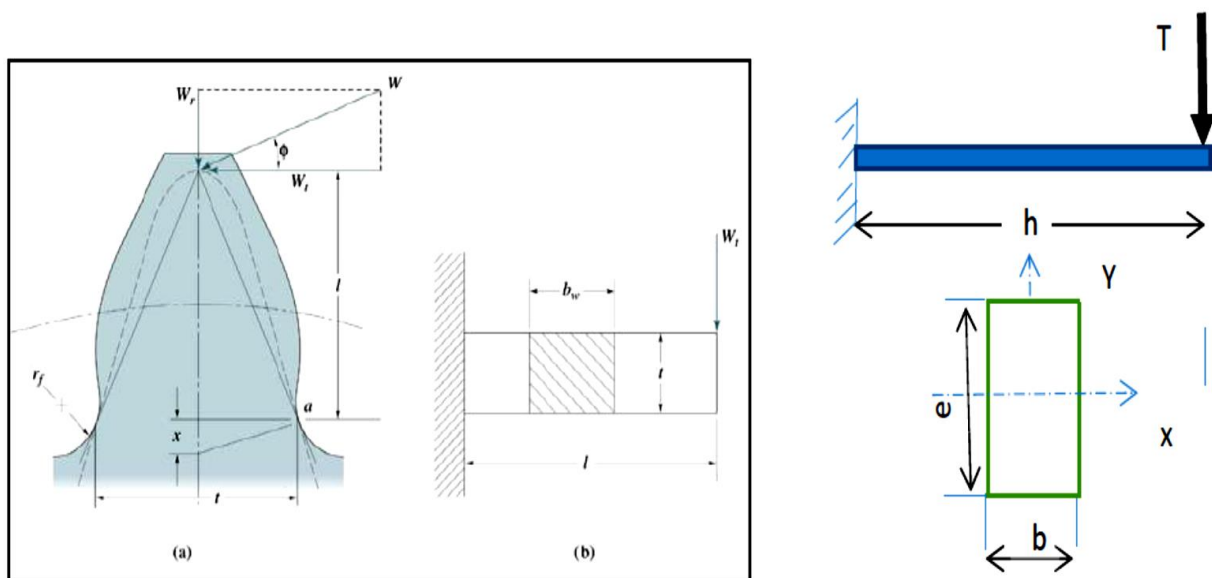


Figure VI.13 Une dent soumis à un effort tangentielle

D'après la condition de la résistance

$$\sigma_f \leq \sigma_{adm}$$

Contrainte pratique en extension du matériau

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{J}{Y}}$$

J : Moment d'inertie

M_f : Moment de flexion maximal agissant à la base de la dent

$$M_f = h.T = 2.25m.T \text{ (en N.m)}$$

T : effort tangentielle

m : est le module, il est toujours donnée en mm

$$\frac{J}{Y} = \frac{\frac{b.e^3}{12}}{\frac{e}{2}} = \frac{b.e^2}{6} \text{ avec } e = \pi m \text{ et } b = K.m$$

$$\sigma_f = \frac{2.25m.T}{\frac{K.m.(\pi m)^2}{6}}$$

e : Epaisseur de la dent, b : Largeur de la dent, la constante K généralement égale 10

$$\frac{2.25m.T}{\frac{K.m.(\pi m)^2}{6}} \leq \sigma_{adm}$$

Après simplification on tire la relation du module

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{K \sigma_{adm}}} \text{ (en mm)}$$

dans les calculs on travaille avec un module m normalisée (choisi d'après le tableau)

VI.10.1.2 Efforts sur les dentures – Couple transmis

L'effort F normal à la dent étant incliné de l'angle de pression α (20° en général), on considère les deux projections de F suivant :

- la tangente commune aux diamètres primitifs : T
- la normale commune aux cercles primitifs (radiaux) : R

C : couple moteur, d : diamètre primitif

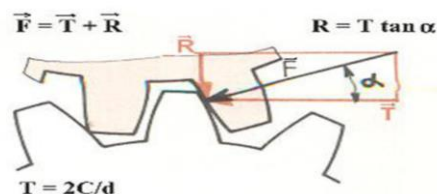


Figure VI.14 les efforts appliqués sur une dent

VI.12 Engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales

Un engrenage hélicoïdal a des dents en forme d'hélice figure1. Ces engrenages à axe parallèles ont une ligne de contact, comme dans denture droite. Ceci permet d'obtenir un engagement progressif et un contact continu. Les engrenages hélicoïdaux donnent entraînement en douceur avec un rendement élevé de transmission.

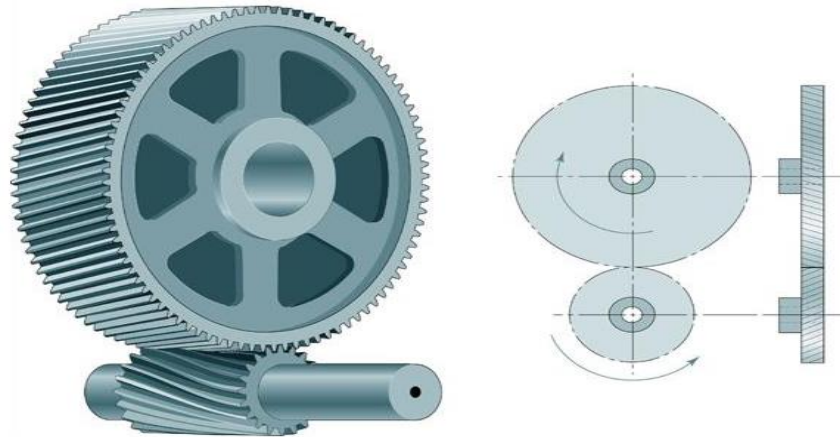


Figure III.15 Engrenage Hélicoïdale

VI.12.1 Caractérisation des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.

Les deux roues à dentures hélicoïdales doivent avoir leurs hélices de sens opposés pour engrener ensemble. Quel que soit le diamètre, les roues dentées à denture hélicoïdale de *même module* et de *même angle* d'hélice engrenent entre elles, à condition que les hélices soient de sens contraire (Figure III.16).

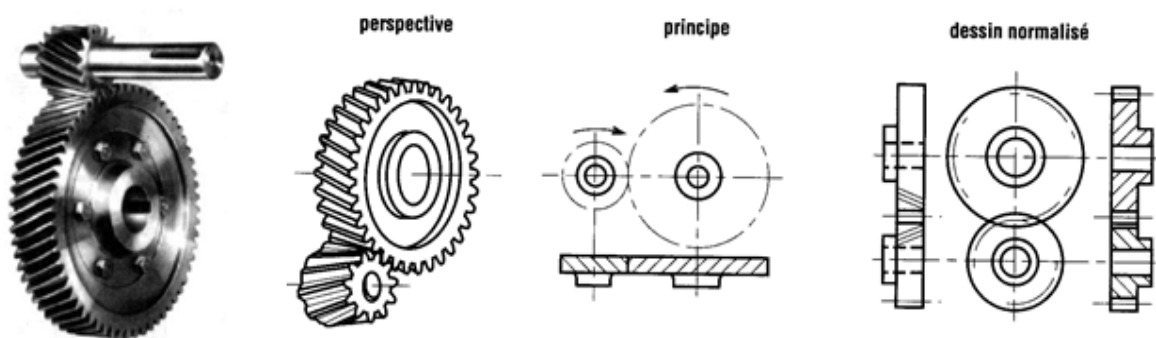


Figure III.16 Engrenage Hélicoïdale

VI.12.2 Avantages et inconvénients

- Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale ont un engrenement plus progressif que les engrenages à denture droite
- Ils réduisent notablement les bruits et vibrations engendrés durant l'engrenement.
- Ils présentent également un meilleur rendement.

