

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 des Sciences et Technologie

Polycopié de Cours

Notion d'Eléments de Machines

Présenté par :

Dr. AZIZI Mohamed Walid

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

Année Universitaire 2020/2021

TABLE DES MATIÈRES

Avant-Propos.....1

CHAPITRE I : Introduction

I.1 Généralité.....2
I.2 Démarche de Conception.....2
 I.2.1 Chronologie de la démarche.....3
 I.2.2 Fonctions mécaniques élémentaires.....3
 I.2.2.1 Mise en position.....3
 I.2.2.2 Guidage.....4
 I.2.2.3 Lubrification.....4
 I.2.2.4 Etanchéité.....4
 I.2.3 Choix d'une solution technologique.....4
 I.2.3.1 Aspect qualitatif.....4
 I.2.3.2 Aspect quantitatif.....5
 I.2.3.3 Aspect économique.....5
I.3 Normalisation.....5
 I.3.1 Norme.....6
 I.3.2 Les avantages des normes.....7
 I.3.3 Différents types de normes.....7
 I.3.4 Organismes internationales de normalisation.....7
 I.3.4.1 Organisation internationale de normalisation (ISO).....7
 I.3.4.2 Comité électrotechnique international (CEI).....8
 I.3.4.3 Union internationale des télécommunications (UIT).....8
 I.3.5 Elaboration d'une norme.....8
I.4 Sécurité.....9
 I.4.1 Facteur de sécurité.....9
 I.4.2 Détermination d'un coefficient de sécurité.....10

CHAPITRE II : Les assemblages filetés

II.1 Introduction.....12
II.2 Filetage12
 II.2.1 Rappels sur l'hélice12
 II.2.2 Différent profils des filets13
II.3 Organes de liaison filetés14
 II.3.1 Les vis14
 II.3.1.1 Vis d'assemblage14
 II.3.1.2 Vis de pression16
 II.3.2 Les écrous17
II.4 Les boulons17
II.5 Les goujons18
II.6 Freinage des éléments filetés19
II.7 Calcul des éléments fileté19
 II.7.1 Dimensionnement des éléments filetés19

II.7.2 Calcul du diamètre	20
II.7.3 Calcul de l'implantation	21
II.8 Serrage et desserrage	22
II.8.1 Calcul de couple de serrage	22
II.8.2 Calcul de couple de desserrage	24
II.8.3 Calcul du rendement	24
II.8.3.1 Cas de serrage	25
II.8.3.2 Cas de desserrage	25

CHAPITRE III : Engrenages

III.1 Introduction	26
III.2 Les Trains d'engrenages	26
III.3 Engrenages	26
III.3.1 Avantages et désavantages des engrenages	27
III.3.1.1 Avantages	27
III.3.1.2 Désavantages	27
III.4 Dents développante	27
III.5 Les principales familles d'engrenages	28
III.6 Fabrication des engrenages	29
III.7 Engrenages droits à dentures droites	30
III.7.1 Systèmes d'engrenages cylindriques à denture droite	30
III.7.2 Caractérisation des engrenages cylindriques à denture droite	30
III.7.3 Dimensions normalisées	33
III.7.3.1 Module m	33
III.7.3.2 Nombre de dents Z	33
III.7.4 Principales dimensions	33
III.8 Rapport de transmission d'un train d'engrenage	34
III.8.1 Cas des trains simples à deux engrenages	34
III.8.2 Cas général : trains à n engrenages	35
III.9 Transmission de puissance à travers un train d'engrenage	35
III.9.1 Puissance d'entrée et de sortie d'une chaîne cinématique	35
III.9.2 Rendement d'un d'engrenage	36
III.9.3 Relation entre la puissance d'entrée et la puissance de sortie	36
III.9.4 Relation entre le couple d'entrée et le couple de sortie	37
III.10 Calcul de dentures	37
III.10.1 Calcul de la résistance	37
III.10.1.1 Calcul du module m	37
III.10.1.2 Efforts sur les dentures – Couple transmis	38
III.11 Matériaux utilisés	39
III.12 Engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales	44
III.12.1 Caractérisation des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	45
III.12.2 Avantages et inconvénients	45
III.12.3 Définitions	45
III.12.4 Dimensions	46
III.12.5 Calcul du module	46
III.12.6 Caractéristiques des engrenages à dentures hélicoïdales	47
III.12.7 Efforts appliqués sur la dent	47
III.12.8 Conséquences de l'inclinaison de la denture	48
III.12.9 Compensation de l'effort axial dans les réducteurs à engrenages hélicoïdaux	48

III.13 Engrenages cylindriques à dentures coniques	51
III.13.1 Avantages et inconvénients des roues coniques	52
III.13.2 Définitions	52
III.13.3 Rapport de transmission	53
III.13.3.1 Principe	53
III.13.3.2 Module Moyen	54
III.13.3.3 Caractéristiques des engrenages à dentures coniques	54
III.13.3.4 Efforts sur la denture	55
III.13.3.5 Autres types d'engrenages coniques	55
III.13.3.6 Disposition constructive	55
III.14 Engrenages à roues et vis sans fin	57
III.14.1 Présentation	57
III.14.2 Les avantages	58
III.14.3 Les inconvénients	58
III.14.4 Principales applications	59
III.14.5 Caractéristiques dimensionnelles	59
III.14.5.1 Caractéristiques de la Vis	59
III.14.5.2 Caractéristiques de la roue et vis sans fin	60
III.14.5.3 Rapport de réduction	61
III.13 Rendement des engrenages roue et vis sans fin	62
III.14 Réversibilité et irréversibilité	62
III.15 Caractéristiques mécaniques	62
III.16 Les matériaux utilisés	63

CHAPITRE IV : Arbres et axes

IV.1 Introduction	66
IV.1.1 Définition d'un arbre	66
IV.2 Influence des éléments montés sur un arbre	67
IV.3 Matériaux pour arbre	67
IV.4 Identification des efforts appliqués à un arbre	69
IV.4.1 Efforts extérieurs appliqués à un arbre.....	69
IV.4.2 Nature des sollicitations.....	70
IV.5 Vérification de l'arbre à la déformation	72
IV.5.1 Cas de Flexion.....	72
IV.5.2 Cas de Torsion.....	73
IV.6 Effet des concentrations de contraintes	74

CHAPITRE V : Transmission de mouvement

V.1 Butées et paliers à roulements.....	77
V.1.1 Description des paliers à roulements	77
V.1.2 Roulements à billes	78
V.1.2.1 Roulements rigides à une rangée de billes.....	78
V.1.2.2 Roulements rigides à deux rangées de billes.....	79
V.1.2.3 Roulements à rotule sur billes.....	79
V.1.2.4 Roulements à billes à contact oblique.....	80
V.1.2.5 Butées à billes à simple effet.....	81

V.1.2.6 Butées à billes a double effet.....	82
V.1.2.7 Roulements y et roulements divers.....	82
V.2 Les courroies	82
V.2.1 Courroies plates	82
V.2.1.1 Rapport de transmission.....	83
V.2.1.2 Étude dynamique.....	84
V.2.1.3 Couples transmis.....	85
V.2.1.4 Tension t maximale admissible (T_{Maxi}).....	85
V.2.2 Étude générale.....	88
V.2.2.1 Calcul des courroies trapézoïdales.....	88
V.2.3 Courroies crantées (ou synchrones)	91
V.2.4 Calcul des courroies crantées	92
V.2.4.1 Rapport de transmission.....	92
V.3 Les chaînes	93
V.3.1 Principales caractéristiques	93
V.3.2 Comparaison avec les courroies.....	93
V.3.3 Types des chaînes	94
V.3.3.1 Rapport de transmission.....	94
V.3.3.2 Étude dynamique.....	94
V.3.3.3 Couples transmis.....	95
V.3.4 Calcul des chaînes à rouleaux.....	95

CHAPITRE VI : Accouplements, embrayages et freins

VI.1 Accouplements d'arbres.....	97
VI.1.1 Généralités.....	97
VI.1.2 Joints d'accouplements rigides.....	98
VI.1.3 Joints d'accouplements élastiques.....	98
VI.1.4 Joints d'accouplements positifs.....	99
VI.1.5 Joints d'accouplements homocinétiques.....	100
VI.2 les embrayages.....	100
VI.2.1 Situation, fonction	100
VI.2.2 Classification	101
VI.2.3 Réalisations.....	104
VI.3 Les freins	107
VI.3.1 Situation, fonction	107
VI.3.2 Classification	107
VI.3.3 Réalisations.....	110
Références bibliographiques.....	113

Avant-Propos

Ce polycopié a été destiné aux étudiants inscrits en troisième année option mécanique-Energétique, cinquième semestre de l'année universitaire. Le contenu de ce polycopié, correspond au programme officiel de la matière "*Notion d'éléments de machines*" 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 :

- Introduction
- Les assemblages filetés
- Engrenages
- Arbres et axes
- Transmission de mouvement
- Accouplements, embrayages et freins

Le contenu de ce polycopié permet à l'étudiant d'acquérir les connaissances relatives aux notions de la construction mécanique et cela par la connaissance des éléments et pièces de machines standards, utilisés dans la construction des structures mécaniques, leur normalisation 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 Généralité

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 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.2.1 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.

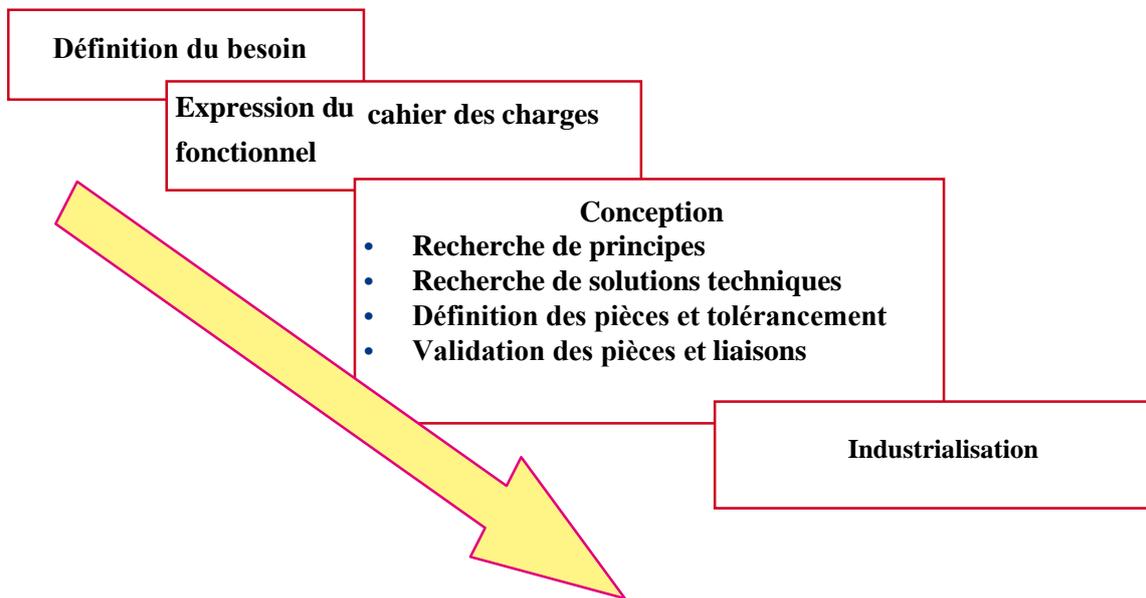


Figure I.1 Courbe fiabilité-contrainte.

I.2.2 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.2.2.1 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.2.2.2 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.2.2.3 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.2.2.4 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.2.3 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.2.3.1 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.2.3.2 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.2.3.3 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.3 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 national qu'à l'échelle international.

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.

I.3.1 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.

I.3.2 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.

-

I.3.3 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.

I.3.4 Organismes internationales de normalisation

I.3.4.1 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.

I.3.4.2 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.

I.3.4.3 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.

I.3.5 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).

I.4 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.

I.4.1 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 I.2.

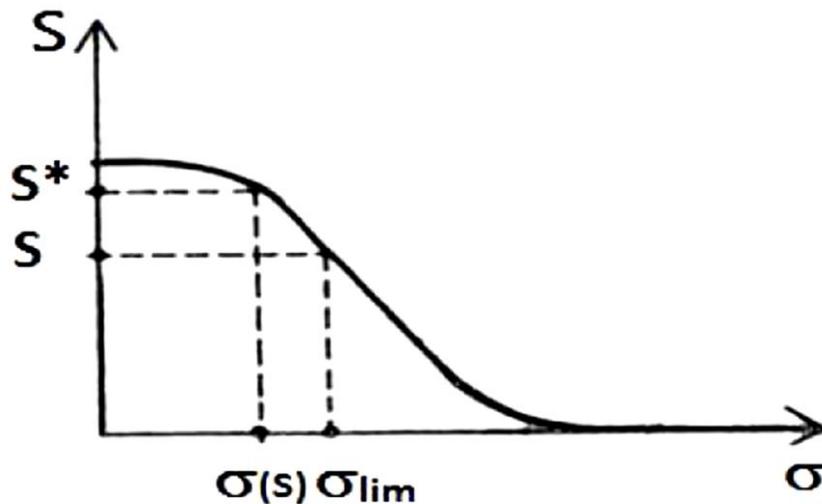


Figure I.2 Courbe fiabilité-contrainte.

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 :

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

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 :

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

I.4.2 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 :

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

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.

II.1 Introduction

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

II.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. II.1).

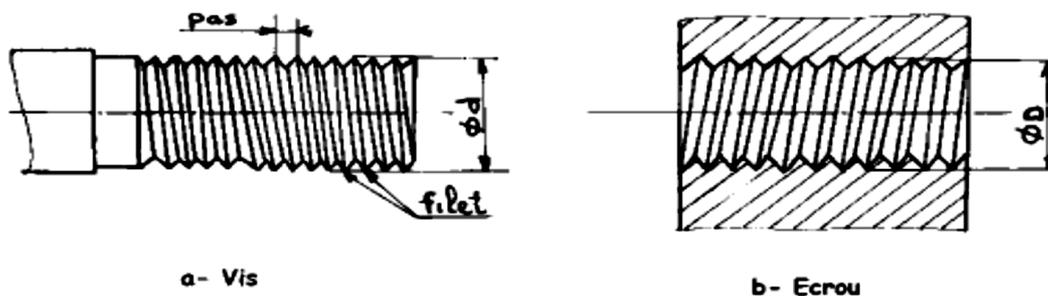


Figure II.1 Présentation des pièces filetées.

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.

II.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 II.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 :

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

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.

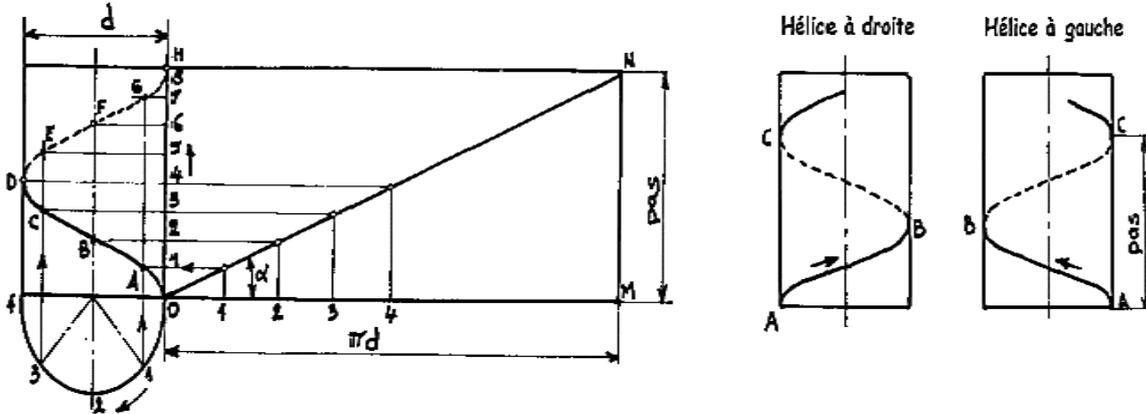


Figure II.2 Hélice définissant le filetage.

II.2.2 Différents profils des filets

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

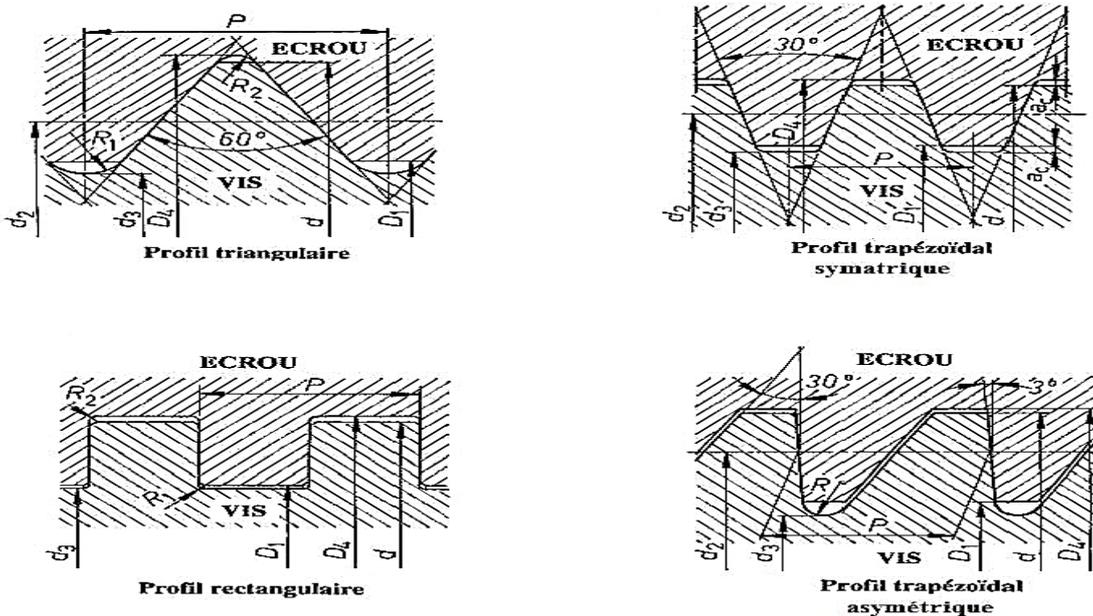


Figure II.3 Importants profils de filetage.

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.

II. 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 :

II. 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.

II. 3.1.1 Vis d'assemblage

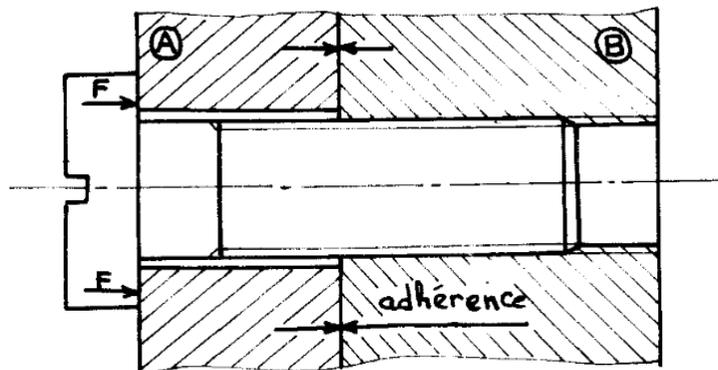


Figure II.4 Emploi des vis d'assemblage.

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 II.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 II.5).

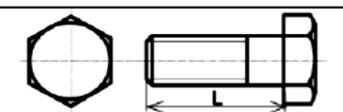
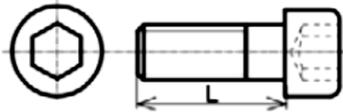
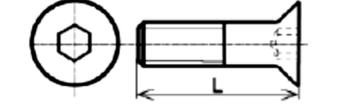
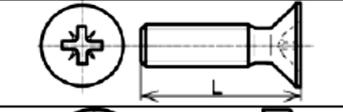
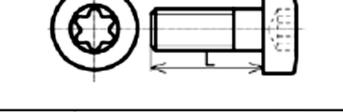
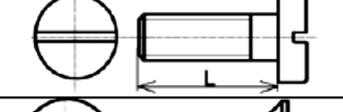
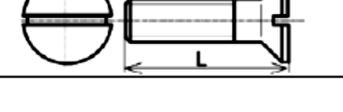
TETE	SYMBOLE DE LA TETE		REPRESENTATION
	USUEL	ISO	
Hexagonale	<i>H</i>	Tête hexagonale ISO 4014	
Cylindrique à Hexagone Creux (ou 6 pans creux)	<i>CHC</i>	C HC	
Fraisée à Hexagone Creux (ou 6 pans creux)	<i>FHC</i>	F HC	
Fraisée à empreinte cruciforme	<i>FZ</i>	Tête fraisée ISO 7046	
Cylindrique Bombée 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 II.5. Caractéristiques des vis d'assemblages

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

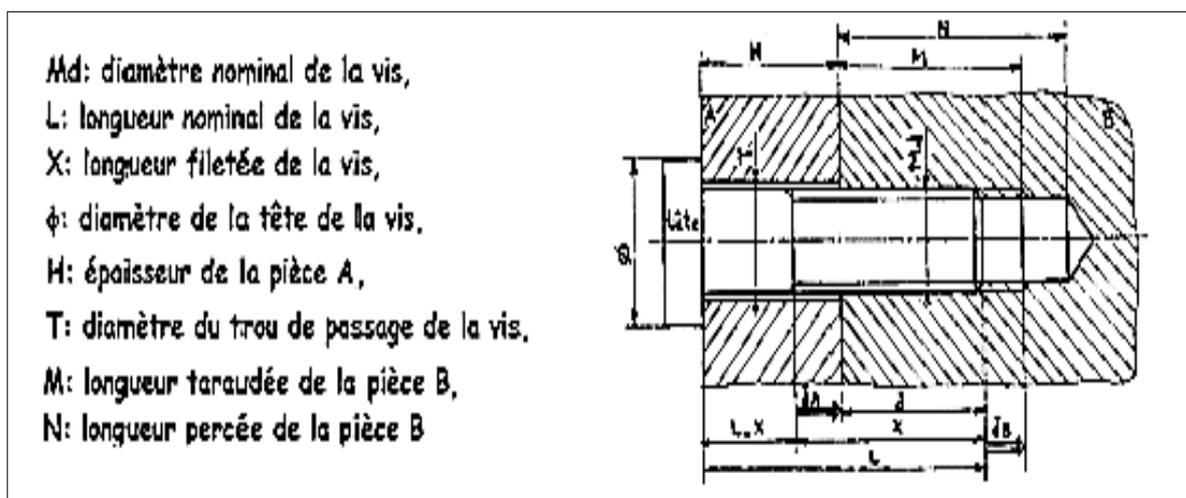


Figure II.6. Conditions fonctionnelles d'emploi des vis d'assemblage.

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.

II.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 II.7).

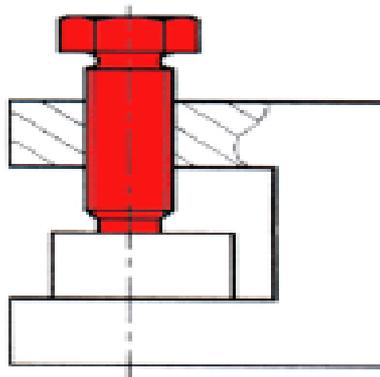


Figure II.7 Emploi des vis de pression

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 II.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 II.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.

II.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 II.9. Caractéristiques des écrous.

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

II.4 Les boulons

Un boulon est composé d'une vis et d'un écrou (Figure II.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.

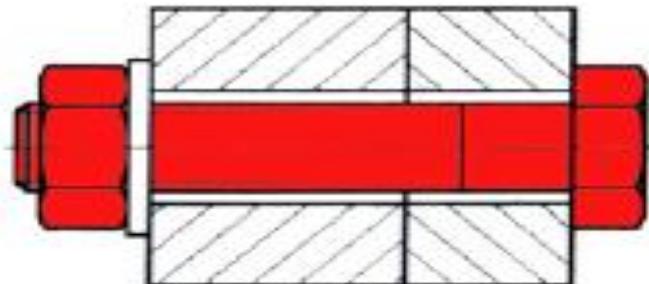


Figure II.10 Assemblage par boulon.

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 II.11 présente les techniques les plus fréquemment utilisées en construction mécanique.

