

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique
Université de Ghardaïa



Faculté des sciences et Technologie
Département d'automatique et électromécanique

Polycopié éléments de machines

Préparé et présenté par :

Dr. BENDAOUI Messaoud

Année Universitaire 2022/2023

Préface

Cet ouvrage s'adresse essentiellement aux étudiants de 3ème année licence LMD de la filière Maintenance Industrielle. Il comporte plusieurs cours de calcul des éléments et organes des machines, il est considéré comme document de travail dans la spécialité Maintenance Industrielle et il peut être aussi un aide-mémoire pour les étudiants des autres années en construction mécanique et en fabrication de la filière génie mécanique. Il contient aussi quelques exercices corrigés.

Ce polycopié s'articule autour de six chapitres.

Le premier chapitre est dédié un rappel sur les fonctions mécaniques élémentaires, principales notions de la normalisation, la fiabilité et de facteur de sécurité, généralités sur la tolérance et ajustement.

Le deuxième chapitre concerne les différents types d'assemblage des éléments de machines filetés (vis ; écrous ; boulons ; goujons), la fonction du freinage qui s'oppose au desserrage des vis et des écrous et le dimensionnement des éléments filetés. Le but de ce chapitre est de donner aux étudiants les méthodes de vérification de la condition de la résistance des vis en se basant essentiellement sur les calculs de la résistance des matériaux.

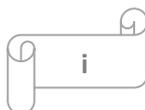
Le troisième chapitre est consacré aux assemblages rigides permanents (non démontable) soit par moyen mécanique comme procédé de frettage ou bien le rivetage et par adhésion physico-chimiques comme le soudage.

Le quatrième chapitre contient les études sur la transmission d'un mouvement ou une puissance par obstacle (engrenages), Les différents types d'engrenages et Trains d'engrenages ; Calcul et dimensionnement.

Le cinquième chapitre présente deux parties la première sur l'étude des éléments et les organes de transmission de puissance et de couple en calculant les différents rapports pour caractériser le mouvement étudié soit par courroies ou bien par chaînes, la deuxième sur l'élément de machine utilisé pour guider les arbres en rotation (Paliers et butées à roulements) et Comment choisir un palier lisse en tenant compte de sa durée de vie.

Le sixième chapitre contient une partie qui étudie les transmetteurs de puissance les (réducteurs et multiplicateurs), modélisation des liaisons et schéma cinématique des réducteurs ; une autre partie étudie l'élément mécanique proposant plusieurs rapports de transmission entre un arbre moteur et arbre de sortie (boîte de vitesse) et schéma cinématique de la boîte de vitesses.

Les connaissances acquises dans cet ouvrage sont d'un intérêt majeur pour les étudiants notamment dans les matières de Dessin technique, Mécanismes industriels et transmission de puissance et en RDM.



Contenu du Module Eléments de Machines Suivant la Canevas

Semestre : 5

Unité d'enseignement : UEF 3.1.1

Matière : Eléments de machines

VHS : 67h30 (Cours : 3h00, TD : 1h30)

Crédits : 6

Coefficient : 3

Objectifs de l'enseignement : Fournir aux étudiants une formation scientifique et technologique dans le domaine de la mécanique et cela par la connaissance des éléments standards de machines du point de vue normalisation et fonctionnement pour la transmission de la puissance mécanique ainsi que les causes qui peuvent engendrer des défauts de fonctionnement.

Connaissances préalables recommandées : Dessin Industriel, R.D.M., procédés de la fabrication mécanique.

Contenu de la matière :

Chapitre 1 : Fonctions mécaniques élémentaires (1 semaine)

- **Définitions** – Normalisation, Critères de choix d'une solution technologique, Exemple d'étude Fiabilité, Coefficient de sécurité, Ajustements.

Chapitre 2. Les assemblages filetés (3 semaines)

- **Vis, Boulons, goujons, calcul de résistance** (Cisaillement, matage, flexion, serrage d'un système hyperstatique)

Chapitre 3 : Assemblages non démontables (3 semaines)

- **Rivetage** (différents types de rivets et rivures, calcul de dimensionnement etc.)
- **Soudage** (Différents types de soudures, Calcul des soudures : en bout, à clin, à couvre joint, cylindrique, charge dynamique etc.)

Chapitre 4 : Engrenages - Etude des caractéristiques géométriques de taillage (3 semaines)

- **Engrenage cylindrique** (dentures droite et hélicoïdale),
- **Engrenage conique** (denture droite et hélicoïdale),
- **vis sans.**

Chapitre 5 : Transmission de mouvement - Calcul et dimensionnement (3 semaines)

- **Paliers et butées à roulements**
- **Courroies et Chaînes**

Chapitre 6 : Réducteurs et Boîtes à Vitesses (2 semaines)

- **Etude cinématique d'un réducteur de vitesse**
- **Etude cinématique d'une boîte à vitesses**

Mode d'évaluation : Contrôle continu : 40% ; Examen : 60

SOMMAIRE

Chapitre 1 : Fonctions mécaniques élémentaires

I.1. Généralités.....	1
I.2. Fonctions mécaniques élémentaires.....	1
I.2. 1. La liaison	1
I.2. 2. Le guidage.....	2
I.2. 4. L'étanchéité.....	2
I.3. Normalisation.....	2
I.3.1. Norme.....	2
I.3.2. Différents types de normes.....	3
I.3.3. Organismes internationales de normalisation.....	3
I.3.4. Elaboration d'une norme.....	3
I.4. Choix d'une solution technologique	4
I.5. La Fiabilité.....	4
I.6. La notion de la sécurité.....	5
I.6.1 Facteur de sécurité.....	5
I.6.2 Détermination d'un coefficient de sécurité.....	6
I.7. La Tolérance et ajustement.....	6
I.7.1. Généralité.....	6
I.7.2. Cotation et tolérance.....	7
I.7.2.1. Définitions.....	7
I.7.2.2. Inscription des tolérances chiffrées.....	7
I.7.3. Ajustements normalisés ISO	8
I.7.3.1. Désignation normalisée.....	8
I.7.3.2. Systèmes d'ajustement.....	8
I.7.3.2.1. Système à alésage normal	8
I.7.3.2.2. Système à arbre normal h.....	8
Exercices d'application.....	9
Exercices supplémentaire.....	12