- Ils sont notamment utilisés dans les boîtes de vitesses d'automobiles, les réducteurs et les multiplicateurs de vitesses. Mais l'inclinaison de l'effort entre les dentures du fait de l'hélice engendre un effort axial durant l'engrènement.

III.12.3 Définitions

Hélice primitive : intersection d'un flanc avec le cylindre primitif d'une roue hélicoïdale.

Angle d'hélice (β) : angle entre la tangente à l'hélice primitive et une génératrice du cylindre primitif.

Pas apparent (P_t) : longueur de l'arc de cercle primitif compris entre deux profils homologues consécutifs.

Pas réel (P_n) : pas mesuré sur une hélice normale à l'hélice primitive.

Module apparent (m_t) : rapport entre le pas apparent et le nombre de dents.

Module réel (m_n) : rapport entre le pas réel et le nombre de dents.

VI.12.4 Dimensions

Les dimensions d'une roue à denture hélicoïdale sont déterminées à partir :

- Du module normalisé, appelé ici module normal (ou réel) et désigné par **m_n** , (Calculé par la (R.D.M.)
- Du nombre de dents Z
- De l'angle d'inclinaison de l'hélice β

La relation entre pas normal **P_n** et pas tangentiel **P_t** permet de définir un module tangentiel (ou apparent) **m_t** (figure3).

Les dimensions de la roue dépendent alors de ce module tangentiel

Il existe donc un pas réel et un pas apparent repérer sur la figure ci-contre ces deux pas. Chaque pas peut s'exprimer en fonction de son module respectif, ainsi que la relation entre ces pas.

$$\cos\beta = \frac{P_n}{P_t} = \frac{m_n\pi}{m_t\pi} = \frac{m_n}{m_t}$$

Le module et les pas dépendent tous du même angle d'inclinaison de la denture

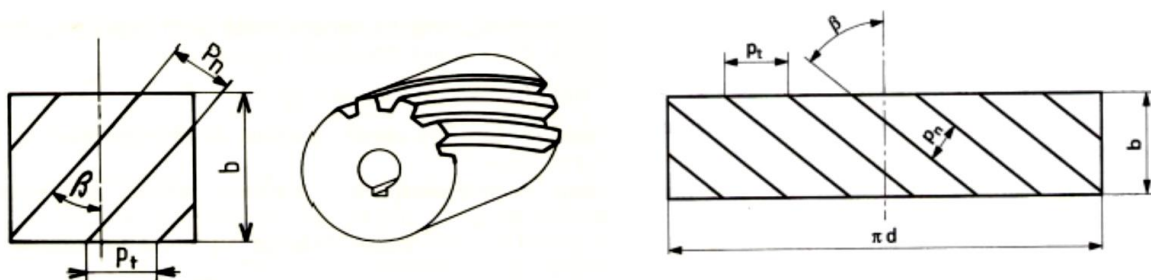


Figure VI.17 Développée d'une roue à denture hélicoïdale

VI.12.5 Calcul du module

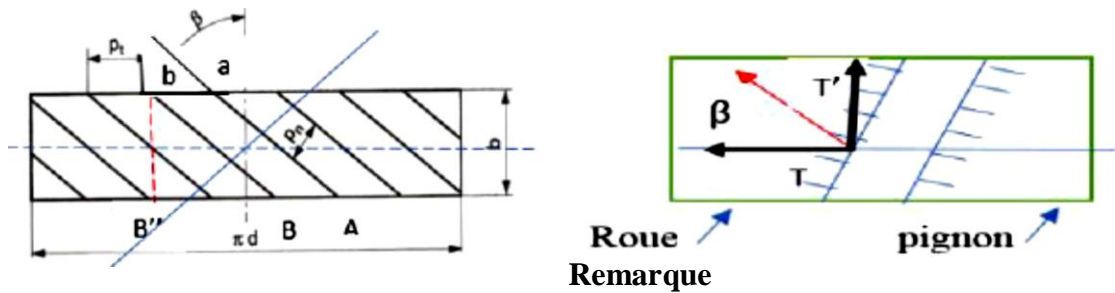
$$\cos\beta = \frac{T}{T'} \Rightarrow T' = \frac{T}{\cos\beta}$$

T : composante tangentielle de l'effort de contact

Le module réel :

$$m_r \geq 2,34 \sqrt{\frac{T'}{K \cdot \sigma_e}} = 2,34 \sqrt{\frac{T}{K \cdot \sigma_e \cos\beta}}$$

$$\cos\beta = \frac{P_r(\text{pas réel})}{P_a(\text{pas apparent})} \Rightarrow P_r = P_a \cos\beta$$



Remarque

VI.12.6 Caractéristiques des engrenages à dentures hélicoïdales

Toutes les relations sont regroupées dans le tableau III.3

| Désignation | Symbole | Formule |
|--------------------|---------|------------------------------|
| Module réel | m_n | Par un calcul de RDM |
| Nombre de dents | Z | Par un rapport de vitesse |
| Angle d'hélice | β | Entre 20° et 30° |
| Module apparent | m_t | $m_t = m_n / \cos\beta$ |
| Pas apparent | p_t | $p_t = p_n / \cos\beta$ |
| Pas réel | p_n | $p_n = \pi m_n$ |
| Diamètre primitif | d | $d = m_t Z$ |
| Diamètre de tête | d_a | $d_a = d + 2m_n$ |
| Diamètre de pied | d_f | $d_f = d - 2,5m_n$ |
| Saillie | h_a | $h_a = m_n$ |
| Creux | h_f | $h_f = 1,25m_n$ |
| Hauteur de dent | h | $h = 2,25m_n$ |
| Largeur de denture | b | $b \geq \pi m_n / \sin\beta$ |
| Entraxe | a | $a = (d_1 + d_2) / 2$ |

Tableau VI.3 Caractéristiques des engrenages cylindriques à denture hélicoïdales

On constate que le diamètre primitif varie avec l'angle d'hélice β , il en est de même pour les diamètres de tête et de pied.

VI.12.7 Efforts appliqués sur la dent

La composante normale à la denture donne ici trois forces : $T = 2 \frac{C}{d}$

- Effort radial R, déterminé par la relation :

$$R = \left(\frac{T}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha \right)$$

- Effort axial A, déterminé par la relation :

$$A = T \cdot \tan \beta$$

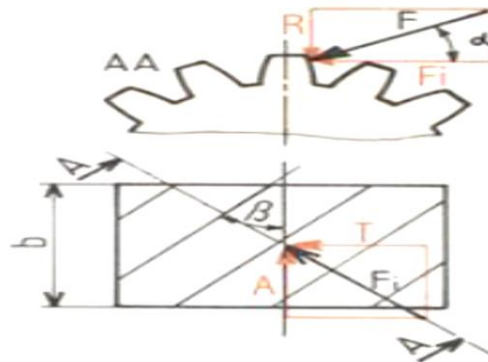


Figure VI.17 Efforts appliqués sur la roue dentée

VI.12.8 Conséquences de l'inclinaison de la denture

- Douceur d'entraînement, d'où fonctionnement silencieux. L'incurvation des dents en hélice a pour effet de réduire le glissement, d'assurer un contact progressif, d'augmenter la longueur de conduite des flancs conjugués.
- Possibilité d'obtenir des entraxes quelconques en faisant varier l'angle d'hélice β

La formule de l'entraxe est similaire à celle de l'engrenage droit à denture droite, avec les modules apparents bien entendu **L'entraxe « a »** est :

$$a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = \frac{m_t}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (Z_1 + Z_2)$$

d_1 et d_2 : diamètres primitifs, Z_1 et Z_2 : nombre de dents pour le pignon et la roue

Da la relation précédente on peut tirer l'angle β , car ces données m_n , a , Z_1 et Z_2 sont imposées

$$\cos \beta = \frac{m_n}{2a} (Z_1 + Z_2)$$

- Comme les engrenages cylindriques à dentures droites, l'action de contact agissant aux dentures se projette suivant une composante radiale et l'autre tangentielle. Mais, il y a une naissance d'une poussée axiale qu'il faut la remédiée.