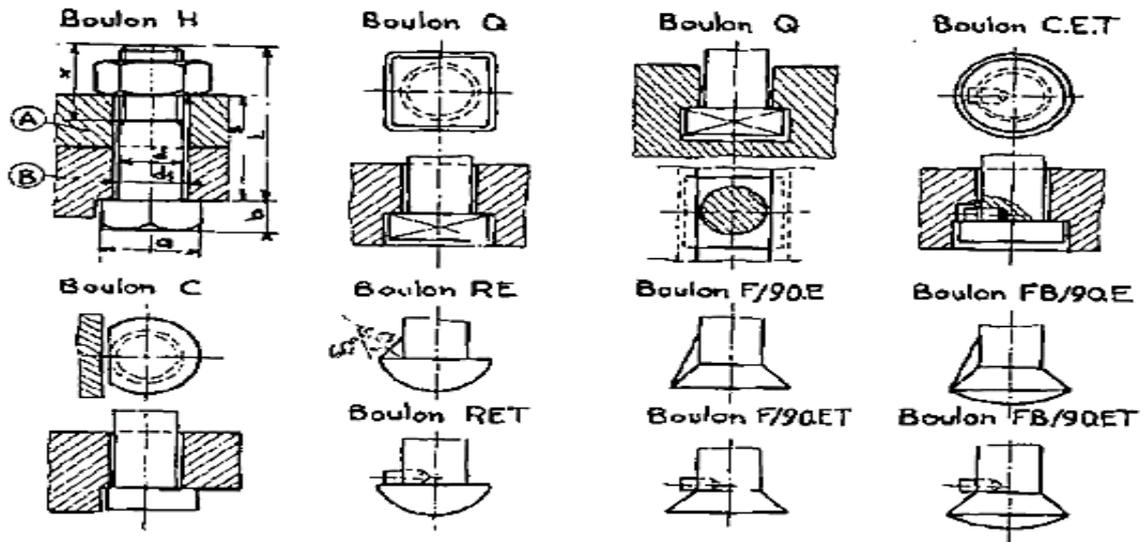


Figure II.11 Blocage des boulons

II.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 II.12).

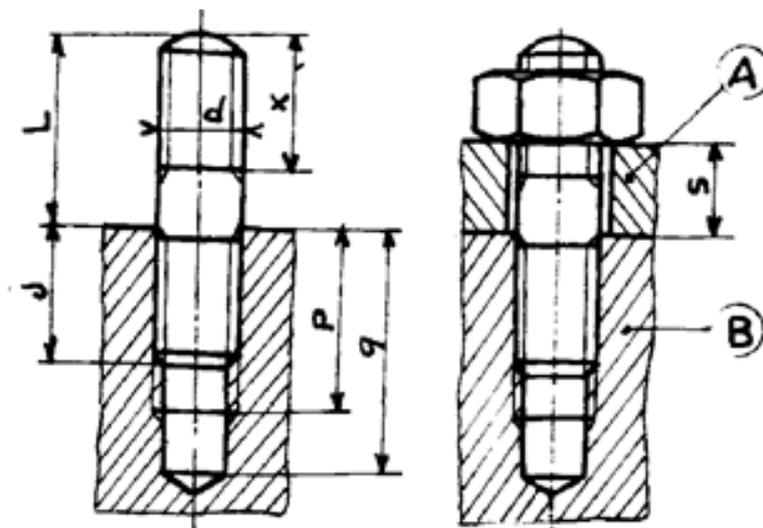


Figure II.12. Assemblage par goujon.

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

II.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 II.13 présente les différentes techniques rencontrées en construction.

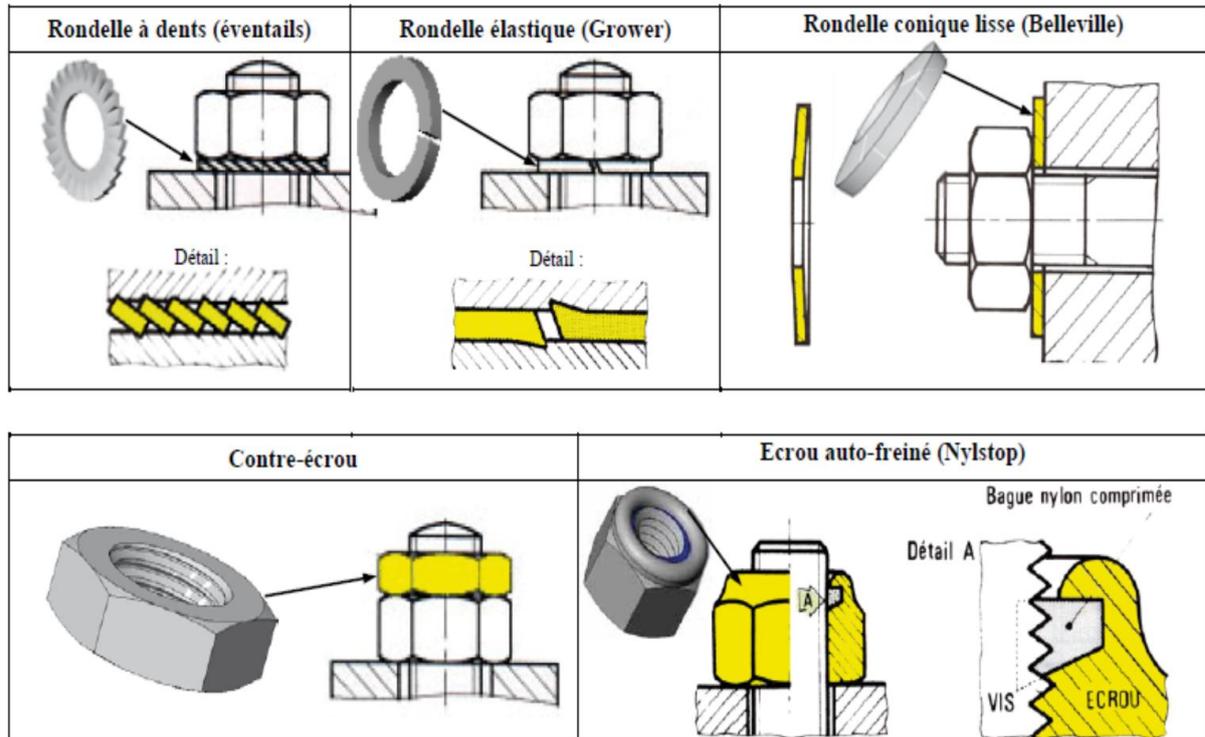


Figure II.13 Freinage par adhérence.

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:
$$\frac{P}{\pi d} < 0.05 \quad (\text{II.2})$$

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

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

II.7.1 Dimensionnement des éléments filetés

Considérons un assemblage par visage de deux pièces (Fig II.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.

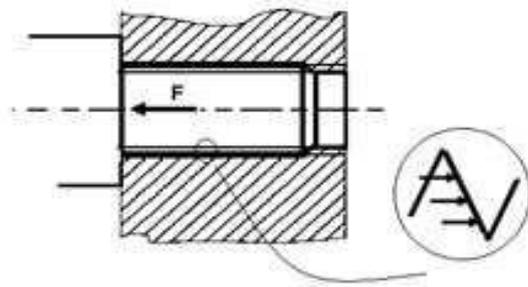


Figure 2.14. Efforts de serrage.

On trouve ainsi que la vis subit deux sollicitations:

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

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

Où S est la section du noyau de la tige.

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

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

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 :

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

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

II.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 :

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

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

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

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

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

II.7.3 Calcul de l'implantation

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

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

D'où

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

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

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

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 :

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

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 :

$$\sigma = \frac{F \cdot K}{\pi \cdot d^2} = \frac{18000 \cdot 2,5}{\pi \cdot 12^2} = 99,47 \text{ MPa} < \frac{R_e}{FS} = \frac{240}{2} = 120 \text{ MPa} ,$$

Donc la tige de la vis peut alors résister

2- Implantation minimale :

$$J_{min} = \frac{F \cdot FS}{\pi \cdot d \cdot R_{pg}} = \frac{18000 \cdot 2}{\pi \cdot 12 \cdot 40} = 23,8 \text{ mm}$$

II.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 II.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.

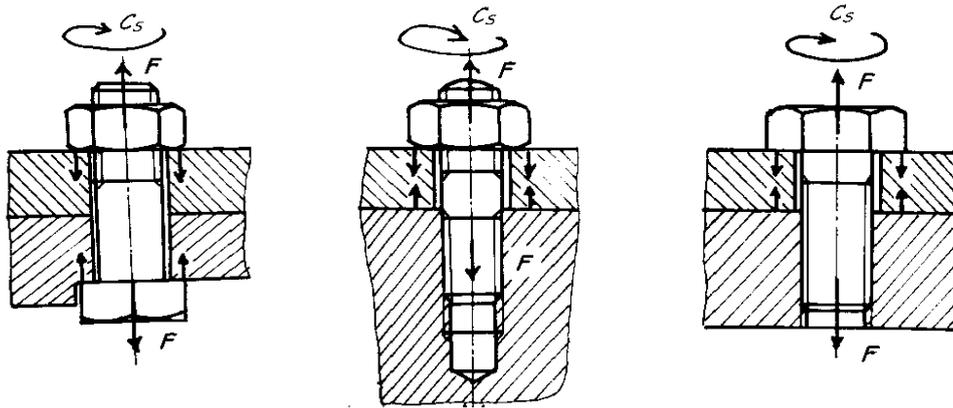
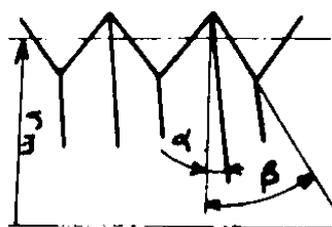


Figure II.15 Actions de serrage dans les assemblages filetés.

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 :

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



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 :

$$C_1 = Fr_m \tan(\alpha + \varphi_1) \quad (\text{II.15})$$

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:

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

Le couple C_2 peut être exprimé par la relation :

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

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

D'où :

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

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 .

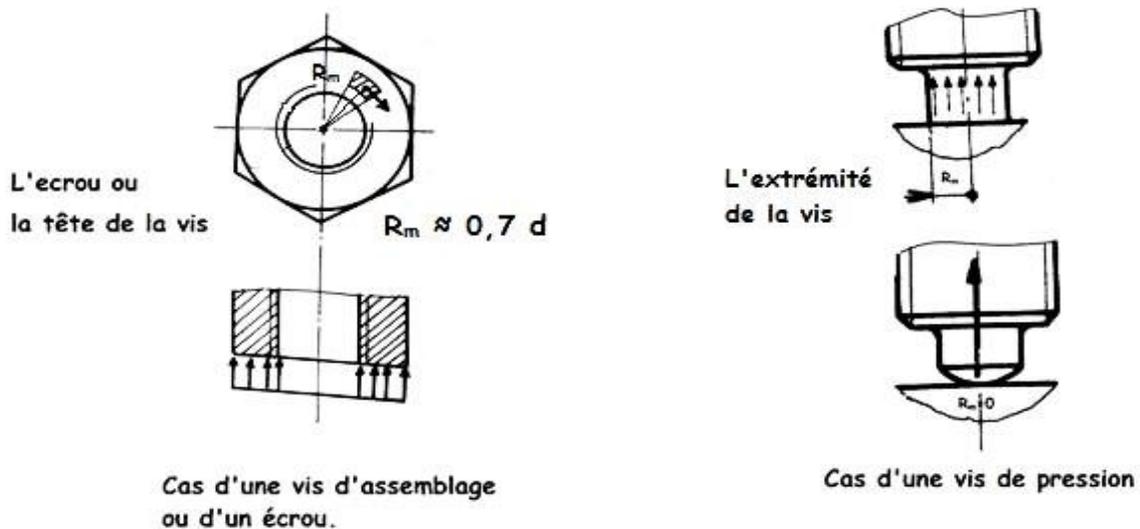


Figure II.17 Rayon moyen de frottement dans les assemblages filetés.

A partir des relations 2.16 et 2.18, le couple de serrage, dans le cas général, est exprimé par :

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

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 II.17). En effet, le rayon moyen de la surface de frottement est nul et le troisième terme de l'expression (II.19) sera, par conséquent, négligé.

II.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 :

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

De la même manière, on trouve :

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

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).

II.8.3.1 Cas de serrage

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

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

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

II.8.3.2 Cas de desserrage

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

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.1 Introduction

Engrenage c'est l'ensemble des deux roues dentées s'engrenant l'une avec l'autre et permettant de transmettre un mouvement ou une puissance avec un rapport de vitesse invariable. Les engrenages caractérisé par :

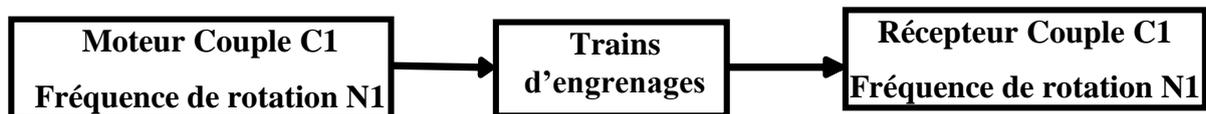
- Systèmes de transmission de mouvement et de puissance les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables ;
- Ils sont normalisés ce qui permet leur interchangeabilité et réduit leur coût de fabrication ;
- La roue qui a le plus petit nombre de dents est appelée « pignon » et c'est généralement elle qui reçoit la puissance du moteur ;
- Une combinaison d'engrenages est appelée « train d'engrenages ».

III.2 Les Trains d'engrenages

Les trains d'engrenages sont utilisés dans une grande quantité de machines et mécanismes divers. Une machine est souvent constituée d'un ensemble moteur et d'un ensemble récepteur.

On appel chaîne cinématique, la chaîne de transmission de mouvement partant du moteur et allant jusqu'au récepteur.

Les trains d'engrenage font souvent partie intégrante de cette chaîne cinématique. Ils ont pour fonction d'adapter la fréquence de rotation entre le moteur et le récepteur.



III.3 Engrenages

Les engrenages ont pour fonction de transmettre une puissance d'un arbre en rotation à un autre arbre tournant à une vitesse généralement différente, les deux vitesses restant dans un rapport constant.

Donc, l'**engrenage** est un ensemble de deux roues dentées complémentaires, chacune en liaison (pivot ou glissière) par rapport à un support (souvent le bâti). La petite roue se nomme le **pignon**, la grande roue extérieure s'appelle la **roue** figure 1a, la grande roue intérieure s'appelle la **couronne** figure 1b. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors une **crémaillère** figure 1c.

Les engrenages ont pour avantages un excellent rendement et un encombrement plutôt faible.

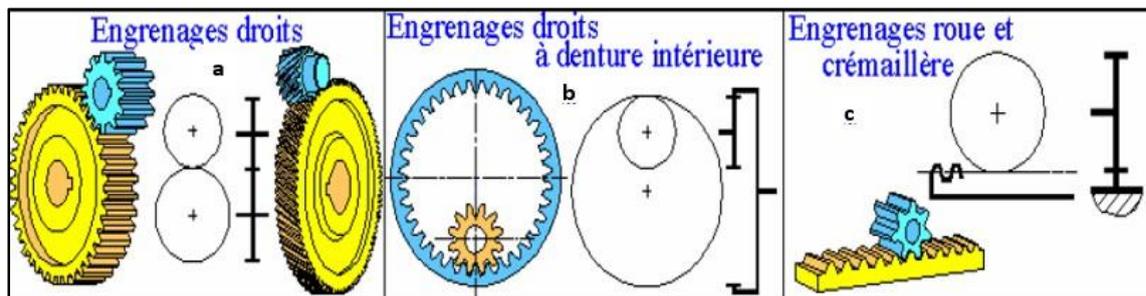


Figure III.1 Types d'engrenages

III.3.1 Avantages et désavantages des engrenages

III.3.1.1 Avantages

- bon rapport puissance / encombrement
- rendement élevé
- toutes puissances à toutes vitesses
- fiabilité et durée de vie élevées

III.3.1.2 Désavantages

- niveau sonore important (surtout à haute vitesse)
- lubrification nécessaire
- coût plus élevé

III.4 Dents développante

Une développante d'un cercle est une courbe plane générée par un point sur une tangente, qui roule sur le cercle sans glisser ou par un point sur une corde tendue qui est déballé à partir d'une bobine comme le montre la Fig. 2 . Dans le cadre de roues dentées, le cercle est connu comme cercle de base.

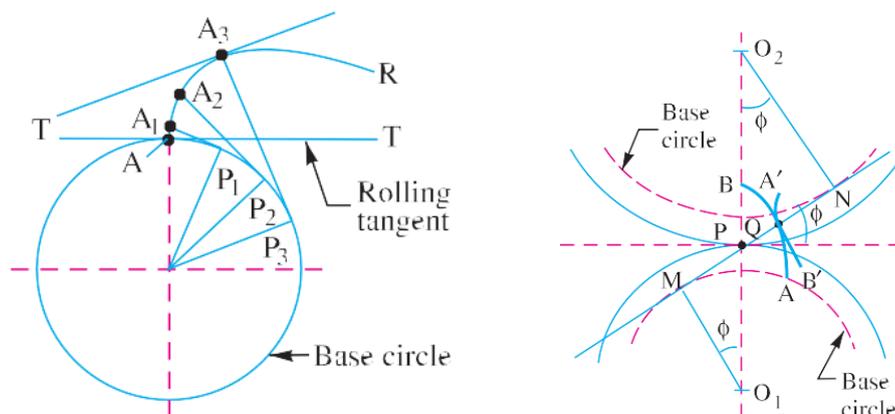


Figure III.2 Construction de dents en développante de cercle

On distingue les différents types d'engrenages suivant :

- Les engrenages à axes parallèles à denture droite ou hélicoïdale (Figure III.3 (a)),
- Les engrenages à axes concourants à denture droite ou hélicoïdale (Figure III.3 (b)),
- Les engrenages à axes non concourants ou gauches (roue-vis, hypoïde, Figure III.3 (c)).

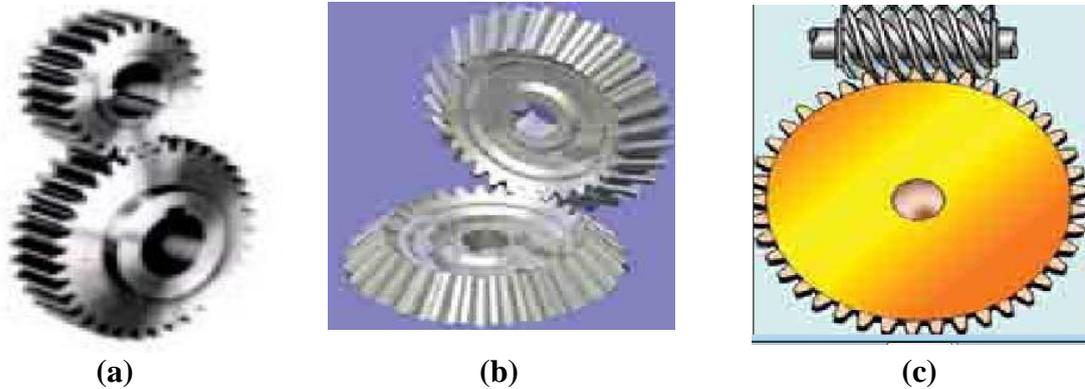


Figure III.3 types d'engrenages

III.5 Les principales familles d'engrenages

Les principaux Schémas des engrenages sont illustrés dans le tableau suivant :

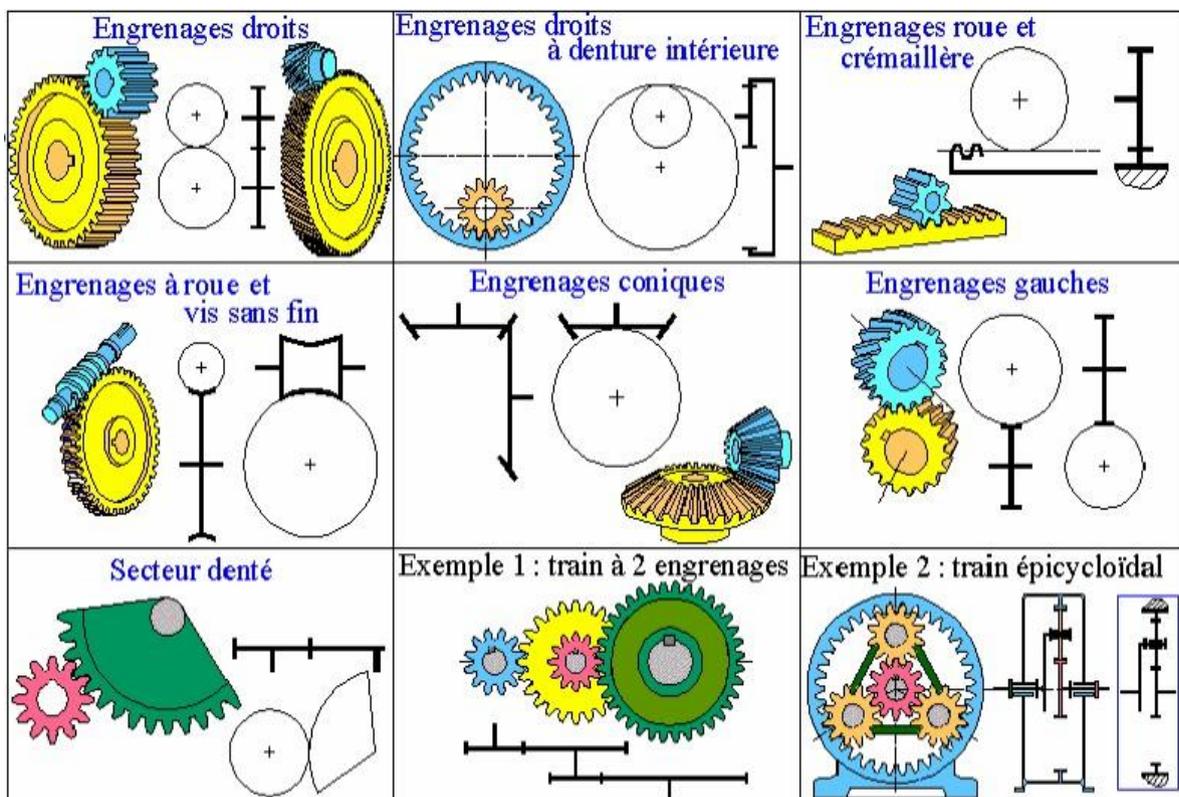


Figure III.4 Schémas des Principaux Engrenages

III.6 Fabrication des engrenages

Plusieurs méthodes sont possibles pour fabriquer les roues dentées, soit :

- **Par moulage** : au sable, pour solides en fonte ou en acier, sous pression pour roues en alliages légers, ou matières plastiques. Les dentures sont très souvent achevées sur une machine à tailler.
- **Par forgeage** : il donne également des dentures brutes.
- **Par taillage** :
 - **Taillage successif** : les dents sont usinées complètement et successivement soit par une fraise de forme (fraise module) (Figure III.5a) ou par génération avec outil crémaillère (Figure III.5b), ou encore par génération avec outil-pignon Figure III.5c
 - **Taillage progressif** : à chaque instant toutes les dents à tailler sont à peu près dans le même état dans la génération par vis mère Figure III.5d.

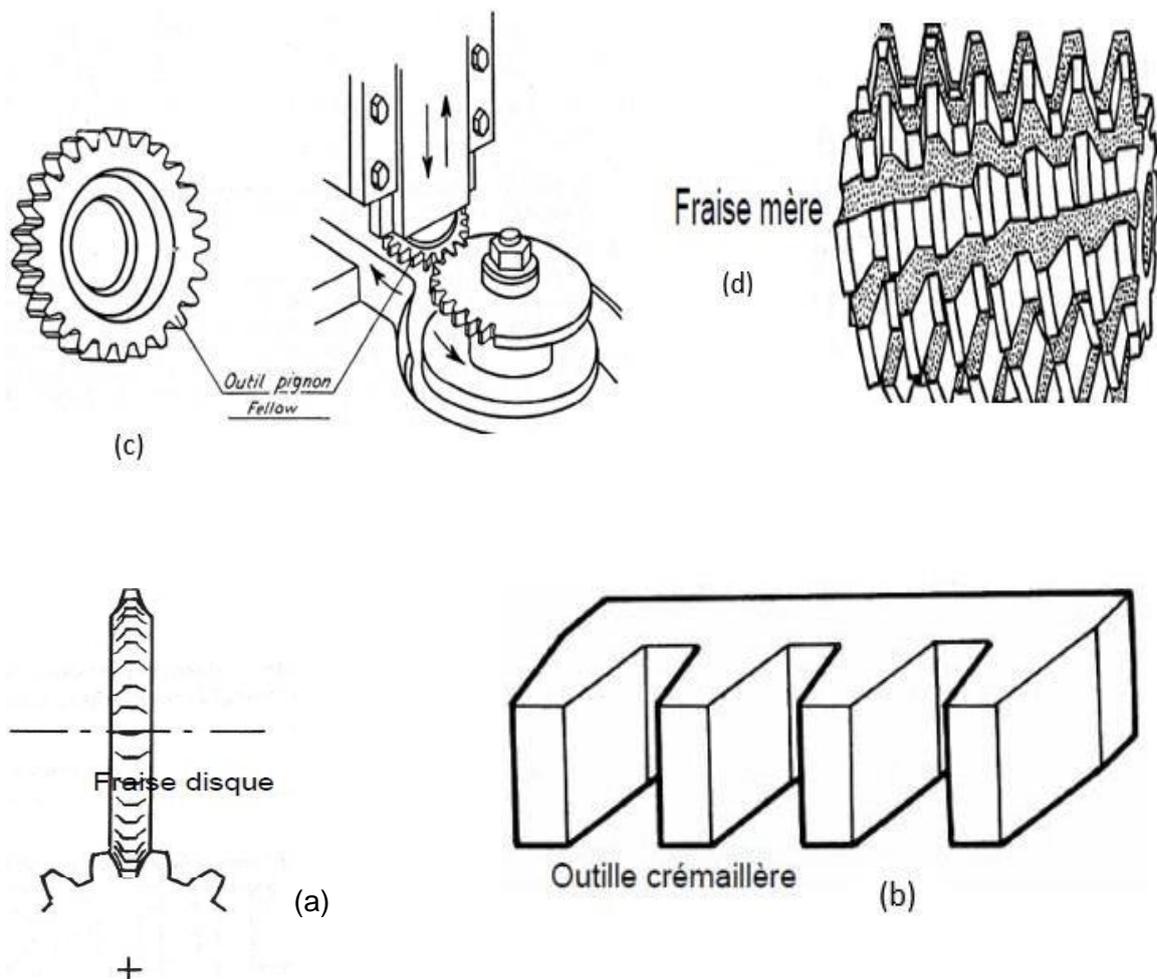


Figure III.5 Fabrication des engrenages

III.7 Engrenages droits à dentures droites

III.7.1 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.