Chapitre 2 : Les assemblages filetés

II.1 Généralités.....	13
II.2 Différents profils des filets.....	14
II.3 Organes de liaison filetés.....	14
II.3.1 Les vis.....	14
II.3.1.1 Vis d'assemblage.....	14
II.3.1.2 Vis de pression.....	16
II.3.2 Les écrous.....	16
II.3.3. Les boulons.....	17
II.3.4. Les goujons.....	18
II.4. Freinage des éléments filetés.....	18
II.5 Dimensionnement des éléments filetés.....	19
II.5.1. Calcul du diamètre.....	19
II.5.2. Calcul de l'implantation.....	20
II.6. Serrage et desserrage.....	20
II.6.1. Calcul de couple de serrage.....	21

II.6.2 Calcul de couple de desserrage.....	22
II.6.3 Calcul du rendement.....	23
Exercices d'application.....	24
Exercices supplémentaire.....	26

Chapitre 3 : Assemblages non démontables

III.1. Introduction.....	27
III.2. Assemblage par frettage.....	27
III. 2.1. Procédé de frettage.....	27
III. 2.1.1 A la presse.....	27
III. 2.1.2 Par dilatation de l'alésage ou (et) contraction de l'arbre.....	28
III.2.2. Calcul des températures d'échauffement et (ou) de refroidissement.....	28
III.2.3. Calcul de la pression de contact.....	28
III.2.4. Calcul du moment transmissible.....	28
III.3. Assemblage par rivetage.....	29
III.3.1. Classification des rivets.....	29
III.3.2. Calcul des rivets.....	29
III.4. Assemblage par soudage.....	30
III.4.1 Soudabilité.....	30
III.4.2. Procédés de soudage.....	31
III.4.2.1 Soudage au chalumeau.....	31
III.4.2.2 Soudage à l'arc électrique.....	31
III.4.2.3 Soudage par résistance.....	31
III.4.2.4 Soudage MIG, MAG (Métal Inert, Activ Gaz).....	31
III.4.2.5 Soudage TIG (Tungstène Inert Gaz).....	31
III.4.3. Calcul des joints de soudure.....	31
III.4.4 Principaux matériaux soudables.....	32
III.4.4.1 Aciers.....	32
III.4.4.2 Cas des Fontes.....	32
III.4.4.3 aluminium et alliages.....	32
III.4.5 Indication sur le calcul des soudures.....	33
III.4.5.1 Tableaux des valeurs de coefficient correcteur K_f	33
III.4.5.2 Tableaux des caractéristiques des cordons de soudures assimilés à une ligne.....	34
Exercices d'application.....	36
Exercices supplémentaire.....	39

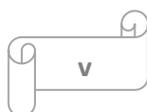
Chapitre 4 : Transmission de mouvement par Engrenages

IV.1. Généralité sur les engrenages.....	40
IV.2 Fonction.....	40
IV.3 Utilisation.....	40
IV.4. Les différents types d'engrenages.....	41
IV.4.1 Engrenages à axes parallèles à denture droite.....	41
IV.4.1.1 Profil en développante de cercle.....	41
IV.4.1.2 Caractéristiques géométriques d'une roue.....	42
IV.4.1.3 Engrenement de deux roues.....	43
IV.4.1.4 Condition d'engrenement.....	44
IV.4.1.5 Représentation normalisée.....	45

IV.4.1.6 Rapport de transmission	45
IV.4.1.6.1 engrenage extérieurs.....	45
IV.4.1.6.2 engrenages intérieurs.....	45
IV.4.1.6.3 pignon-crémaillère	46
IV.4.1.7 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes parallèles à denture droite...	46
IV.4.1.8 Dimensions normalisées.....	47
IV.4.2 Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	47
IV.4.2.1 Intérêt des engrenages	48
IV.4.2.2 Caractéristiques des engrenages à denture hélicoïdal.....	48
IV.4.2.3 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes concourants denture hélicoïdale.....	49
IV.4.3 Engrenage conique ou à axes concourants	50
IV.4.3.1 Engrenages conique a denture droite	51
IV.4.3.1.1 Caractéristiques des engrenages coniques à dentures droite.....	52
IV.4.3.1.2 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes concourants et denture droite.....	53
IV.4.3.2 Engrenages coniques à denture hélicoïdale ou spirale	54
IV.4.4 Engrenage gauche roue vis sans fin.....	54
IV.4.4.1 Caractéristiques cinématiques et géométrique.....	55
IV.4.4.2 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes parallèles à denture hélicoïdale.....	56
IV.5 Fabrication des engrenages	57
IV.5.1 Le taillage par génération.....	57
IV.5.2 Le fraisage.....	57
IV.5.3 Le moulage.....	57
IV.5.4 Le découpage.....	57
IV.6 Matériaux utilisés	57
IV.7 Lubrification des engrenage.....	58
IV.8 Représentation normalisée des engrenages usuels.....	58
IV.9. Trains d'engrenages	59
IV.9.1 Trains à un engrenage	59
IV.9.2 Trains à deux engrenages	59
IV.9.3 Trains à deux engrenages plus roue d'inversion	59
IV.9.4 Cas général : trains à N engrenages	60
Exercices d'application.....	61
Exercices supplémentaire.....	66

Chapitre 5 : Transmission de mouvement par Courroies et Chaîne

V.1 Généralité.....	67
V.2 Transmissions par poulies et courroies	68
V.2.1 Généralité	68
V.2.2 Intérêts.....	68
V.2.3 Inconvénients.....	68
V.2.4 Fonctionnement.....	68
V.2.5 Caractéristiques.....	69
V.2.6 Dispositions des axes.....	69
V.2.7 Symbole cinématique.....	70
V.2.8 Différents types de courroies.....	70