VI.12.9 Compensation de l'effort axial dans les réducteurs à engrenages hélicoïdaux

Les dentures hélicoïdales provoquent une poussée axiale, d'où la nécessité de l'emploi de butées. La poussée axiale est proportionnelle à l'angle d'hélice β . On peut donc réduire la poussée axiale en diminuant l'angle d'hélice, mais on peut également la supprimer, en utilisant des :

- Roues à chevrons :

Deux dentures hélicoïdales sont taillées en sens inverse sur la même roue. Ces roues ont donné le sigle des usines Citroën, voir Figure VI.17 (a).

- Roues à dentures inversées accolées :

Les roues sont fixées entre-elles, un positionnement angulaire précis entre les deux roues accolées doit être réalisé, voir Figure VI.17 (b).

- **Inclinaison des dentures sur les arbres intermédiaires des réducteurs :**

Les dentures sur les arbres intermédiaires doivent être inclinées dans le même sens pour que les efforts axiaux se compensent (dirigés en sens inverses). Le moto-réducteur ci-contre en montre une application, voir Figure VI.17 (c).

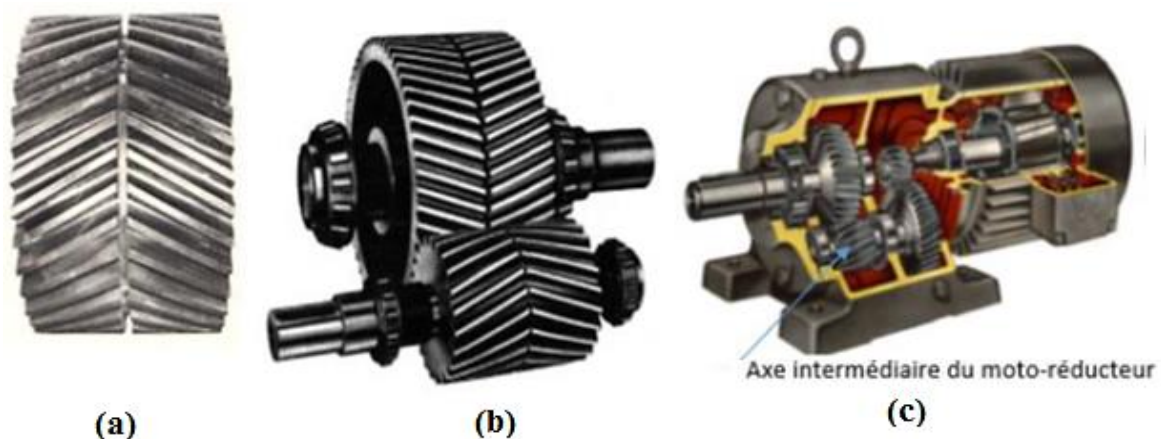


Figure VI.17 (a) Roues à chevrons, (b) Roues à dentures inversées accolées et (c) Inclinaison des dentures

Exercice d'application

Un moteur électrique tournant à **720 tr/mn**, transmet une puissance de **3680 w** à un arbre récepteur devant tourner **240 tr/mn**. Les roues dentées utilisées sont cylindriques à dentures hélicoïdale et axe parallèles avec $\beta = 25^\circ$; l'entraxe approximatif $e_a=240 \text{ mm}$, $\sigma_{pe} = 30 \text{ MPa}$ et $K = 8$

1) Déterminer pour les deux roues les éléments de taillage

Solution

- Calcul des diamètres primitifs approximatifs

Le rapport de transmission

$$K_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{240}{720} = \frac{1}{3} \Rightarrow d_1 = 3 d_2 \quad (1)$$

$$\text{Entraxe : } a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 240 \Rightarrow d_1 + d_2 = 480 \text{ mm} \quad (2)$$

De (1) et (2) on tire $d_1=120 \text{ mm}$ et $d_2= 360 \text{ mm}$

• Calcul des modules réel et apparent

Le module réel est calculé d'après la formule suivante

$$m_r \geq 2,34 \sqrt{\frac{T'}{K \cdot \sigma_e}} = 2,34 \sqrt{\frac{T}{K \cdot \sigma_e \cos \beta}} \quad \text{Avec } K \geq \frac{\pi}{\sin \beta}, \text{ soit } K \geq 7.83$$

$$T = \frac{60P}{\pi \cdot d_1 \cdot N_1} \Rightarrow m_r \geq 2,34 \sqrt{\frac{60P}{K \cdot \pi \cdot d_1 \cdot N_1 \cdot \sigma_e \cos \beta}} \quad \text{Avec } K=8$$

$mr \geq 4,52$ D'après le tableau on choisit $mr=5$ (une valeur normalisée)

$$\text{Le module apparent : } M_a = \frac{m_r}{\cos \beta} = \frac{5}{\cos 25^\circ} \quad \text{soit } M_a = 5,516$$

- Calcul les diamètres primitifs définitifs

-

$$d_1 = M_a Z_1 \Rightarrow Z_1 = \frac{d_1}{M_a} = \frac{120}{5,516} = 21,75 \rightarrow Z_1 = 22 \text{ dents}$$

$$K_{12} = \frac{Z_1}{Z_2} \Rightarrow Z_2 = 3 \cdot Z_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ dents}$$

Diamètres définitifs

$$d_1 = M_a Z_1 = 5,516 \cdot 22 = 121,353 \text{ mm}$$

$$d_2 = M_a Z_2 = 5,516 \cdot 66 = 364,056 \text{ mm}$$

Pour accepter ces valeurs il faut vérifier de choses le rapport de transmission et l'entraxe :

$$K_{12} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{66} = \frac{1}{3}$$

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 242,304 \text{ mm} \quad \text{L'entraxe :}$$

Remarque :

Pour l'angle $\beta=25^\circ$ l'entraxe calculé est différent de l'entraxe approché, pour avoir un entraxe exact ou acceptable, il suffit de changer faut que l'angle β .

Cherchons une nouvelle valeur de l'angle β en se basant sur les diamètres trouvés

$$a = \frac{1}{2} M_a (Z_1 + Z_2) = \frac{m_r}{\cos \beta} (Z_1 + Z_2) \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_r}{2a} (Z_1 + Z_2)$$

Avec : $mr = 5, Z_1=22, Z_2= 66$ et $a = 240 \text{ mm} \Rightarrow \beta = 23^\circ.33'$

Maintenant un nouveau calcul avec $\beta = 23^{\circ}.33'$

Les résultats trouvés : $m_r = 5$, $M_a = 5.458$ et $a = 240.15$ mm est acceptable.

VI.13 Engrenages cylindriques à dentures coniques

Les engrenages coniques sont des engrenages à axes concourants figure 1. Ils permettent de transmettre le mouvement entre deux arbres concourants, avec un rapport de vitesse rigoureux. Les conditions d'engrènement imposent que les deux roues doivent avoir même module et que les sommets des deux cônes soient confondus. Ce dernier impératif oblige le concepteur à un centrage très précis des deux roues pour assurer un fonctionnement correct. Il faut donc prévoir au montage un réglage axial des deux roues. On peut utiliser par exemple des boîtiers et des cales de réglage.