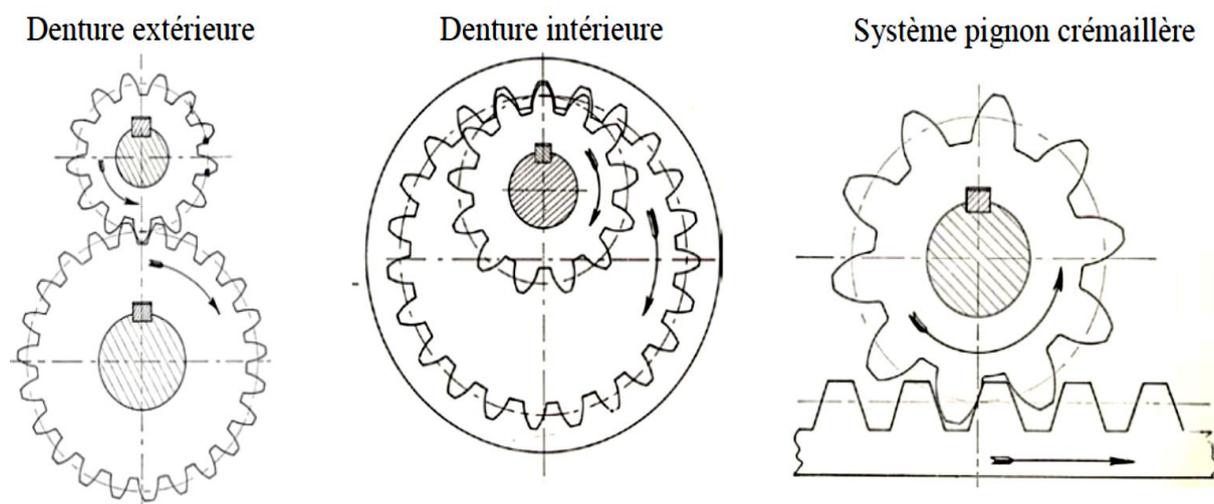


Figure III.6 Système d'engrenage cylindrique

III.7.2 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.

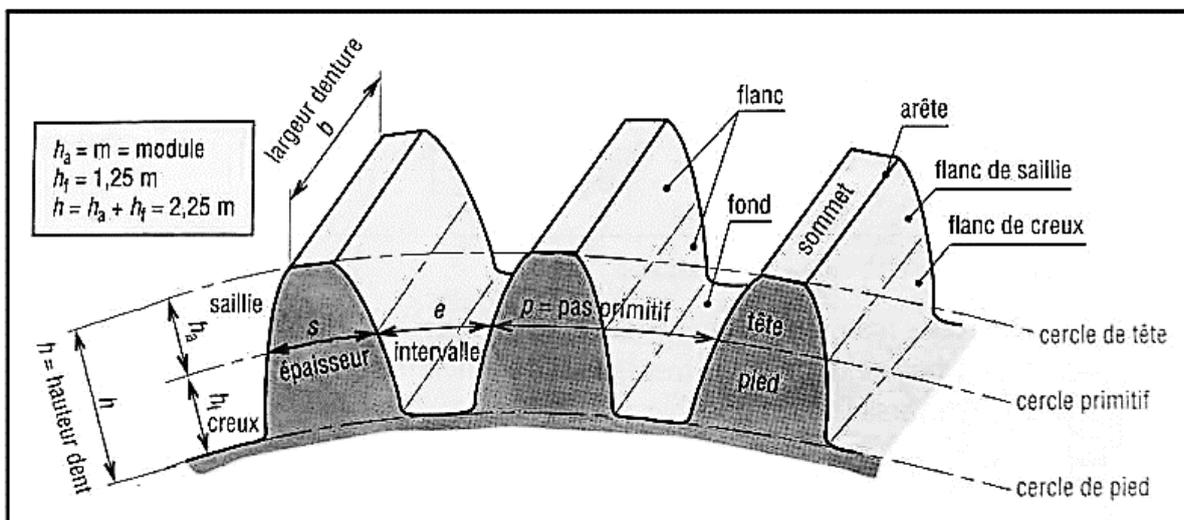


Figure III.7 Caractéristiques des roues à denture droite

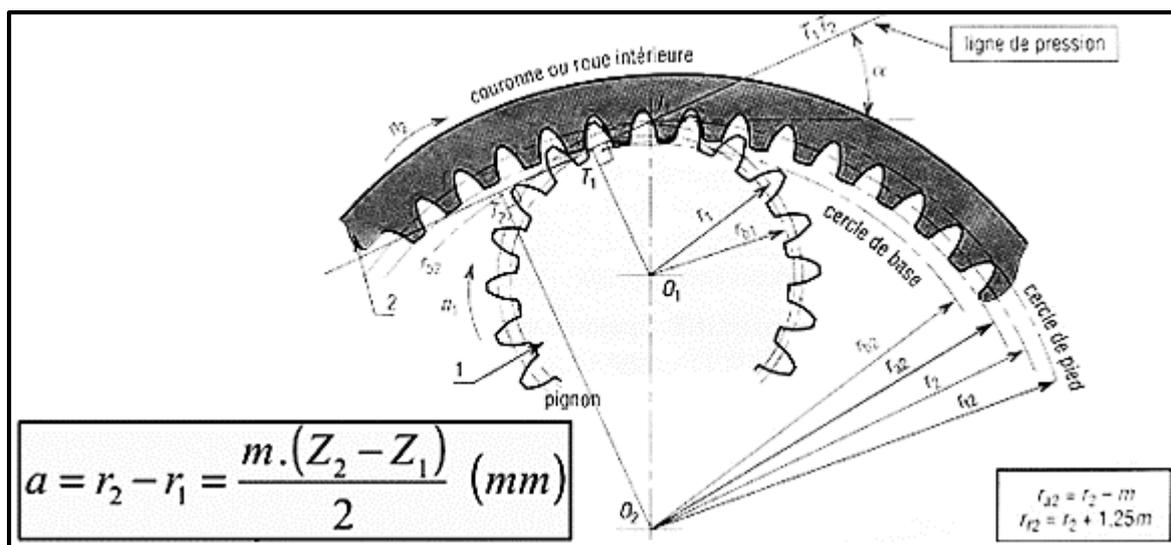


Figure III.8 Caractéristiques des d'engrenage intérieur

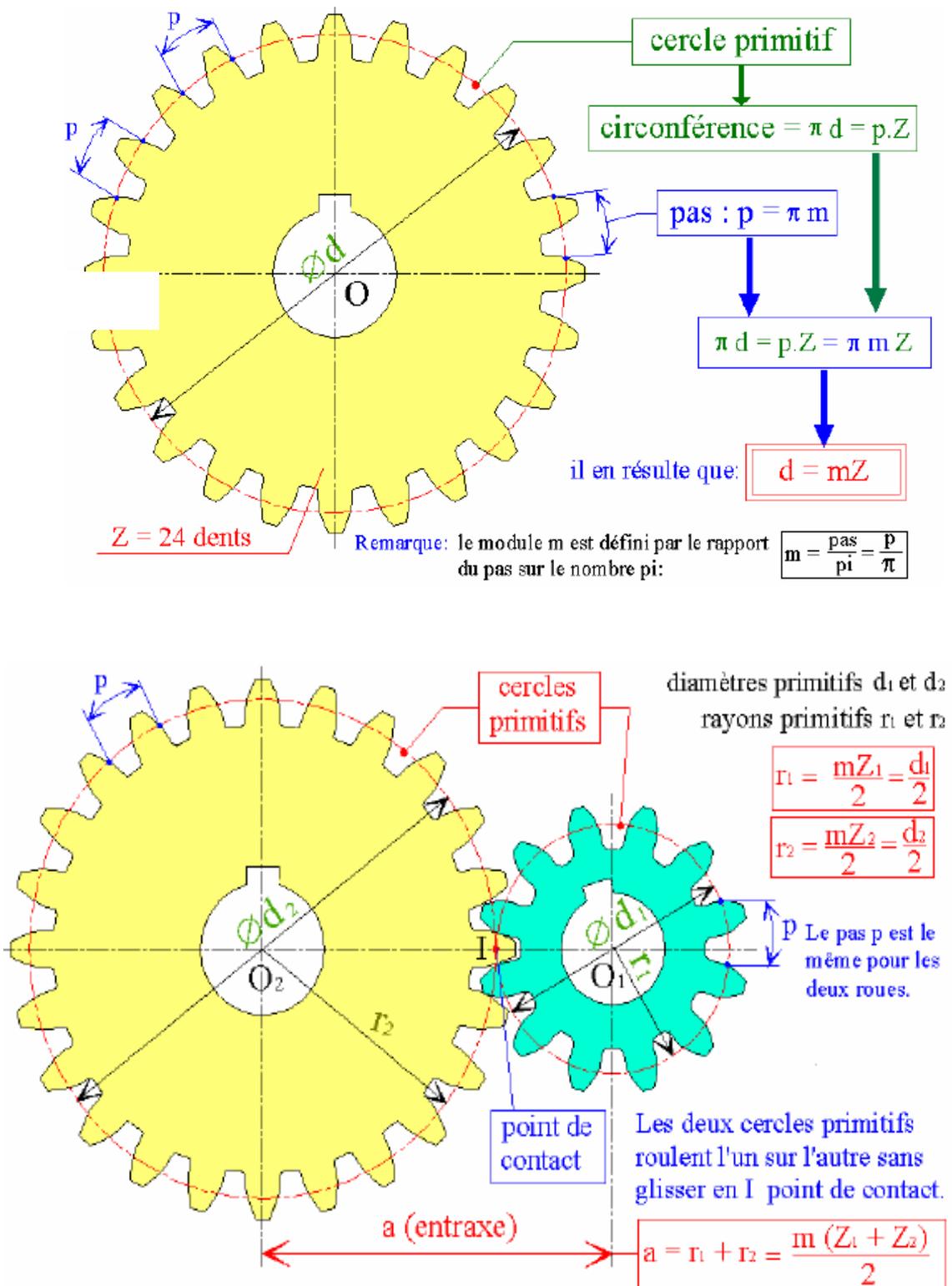


Figure III.9 Caractéristiques des engrenages cylindriques

III.7.3 Dimensions normalisées

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées :

III.7.3.1 Module m

Choisi parmi les modules normalisés Tableau 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 III.1 Valeurs normalisée du module m

III.7.3.2 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

III.7.4 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 III.2 Caractéristiques des engrenages cylindriques à denture droite

III.8 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.

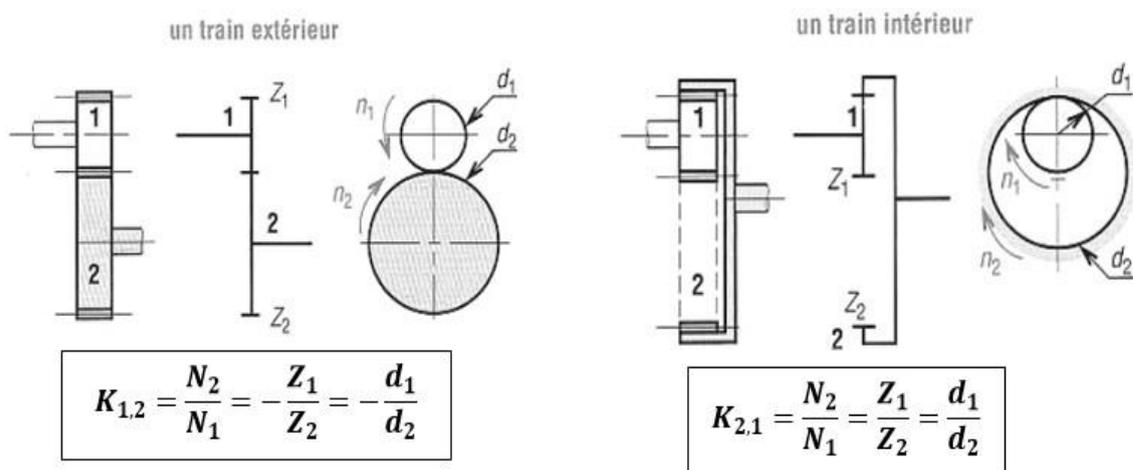


Figure III.10 Train d'engrenage simple

III.8.1 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.

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

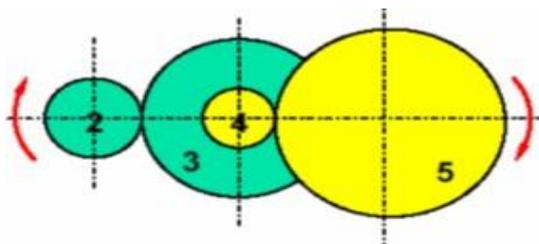


Figure III.11 Train simple à deux engrenages

III.8.2 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.

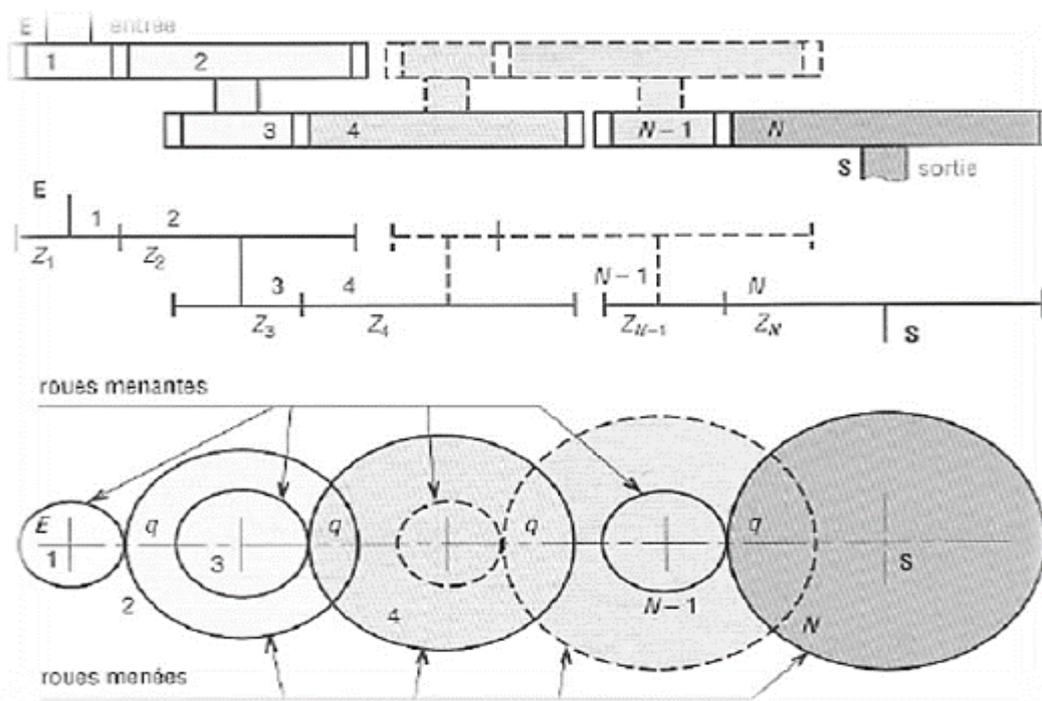


Figure III.12 Train à 'n' engrenages

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

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

$$K_{\frac{S}{E}} = \frac{N_S}{N_E} = (-1)^y \frac{z_1 z_2 \dots z_{N-1}}{z_2 z_4 \dots z_N} = K_{\frac{2}{1}} K_{\frac{4}{3}} \dots K_{\frac{N}{N-1}}$$

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.

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

III.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 chaîne 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)

III.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
$$\eta_{\text{glob}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_n$$

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

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

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

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

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

On prend en considération les trois relations précédentes, nous obtenons

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

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

III.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

III.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.

III.10.1.1 Calcul du module m

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

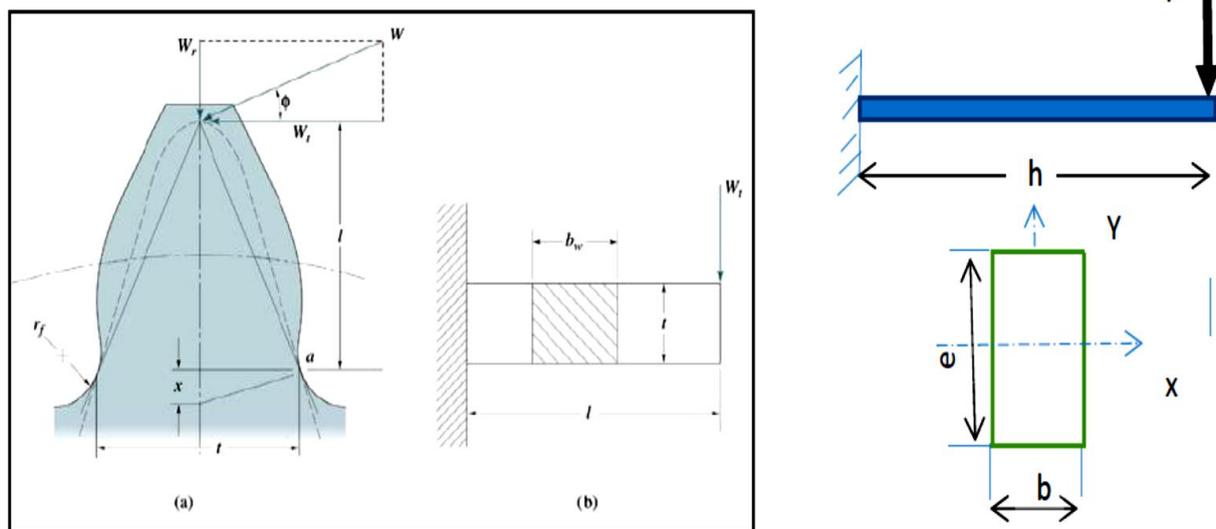


Figure III.13 Une dent soumise à un effort tangentielle

D'après la condition de la résistance

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

Contrainte pratique en extension du matériau

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

J : Moment d'inertie

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

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

T : effort tangentielle

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

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

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

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

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

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)

III.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

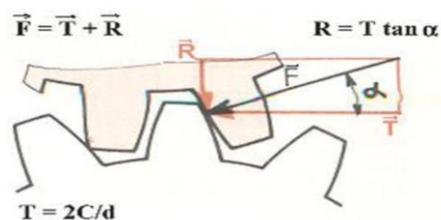


Figure III.14 les efforts appliqués sur une dent

III.11 Matériaux utilisés

Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions.

- Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés.
- Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés.
- Matières plastiques : Nylon, Téflon

Applications

Exercice1

Soit à transmettre une puissance de 6 KW la valeur de l'entraxe $a = 225$ mm, la vitesse de rotation soit $N_1 = 960$ tr/mn, $N_2 = 120$ tr/mn avec $K = 10$. la matière de l'engrenage A75, le rendement $\eta = 0,95$, la contrainte admissible $\sigma_{pe} = 90$ N/mm²

tableau: Contrainte admissible pour le calcul du diamètre de l'arbre.

Matériaux	Vitesse circonférentielle en m/s		
	1	6	12
Fonte grise	4	3	2
Fonte alliée	5	4	3
Acier forgé A75	12	9	6
Acier 30NC 11 forgé et traité	18	13	9
Acier 30ND16 forgé et traité	25	18	12
Bronze phosphoreux	6	4	2

Solution :

- La puissance de calcul est donnée par

$$P' = \frac{P}{\eta} = \frac{6}{0,95} = 6,25 \text{ Kw}$$

- Les diamètres d_1 et d_2

$$d_1 = \frac{2a}{N_1 + N_2} N_2 = \frac{2 \cdot 225}{960 + 120} 120 = 50 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2a}{N_1 + N_2} N_1 = \frac{2 \cdot 225}{960 + 120} 960 = 400 \text{ mm}$$

- Le module m

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{60,625 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 960 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 10,90}} = 3,89 \approx 4 \text{ (Normalisé)}$$

- Le nombre de dents

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{50}{4} = 12,5 \quad \text{soit} \quad Z_1 = 13 \text{ dents}$$

$$N_1 Z_1 = Z_2 N_2 \Rightarrow Z_2 = Z_1 \frac{N_1}{N_2} = 13 \cdot \frac{960}{120} = 104 \text{ dents}$$

- Supposant que l'on puisse modifier l'entraxe alors

$$a = \frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{13 + 104}{2} = 243 \text{ mm}$$

$$d_1 = mZ_1 = 4 \cdot 13 = 52 \text{ mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 4 \cdot 104 = 416 \text{ mm}$$

- Vérification de la contrainte normale

$$\sigma_{pe} = \frac{5,47 \cdot 60 \cdot 6,25 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 960 \cdot 52 \cdot 10 \cdot 4^2} = 8,216 \text{ dan/mm}^2$$

Vérification de la contrainte normale = $\omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 960 \cdot 52 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2} = 2,6 \text{ m/S}$

Après le tableau suivant la contrainte comprise entre (9 et 12) dan/mm^2 , donc c'est correct.

Exercice2

Pour le train d'engrenage schématisé ci-dessous calculer :

- Le rapport de transmission du train d'engrenage (arbre 1 et arbre 2) Le rendement global
- La puissance de récepteur ainsi le couple résistant

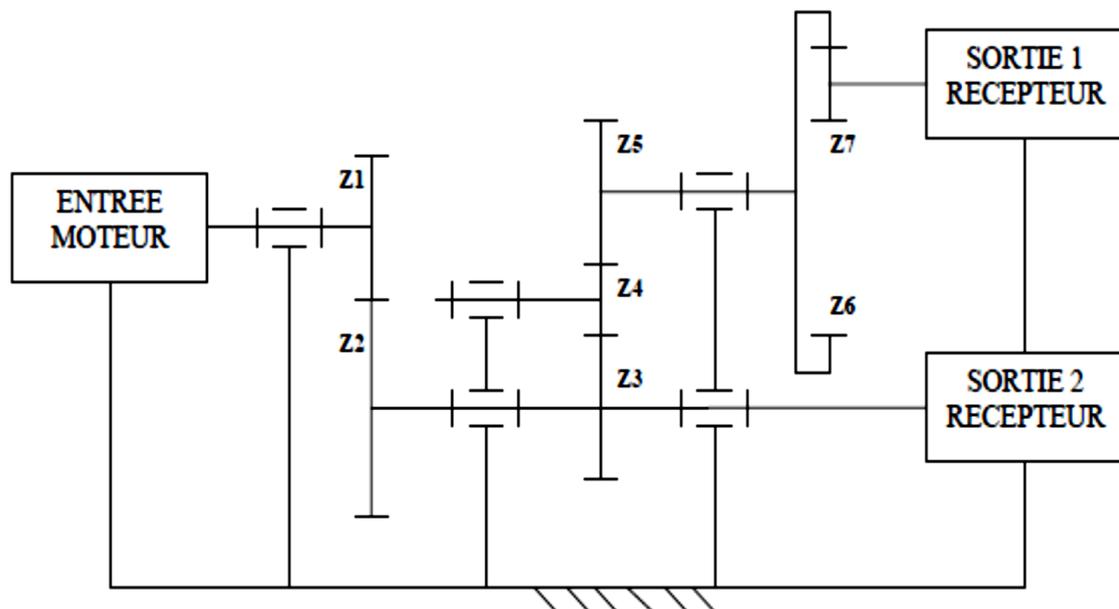


Figure III.14 Train d'engrenage

Données :

- Le nombre de tours $N = 1500 \text{ tr/min}$
- La puissance du moteur = 3200 W

Engrenage	Pignon	Roue	rendement
1-2	1 (Z1=30)	2 (Z2=40)	$\eta_{12} = 0.9905$
3-4	4 (Z4=18)	3 (Z3=28)	$\eta_{34} = 0.985$
4-5	4	5 (Z5=32)	$\eta_{45} = 0.986$
6-7	7 (Z7=19)	6 (Z6=122)	$\eta_{67} = 0.992$

Solution

La chaîne cinématique est constituée de 4 engrenages et pour chaque engrenage il faudra identifier :

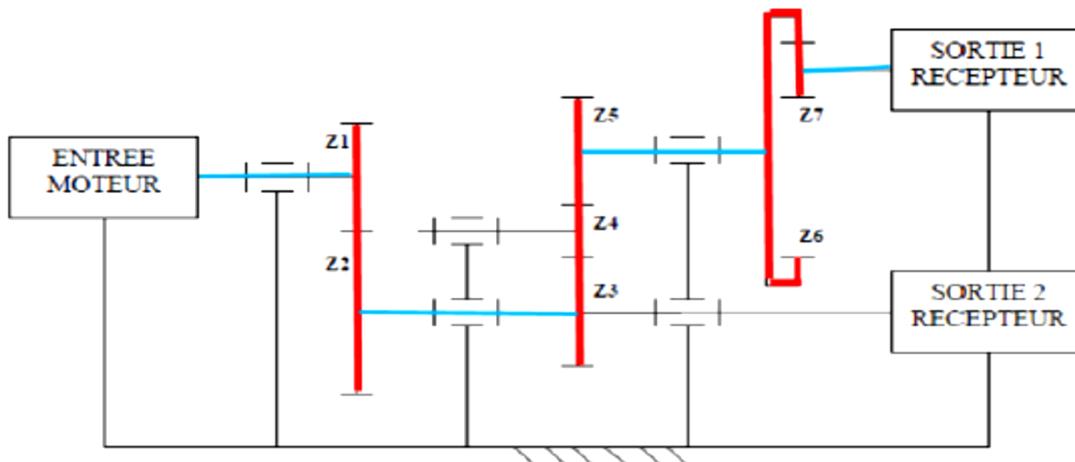
- L'élément **Menant** ou moteur (qui provoque le mouvement de rotation).
- L'élément **Mené** (qui reçoit son mouvement de rotation de l'élément moteur)

Pour l'exemple ci-dessus on a :

1) la chaîne cinématique entre le moteur et la sortie 1:

On appelle chaîne cinématique, la chaîne de transmission de mouvement partant du moteur et allant jusqu'au récepteur.