V.2 .8 .1 Courroies plates	70
V.2 .8 .1.1 Rapport de transmission.....	71
V.2 .8 .1.2 Étude dynamique	71
V.2 .8 .2 Courroies rondes	73
V.2 .8 .3 Courroies trapézoïdales	73
V.2 .8 .3.1 Étude générale	75
V.2 .8 .3.2 Les étapes du calcul des courroies trapézoïdales	75
V.2 .8 .3.3 Exemple de calcul	79
V.2 .8 .4 Courroies crantées (ou synchrones)	80
V.3 Transmissions par roues et chaînes.....	82
V.3.1 Généralité.....	82
V.3.2 principales caractéristique.....	83
V.3.3 Comparaison avec les courroies.....	83
V.3.4 Domaine d'utilisation.....	83
V.3.5 Fonction	84
V.3.6 Divers types de chaînes.....	84
V.3.7 Les chaînes à rouleaux.....	85
V.3.7 .1 Géométrie d'une transmission par chaîne.....	85
V.3.7 .2 Critères de sélection pour les nombres de dents.....	86
V.3.7 .3 Sélection de l'efficacité de la transmission par chaînes.....	89
V.3.7 .3 .1 Tableau des coefficients d'application	89
V.3.7 .3 .2 Coefficient de transmission pour plusieurs chaînes.....	90
V.3.7 .3 .3 Tableau d'aide à la sélection	90
V.3.7 .3 .4 Sélection des spécifications pour une utilisation dans des conditions normales.....	91
V.4 Paliers et butées à roulements.....	93
V.4.1. Introduction	93
V.4.2. Généralité sur les paliers lubrifiés.....	94
V.4.2.1. Définition du palier.....	94
V.4.2.2. Les différents types des paliers lubrifiés.....	94
V.4.2.2.1. Paliers de roulements.....	94
V.4.2.2.2. Paliers secs.....	95
V.4.2.2.3. Paliers poreux.....	95
V.4.2.2.4. Paliers magnétiques	96
V.4.2.2.4.1. Principaux paliers magnétiques.....	96
V.4.2.2.5. Paliers et butées fluides	97
V.4.2.2.5.1. Paliers et butées hydrodynamiques.....	97
V.4.2.2.5.1.1. Paliers hydrodynamiques.....	97
V.4.3. Comment Choisir et justifier la solution technique d'un palier lisse	101
Exercices d'application.....	102
Exercices supplémentaire.....	104

Chapitre 6 : Les réducteurs et les boîtes à vitesses

IV.1. Les réducteurs.....	105
IV.1.1. Généralisation.....	105
IV.1.2 Aspect énergétique	105
IV.1.3. Etude cinématique d'un réducteur de vitesse	106

IV.1. 3.1. Buts du schéma cinématique	106
IV.1. 3.2. Modélisation des liaisons et schéma cinématique	106
IV.1. 3.3. Objectifs de la modélisation.....	106
IV.1. 3.3.1 En phase de conception.....	106
IV.1. 3.3.2 En phase d'analyse d'un mécanisme existant.....	106
IV.1.4. Principe de fonctionnement des réducteurs.....	109
IV.1.5. Différents types de réducteurs	109
IV.1.5.1 Train simple ou ordinaire.....	110
IV.1.5.1.1 À roues cylindriques.....	110
IV.1.5.1.2 À roues coniques	111
IV.1.5.1.3 À vis sans fin.....	111
IV.1.5.2 Réducteurs à trains épicycloïdales.....	111
IV.1.5.3. Les réducteurs poulies/courroies	112
IV.2. La boîte de vitesse.....	113
IV.2.1 Définition.....	113
IV.2.2. Le rôle de la boîte de vitesses.....	113
IV.2.3. Fonction d'une boîte de vitesse.....	114
IV.2.4. Nécessité d'une boîte de vitesse.....	114
IV.2.5. Description d'une boîte de vitesse	114
IV.2.5.1 Principe.....	114
IV.2.5.2. Classification des boîtes de vitesses.....	114
IV.2.6. Composition d'une boîte de vitesse	115
IV.2.6.1 Boîte de vitesses non synchronisée	115
IV.2.6.2 Boîte de vitesse synchronisée	116
Exercices d'application.. ..	117
Exercices supplémentaire.....	121

Référence bibliographique

Chapitre 1 : Fonctions mécaniques élémentaires

I.1 Généralités

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.

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

- Un fonctionnement correct 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. Fonctions mécaniques élémentaires

Toutes les pièces ou organes qui composent un objet technique ont une fonction mécanique : le rôle que joue cet organe à l'intérieur de l'objet.

Les quatre fonctions mécaniques élémentaires sont : la liaison, le guidage, la lubrification et l'étanchéité.

I.2. 1. La liaison

Il s'agit de la fonction d'un organe d'assemblage ou cette fonction est assurée par la forme complémentaire des pièces.

On analyse les liaisons à partir de leurs caractéristiques. Une liaison peut comporter quatre des huit caractères parmi les suivants.

1) Une liaison peut être DIRECTE ou INDIRECTE.

- Directe : les pièces sont conçues pour tenir ensemble sans l'intervention d'un autre organe.
- Indirecte : les pièces ont besoin d'un organe intermédiaire (clou, vis, colle, etc.) pour tenir ensemble.

2) Une liaison peut être RIGIDE ou ÉLASTIQUE.

- Rigide : une liaison est rigide lorsqu'elle comporte un organe de liaison rigide OU lorsque la surface des pièces est rigide et que la liaison est assurée par leur forme complémentaire.

- Élastique : une liaison est élastique lorsqu'il y a présence d'un organe de liaison élastique ou d'un matériau élastique. Elle assure un mouvement de rappel (retour à la position initiale) des pièces dans le fonctionnement de l'objet.

3) Une liaison peut être DÉMONTABLE ou INDÉMONTABLE.

- Démontable : lorsqu'on peut séparer les pièces sans endommager les surfaces ni l'organe de liaison.
- Indémontable : lorsque la séparation des pièces entraîne la détérioration de leur surface ou de l'organe de liaison.

4) Une liaison peut être COMPLÈTE ou PARTIELLE

- Complète : lorsqu'il n'y a aucune possibilité de mouvement entre les pièces liées.
- Partielle : si les pièces liées peuvent bouger les unes par rapport aux autres.