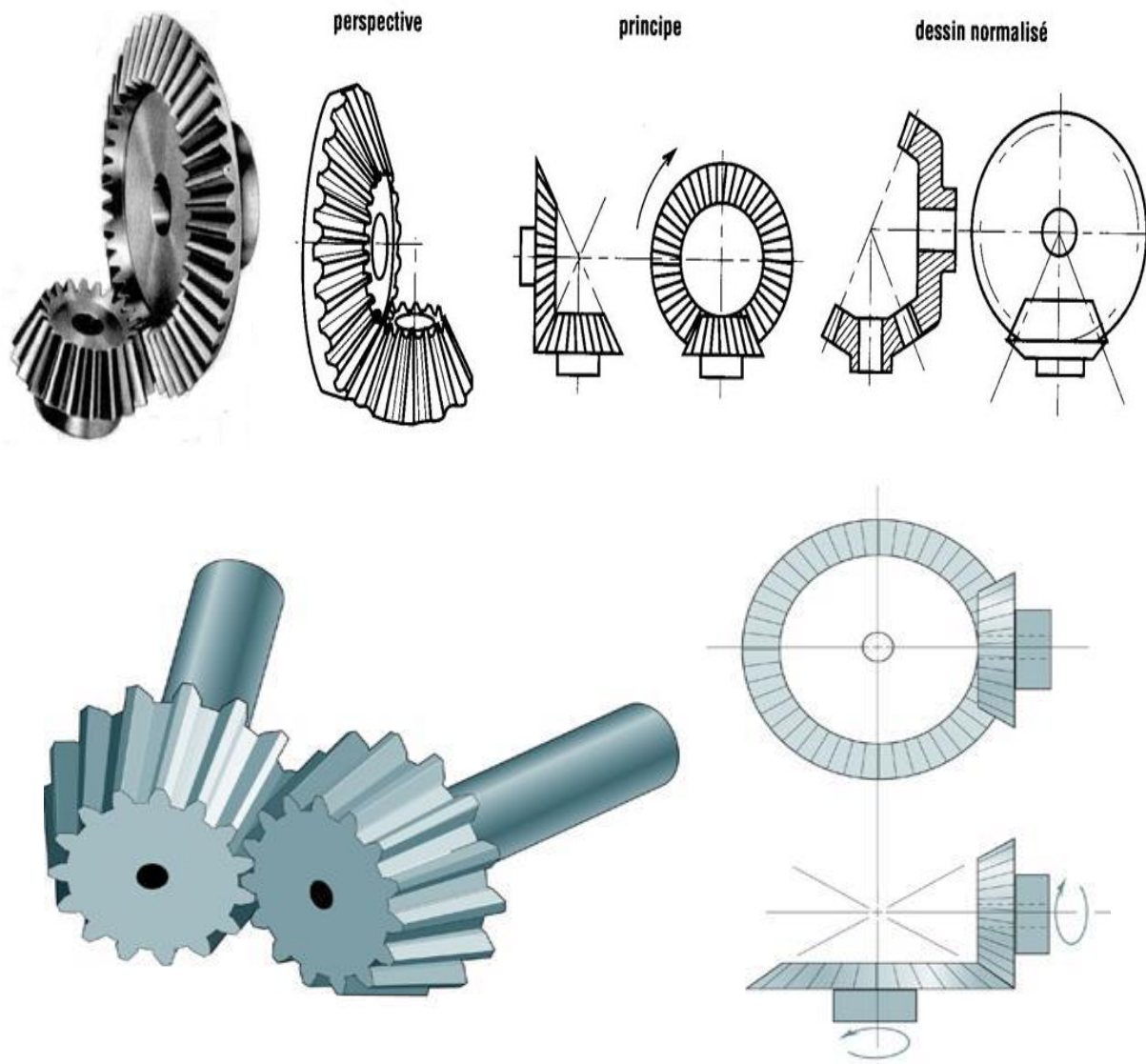


Figure VI.18 les Engrenages Coniques

VI.13.1 Avantages et inconvénients des roues coniques

- **Avantage**

- Transmission de puissance entre arbre concourants.
- Très grande puissance.

- **Inconvénient**

- Les roues coniques ne vont que par paire.
- Réglage précis pour la coïncidence des sommets (S).
- La présence d'efforts axiaux importants ce qui entraîne l'utilisation de butée, de roulement à contact oblique.

III.13.2 Définitions

- **Cône primitif, angle primitif δ** : cône décrit par l'axe instantané de rotation du mouvement relatif de la roue conjuguée par rapport à la roue considérée. Le demi-angle au sommet de ce cône est l'angle primitif δ
- **Cône de tête, angle de tête δ_a** : cône enveloppe des sommets des dents. Le demi-angle au sommet de ce cône est l'angle de tête δ_f
- **Cône de pied, angle de pied δ_f** : cône enveloppe des bases des dents. Le demi-angle au sommet de ce cône est l'angle de pied δ_f
- **Cône complémentaire** : cône dont les génératrices sont perpendiculaires à celles du cône primitif, à l'extrémité externe de la largeur de la denture.

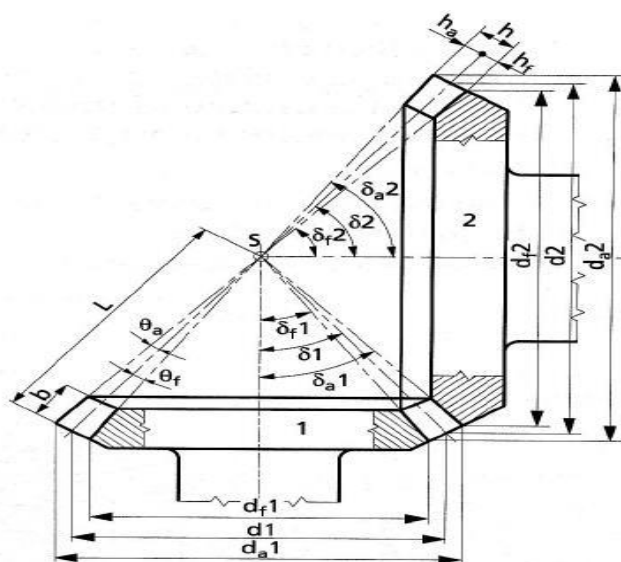


Figure VI.19 Les éléments d'un engrenage Coniques

- **Diamètre primitif** d : diamètre du cercle intersection du cône primitif et du cône complémentaire (cercle primitif).
- **Diamètre de tête** d_a : diamètre du cercle intersection du cône de tête et du cône complémentaire (cercle de tête).
- **Diamètre de pied** d_f : diamètre du cercle intersection du cône de pied et du cône complémentaire (cercle de pied).
- **Largeur de denture** b : largeur de la partie dentée de la roue mesurée suivant une génératrice du cône primitif.
- **Saillie** h_a : distance entre le cercle primitif et le cercle de tête mesurée suivant une génératrice du cône complémentaire.
- **Creux** h_f : distance entre le cercle primitif et le cercle de pied mesurée suivant une génératrice du cône complémentaire.
- **Angle de saillie** θ_a : différence entre l'angle de tête et l'angle primitif.
- **Angle de pied** θ_f : différence entre l'angle de pied et l'angle primitif.
- **Pas** : longueur de l'arc de cercle primitif compris entre deux profils homologues consécutifs
- **Hauteur de dent** : distance entre le cercle de tête et le cercle de pied, mesurée suivant une génératrice du cône complémentaire.

VI.13.3 Rapport de transmission

VI.13.3.1 Principe

Soient N_1 et N_2 les vitesses respectives des roues coniques **1** et **2**. Et soient δ_1 et δ_2 les demi-angles aux sommets des cônes primitifs.

Soit un point M sur la génératrice de contact des cônes primitifs. Et Soit S le sommet commun des cônes primitifs. Soient r_1 et r_2 les rayons des cônes primitifs au point M .

$$K_{12} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

D'où : $r_1 = SM \sin \delta_1$ et $r_2 = SM \sin \delta_2$

Le rapport des vitesses détermine donc les demi-angles au sommet.