Traçons le chemin que parcourt le mouvement



Le rapport de transmission :

Le rapport de transmission d'un train d'engrenage est donné par la relation (1) :

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

- Le train comporte « 3 engrenages extérieurs » alors « Y = 3 ».
- les éléments menants sont les pièces 1, 3, 4, 6
- Comme les éléments menés sont les pièces 2, 4, 5, 7

Donc, Le rapport de transmission est le suivant :

$$K_{\frac{S}{E}} = \frac{\omega_{\text{sortie 1}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{N_{\text{sortie 1}}}{N_{\text{entrée}}} = (-1)^3 \cdot \frac{Z_1 Z_3 Z_4 Z_6}{Z_2 Z_4 Z_5 Z_7}$$

Nous constatons que le pignon « 4 » est à la fois **menant** et **mené**, sa présence ne modifie pas le rapport de transmission « K » en valeur absolue mais seulement son signe, c'est à dire le sens de rotation de l'arbre de sortie. Cette roue appelé roue **folle**.

En effet, la présence du pignon « 4 » implique que « y = 3 » c-à-dire sens de rotation inversé.

Alors que l'absence du pignon « 4 » implique que « y = 2 » c-à-dire même sens de rotation.

Pour là l'application numérique.

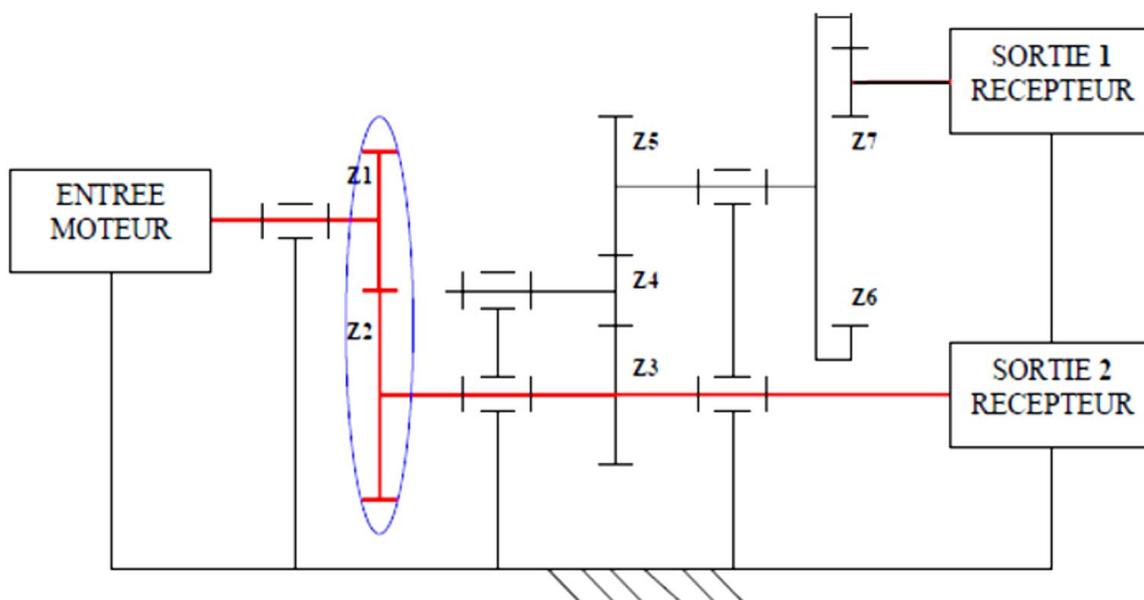
$$K_{\frac{S}{E}} = (-1)^3 \cdot \frac{30 \cdot 28 \cdot 12}{40 \cdot 32 \cdot 19} \approx -4.1238$$

- Un rapport de transmission est toujours donne en valeur exacte sous forme de fraction
- Le signe (-) indique que l'arbre de sortie tourne dans le sens opposé

$$\frac{N_{\text{sortie 1}}}{N_{\text{entrée}}} = \frac{\omega_{\text{sortie 1}}}{1500} = \frac{1281}{304} \rightarrow \omega_{\text{sortie 1}} \approx 6320,7 \frac{\text{trs}}{\text{min}}$$

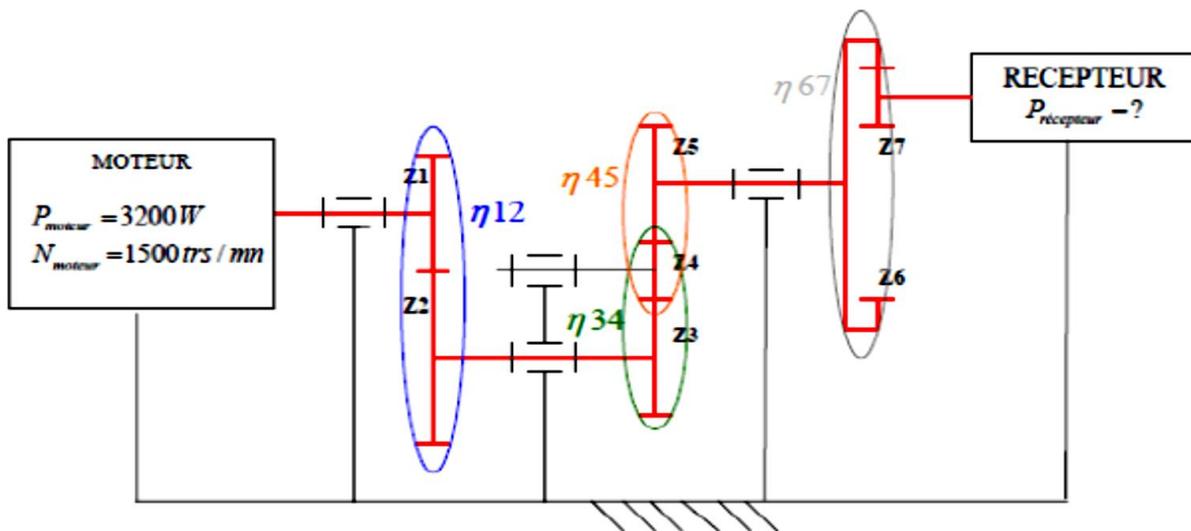
- La chaîne cinématique entre le moteur et la sortie 2

La chaîne cinématique est constituée d'un seul engrenage.



$$K_{\frac{S}{E}} = (-1)^1 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{30}{40} = -\frac{3}{4} \approx -0.75$$

$$\frac{N_{\text{sortie}2}}{N_{\text{entrée}}} = \frac{N_{\text{sortie}2}}{1500} = \frac{3}{4} \rightarrow N_{\text{sortie}2} \approx 1125 \frac{\text{trs}}{\text{min}}$$



Donc : $\eta_{glob} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{45} \cdot \eta_{67}$

$$\eta_{glob} = 0,9905 \cdot 0,985 \cdot 0,986 \cdot 0,992 = 0,954 \approx 95,4\%$$

- **Calcul de la puissance du récepteur**

Puisque le rendement global de la chaîne cinématique est inférieur à 100%, Alors :

$$P_{\text{récepteur}} = \eta_{global} \cdot P_{\text{moteur}}$$

$$P_{\text{récepteur}} = 0,954 \cdot 3200 = 3052,8 \text{ W}$$

Donc la puissance perdue sous forme de chaleur est 447,2 W

- **Calcul du couple moteur**

$$C_{\text{moteur}} = \frac{P_{\text{moteur}}}{\omega_{\text{moteur}}} \quad \text{avec} \quad \omega_{\text{moteur}} = \frac{\pi \cdot N_{\text{moteur}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157,08 \frac{\text{rd}}{\text{s}}$$

$$D'o\grave{u} : C_{moteur} = \frac{3200}{157,08} = 20,37 N.m$$

- **Calcul du couple résistant**

A partir de la relation du rapport de transmission en tire C résistant

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

$$C_{résistant} = \eta_{global} \frac{C_{moteur}}{K_{\frac{S}{E}}} = \frac{0,954 \cdot 20,27 \cdot 1281}{304} = 4,61 N.m$$

Vérification de la valeur de la puissance de sortie

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

La fréquence de sortie est :

$$\omega_{sortie} = \frac{\pi \cdot N_{sortie}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6320,7}{30} = 661,9 \frac{rd}{s}$$

$$D'o\grave{u} : P_{récepteur} = 4,61 \cdot 661,9 = 3052,8 W$$

D'après les résultats trouvés, on peut conclure qu'une réduction de la fréquence de rotation à la sortie du train d'engrenage entraîne une augmentation proportionnelle du couple de sortie disponible (et inversement). Donc un réducteur de vitesse est aussi un multiplicateur de couple.

III.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.

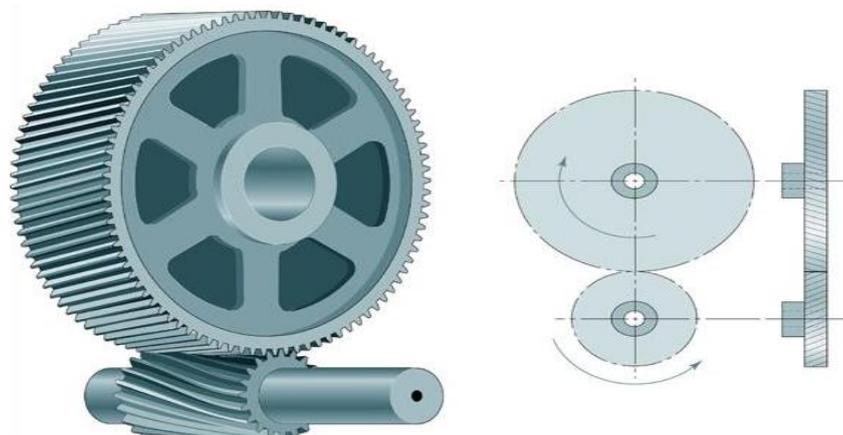


Figure III.15 Engrenage Hélicoïdale

III.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).

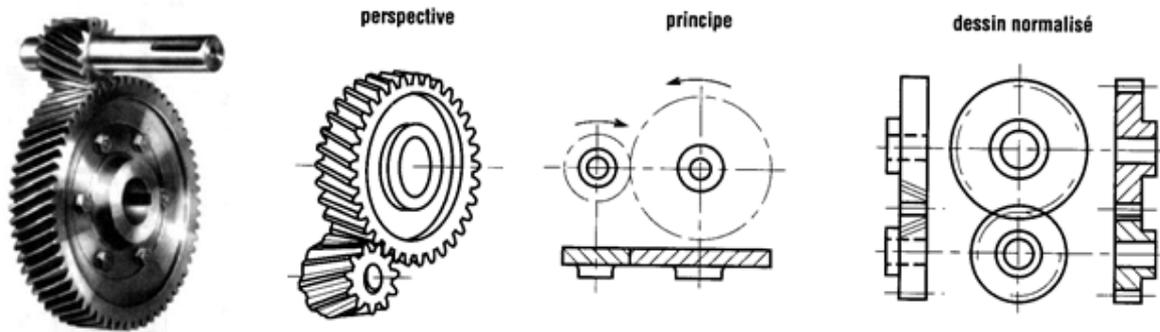


Figure III.16 Engrenage Hélicoïdale

III.12.2 Avantages et inconvénients

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

III.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 **mn**, (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 **Pn** et pas tangentiel **Pt** permet de définir un module tangentiel (ou apparent) **mt** (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.

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

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

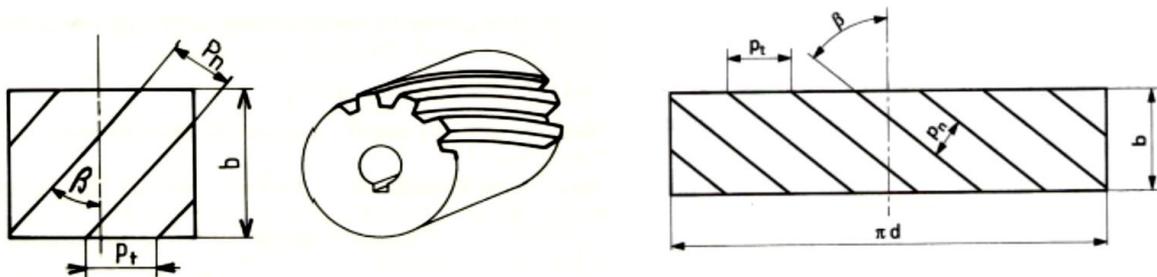


Figure III.17 Développée d'une roue à denture hélicoïdale

III.12.5 Calcul du module

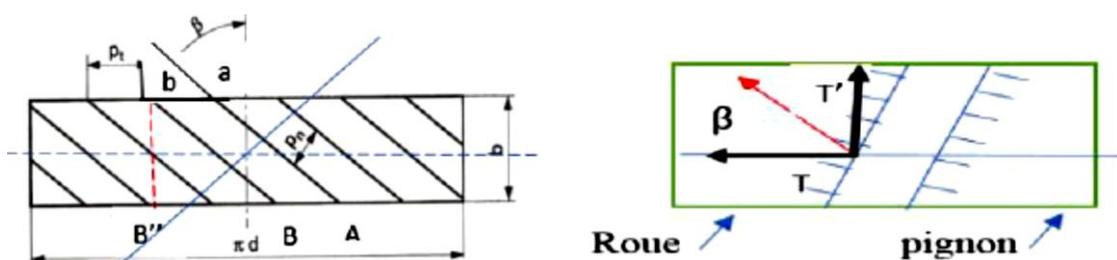
$$\cos\beta = \frac{T}{T'} \Rightarrow T' = \frac{T}{\cos\beta}$$

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

Pr (plan réel) = Pn (plan normal)

Pa (plan apparent) = Pt (plan de travail)

$$\pi m_r = \pi m_a \cos\beta \Rightarrow m_r = m_a \cos\beta \Rightarrow m_a = \frac{m_r}{\cos\beta}, \quad (m_a > m_r)$$

Pour satisfaire la continuité d'engrènement, il faut que :

$$BB' \geq AB \text{ Avec } BB'' = b \operatorname{tg}\beta$$

$$\text{D'où : } b \operatorname{tg}\beta \geq \pi m_a = \frac{\pi m_r}{\cos\beta}$$

$$b > \frac{\pi m_r}{\sin\beta} = K m_r$$

$$\text{avec } K = \frac{\pi}{\sin\beta}$$

III.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 III.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.

III.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 :

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

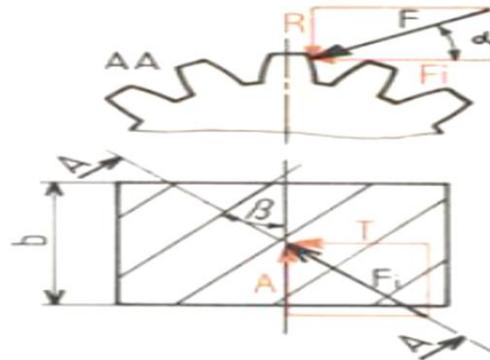


Figure III.17 Efforts appliqués sur la roue dentée

III.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.

III.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 . 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 III.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 III.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 III.17 (c).

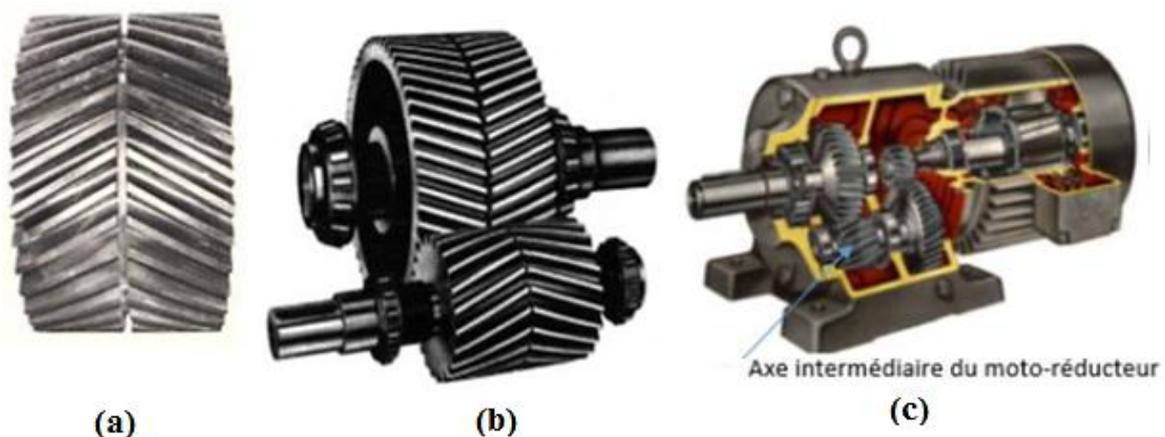


Figure III.17 (a) Roues à chevrons, (b) Roues à dentures inversées accolées et (c) Inclinaison des dentures

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 $\mathbf{K} = 8$

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

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

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

$m_r \geq 4,52$ D'après le tableau on choisit $m_r=5$ (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 :

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

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

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

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

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

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.

III.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.

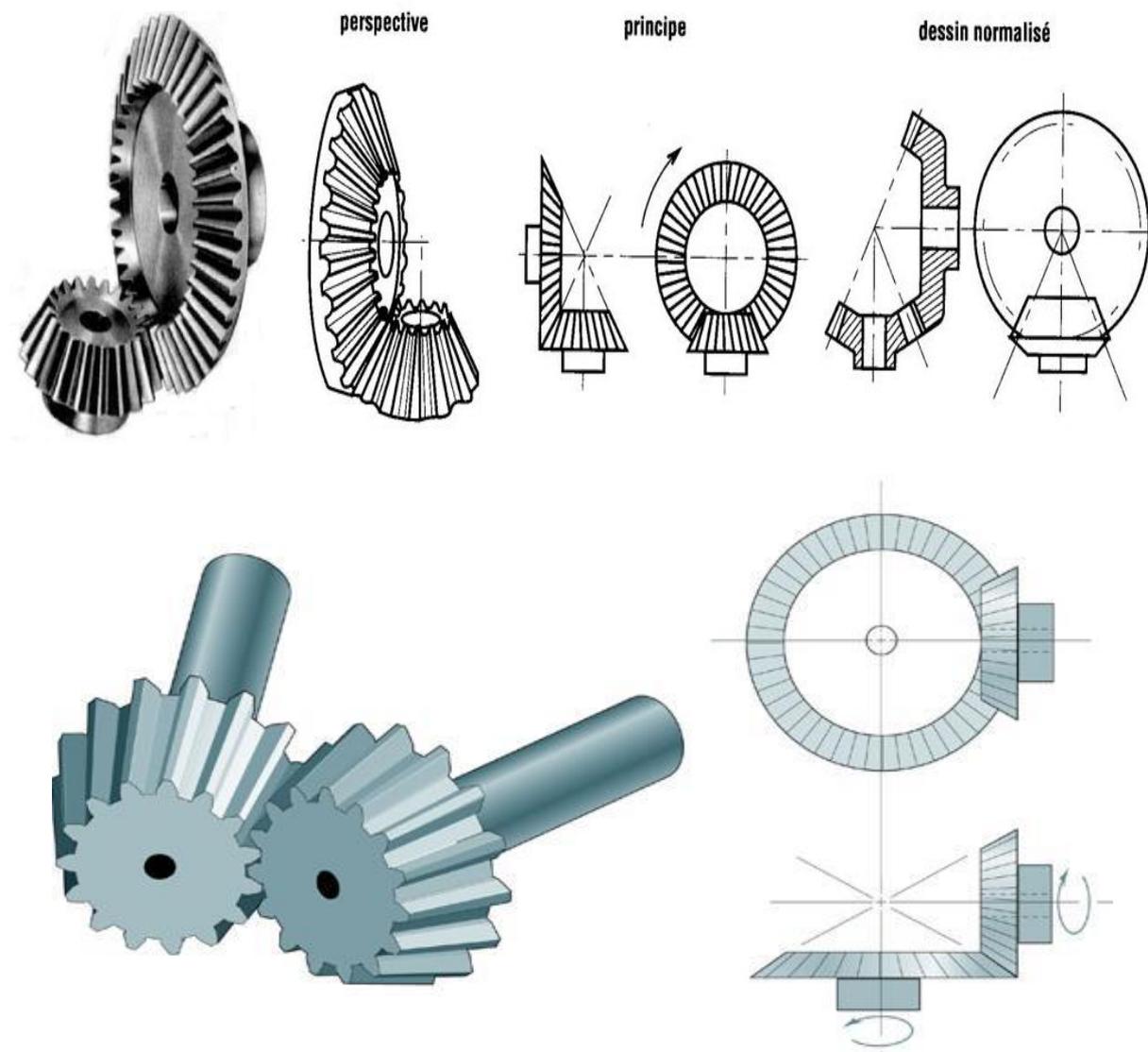


Figure III.18 les Engrenages Coniques

III.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.

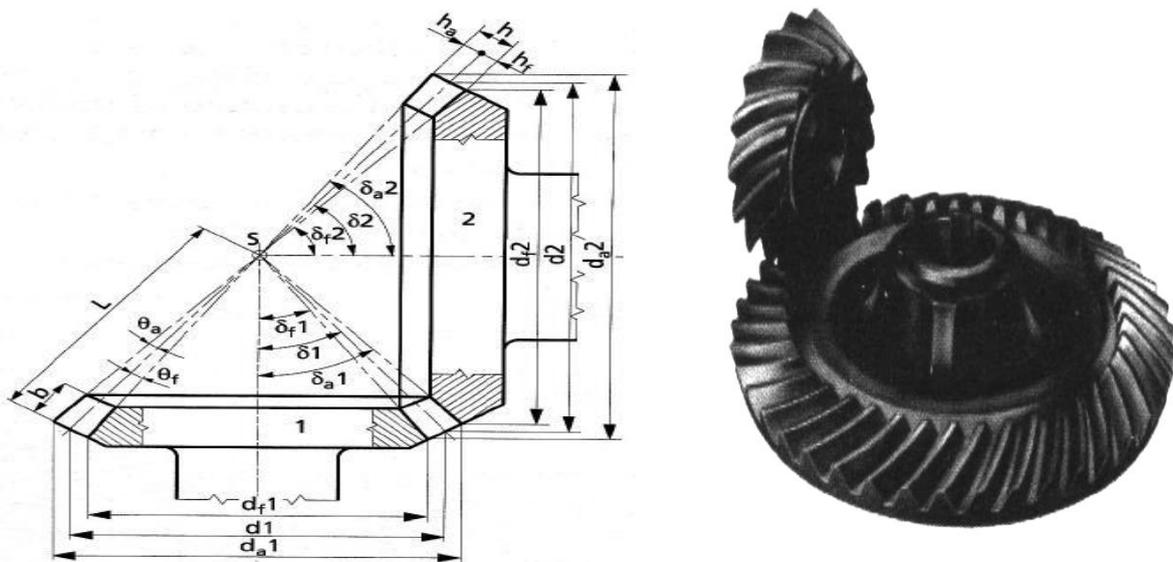


Figure III.19 Les éléments d'un engrenage Coniques

- **Diamètre primitif** d : diamètre du cercle intersection du cône primitif et du cône complémentaire (cercle primitif).
- **Diamètre de tête** da : diamètre du cercle intersection du cône de tête et du cône complémentaire (cercle de tête).
- **Diamètre de pied** df : 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** ha : distance entre le cercle primitif et le cercle de tête mesurée suivant une génératrice du cône complémentaire.
- **Creux** hf : 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.