Les degrés de liberté des liaisons :

Dans l'espace, un organe qui ne serait lié à aucun autre organe pourrait être déplacé et bougerait dans tous sens et de tous côtés.

Selon un plan cartésien, il existe 6 degrés de liberté et 12 possibilités de mouvements.

I.2. 2. Le guidage

Il s'agit de la fonction d'un organe qui dirige un autre organe selon une trajectoire précise.

Il existe deux guidages :

- Guidage en translation
- Guidage en rotation

La liaison et le guidage permettent de supprimer les possibilités de mouvement qui entraveraient le bon fonctionnement d'un mécanisme ou d'un objet.

I.2. 3. La lubrification

Il s'agit de la fonction d'une substance qui permet de réduire le frottement.

On distingue 3 formes de lubrifiants : liquides, semi-liquides et solides.

- Liquide (huile)
- Semi-liquide (graisse)
- Solide (graphite)

I.2. 4. L'étanchéité

Il s'agit de la fonction d'un organe qui empêche un fluide (liquide ou gazeux) de s'échapper de son contenant.

L'étanchéité peut être obtenue par simple contact, mais plus souvent par interposition d'une matière compressible.

Exemples d'organes souvent utilisés pour assurer l'étanchéité :

- Anneau de caoutchouc
- Rondelle de liège
- Vis de nylon

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 nationale qu'à l'échelle internationale.

Cependant, des questions concernant ces documents sont apparues :

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

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

I.3. 1 Norme

« 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 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.3.3 Organismes internationales de normalisation

a. 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.

b. 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.

c. 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.3.4 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. 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.

a. 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.

b. 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.

c. Aspect économique

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

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

I.5. La Fiabilité

Définition de la fiabilité Selon [AFNOR X60-500] : la fiabilité est l'aptitude d'un système à accomplir une fonction donnée durant une période donnée et dans des conditions spécifiées d'exploitation.

Les conditions sont toutes les contraintes externes, qu'elles soient d'origine humaine, climatique, physique. La fiabilité est une caractéristique d'un dispositif exprimée par la probabilité qu'il accomplisse une fonction dans des conditions données pendant un temps donné.

Elle se caractérise donc par quatre concepts :

- **La probabilité** : une probabilité se définit par le rapport entre le nombre de cas favorables et le nombre de cas possibles concernant la réalisation d'un événement. Dans le cas de la fiabilité, la probabilité exprimant les chances d'accomplir une fonction.
- **L'accomplissement d'une fonction** : le dispositif que l'on étudie du point de vue de la fiabilité devra être dans un état tel qu'il lui permet d'accomplir la fonction requise d'une manière satisfaisante.
- **Les conditions données** : les conditions sont les contraintes physiques, chimiques, électroniques et mécaniques subies par le dispositif du fait de son environnement.
- **Le temps** : c'est le temps exprimé au sens large. Ce sera bien souvent, un nombre de cycles ou caractéristiques qui expriment la durée de vie.

La fiabilité se distingue selon l'étape étudiée de la vie du système :

- **La fiabilité prévisionnelle** : c'est celle qui est déterminée, durant la phase de conception, sur la base d'un modèle mathématique défini à partir des données de fiabilité de ses composantes.
- **La fiabilité estimée** : c'est la fiabilité mesurée après avoir conçu le système et ceci à l'aide d'un ensemble d'essais.
- **La fiabilité opérationnelle** : c'est la fiabilité mesurée sur un matériel en exploitation. Elle dépend des conditions réelles d'exploitations et du support logiciel.

I.6. La notion de la sécurité

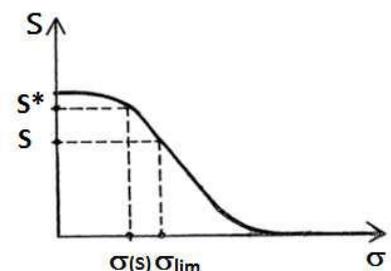
En génie mécanique, la notion de sécurité étant souvent mal comprise à cause de l'utilisation de son antonyme "danger" ou tout simplement insécurité due à une faute. Il convient donc de préciser d'abord la définition exacte de cette notion.

La notion sécurité est définie par la lutte à la dispersion des données concernant un problème de conception donné.

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 courbe représentante de la probabilité de résistance d'une pièce (fiabilité) S en fonction de la contrainte appliquée est donnée dans la Figure 1.1.



I.6. 1 Facteur de sécurité

La courbe représentante de la probabilité de résistance d'une pièce (fiabilité) S en fonction de la contrainte appliquée σ est donnée dans la Figure 1.1.

Figure 1.1 : Courbe fiabilité-contrainte.

Pour une fiabilité de référence S , on trouve une contrainte limite σ_{lim} comme étant l'abscisse correspondant à S dans la courbe de la figure 1.1. La considération d'une fiabilité S^* supérieure à S , correspond à une contrainte $\sigma(s)$ inférieure 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 : $FS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma(s)}$

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 : $\sigma(s) = \frac{\sigma_{lim}}{FS}$

I.6.2 Détermination d'un coefficient de sécurité

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

- ✓ L'accédant grave entraîné 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 :

$$FS = F_{mat} * F_{grav} * F_{prec}$$

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.

I.7. La Tolérance et ajustement

I.7.1 Généralité

Compte tenu du processus de fabrication choisi et des machines utilisées, une cote réelle mesurant l'une des dimensions d'un objet ne peut être exactement la même que celle indiquée sur le dessin de définition. Il est impossible de fabriquer une série d'objets identiques ayant toujours les mêmes dimensions.