Dans le cas où d_1 et d_2 sont orthogonaux ($\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$)

Le rapport de transmission s'écrit :

$$K_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin(90-\delta_1)} = \frac{\sin \delta_1}{\cos \delta_1} = \tan \delta_1.$$
$$K_{12} = \tan \delta_1$$

VI.13.3.2 Module Moyen

Le module moyen est donné par : $M_m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{K\sigma_e}}$

Effort tangentiel T

$$T = \frac{60 P}{\dots} \left(\frac{60 P}{\dots} \right)$$

Le module normalisé $\frac{Mm}{r_m} = \frac{m}{r} \Rightarrow m = r \frac{Mm}{r_m}$ avec $r = r_m + \frac{b}{2} \sin \delta$

D'où :

$$m = \left(r_m + \frac{b}{2} \sin \delta \right) \frac{Mm}{r_m}$$

m: module normalisé de la série

Quand le nombre de dent est connu :

$$Mm \geq \sqrt[3]{\frac{10,94 C_m}{K \cdot Z \cdot \sigma_{pe}}}$$

C_m : Moment de couple à transmettre, Z : nombre de dents

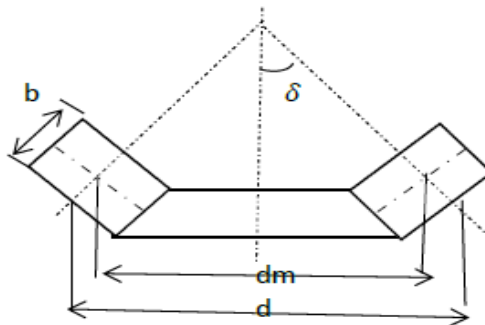


Figure VI.19 Calcul du module m

VI.13.3.3 Caractéristiques des engrenages à dentures coniques

| Désignation | Symbole | Formule |
|--------------------|------------|-------------------------------------|
| Module | m | Par un calcul de RDM |
| Nombre de dents | Z | Par un rapport de vitesse |
| Angle primitif | δ | $\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2$ |
| Diamètre primitif | d | $d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$ |
| Largeur de denture | b | $b = km$ ($5 \leq k \leq 16$) |
| Diamètre de tête | d_a | $d_{a1} = d_1 + 2m \cos \delta_1$ |
| Diamètre de pied | d_f | $d_{f1} = d_1 - 2,5m \cos \delta_1$ |
| Saillie | h_a | $h_a = m$ |
| Creux | h_f | $h_f = 1,25m$ |
| Hauteur de dent | h | $h = 2,25m$ |
| Angle de saillie | θ_a | $\theta_a = m/L$ |
| Angle de creux | θ_f | $\theta_f = 1,25m/L$ |
| Angle de tête | δ_a | $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a$ |
| Angle de pied | δ_f | $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f$ |

Tableau VI.4 Caractéristiques des engrenages cylindriques à denture coniques

VI.13.3.4 Efforts sur la denture

L'effort normal à la denture (F) donne ici trois efforts en projection sur les trois directions principales de la roue dentée (tangentielle, axiale A et radiale R). Si T est l'effort tangentiel déterminé à partir du couple, les relations s'écrivent :

$$\begin{cases} A = T \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta \\ R = T \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta \end{cases}$$

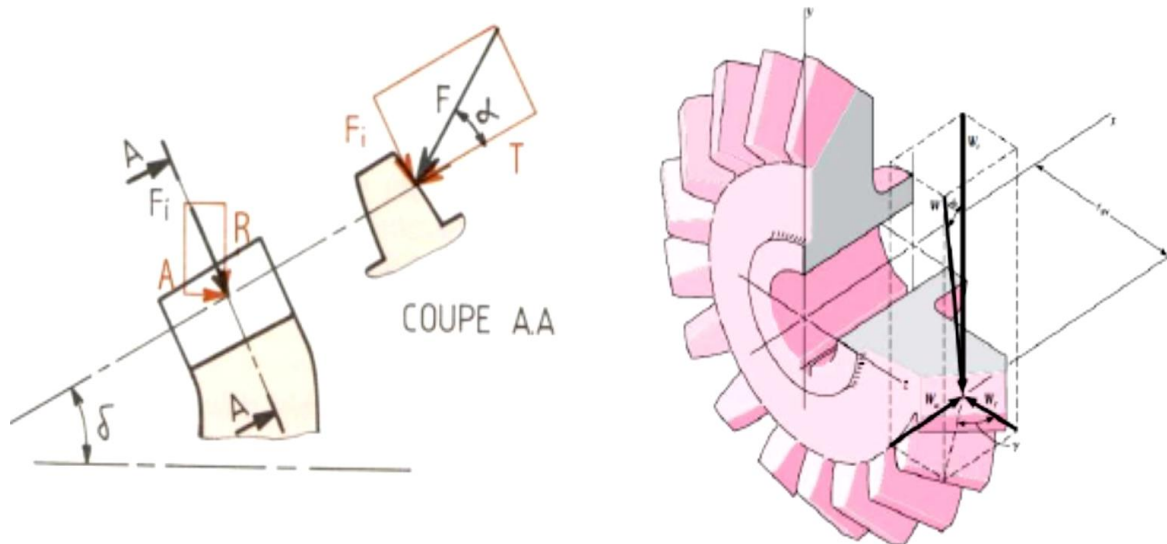


Figure III.20 Les efforts appliqués sur la dent

III.13.3.5 Autres types d'engrenages coniques

On rencontre fréquemment deux autres types d'engrenages coniques :

- Les engrenages coniques hélicoïdaux
- Les engrenages hypoïdes (engrenages dits coniques n'est pas un engrenage à axes concourants).

III.13.3.6 Disposition constructive

Le fonctionnement correct d'un engrenage conique nécessite la coïncidence des sommets des cônes primitifs.

Ces sommets sont virtuels, le réglage s'en trouve difficile à réaliser, de ce fait, on ne règle en général qu'un des deux sommets afin d'avoir un engrenement avec un minimum de jeu et sans précontrainte (serrage) des dentures.

Ce réglage est souvent réalisé par l'intermédiaire de cales de réglage lors du montage des roues.

Exercice d`application

Il s`agit de transmettre une puissance de **1,5 kW** entre deux arbres perpendiculaires et concourants dont les fréquences de rotation sont respectivement **400 tr/min**.

1) Définir, pour chacune des roues coniques à denture droite pyramidales, les éléments de taillage donnés dans le tableau 1, si la contrainte pratique en extension de l`acier constituant les engrenages est $\sigma_{pe}=140$: on donne le nombre de dents du pignon 1 : $Z_1=23$

Solution :

- Calcul du module moyen

D`après la relation du module
$$Mm \geq \sqrt[3]{\frac{10,94C_m}{K.Z.\sigma_{pe}}}$$

Avec C_m : moment de torsion

$$P = C_m . \omega \quad \text{pour la roue 1} \quad P = C_{m1} \omega_1$$

Donc
$$C_m = \frac{30P}{\pi N_1} = \frac{30.1,5.1000}{\pi 400} = 35,81 \text{ N.m}$$

La constante $K \geq 5$ on prend $K=5$, mais cette valeur peut ensuite être augmentée

$$Mm \geq \sqrt[3]{\frac{10,9435,81.10^3}{5.140.23}} = 2,89$$

- Calcul des angles δ_1 et δ_2

$$K_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{250}{400} = 0,625 \quad \text{Avec} \quad Z_1 = 23 \text{ d'ou} \quad Z_2 = \frac{23}{0,625} = 36,8$$

On peut prendre $Z_2=37$ dents
$$\tan \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} \Rightarrow \delta_1 = 31^\circ,51'$$

On sait que $(\delta_1+\delta_2 = 90^\circ \Rightarrow \delta_2 = 58^\circ,09')$

- Calcul du diamètre primitif approché d_1

$$d_1^* = d_{m1} + 2\left(\frac{b}{2} \sin \delta_1\right) \quad \text{Avec : } d_{m1} = M_m.Z_1 = 2,89.23 = 66,47 \text{ mm}$$