III.13.3 Rapport de transmission

III.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 :

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

III.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 $T = \frac{60 P}{\pi d_{m1} N_1} \left(\frac{60 P}{\pi d_{m2} N_2} \right)$

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

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

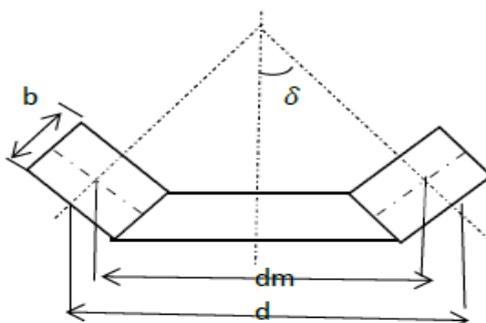


Figure III.19 Calcul du module m

III.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_r	$d_{r1} = d_1 - 2,5m \cos \delta_1$
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_r	$\delta_{r1} = \delta_1 - \theta_f$

Tableau III.4 Caractéristiques des engrenages cylindriques à denture coniques

III.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 :

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

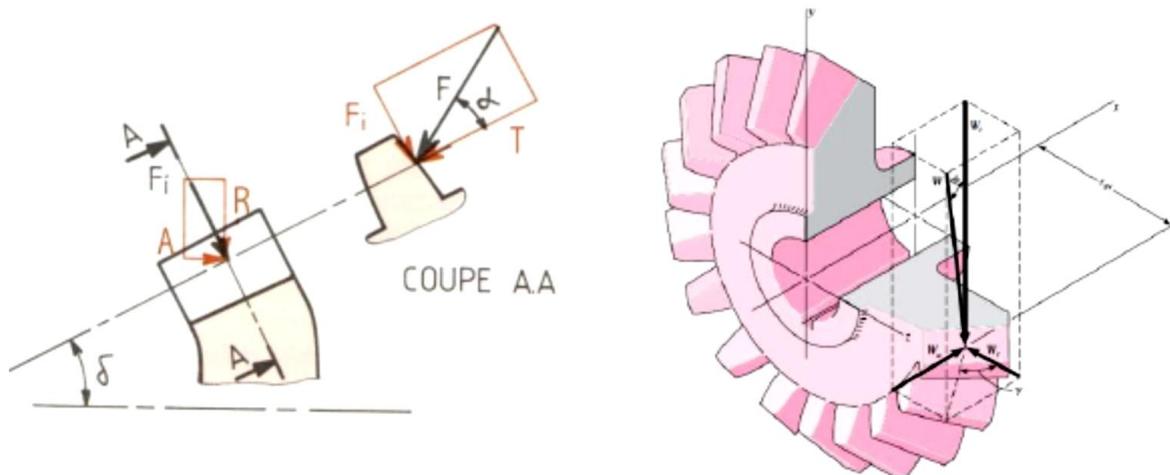


Figure III.20 Les efforts appliqués sur la dent

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

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

Donc
$$C_m = \frac{30P}{\pi N_1} = \frac{30 \cdot 1,5 \cdot 1000}{\pi 400} = 35,81 \text{ N.m}$$

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

$$Mm \geq \sqrt[3]{\frac{10,9435,81 \cdot 10^3}{5 \cdot 140 \cdot 23}} = 2,89$$

- 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

$$d_1^* = d_{m1} + 2\left(\frac{b}{2} \sin \delta_1\right) \quad \text{Avec : } d_{m1} = M_m \cdot Z_1 = 2,89 \cdot 23 = 66,47 \text{ mm}$$

Largeur de la dent $b = K \cdot Mm = 5 \cdot 2,89 = 14,45$ 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

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

D'après le tableau du module normalisé $d_2 = M \cdot Z_2 = 3,25 \cdot 37 = 120,25 \text{ mm}$

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

$$\frac{245}{400} \leq K_{12} \leq \frac{255}{400} \Rightarrow 0,612 \leq K_{12} \leq 0,637'$$

III.14 Engrenages à roues et vis sans fin

C'est un engrenage hélicoïdal dont les axes sont orthogonaux et non concourants (Figure III.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 III.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

III.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.

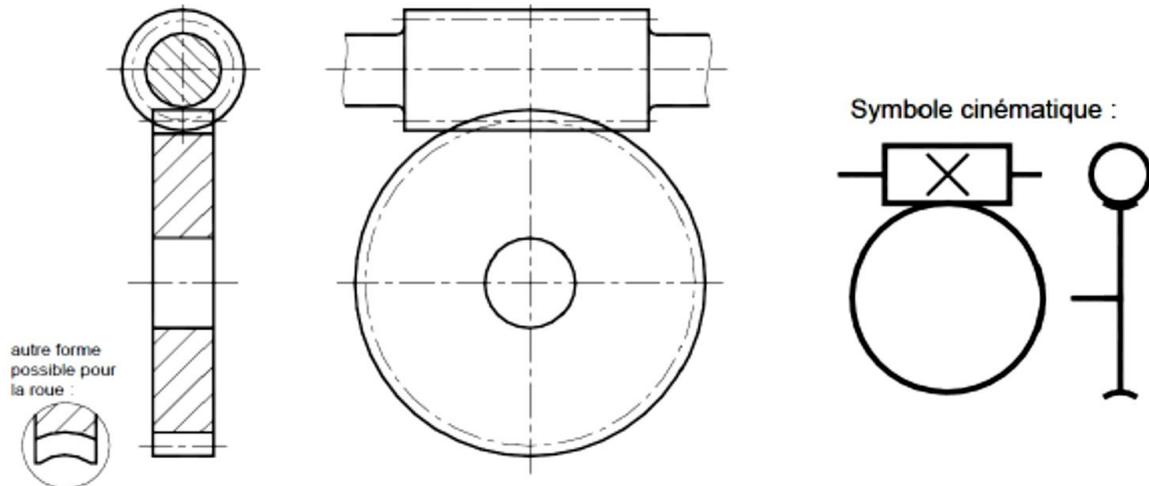


Figure III.22 Présentation et schéma cinématique de la roue Vis sans fin

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.

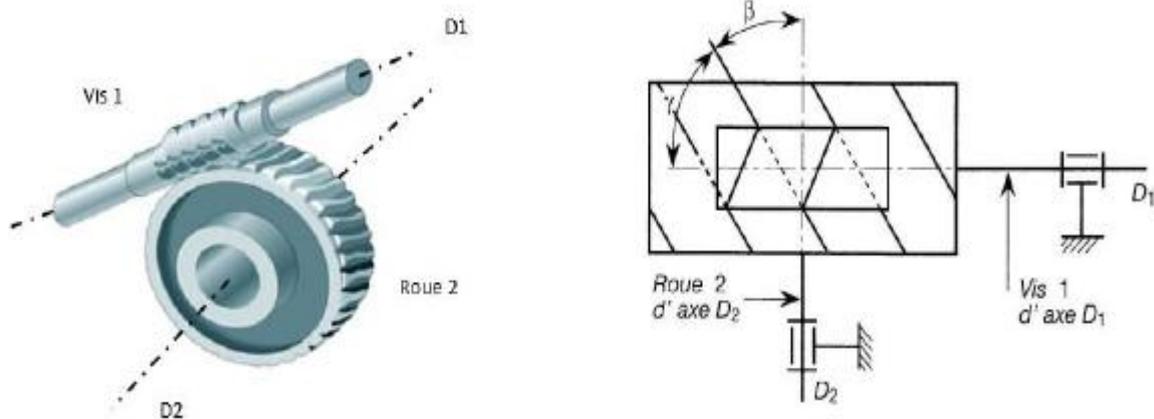


Figure III.23 Les axes D_1 et D_2 sont orthogonaux.

III.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)

III.14.5 Caractéristiques dimensionnelles

III.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.

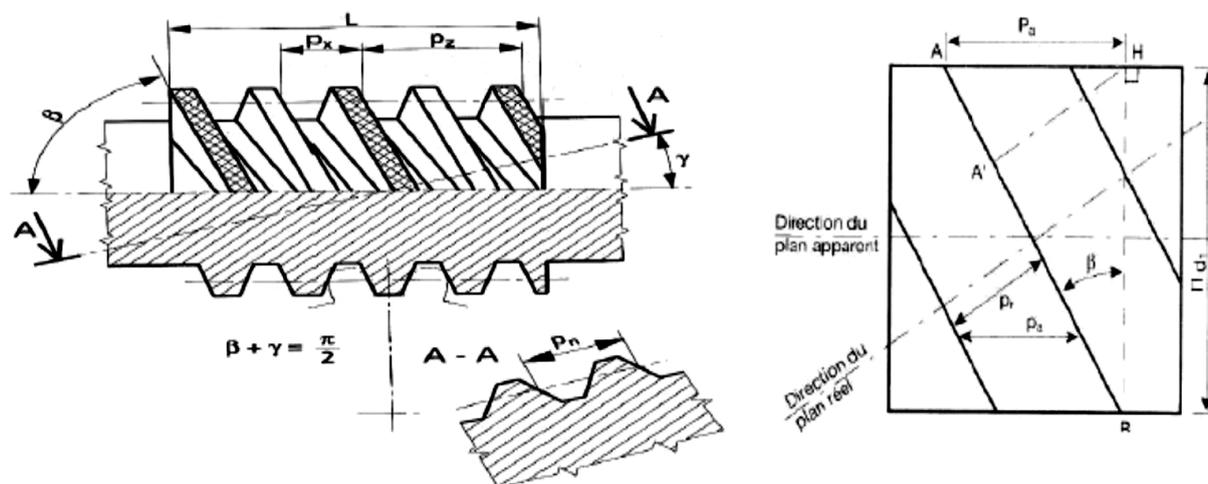


Figure III.24 Caractéristiques dimensionnelles de la vis.

III.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 III.5 Caractéristiques de la Roue et Vis sans fin

III.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

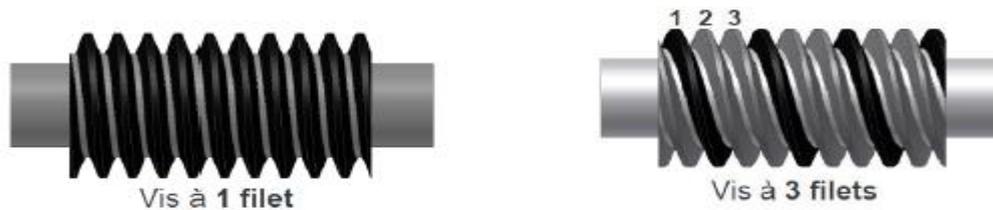


Figure III.25 Vis à 1 et 3 filets

III.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)

III.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)

III.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 $F_{rr} = -F_{rv}$

Le frottement dans le système roue et vis sans fin est très important, les relations ci-dessus ne prennent pas en compte ce frottement.

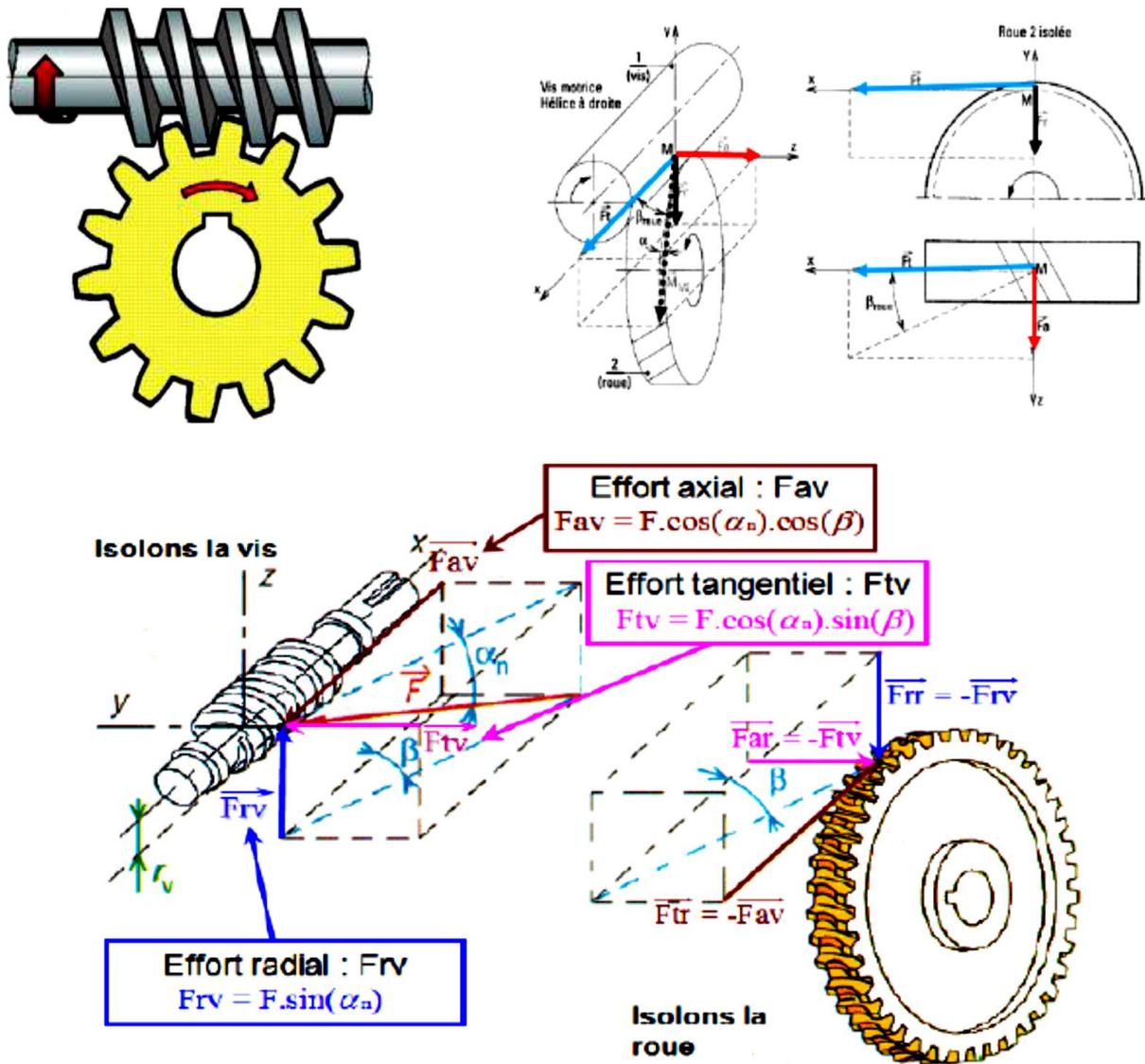


Figure III.25 Les efforts appliqués sur la roue et la vis

III.16 Les matériaux utilisés

Pour obtenir un rendement minimal lorsque l'effort à transmettre est important, il y a intérêt à faire

- la vis en acier trempé rectifié ou en acier nitruré bien poli ;
- la roue en bronze phosphoreux avec 10 à 12 % d'étain.

Pour autre combinaison de matériaux, le coefficient de frottement augmente et peut atteindre le double dans le cas d'acier sur acier. Le couple de matériaux (acier trempé – bronze phosphoreux) permet d'obtenir un coefficient de frottement dans des conditions optimales, soit

- f : est compris entre (0.01 et 0.03) si le filet est rectifié ;
- f : est compris entre (0.05 et 0.08) si le filet n'est pas rectifié.

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 nituré ; 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 est $Z_2 = n \frac{N_1}{N_2} \Rightarrow Z_2 = 2 \frac{N_1}{N_2} = 2 \frac{600}{30} = 40 \text{ dents}$

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

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

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

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

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

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 $D = 5,359 \cdot d \text{ (mm)} \quad (1)$

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

Le système donne $D = 421,32 \text{ mm}$ et $d = 78,63 \text{ mm}$

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 :

$$m_n \neq m_t \sin \delta \neq \frac{D \sin \delta}{Z_2}$$

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

$$\left\{ \begin{array}{l} D = \frac{400}{\sin \delta} \\ d = \frac{D \cdot \tan \delta}{20} \\ D + d = 500 \end{array} \right.$$

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**

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

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

La vitesse circonférentielle v est :

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

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.

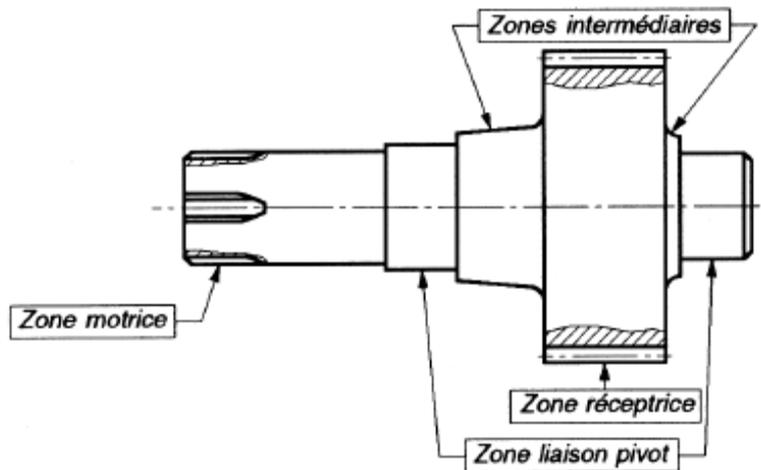


Figure IV.1 Zones caractéristiques d'un arbre

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)			
Chromé	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-chromé	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
Chromé-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 ($\phi \approx 50$) ; M : moyenne ($\phi \approx 100$) G : grosse ($\phi \approx 200$)

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 Ti18-10 (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 a 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).

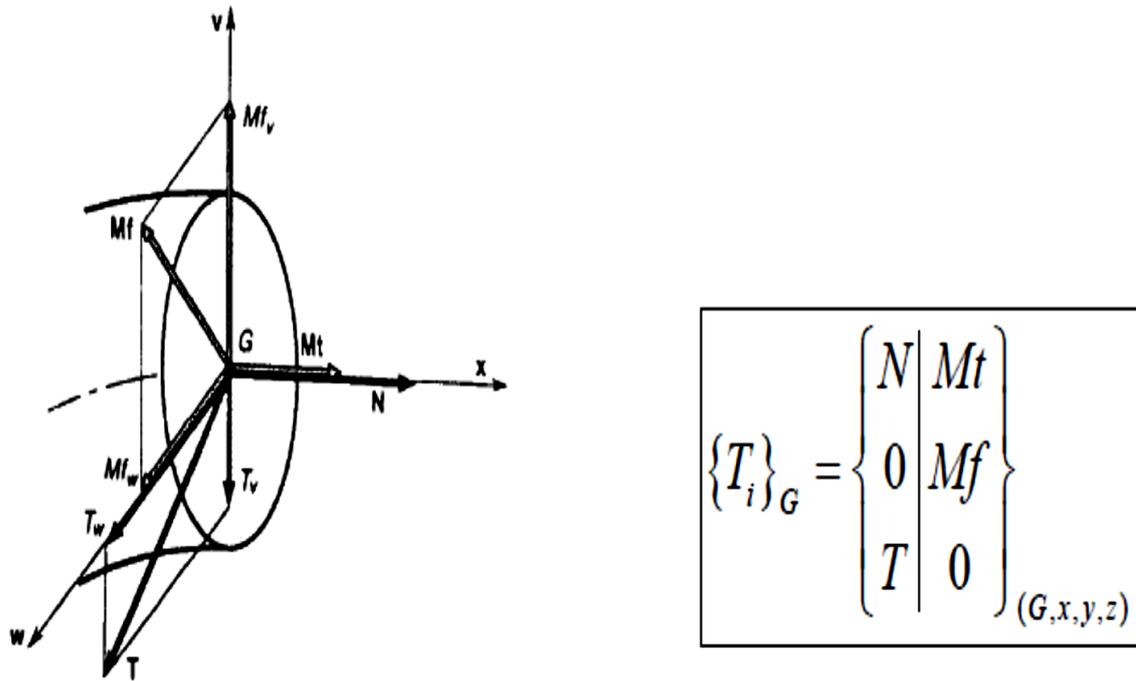


Figure IV.2 Représentation du torseur des efforts intérieurs

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.

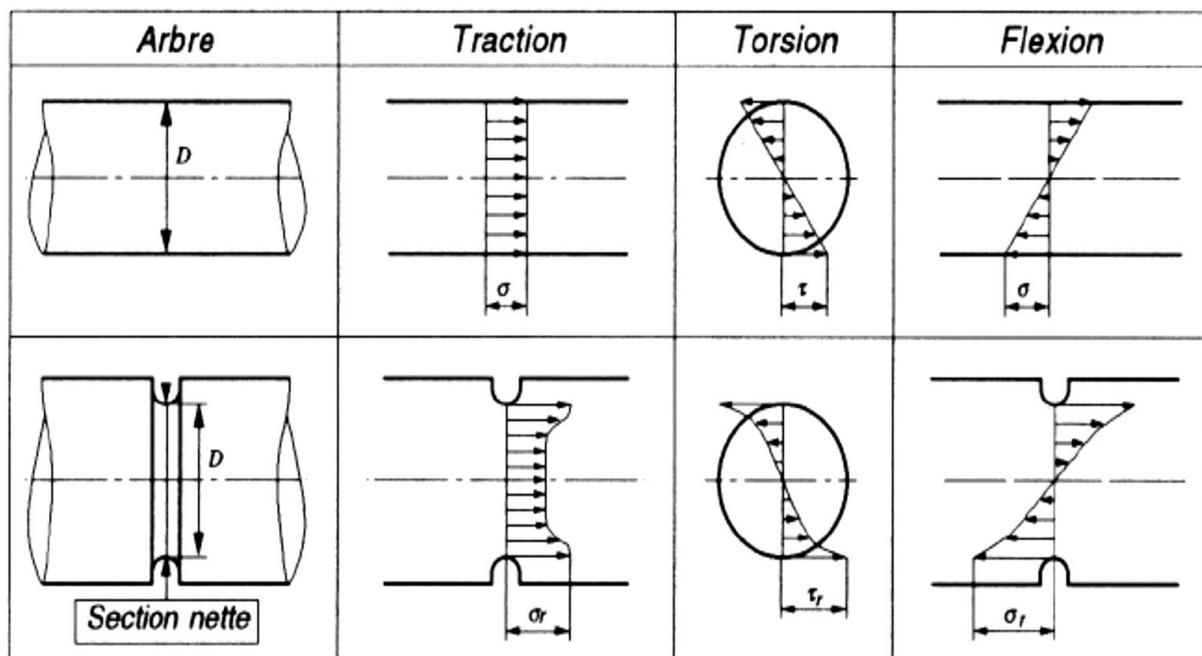
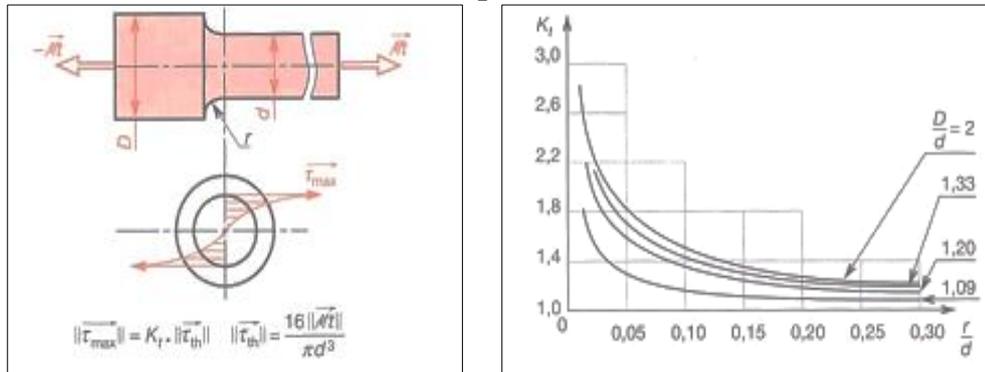


Figure IV.3 Représentation des contraintes réelles

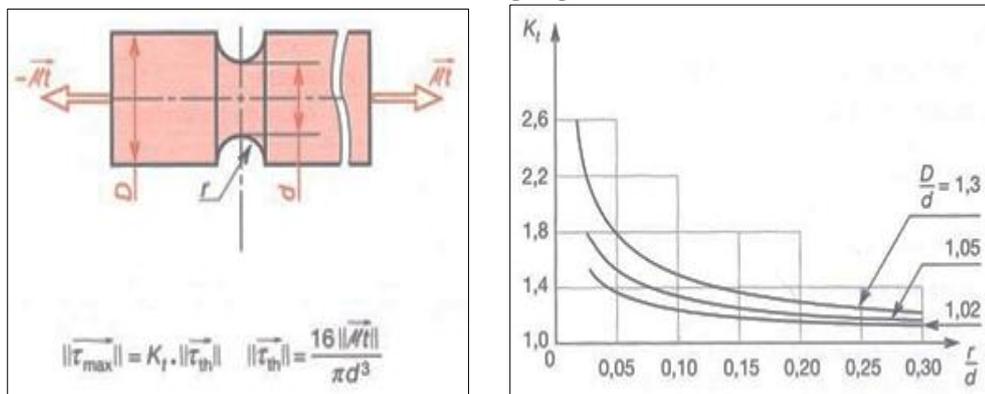
Le coefficient K_t ne dépend que du mode de sollicitation et de la géométrie de la discontinuité. On note K_{tt} , K_{tf} , K_{to} les coefficients d'entailles relatifs aux sollicitations de traction, flexion et

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

Arbre avec épaulement



Arbre avec gorge



Arbre avec trou de goupille

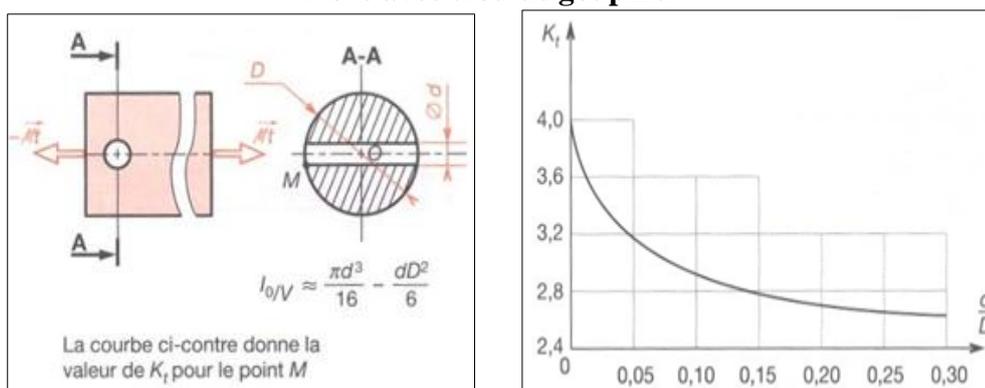


Figure IV.4 Coefficient K_{t0} dans le cas de torsion

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

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

Recherche du diamètre

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

Recherche de la déformation angulaire de cet arbre

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

V.1 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.