Une cote imposée sera plus facile à réaliser si celle-ci varie entre deux valeurs limites :

- Une cote maximale C_{max}
- Une cote minimale C_{min}

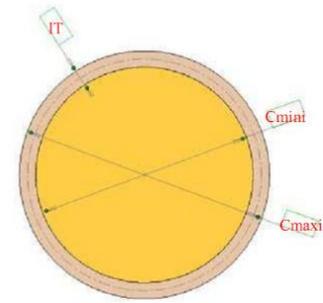
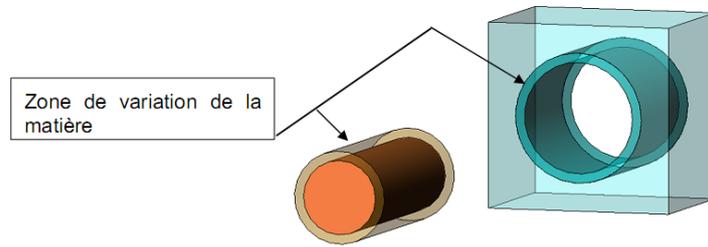


Figure 1.2 : intervalle de tolérance (IT)

La différence entre les deux

dimensions s'appelle tolérance ou intervalle de tolérance (IT). Plus la précision exigée est grande, plus l'intervalle de tolérance doit être petit.

I.7.2 Cotation et tolérance

I.7.2.1 Définitions

Cote nominale : Dimension ou cote qui sert de référence pour l'identification et l'inscription sur les dessins

Ecart supérieur : Egal à la différence entre la cote maxi et la cote nominale

$$ES = C_{max} - C_{nom}$$

Ecart inférieur : Egal à la différence entre la cote mini et la cote nominale

$$ES = C_{mini} - C_{nom}$$

Notion d'arbre : Désigne une pièce contenue (minuscule)

Notion d'alésage : Désigne une pièce contenant (majuscule)

Alésage	Ecart supérieur	$ES = C_{max} - C_{nom}$
	Ecart inférieur	$ES = C_{mini} - C_{nom}$
Arbre	Ecart supérieur	$es = c_{mini} - c_{nom}$
	Ecart inférieur	$ei = c_{mini} - c_{nom}$

I.7.2.2 Inscription des tolérances chiffrées

Une cote tolérance est inscrite à partir de la cote nominale et des deux écarts. L'intervalle de tolérance n'est pas forcément symétrique par rapport à la cote nominale.

- Les écarts sont inscrits dans la même unité que la cote nominale (mm).
- Placer toujours l'écart supérieur au-dessus de l'écart inférieur.
- Ne pas mettre de signe lorsque l'écart est nul.

Cote nominale : elle sert de référence (ou de ligne zéro) pour positionner les intervalles de tolérance (IT) et les écarts.

Qualité : elle indique la taille de l'intervalle de tolérance choisi. Plus ce chiffre est important, plus l'intervalle de tolérance est grand. Il existe 18 classes de qualité. Les valeurs usuelles sont comprises entre 5 et 13.

Ecart : il définit l'écart entre la cote nominale et l'intervalle de tolérance choisi. Plus la lettre est loin dans l'alphabet et plus on a de matière. On utilise des majuscules pour les alésages et des minuscules pour les arbres.

I.7.3 Ajustements normalisés ISO

I.7.3.1 Désignation normalisée

Les ajustements sont des catégories de dimensions normalisées utilisées pour les assemblages de deux pièces prismatiques ou cylindriques. On trouve :

Les ajustements **avec jeu** : $Jeu_{max} = A_{maxi} - a_{mini}$

$$Jeu_{min} = A_{mini} - a_{maxi}$$

$$IT_{jeu} = IT_A + IT_a$$

Les ajustements **avec serrage** : $Serrage_{max} = A_{mini} - a_{maxi}$

$$Serrage_{min} = A_{maxi} - a_{mini}$$

$$IT_{serrage} = IT_A + IT_a$$

Les ajustements **incertains** (jeu ou serrage) : $Serrage_{max} = A_{mini} - a_{maxi}$

$$Jeu_{max} = A_{maxi} - a_{mini}$$

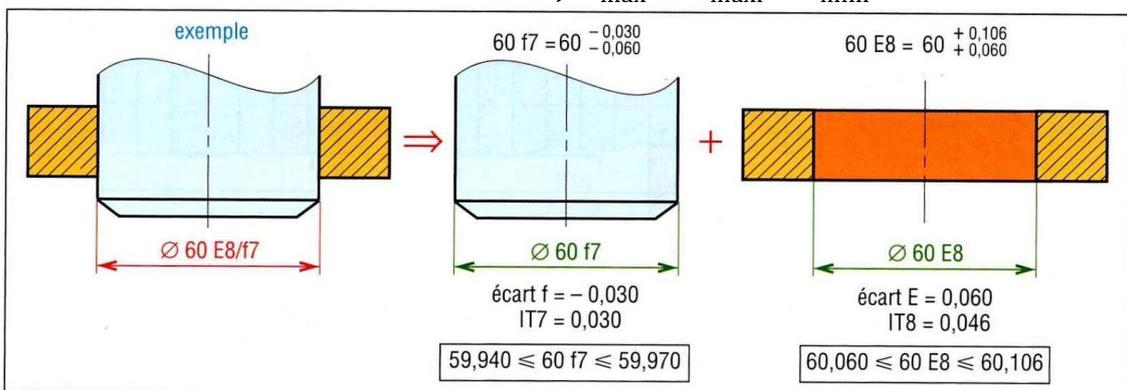


Figure 1.3. Assemblages de 2 pièces cylindriques

I.7.3.2 Systèmes d'ajustement

I.7.3.2.1 Système à alésage normal H

A choisir de préférence. Plus facile à mettre en œuvre.

Dans ce système l'Alésage est toujours pris comme base et **tolérance H**.

Seule la dimension de l'arbre varie.

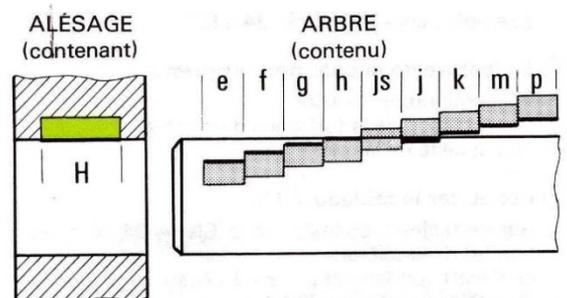


Figure 1.4. Système à alésage normal H

I.7.3.2.2. Système à arbre normal h

L'arbre est toujours pris comme base et **tolérance h**.