Largeur de la dent $b = K.Mm = 5 . 2,89 = 14,45$ soit $b=15$

D`où :
$$d_1^* = 66,47 + 2\left(\frac{15}{2} \sin 31,51\right) = 74,38 \text{ mm}$$

- Calcul des diamètres primitifs définitifs d_1 et d_2

$$d_1^* = M.Z_1 \Rightarrow M = \frac{74,38}{23} = 3,23 \quad \text{On prend } m = 3,25$$

D'après le tableau du module normalisé $d_2 = M.Z_2 = 3,25.37 = 120,25 \text{ mm}$

Pour les éléments de taillage, il faut faire une application numérique

$$\frac{245}{400} \leq K_{12} \leq \frac{255}{400} \Rightarrow 0.612 \leq K_{12} \leq 0.637$$

VI.14 Engrenages à roues et vis sans fin

C'est un engrenage hélicoïdal dont les axes sont orthogonaux et non concourants (Figure VI.21). La transmission par ce type d'engrenage donne une solution simple pour les grands rapports de réduction, avec un fonctionnement peu bruyant. La poussée de la vis est forte surtout si la démultiplication est grande. On utilise alors une butée à billes ou à rouleaux ou encore des roulements à contact oblique pour réaliser la liaison pivot avec le support. Lorsque l'inclinaison des filets est faible (vis à un filet), la transmission est irréversible, ce qui est souvent utile, car le réducteur s'oppose à toute rotation commandée par la machine réceptrice (exemple : appareils de levage). Toutefois le rendement est alors faible, et de plus le couple de démarrage est beaucoup plus fort que le couple à vitesse de régime



Figure VI.21 Roue avec Vis sans fin

Le rendement est meilleur avec les fortes inclinaisons, à condition que les métaux en présence soient bien choisis et l'exécution des dentures très précises, avec des états de surface très soignés. Le frottement est important et donne un rendement médiocre, mais suffisant dans le cas de faibles puissances

VI.14.1 Présentation

Lors d'une étude, un mécanisme est représenté sous la forme d'un dessin d'ensemble. Si le mécanisme est complexe, il sera utile de le schématiser et de le représenter sous forme d'un schéma cinématique.

On appelle Schéma cinématique minimal celui qui représente un mécanisme avec au plus une liaison mécanique entre deux pièces ou classe d'équivalence. On peut aussi dire que c'est une représentation d'un mécanisme qui met en évidence les possibilités de mouvements relatifs entre les groupes cinématiquement liés.

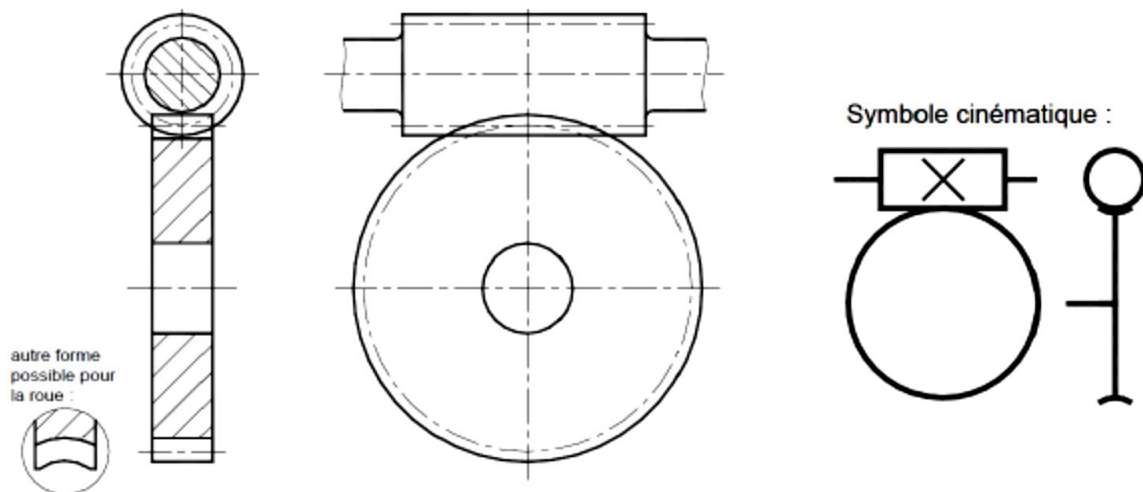


Figure III.22 Présentation et schéma cinématique de la roue Vis sans fin

III.14.2 Les avantages

Les avantages de ces engrenages par rapport aux engrenages cylindriques ou coniques :

- Le fonctionnement est silencieux et amortissant ;
- Grand rapport de vitesses pour un encombrement réduit ;
- Compacité notamment pour les rapports élevés ;
- Niveau sonore réduit, exempt de vibration, donnant une bonne qualité d'entraînement ;
- Charge radiale admissible élevée en sortie ;
- Bonne capacité d'absorption des surcouples ;
- De plus en plus utilisés en combinaison avec d'autres réducteurs d'une part, et d'autres trains d'autre part afin d'améliorer le rendement.

III.14.3 Les inconvénients

Parmi les inconvénients par rapport aux engrenages cylindriques et coniques, on peut citer :

- Le mouvement de glissement des flancs cause une grande usure, une grande perte de puissance et un rendement plus bas.
- Rendement variable en fonction du rapport de réduction et de la vitesse
- Échauffement plus important que dans d'autres technologies,
- Roue bronze pouvant engendrer une usure.
- La présence de forces axiales nécessite pour les arbres l'utilisation de paliers plus rigides.

Dans un tel système, la roue est une roue cylindrique à denture hélicoïdale. D'autre part, la vis peut être assimilée, elle aussi, à une roue cylindrique à denture hélicoïdale dont le nombre de dents ou de filets, est au nombre 1, 2 ou 3.

Nous appellerons β et γ les angles d'hélice respectivement de la roue 2 et de la vis 1. Les axes D_1 et D_2 sont orthogonaux.

Les angles β et γ sont mesurés par rapport aux axes des engrenages :

Notons que : $\beta + \gamma = 90^\circ$

Les hélices de la vis 1 et de la roue 2 sont toutes les deux à droite, ou les deux à gauche.

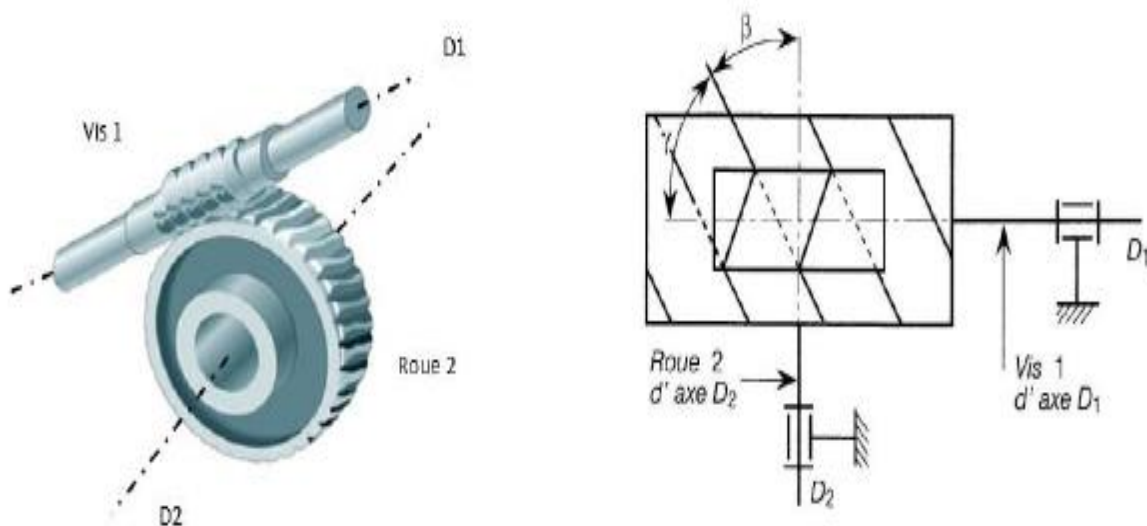


Figure VI.23 Les axes D_1 et D_2 sont orthogonaux.