V.1.1 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.

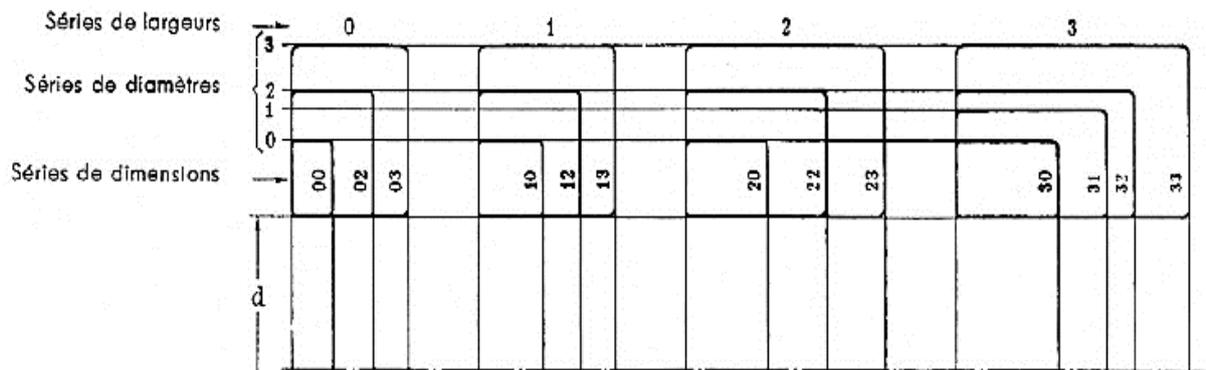


Figure V.1 Série de diamètres et série de largeurs selon ISO

V.1.2 Roulements à billes

V.1.2.1 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

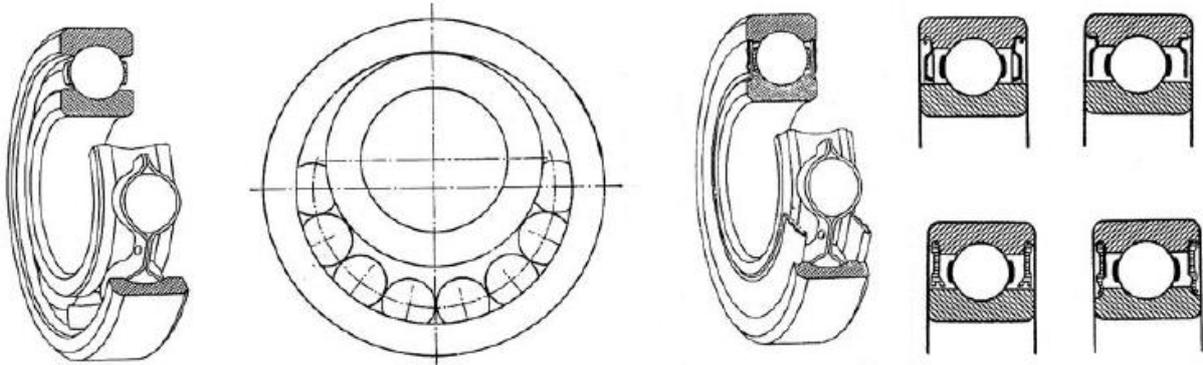


Figure V.2 Roulements à billes à une rangée

V.1.2.2 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

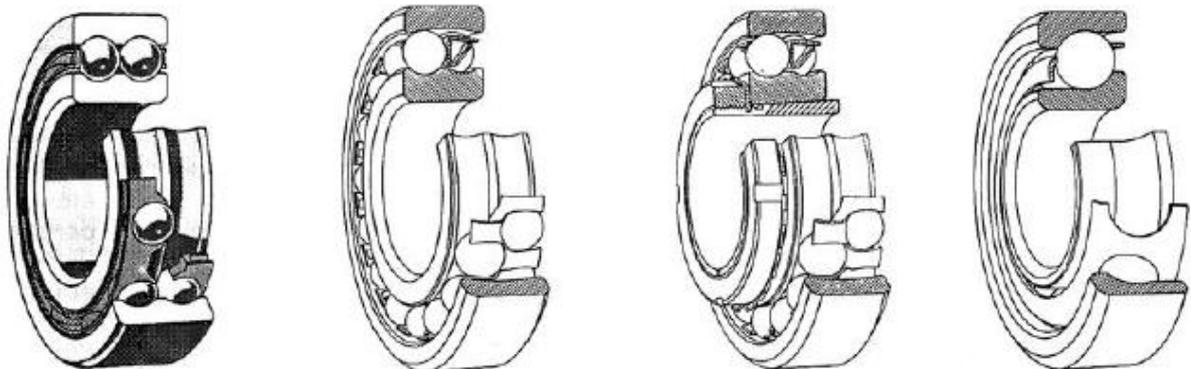


Figure V.3 Roulements à billes à deux rangées de billes

V.1.2.3 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.

V.1.2.4 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.

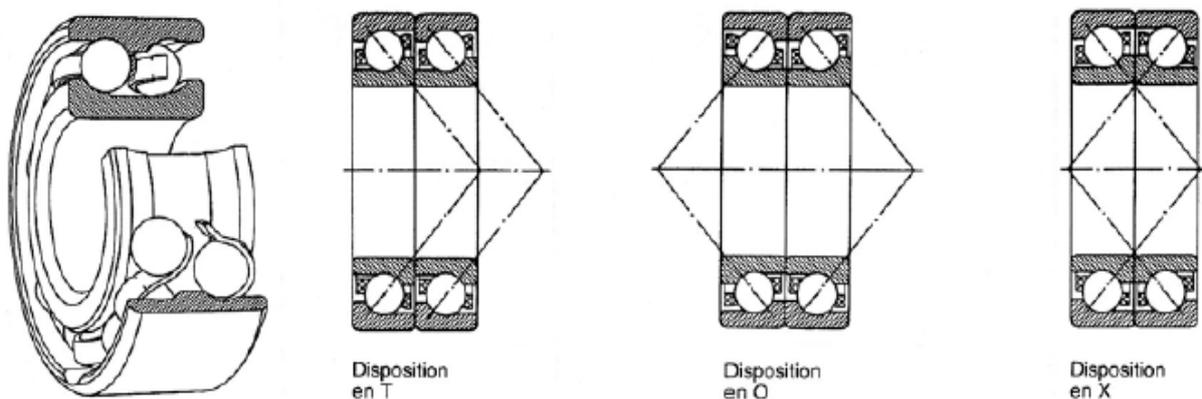


Figure V.4 Roulements à billes à contact obliques à deux rangées de billes

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

V.1.2.5 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.

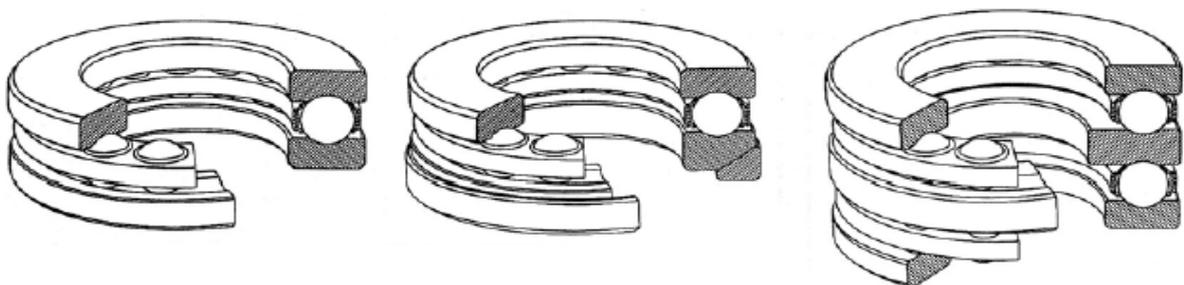


Figure V.5 Roulements à billes à simple effet à rondelle plane, à rondelle sphérique

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

V.1.2.6 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

V.1.2.7 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.

V.2 Les courroies

V.2.1 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.

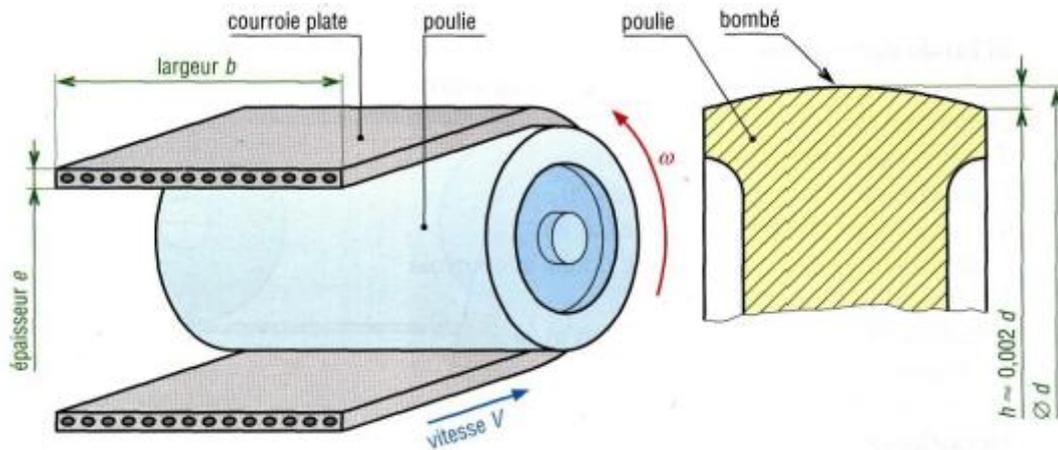


Figure V.6 Courroie plate

V.2.1.1 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).

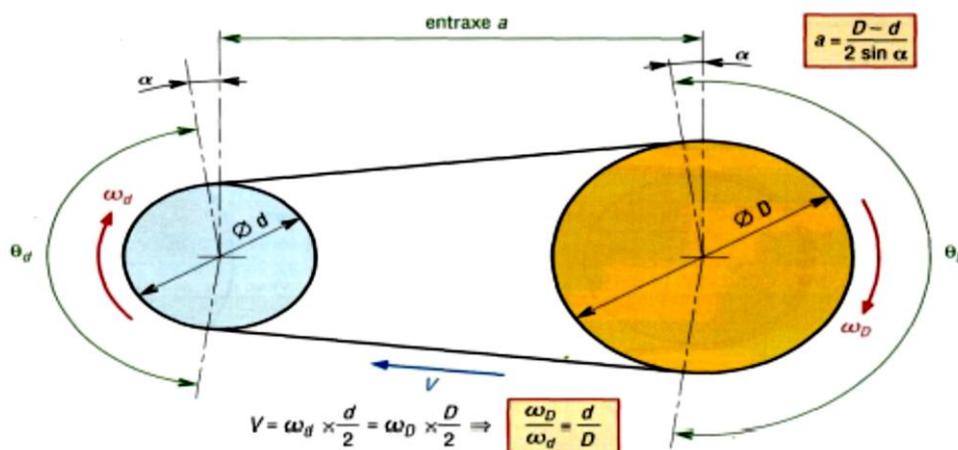


Figure V.7 Cinématique

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

V.2.1.2 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.

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

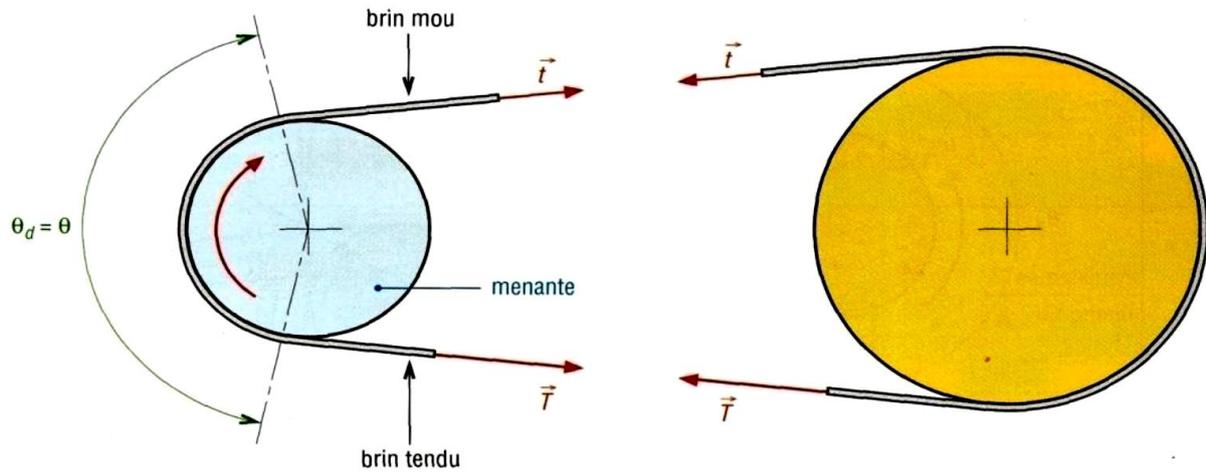


Figure V.8 Efforts de tension

V.2.1.3 Couples transmis

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

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

V.2.1.4 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 :

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

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

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

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

V.2.1.5 Puissances transmissibles

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

Puissance maximale transmissible (cas où $T_{\text{maxi}} = 2T_0$) :

$$P = (T_{\text{maxi}} - t_{\text{mini}}).V = (2T_0 - 0).V = 2T_0.V$$

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

- 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 $P_b = 2.K_p.K_v.T_0.V =$ 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
longueurs préférentielles	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	180	200	250	315	
	2800	3150	3550	4000	4500	5000	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000
matériaux	Caractéristiques indicatives des courroies plates et rondes													
polyamide (frottement $f = 0,5$ 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						

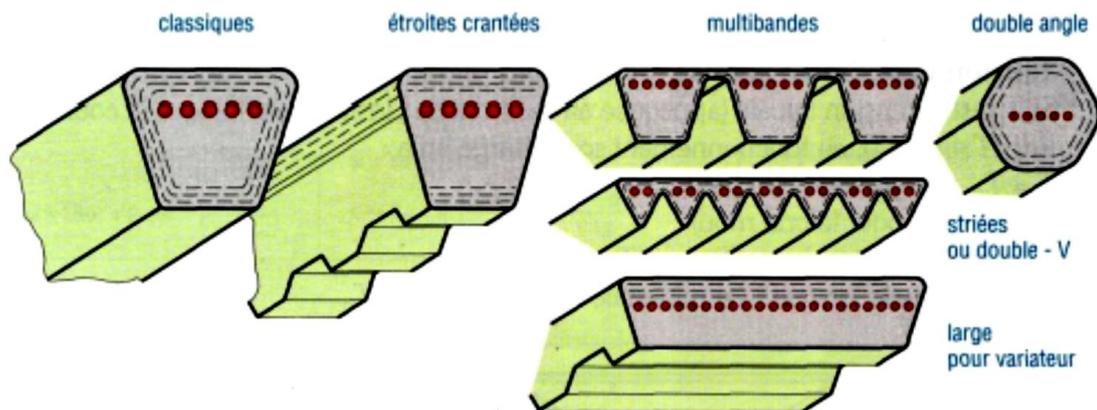


Figure V.9 Principales familles de courroies trapézoïdales

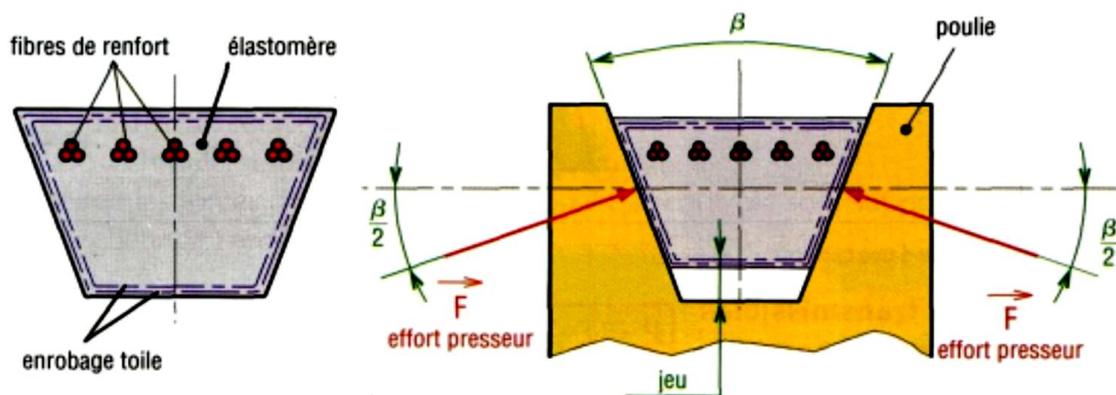


Figure V.10 Efforts presseurs exercées par la gorge d'une poulie sur une courroie trapézoïdale

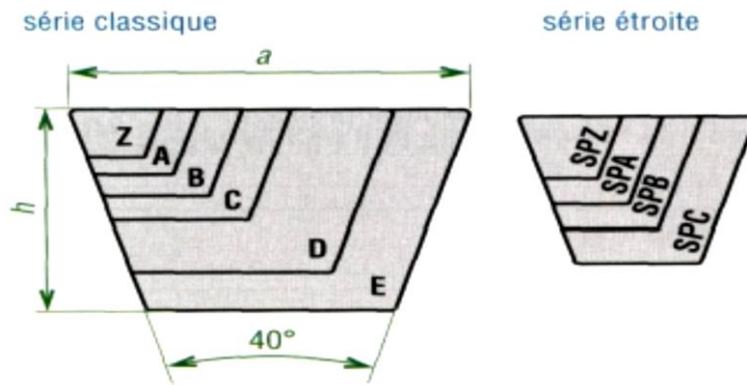


Figure V.11 Séries classiques et étroites

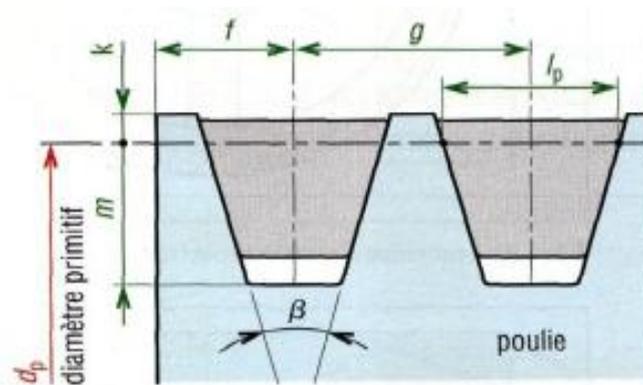


Figure V.12 Montage sur une poulie ($\beta = 32^\circ, 34^\circ, 36^\circ, 38^\circ$)

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 diminue 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
<i>a</i>	10	13	17	22	32	38	10	13	16	22
<i>h</i>	6	8	11	14	19	25	8	10	13	18
<i>l_p</i>	8,5	11	14	19	27	32	8,5	11	14	19
<i>f</i>	7	9	11,5	16	23	28	7	9	11,5	16
<i>g</i>	12	15	19	25,5	37	44,5	12	15	19	25,5
<i>k</i> (mini)	2	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6	2	2,75	3,5	4,8
<i>m</i> (mini)	7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4	9	11	14	19
<i>d_p</i> (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.

V.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 $T \approx 5t$

V.2.2.1 Calcul des courroies trapézoïdales

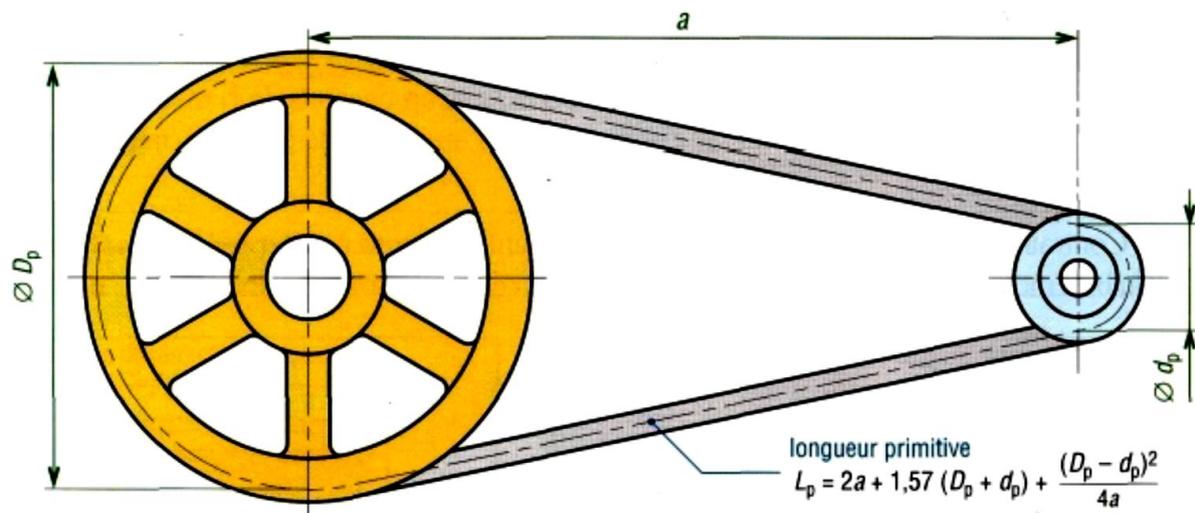


Figure V.13 Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale

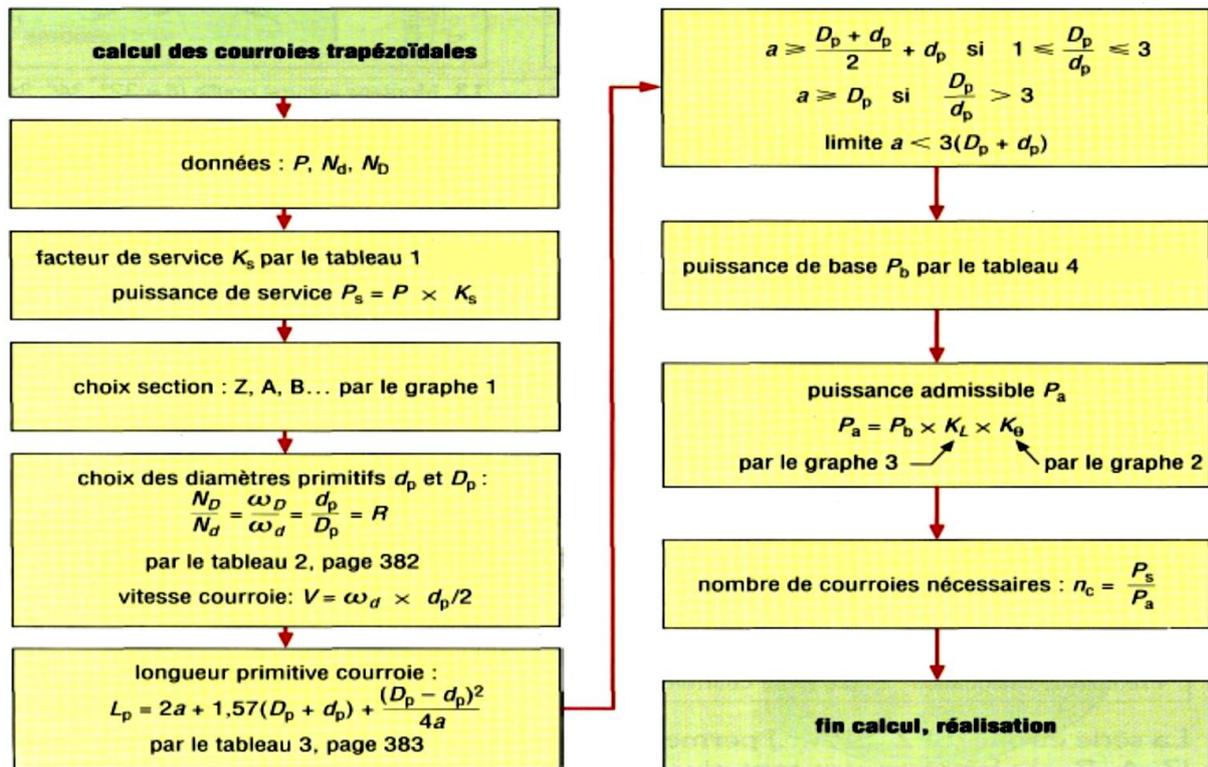


Figure V.14 Principe de calcul des courroies trapézoïdales

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

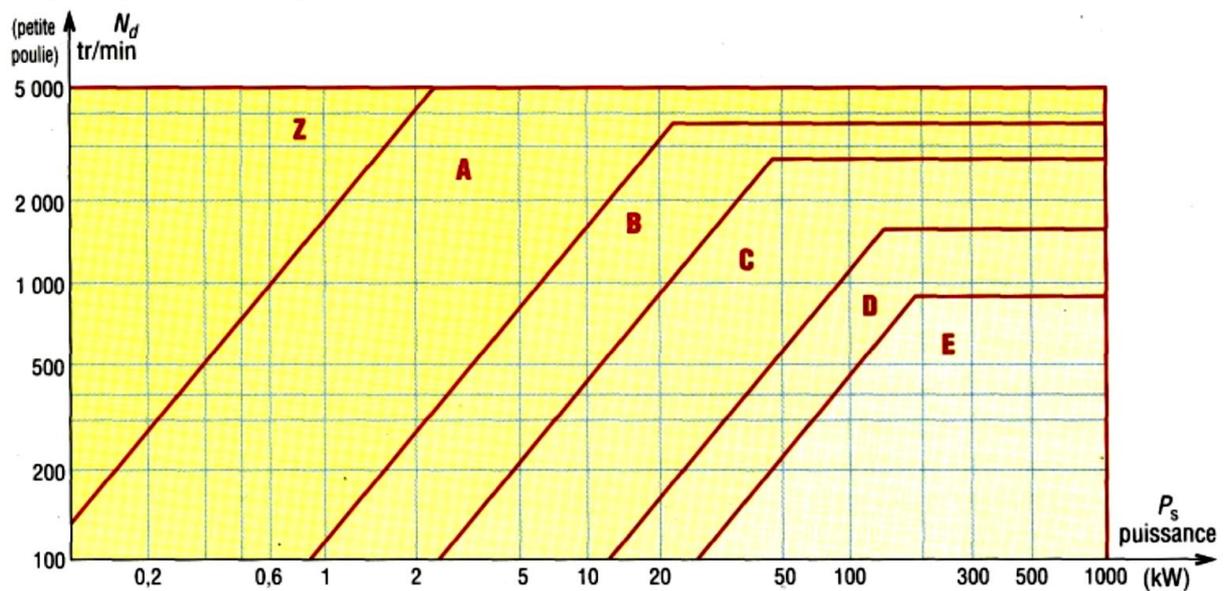


Figure V.15 Gamme des puissances transmissibles par type de courroie

Remarques

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

Poulies : relation entre angle de gorge β et d_p							
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

2. Diamètres primitifs d_p et D_p recommandés (mm) pour les poulies trapézoïdales ISO 4183	
Z SPZ	50*, 56*, 63, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 630
A SPA	75*, 80*, 85*, 90, 95, 100, 106, 112, 121, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800
B SPB	125*, 132*, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120
C SPC	200*, 212*, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 2 000
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 060, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 2 000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 1 900, 2 000, 2 240, 2 500

* : uniquement courroies classiques Z, A, B et C

V.2.3 Courroies crantées (ou synchrones)

On peut les considérer comme des courroies plates avec des dents. Elles fonctionnent par engrènement, 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.