Seule la dimension de l'alésage varie.

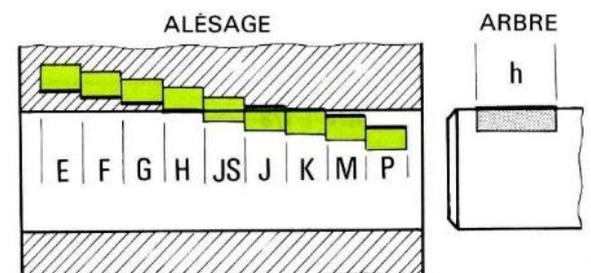


Figure 1.5. Système à arbre normal h

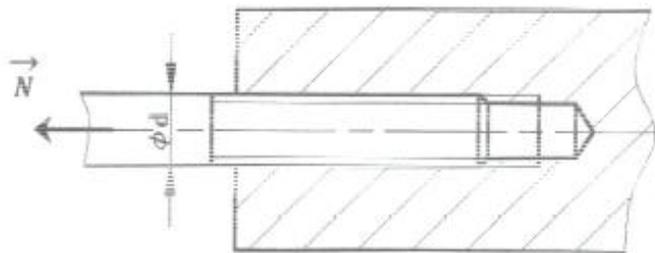
Exercices d'application :

Exercice 1 :

Une tige cylindrique de longueur 0,3 m, filetée aux deux extrémités et supporte une force de traction constante de 30 000N. Si la résistance de la limite élastique est de 30 daN / mm² et le facteur de sécurité $s = 5$.

Calculer :

- 1 - Diamètre d de la partie lisse de la tige (valeurs standard : 10-20-30-40-50).
- 2 - Contrainte σ normale dans la section verticale de la partie lisse.
- 3 - Dilatation ΔL , sachant que le module d'élasticité linéaire est égal à 20000daN/mm².



Exercice 2 :

Une poutre cylindrique remplie de diamètre d est soumise à une simple torsion sous forme de deux couples \vec{C}_A et \vec{C}_B

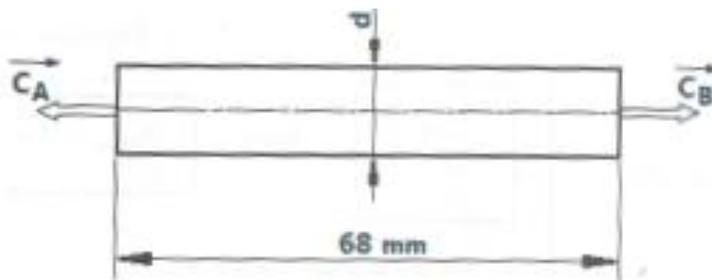
Où $\|\vec{C}_A\| = \|\vec{C}_B\| = 10\text{Nm}$, applique aux deux extrémités.

Comme indique-la figure ci -centre

Données :

Résistance limite élastique au glissement $s = 3$

- 1 - Calculez le diamètre minimum de la poutre pour résister en sécurité.
- 2- Calculer l'angle unitaire de la torsion, sachant que $d = 12\text{mm}$ et $G = 80000\text{N/mm}^2$.
- 3- Inférer l'angle de torsion α en degrés ($^\circ$) entre les extrémités A et B.



Exercice 3 :

Désignation de l'ajustement : $\emptyset 12F7/f7$

Compléter le tableau suivant :

	ALESAGE :.....	ARBRE :.....
Cote (mm)
Ecart supérieur (mm)
Ecart inférieur (mm)
Cote Maxi (mm)	Alésage Maxi=.....	Arbre Maxi =.....
Cote mini (mm)	Alésage mini=.....	Arbre mini=.....

Calculer : Jeu Maxi :

Jeu Maxi :

Nature de l'ajustement (avec jeu, avec serrage ou incertain :

Solution d'exercice 1 :

1- Calcul de diamètre d : (valeurs standard : 10-20-30-40-50 ...)

Condition de la résistance $\sigma \leq R_p \longrightarrow \frac{N}{S} \leq R_p$

$$\frac{N}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq R_p \longrightarrow d \geq \sqrt{\frac{4N}{\pi R_p}} \quad ; R_p = \frac{R_e}{FS}$$

$$\text{AN: } R_p = \frac{300}{5} = 60 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad ; d \geq \sqrt{\frac{4.30000}{3,14.60}} \longrightarrow d \geq 25,24\text{mm}$$

On va choisir la valeur standard $d=30\text{mm}$

1- Calcul de Contrainte normale σ

$$\sigma = \frac{N}{S} = \frac{N}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4N}{\pi d^2} \quad \sigma = \frac{4.30000}{3,14.30^2} = 42,46 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

2- Calcul de la dilatation ΔL

$$\sigma = E \frac{\Delta L}{L} \longrightarrow \Delta L = \sigma \frac{L}{E} \quad ; E = 20000 \text{ daN/mm}^2 = 200000 \text{ N/mm}^2, L=300\text{mm}$$

$$\Delta L = \frac{42,46.300}{200000} = 0.064\text{mm}$$

Solution d'exercice 2

1 – Calcul de diamètre minimum de la poutre pour résister en sécurité.

$$\tau_{max} \leq R_{pg} \longrightarrow \frac{M_t}{I_0} \leq R_{pg} \longrightarrow \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} \leq R_{pg} \longrightarrow \frac{16M_t}{\pi d^3} \leq R_{pg}$$

$$\frac{16M_t}{\pi R_{pg}} \leq d^3 \longrightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi R_{pg}}}$$

$$M_t = 10Nm = 10^4 Nmm \quad ; \quad R_{pg} = \frac{R_{eg}}{FS} = \frac{180}{3} = 60N/mm^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 60}} = 9,47mm \quad \text{Donc } d_{min} = 9,47mm$$

2- Calcul de l'angle unitaire de la torsion, sachant que $d = 12mm$ et $G = 80000N/mm^2$.