VI.14.4 Principales applications

- Convoyeurs,
- Manutention.
- Treuils,
- Applications à vitesse lente (par exemple : ponts racleurs de station d'épuration. . .),
- Combinaisons souvent utilisées : réducteur roue et vis associé à une vis sans fin, plusieurs trains (schéma)

VI14.5 Caractéristiques dimensionnelles

VI.14.5.1 Caractéristiques de la Vis

- Filet : une des dents de la vis. Les vis peuvent avoir un ou plusieurs filets.
- **Cylindre de référence** : surface primitive de référence de la vis.
- **Hélice de référence** : hélice d'intersection d'un flanc avec le cylindre de référence de la vis.
- **Pas hélicoïdal** p_z : distance axiale entre deux profils homologues consécutifs d'un filet.
- **Pas axial** p_x : rapport entre le pas hélicoïdal et le nombre de filets (le pas axial est égal au pas hélicoïdal si le nombre de filets est égal à 1).
- **Module axial** m_x : rapport entre le pas et le nombre
- Développement de la vis

Pour la vis en faisant rouler le cylindre primitif de la vis 1, autour de son axe sur un plan on obtient le développement voir Figure III.24.

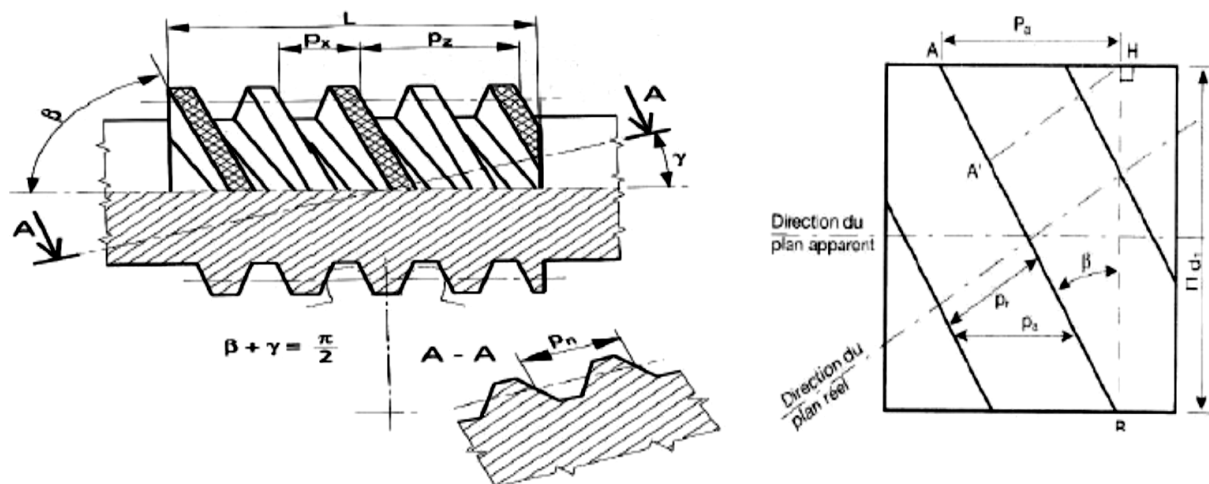


Figure VI.24 Caractéristiques dimensionnelles de la vis.

VI.14.5.2 Caractéristiques de la roue et vis sans fin

Le profil de la roue est le profil conjugué de celui de la vis. L'engrènement d'une vis avec une roue n'est possible que si elles ont même module axial et même angle d'hélice. Les caractéristiques dimensionnelles de la roue sont identiques celles d'une roue à denture hélicoïdale. La roue est généralement cylindrique pour transmettre des efforts relativement faibles, mais pour transmettre des efforts importants, une roue creuse est préférable. Caractéristiques de la roue sont similaires à celles d'une roue à denture hélicoïdale d'angle d'hélice $\beta_{\text{roue}} = \gamma_{\text{vis}}$ de même sens pour la vis et la roue.

Remarque

Pour la roue et la vis :

- Le pas réel (P_r) c'est le pas normal (P_n)
- Le pas apparent (P_a) c'est le pas de travail (P_t)

• **Calcul d'entraxe**

L'entraxe peut se calculer ainsi : $a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}M_r \left(\frac{Z_1}{\cos \gamma} + \frac{Z_2}{\cos \beta} \right)$

• **diamètre primitif**

Pour une bonne tenue en torsion de la vis un diamètre primitif minimal s'impose :

$$10M_r < d_1 < 15M_r$$

| Principales caractéristiques des engrenages à roue et vis sans fin | | |
|---|--------------------|--|
| Caractéristique | Symbole ISO | Observations, définitions formules |
| vitesse angulaire | ω | en rad.s^{-1} ; $\omega = \pi N/30$ |
| nombre de tours | n | n en tours par minute ou tr.min^{-1} |
| nombre de dents de la vis | Z_V | $Z_V = 1, 2, 3 \dots$ |
| nombre de dents de la roue | Z_R | $Z_V + Z_R > 40$ |
| angle d'hélice de la roue | β_R | $\beta_R + \beta_V = 90^\circ$ |
| angle d'hélice de la vis | β_V | irréversibilité si $\beta_V < 6$ à 10° |
| sens des hélices | | le même pour la vis et la roue |
| module réel roue | m_n | normalisé (voir tableau): $m_n \text{ vis} = m_n \text{ roue}$ |
| module axial vis | m_x | $m_x = p_x/\pi = m_n/\cos\beta_R = m_n/\sin\beta_V$ |
| pas réel roue | p_n | $p_n = \pi m_n$ |
| pas apparent roue | p_t | $p_t = p_n/\cos\beta_R = \pi m_t$ |
| pas axial de la vis | p_x | $p_x = p_t$ (pas axial vis = pas apparent roue) |
| pas de l'hélice | p_z | $p_z = Z_V \cdot p_x$ |
| diamètre primitif vis | d_V | $d_V = p_z/\pi \cdot \tan\beta_R$ et $a^{0,875}/3 \leq d_V \leq a^{0,875}/1,7$ |
| diamètre primitif roue | d_R | $d_R = m_t Z_R$ |
| entraxe | a | $a = 1/2(d_V + d_R)$ |
| angle de pression réel | α_n | valeur usuelle: $\alpha_n = 14^\circ 30', 20^\circ, 25^\circ$ et 30° , commun à la vis et à la roue |
| angle de pression axial vis | α_x | $\alpha_x = \alpha_t$ (roue) |
| diamètre de tête vis | d_{aV} | $d_{aV} = d_V + 2m_n$ |
| diamètre de pied vis | d_{fV} | $d_{fV} = d_V - 2,5m_n$ |
| saillie | h_a | $h_a = m_n$ |
| creux | h_f | $h_f = 1,25m_n$ |
| hauteur de dent | h | $h = 2,25m_n = h_a + h_f$ |
| Longueur de la vis | L | $L \approx 5p_x$ à $6p_x$ |

Tableau VI.5 Caractéristiques de la Roue et Vis sans fin

VI.14.5.3 Rapport de réduction

Le rapport de transmission (r ou K_{12}) se calcule de la même façon que pour un autre engrenage.

$$r = K_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\text{Nombre de filets}}{\text{Nombre de dents}}$$

si $\frac{N_1}{N_2} \geq 30$ la vis est à 1 filet et $Z_2 = \frac{N_1}{N_2}$

si $\frac{N_1}{N_2} < 30$ la vis est à 2 filets ou 3 filets $Z_2 = n \frac{N_1}{N_2} \Rightarrow Z_2$

Z_1 : Nombre de filets de la vis, Z_2 : Nombre de dents de la roue ; n : nombre de filet par pas principale



Figure VI.25 Vis à 1 et 3 filets

VI.13 Rendement des engrenages roue et vis sans fin

Sont mes mêmes formules que les engrenages gauches hélicoïdaux, c'est-à-dire :

- Si la vis est motrice (cas d'un réducteur de vitesse)
- Si la roue est motrice (cas d'un multiplicateur de vitesse)

VI.14 Réversibilité et irréversibilité

Un système roue et vis sans fin est dit réversible quand la rotation de la vis entraîne celle de la roue et réciproquement, sinon le système est dit irréversible.