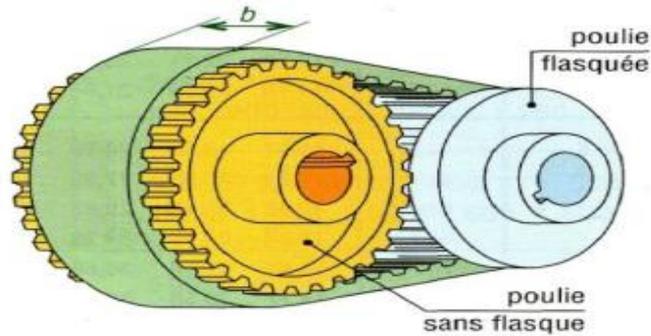


Figure V.16 transmission par courroie crantée

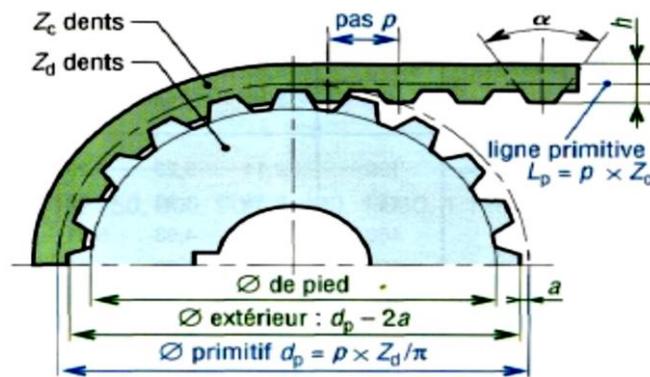


Figure V.17 Caractéristiques des courroies crantées

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

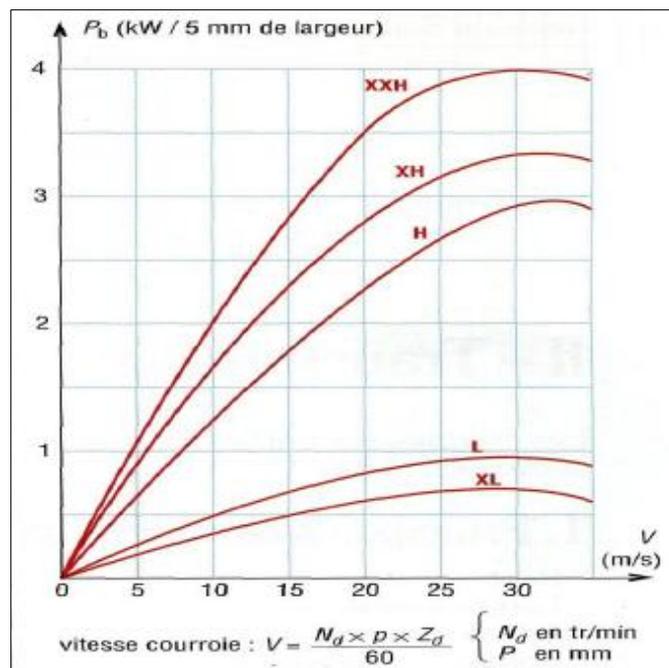


Figure V.18 puissance de base des courroies crantées

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).

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 $\pi.d = p.Z.d =$ 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 $P_b.K_b \geq P_s$.

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 ($P_b . K_b . K_z \geq P_s$).

V.3 Les chaînes

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage et dans de nombreuses réalisations.

V.3.1 Principales caractéristiques

- Rapport de transmission constant (pas de glissement) ;
- Longues durées de vie ;
- Aptitude à entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source
- Sont essentiellement utilisées aux « basses » vitesses (moins de 13 m/s pour les chaînes à rouleaux, moins de 20 m/s pour les chaînes silencieuses) ;
- Montage et entretien plus simples que celui des engrenages et prix de revient moins élevé.

V.3.2 Comparaison avec les courroies

- Sont plus bruyantes ;
- Présentent des durées de vie plus élevées ;
- Supportent des forces de tension plus élevées ;
- Tournent moins vite ;

- Supportent des conditions de travail plus rudes (températures plus élevées...);
- Nécessitent une lubrification.

V.3.3 Types des chaînes

V.3.3.1 Chaînes à rouleaux

Les chaînes à rouleaux sont constituées d'une succession de deux types de maillons différents disposés alternativement : les maillons intérieurs et les maillons extérieurs.

- Les chaînes à rouleaux de précision à pas court sont plus spécialement utilisées dans les transmissions de puissance ou en manutention légère.
- Les chaînes des pas plus longs sont spécialement utilisées Pour la manutention lourde ou des applications à faible vitesse.

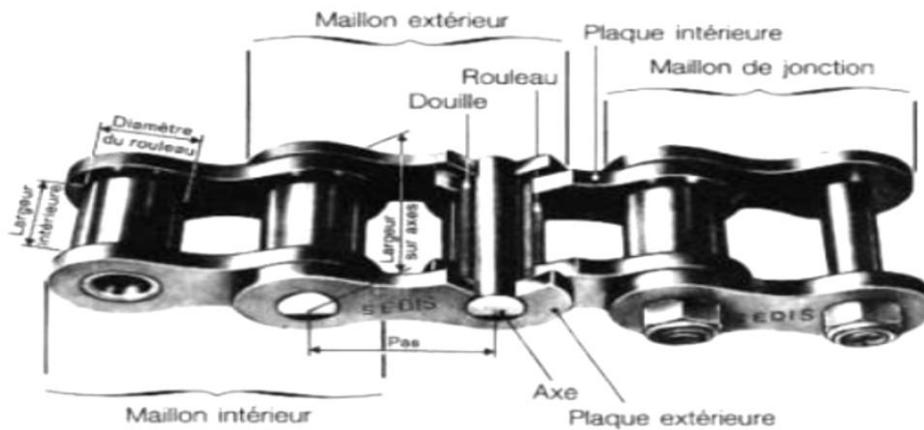


Figure V.19 Chaînes à rouleaux

V.3.3.2 Chaînes à blocs

Les chaînes à blocs reçoivent des maillons extérieurs semblables à ceux des chaînes à rouleaux, mais les maillons intérieurs sont constitués de pièces massives. Ce type de chaîne est généralement utilisé pour exercer un effort important de traction, dans les bancs d'étirage par exemple.

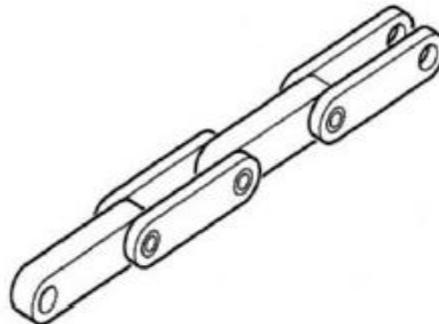


Figure V.20 Chaînes à blocs

V.3.3.3 Chaînes à maillons soudés

Sont formées d'un seul type de maillons : les plaques, soudées à mi-longueur, portent une douille à une extrémité et un axe à l'autre.

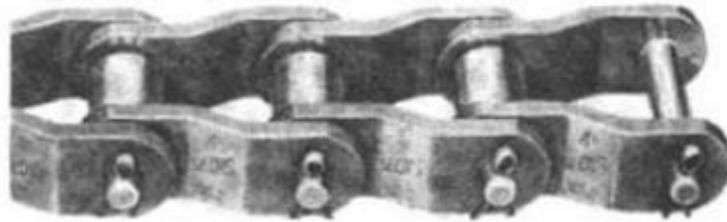


Figure V.21 Chaînes à maillons soudés

V.3.4 Calcul des chaînes à rouleaux

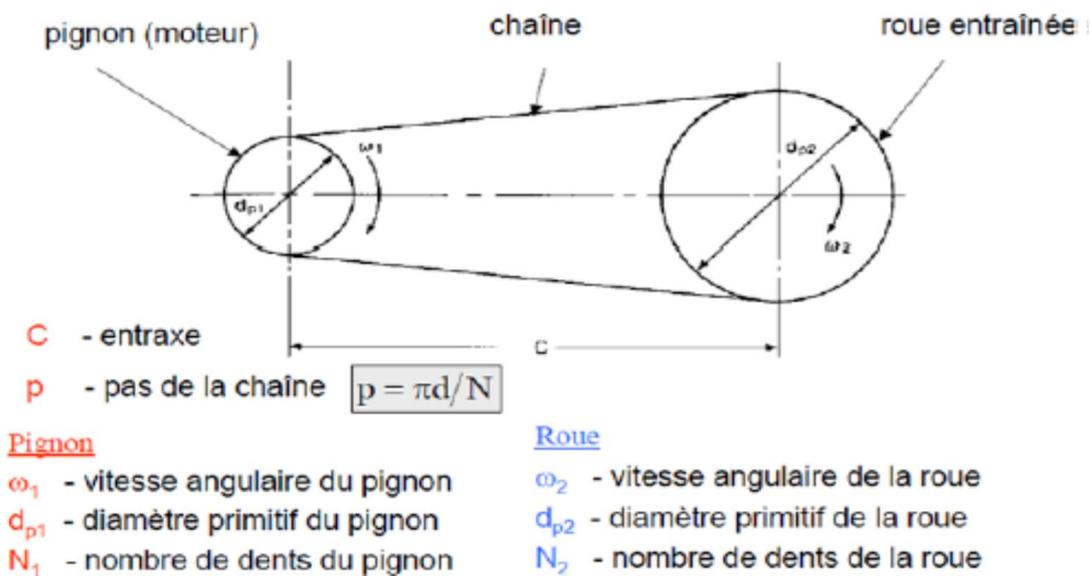


Figure V.22 Calcul des chaînes à rouleaux

- Calcul de la longueur

- Estimation de la longueur : $L \approx 2C + \frac{p(N_1+N_2)}{2} + \frac{p^2}{c} \left(\frac{N_2-N_1}{2\pi} \right)^2$

Avec :

N_1 : Nombre de dents du pignon moteur ;

N_2 : Nombre de dents de la roue dentée ;

P : Pas de la chaîne.

- Calcul de la longueur exprimée en maillons ($L_m = L/p$) :

$$L_m = \frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1+N_2}{2} + \frac{(N_2-N_1)^2}{4\pi^2 (C/p)}$$

- Ajustement de la longueur de la chaîne : $L = L_m p$

- Calcul de l'entraxe exprimé en nombre de maillons :

$$C_m = \frac{C}{p} = \frac{Lm}{4} - \frac{(N_1+N_2)}{8} + \sqrt{\left(\frac{Lm}{4} - \frac{N_1+N_2}{8}\right)^2 - \frac{(N_2-N_1)^2}{8\pi^2}}$$

- Ajustement de l'entraxe : $C=Cm p$

- Calcul de la vitesse linéaire sur le brin tendu : $V = \frac{n_1 p N_1}{60.1000} \left(\frac{m}{s}\right)$

- Tension utile : $F_1 = 1000 \frac{p}{V} \left[\frac{kW}{m/s}\right] [N]$

Avec :

F_1 : Tension utile [N] ;

V : Vitesse de la chaîne [m/s] ;

P : Puissance transmise [kW] ;

n_1 : Vitesse de rotation du pignon [tr/min] ;

N_1 : Nombre de dents du pignon ;

p : Pas de la chaîne [mm].

- Tension due à la force centrifuge : $F_C = \rho_1 V^2$

Avec :

F_C : tension due à la force centrifuge [N] ;

V : vitesse de la chaîne [m/s] ;

ρ_1 : La masse linéique de la chaîne [kg/m].

- Force de traction dans les maillons : $F_{tot}=F_1+F_C$

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.



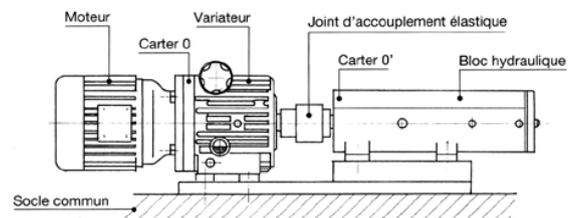
- un **désalignement axial** : défaut d'alignement des extrémités des arbres.



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.



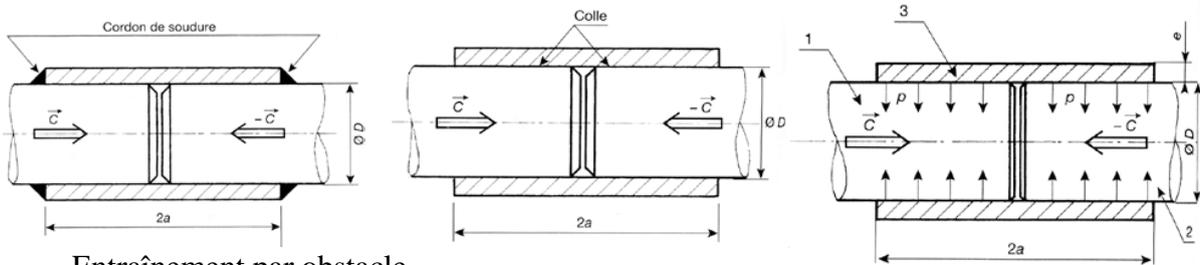
On distingue généralement 3 familles de joint d'accouplement :

- **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.

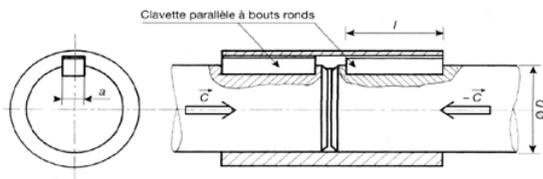
VI.1.2 Joints d'accouplements rigides

- 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.

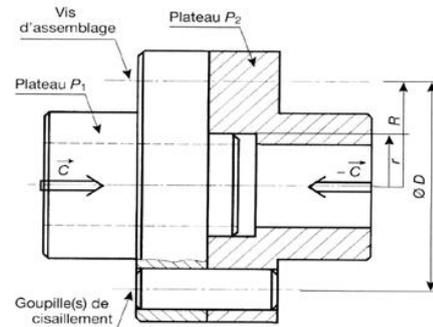


Entraînement par obstacle.

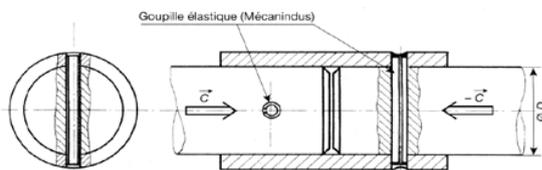
Afin d'assurer l'entraînement en rotation, en plus de la mise en position, on place un obstacle (clavette, goupille). La mise en position peut s'effectuer avec un manchon ou un plateau.



Manchon et clavettes



Plateau et goupilles



Manchon et goupilles

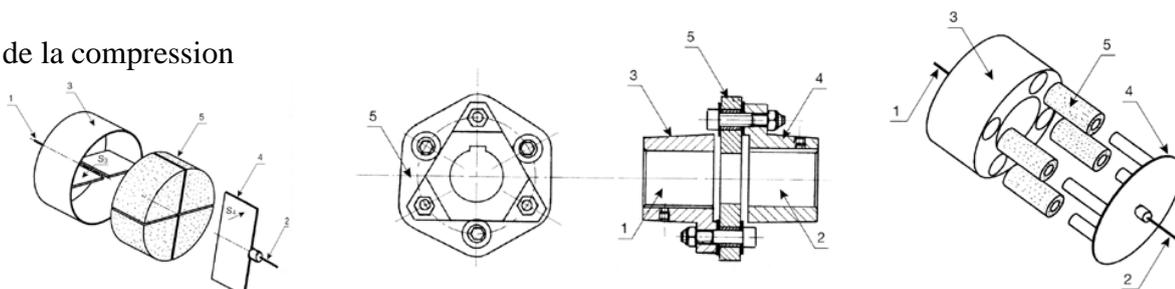
VI.1.3 Joints d'accouplements élastiques

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.

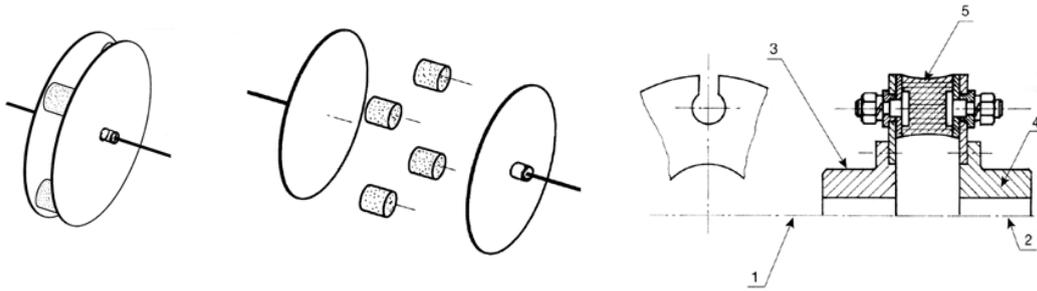
- Elastomères.

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

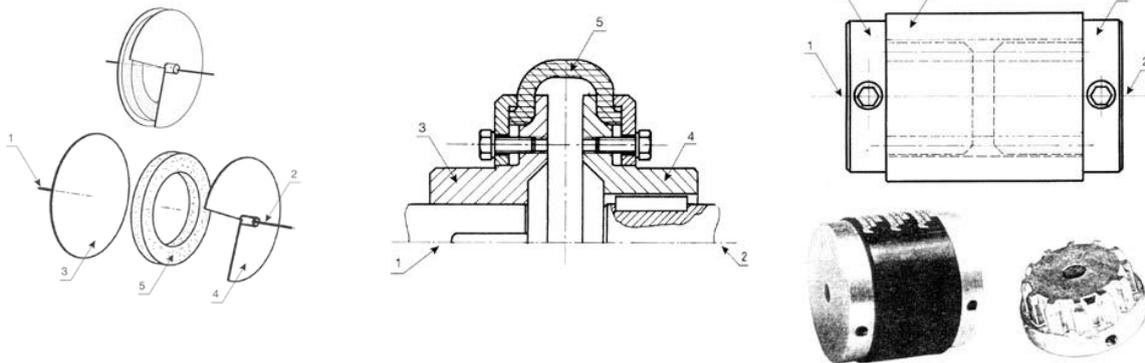
- de la compression



- du cisaillement ou de la flexion

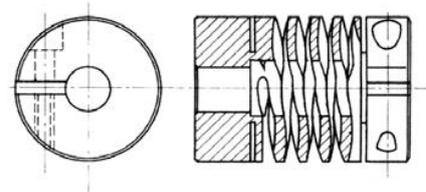


- de la torsion



➤ **Métalliques.**

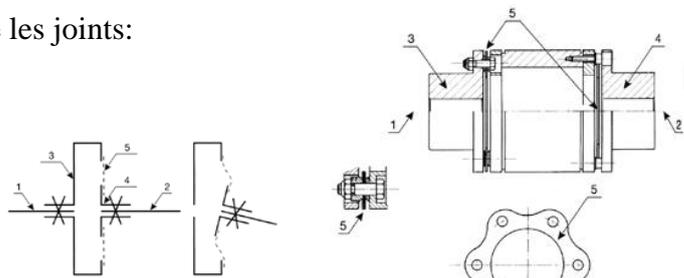
On utilise principalement des profilés hélicoïdaux, générés par usinage d'une gorge en hélice débouchant dans un tube cylindrique.



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:

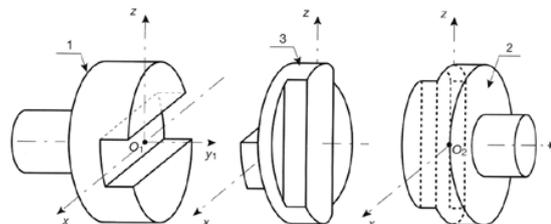
➤ avec arbres et manchons cannelés.



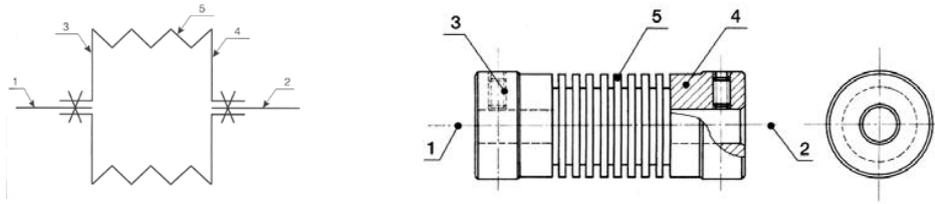
➤ avec chaîne à deux rangées de maillons

➤ avec tôle plane

➤ avec plateaux rainurés (joint de Oldham)



- avec plateaux et biellettes (joint PK)



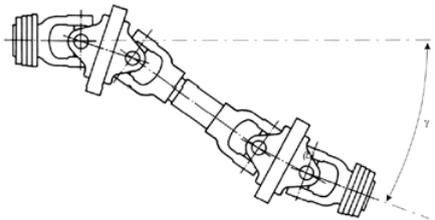
- à soufflet

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".

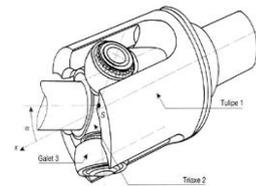


- Joint tripode

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

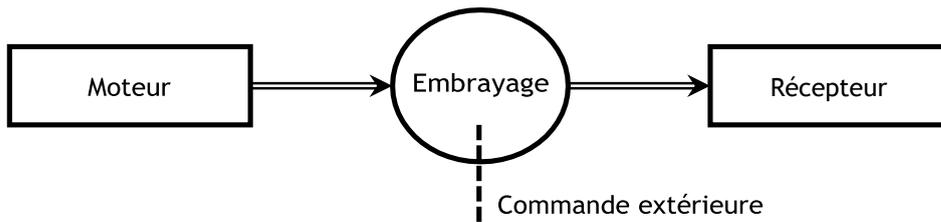


Afin d'assurer l'homocinétisme, on place le point de contact dans le plan bissecteur des 2 axes d'entrée et de sortie.