$$M_t = G\theta I_0 \quad \longrightarrow \quad \theta = \frac{M_t}{GI_0} \quad , \quad I_0 = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 12^4}{32} = 2034,72mm^4$$

$$\theta = \frac{10^4}{80000 \cdot 2034,72} = 6,14 \cdot 10^{-5} \text{ rad/mm}$$

3- Inférer l'angle de torsion α en degrés ($^\circ$) entre les extrémités A et B.

$$\theta = \frac{\alpha}{L} \quad \longrightarrow \quad \alpha = \theta \cdot L$$

$$\alpha = \theta \cdot L = 6,14 \cdot 10^{-5} \cdot 68 = 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\pi \quad \longrightarrow \quad 180^\circ$$

$$1 \text{ rad} \quad \longrightarrow \quad \frac{180^\circ}{\pi} \quad , \quad \alpha = 4,17 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,239^\circ$$

Solution d'exercice 3 :

Désignation de l'ajustement : $\emptyset 12F7/f7$

	ALESAGE : $\emptyset 12F7$	ARBRE : $\emptyset 12f7$
Cote (mm)	12	12
Ecart supérieur (mm)	$+34\mu m = +0,034mm$	$-16\mu m = -0,016mm$
Ecart inférieur (mm)	$+16\mu m = +0,016mm$	$-34\mu m = -0,034mm$
Cote Maxi (mm)	Alésage Maxi=12,034	Arbre Maxi =11,984
Cote mini (mm)	Alésage mini=12,016	Arbre mini=11,966

Calculer : Jeu Maxi : Alésage maxi - Arbre mini = 12,034-11,966=+0,068mm

Jeu Maxi : Alésage mini - Arbre maxi =12,016-11,984=0,032mm

Nature de l'ajustement (avec jeu, avec serrage ou incertain : Avec jeu.

Chapitre 2 : Les assemblages filetés

II.1 Généralités

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. Un système vis-écrou permet :

- d'assembler d'une manière démontable deux ou plusieurs pièces (fixation de la roue d'une voiture par exemple)
- de transmettre un mouvement (vis d'étau de serrage par exemple).

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 menée d'une forme complémentaire à la saillie hélicoïdale de la tige. Cette pièce est dite écrou (fig. 2.1).

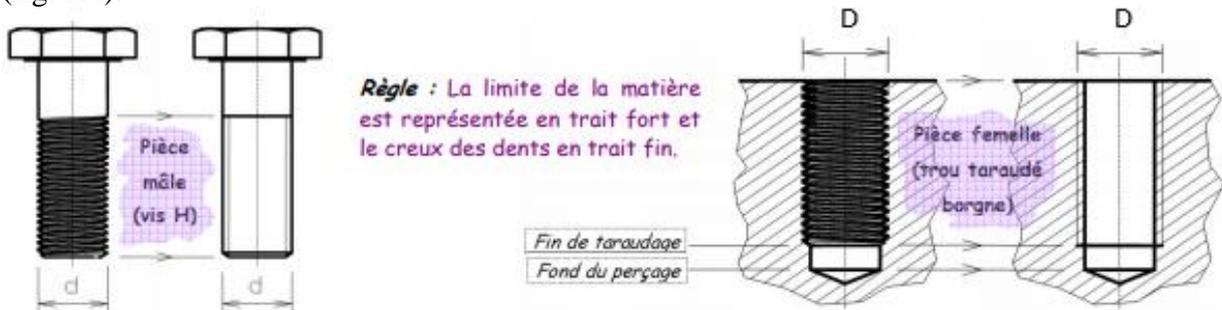


Figure 2.1 : Présentation des pièces filetées.

L'hélice est une ligne tracée sur un cylindre dont la tangente en chacun de ces un angle constant α avec le plan perpendiculaire sur l'axe du cylindre (figure 2.2).

- 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 :
$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi d} \quad (2.1)$$

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

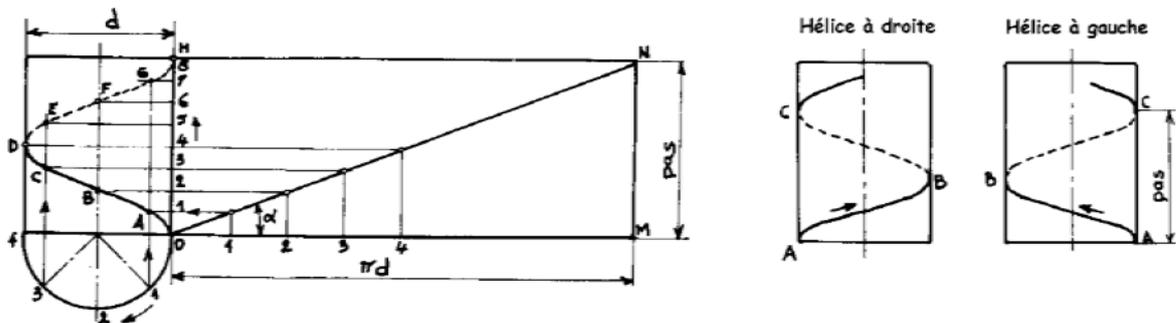


Figure 2.2 : Hélice définissant le filetage.

II.2 Différents profils des filets

Les différentes formes des surfaces hélicoïdales constituant les filets sont normalisés. Pour chacune de ces normes, on associe une désignation différente.

La figure 2.3 présente les importants profils

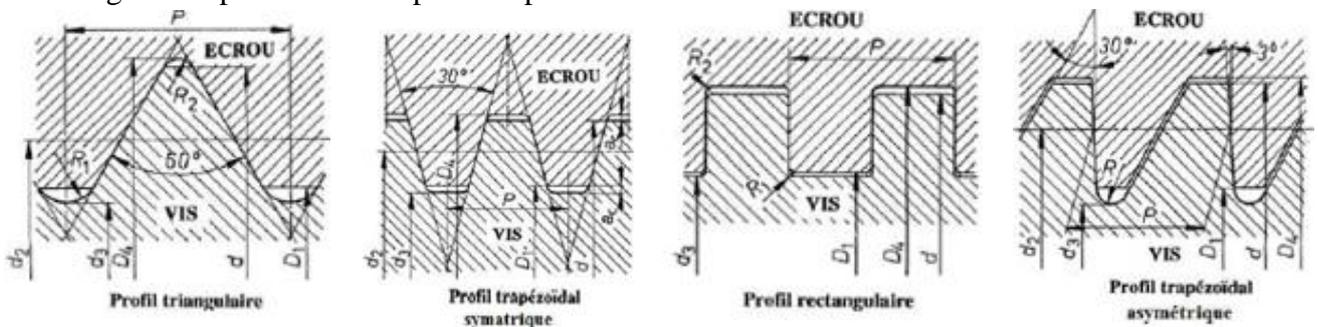


Figure 2.3 : Importants profils de filetage.