La réversibilité dépend des valeurs relatives des angles d'inclinaison d'hélice (β) et de l'angle de frottement φ . L'état de surface et la lubrification sont aussi des éléments déterminants. Condition de réversibilité s'écrit : quand $\beta > \varphi$.

En général le mécanisme devient irréversible pour des valeurs de β inférieures à 6° .

Cette propriété est intéressante pour des mécanismes exigeant un non-retour.

- Si $0 < \beta < \varphi$ Transmission irréversible (Roue menante seulement)
- Si $\varphi < \beta < 90^\circ - \varphi$ Transmission réversible
- Si $90^\circ - \varphi < \beta < 90^\circ$ Transmission irréversible (Vis menante seulement)

φ : l'angle de frottement

$t g \varphi = f$, étant le coefficient de frottement existant entre le couple de matériaux (vis-roue)

VI.15 Caractéristiques mécaniques

F_{tv} : Effort tangentiel sur la vis : $F_{tv} = F \cos(\alpha_n) \sin(\beta)$, pour la roue $F_{tr} = -F_{rv}$

F_{av} : Effort axial sur la vis : $F_{av} = F \cos(\alpha_n) \cos(\beta)$, pour la roue $F_{ar} = -F_{tv}$

F_r : Effort radial de la vis : $F_{rv} = F \sin(\alpha_n)$, pour la roue $F_{rr} = -F_{rv}$

Exercice d'application

Soit à transmettre 6 kW par engrenage à vis sans fin, $N_1=600 \text{ tr/}$, $N_2=30 \text{ tr/min}$

L'entraxe $a=250 \text{ mm}$; la vis est en Acier nitruré ; la roue en bronze phosphoreux, l'angle de pression = 20° , prenons $\delta=60^\circ$.

Calculer :

- Les diamètres de la vis et de la roue
- Le rendement
- La vitesse circonférentielle V

Solution

1) Calcul de diamètres

On va vérifier le nombre cde filet

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{600}{20} = 20 < 30 \quad \text{Donc la vis est à 2 filets}$$

Le nombre dents de la roue $Z_2 = n \frac{N_1}{N_2} \Rightarrow Z_2 = 2 \frac{N_1}{N_2} = 2 \frac{600}{30} = 40 \text{ dents}$ est

$$\text{On sait que } \frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D \cdot \tan \delta}{d} \Rightarrow \frac{D \tan 60^\circ}{d} = 20$$

$$\text{Donc } D = 11,547 \cdot d \quad (1)$$

$$\text{L'entraxe donne } D + d = 500 \text{ (mm)} \quad (2)$$

Le système donne $D = 460,15 \text{ mm}$ et $d = 39,85 \text{ mm}$

$$\text{Le module apparent de la vis est } m_t = \frac{D}{Z_2} = \frac{460,15}{40} = 11,5$$

$$\text{Pour vérification } m_t = \frac{d}{Z_1 \cdot \tan \delta} = \frac{39,85}{2 \cdot \tan 60^\circ} = 11,5$$

Le problème trouvé c'est que le diamètre de la vis est trop faible par rapport au module apparent 11.5. Donc il faut augmenter le diamètre de la vis en augmentant l'angle et en prend par exemple $\delta=75^\circ$.

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D \cdot \tan \delta}{d} \Rightarrow \frac{D \cdot \tan 75^\circ}{d} = 20$$

Donc $D = 5,359 \cdot d$ (mm) (1)

L'entraxe donne $D + d = 500$ (mm) (2)

Le système donne $D = 421,32$ mm et $d = 78,63$ mm

Le module apparent de la vis est $m_t = \frac{D}{Z_2} = \frac{421,32}{40} = 10,53$

Pour vérification $m_n = m_t \sin 75^\circ = 10,17 \approx 10$

C'est valeur admissible à condition que le calcul de m_n , d'après la puissance à transmettre ne donne pas une valeur supérieure.

Puisque m_n est arrondi alors : $m_n \neq m_t \sin \delta \neq \frac{D \sin \delta}{Z_2}$

$$m_n = \frac{D \sin \delta}{Z_2} \Rightarrow 10 = \frac{D \sin \delta}{40}$$

$$\begin{cases} D = \frac{400}{\sin \delta} \\ d = \frac{D \cdot \tan \delta}{20} \\ D + d = 500 \end{cases}$$

On va essayer avec diverses valeurs de δ jusqu'à ce que l'entraxe égal à 250 mm

Après des essais l'angle trouvé est $\delta = 77^\circ 5'$

Donc, $D = 410,383$ mm, $d = 89,472$ mm et $m_t = \frac{D}{Z_2} = \frac{410,383}{40} = 10,26$

Pour vérification $m_n = m_t \sin 75^\circ = 10,26 \cdot \sin 77^\circ 5' = 10$ résultat satisfaisant

- **Le rendement**

$$\eta = \frac{\cotan \delta}{\tan((90^\circ - \delta) + \varphi)} \text{ avec } \tan \varphi = f = 0,06 \Rightarrow \varphi = 3^\circ 26'$$

D'où $\eta = \frac{\cotan 77^\circ 5'}{\tan((90^\circ - 77^\circ 5') + 3^\circ 26')} = 0,78$

La vitesse circonférentielle v est :

$$V = \omega \cdot r = \frac{2 \pi N}{60} \cdot r = \frac{2 \pi \cdot 600}{60} \cdot 0,089472 = 2,8 \frac{m}{s}$$

Références Bibliographiques

- [1] J.F. Debongnie, Conception et Calcul des Eléments de Machines, DEBONGNIE (Jean-François), Liège, Belgium, 2011.
- [2] H. Longeot et L. Jourdan, Construction Industrielle, Dunod, 1982.
- [3] V. Bawin, et C. Delforge, « Construction mécanique », Edition originale : G. Thome, Liège, 1986.
- [4] G.R. Nicolet, Conception et Calcul des Eléments de Machines, Ecole d'Ingénieurs de FRIBOURG (E.I.F.), 2006.
- [5] F. ESNAULT, « Construction mécanique », Transmission de puissance, Tome 3, Transmission de puissance par liens flexibles, DUNOD, 1999.
- [6] J. L. FANCHON, « Guide de Mécanique », NATHAN, 2008.
- [7] A. Pouget, T. Berthomieu, Y. Boutron, E. Cuenot, « Structures et mécanismes - Activités de construction mécanique », Ed. Hachette Technique.
- [8] F. ESNAULT, « Construction mécanique », Transmission de puissance, Tome 1, Principes et Eco-conception, DUNOD, 2009.
- [9] G. Henriot, “Les engrenages“, Ed. : Dunod, 2013.
- [10] Y. Xiong, Y. Qian, Z. Xiong, D. Picard, « Formulaire de mécanique », Pièces de construction, EYROLLES, 2007.
- [11] F. ESNAULT, « Construction mécanique », Transmission de puissance, Tome 2, Applications, DUNOD, 2001.
- [12] M. Szwarcman, « Eléments de machines », édition Lavoisier, 1983.
- [13] R. Quatremer, J-P Trotignon, M. Dejans, H. Lehu. « Précis de Construction Mécanique », Tome 1, Projets-études, composants, normalisation, AFNOR, NATHAN, 2001.