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

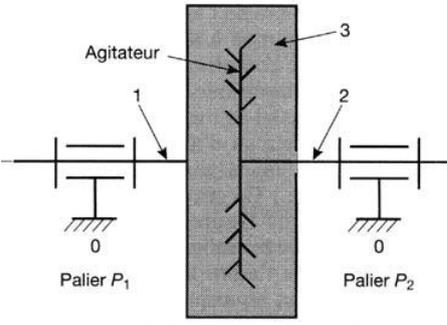
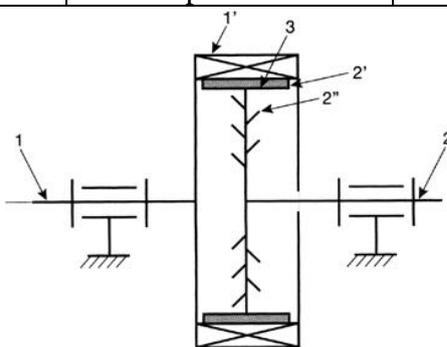
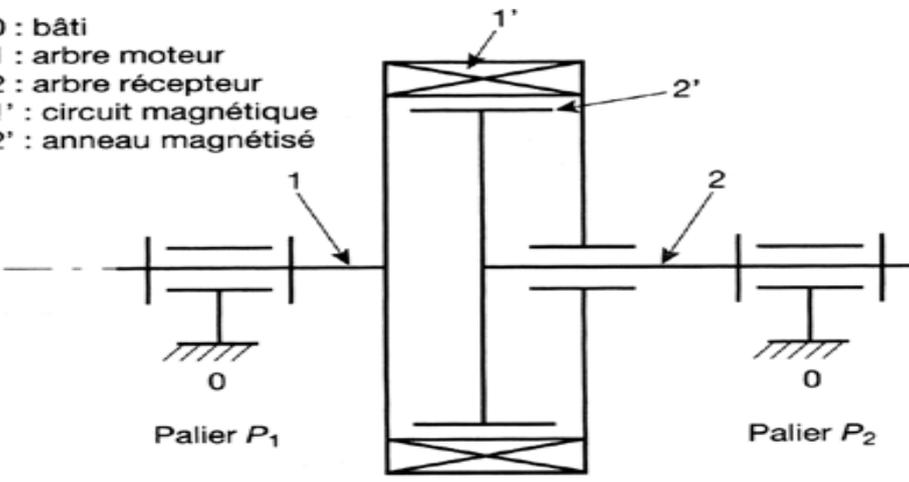
Pour classier les types d'embrayage, on peut retenir deux choses :

- 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 e 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
	Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique	Embrayage conique	Machines agricoles
Pneumatique Centrifuge	Embrayage à contact radial (à sabots ou à segments)	Machines-outils, palans, outillage, automobile, etc.	
embrayage à sabot	embrayage à segments		

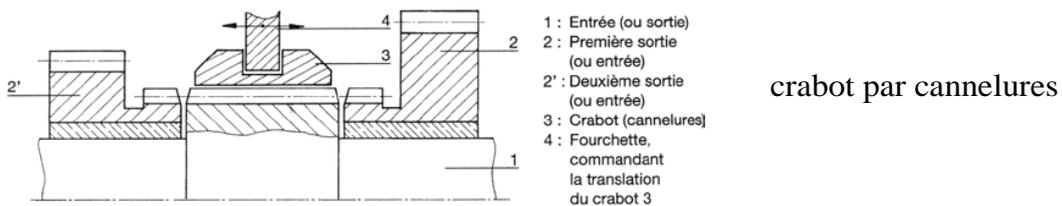
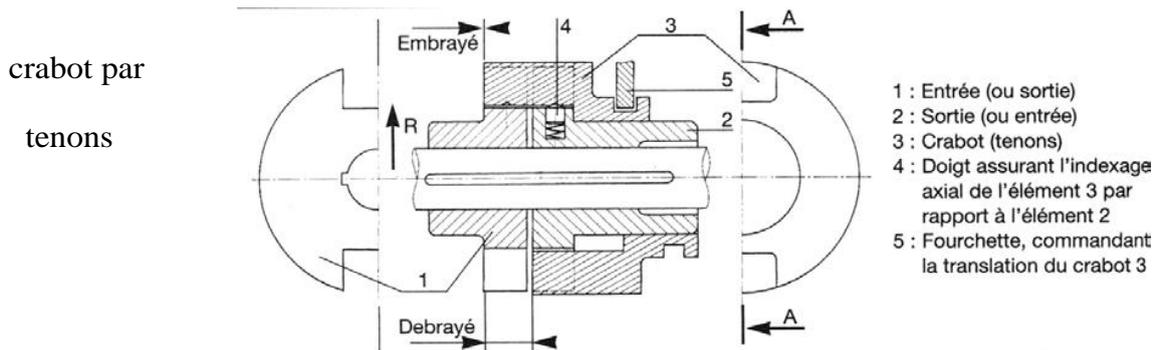
Principe	Commande ext.	Désignation	Applications
Contact indirect entre 2 solides indéformables avec poudre ou grenaille métallique	Centrifuge	Embrayage à poudre métallique	
			
Contact indirect entre 2 solides indéformables avec poudre ou grenaille métallique	Centrifuge + magnétisme	Embrayage électromagnétique à poudre	
			
Contact indirect entre 2 solides aménagés d'aubes, avec huile	Centrifuge	Embrayage hydraulique (coupleur, convertisseur)	Transmission automatique
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.

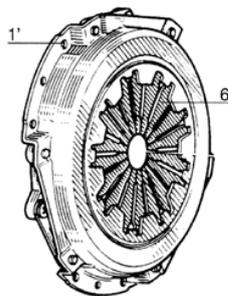


➤ Contact direct entre deux garnitures de friction avec possibilité de glissement

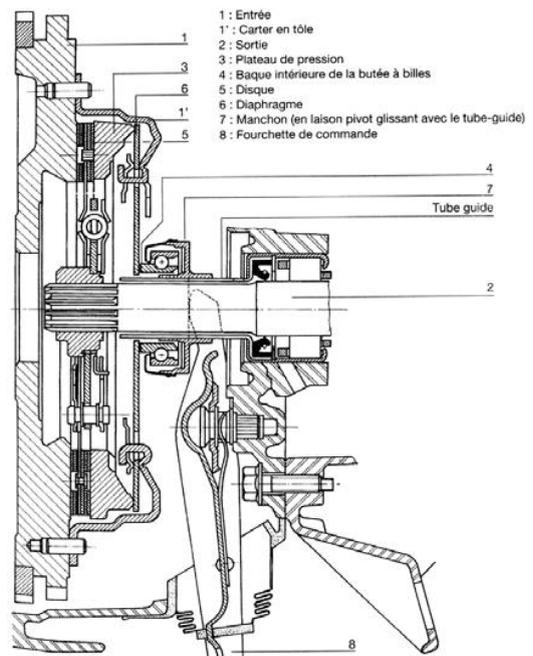
- Embrayage à contact axial.

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

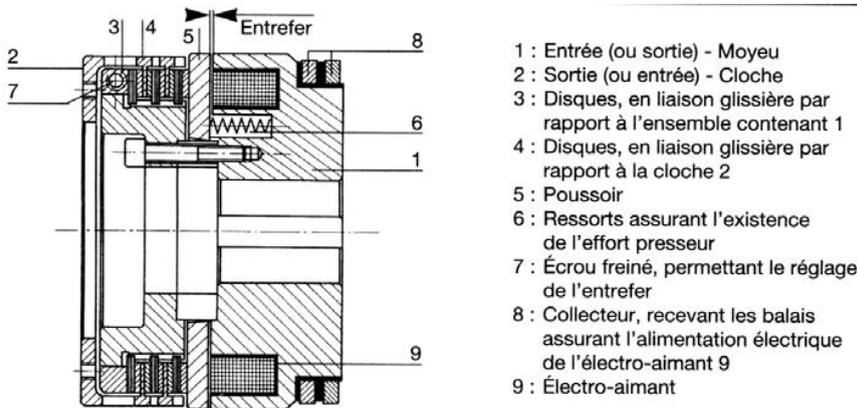
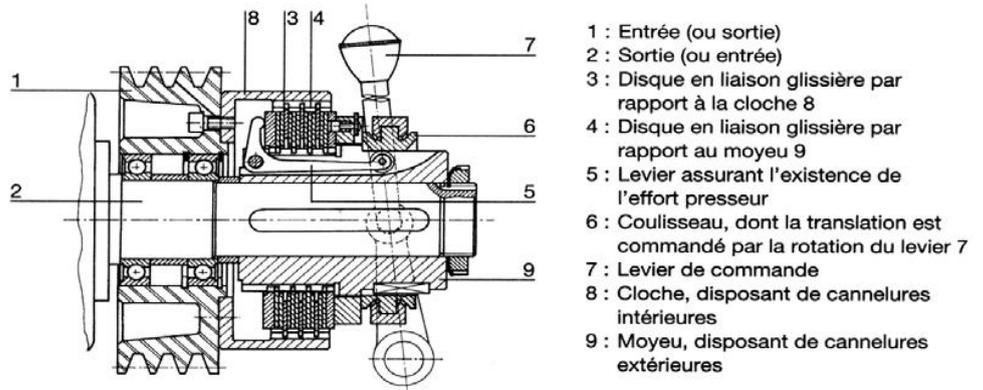


détail du diaphragme assurant l'effort presseur



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

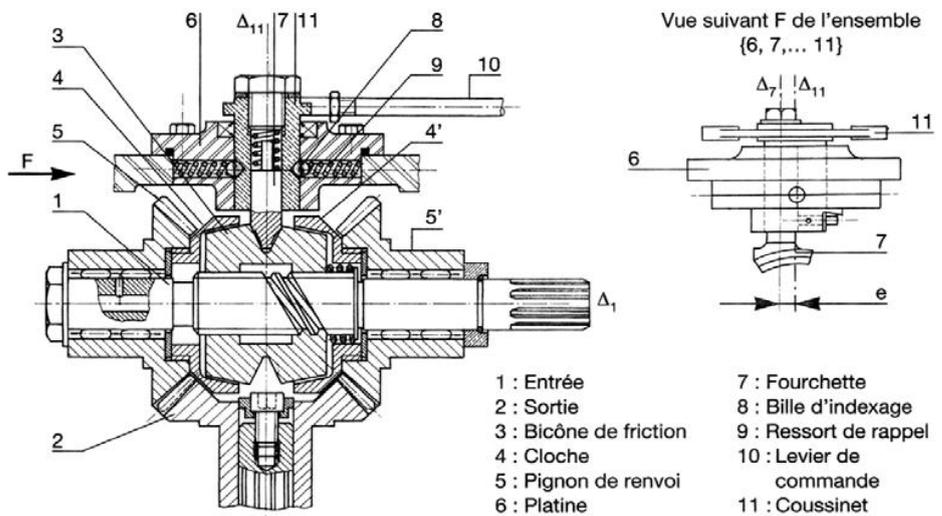
embrayage multidisques à commande manuelle



embrayage multidisques à commande électromagnétique

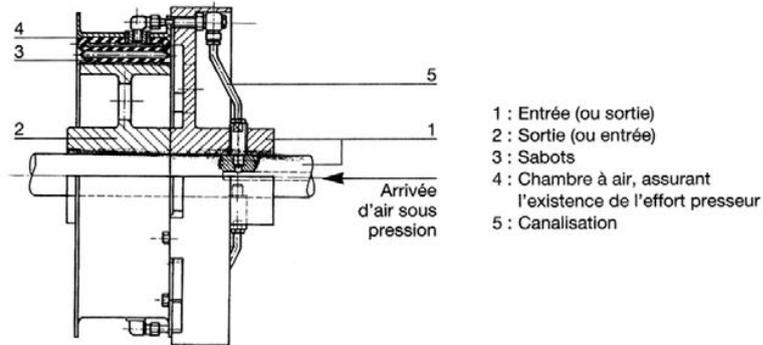
Au lieu de se faire sur des disques, le contact s'opère sur une surface conique.

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



- Embrayage à contact radial.

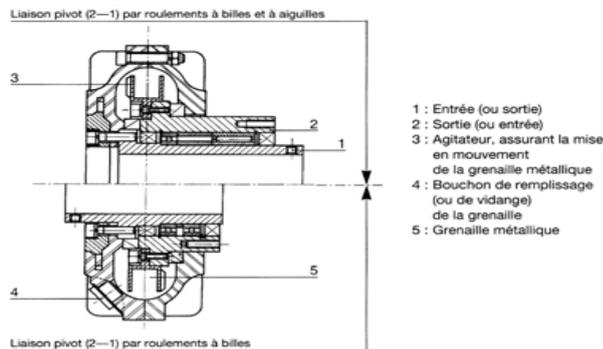
La surface de contact dans ce cas est une surface cylindrique. xemple présenté, l'effort presseur (pneumatique) est obtenu avec une chambre à air.



➤ Contact indirect entre deux solides indéformables avec poudre ou grenaille

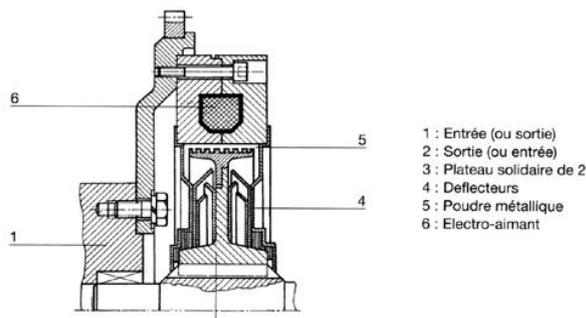
- Embrayage à grenaille.

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



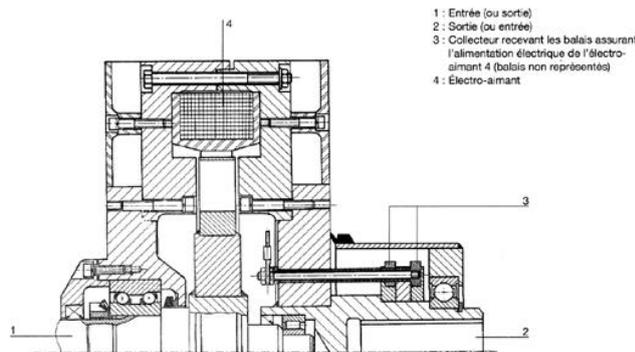
- Embrayage électromagnétique à poudre métallique.

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.



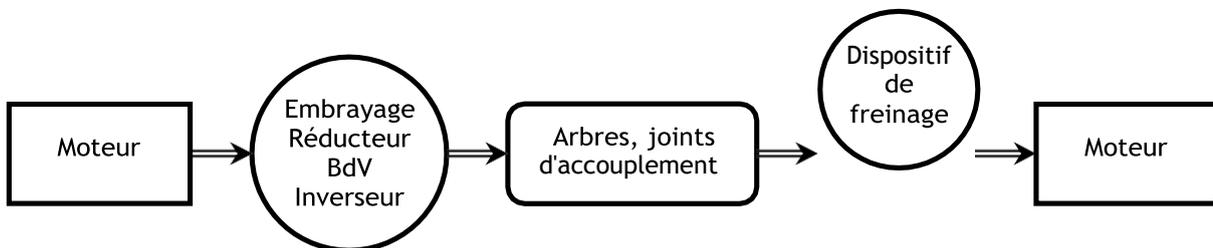
VI.3 Les freins

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

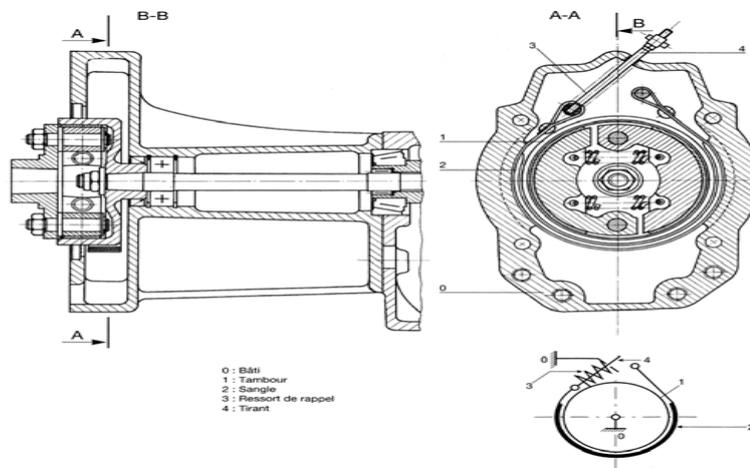
- Frein à sangle.

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

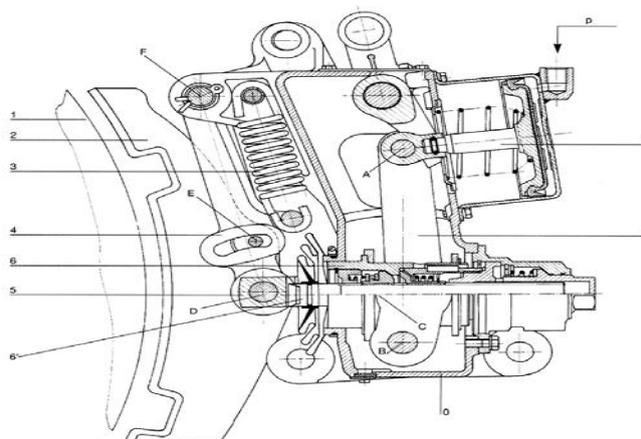
Le freinage est obtenu par translation du tirant (4) par un câble (non représenté).

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



Ce dispositif est monté sur un motoculteur.

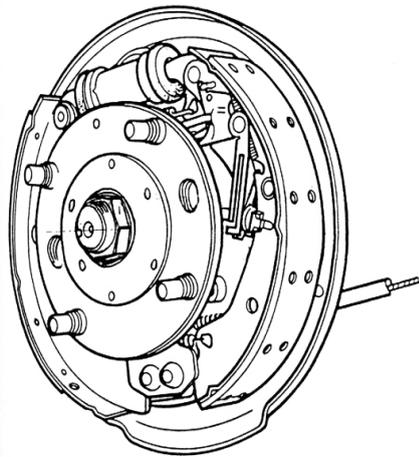
- Frein à sabot.



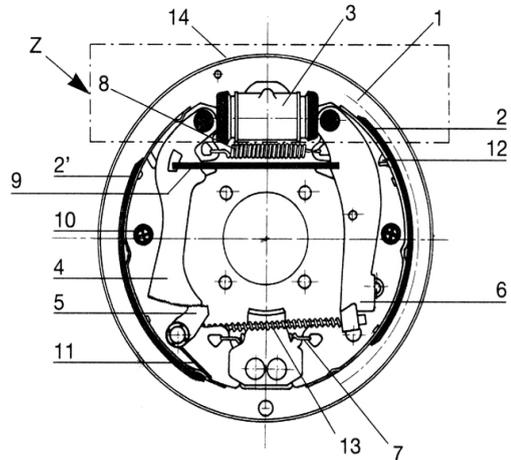
Ce frein à sabot est monté sur les trains. Le freinage est obtenu par la translation du piston (8) sous l'effet de la pression.

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



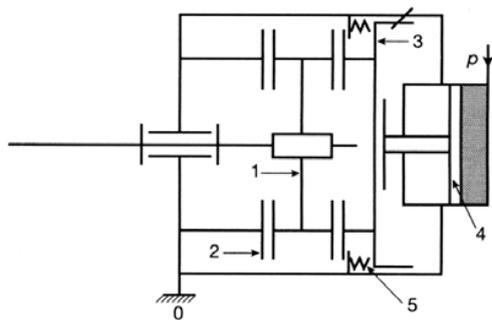
- 6 : Levier de frein à main
- 7 : Ressort de maintien des mâchoires
- 8 : Ressort de rappel des mâchoires
- 9 : Bielle de frein à main
- 10 : Ressort de latéral
- 11 : Ressort de loquet
- 12 : Ressort de maintien de la biellette de frein à main
- 13 : Câble de frein à main
- 14 : Plateau

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

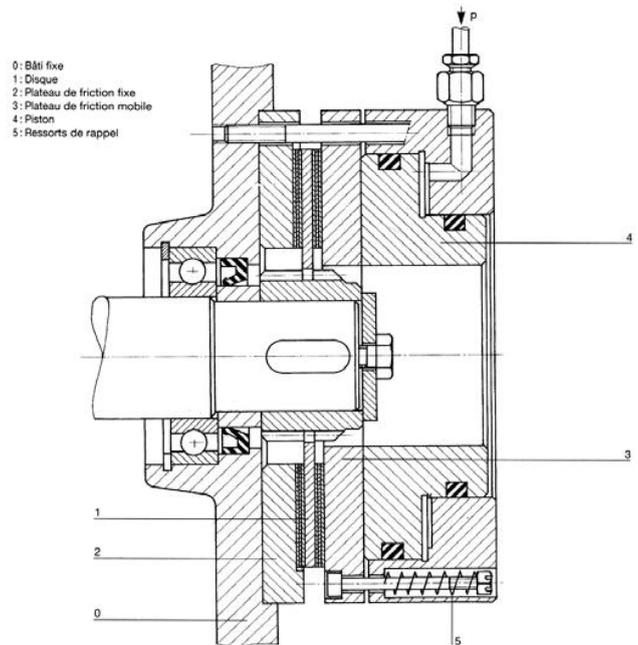
Le freinage est obtenu par la translation du piston-cylindre (3) sous l'effet de la pression, ce qui provoque la rotation des mâchoires (2) et la mise en contact de la garniture sur le tambour. Un système hydraulique (non représenté), le maître cylindre permet l'amplification. Le relâchement du frein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

➤ Contact axial entre deux solides

- Frein mono-disque.

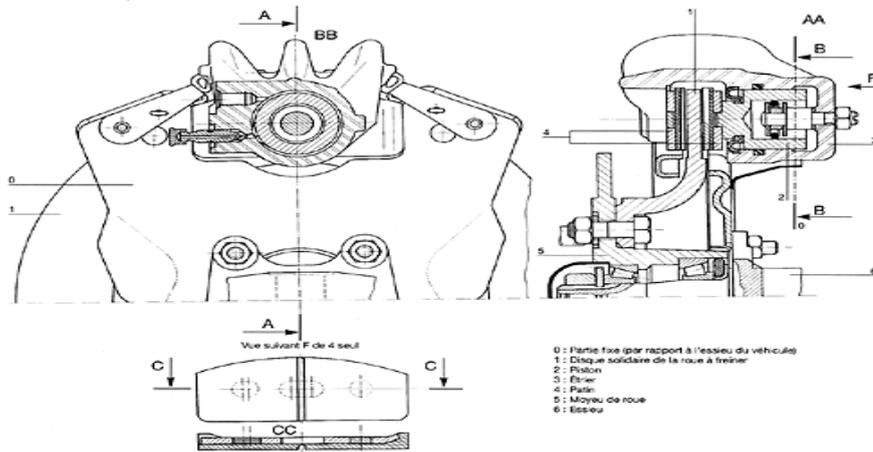


Ce frein à disque est monté sur un système automatisé de convoyage.



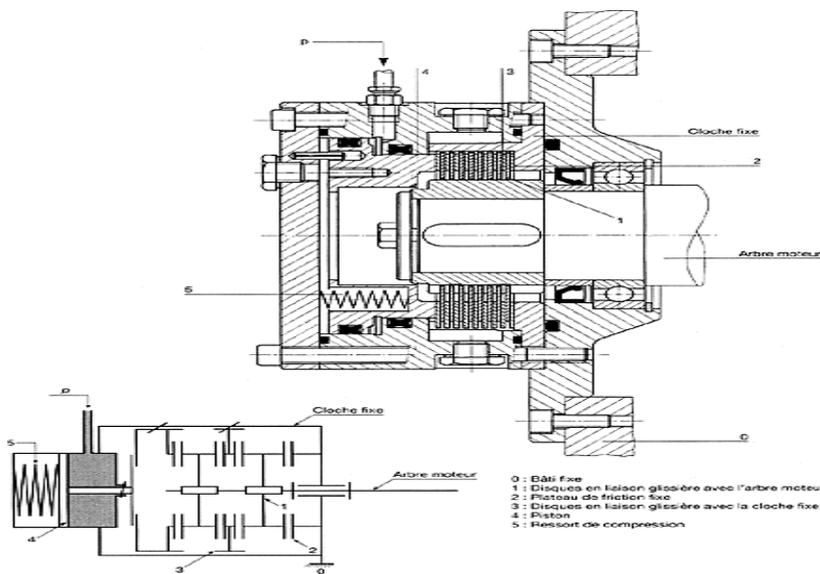
- 0: Bâti fixe
- 1: Disque
- 2: Plateau de friction fixe
- 3: Plateau de friction mobile
- 4: Piston
- 5: Ressorts de rappel

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.

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.