On trouve ainsi que le profil normal ou pas fins.

Il existe d'autres profils spéciaux tel que : le profil trapézoïdal symétrique utilise pour la transmission des efforts importants, le profil trapézoïdal asymétrique destiné à supporter des poussées uni axiales, ou le profil rond utilise 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 :

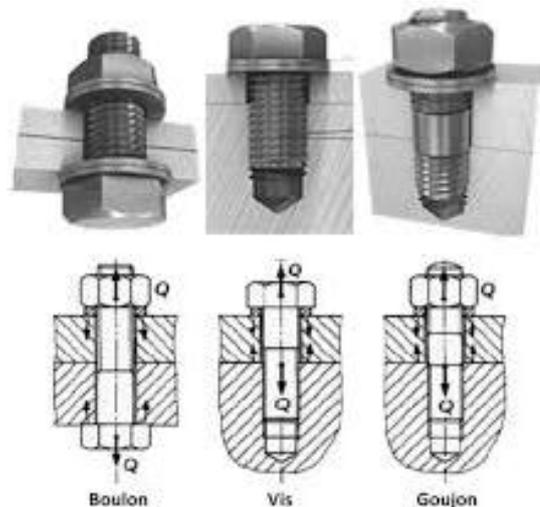


Figure 2.4 : Assemblages filetés

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 ou la pression est exercée par la tête de la vis,
- Vis de pression ou la pression exercée par l'extrémité.

II.3.1.1 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 assembler et se visse uniquement dans la dernière

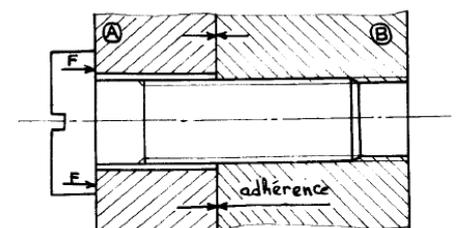
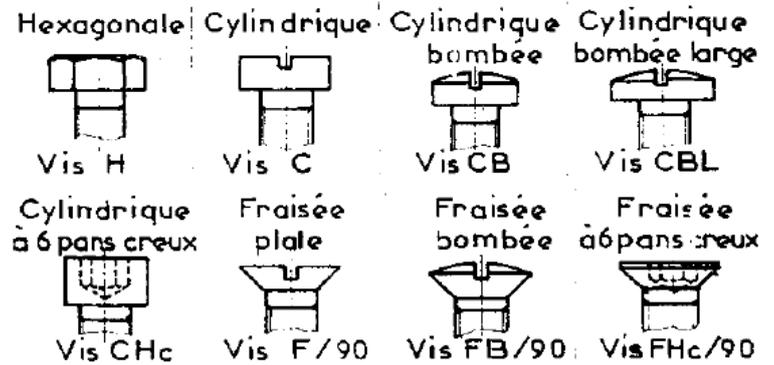


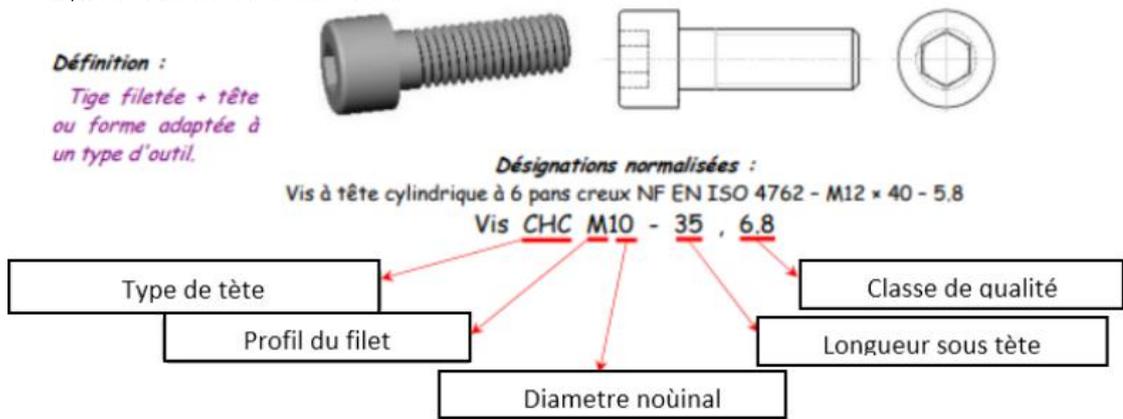
Figure 2.5 : Emploi des vis d'assemblage

Selon la forme de la tête, qui a un double rôle ; la constitution d'une surface et la permission de manipulation (blocage) de la vis, on trouve plusieurs modèles (fig. 2.6)

Figure 2.6 : Caractéristiques des vis d'assemblages

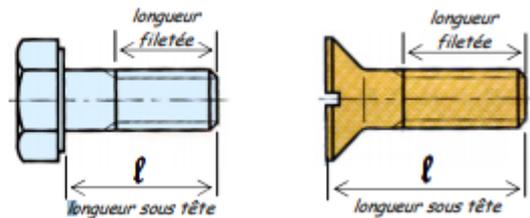


a) **Exemple de désignation :**



b) **Longueur sous tête**

La longueur sous tête est normalisée, et en général appelée " l ", elle peut être entièrement ou partiellement filetée. La longueur filetée est normalisée elle aussi, voir le guide du dessinateur.



c) **Classe de qualité**

La classe de qualité est parfois gravée sur la tête de la vis, elle définit sa résistance à la traction.

marquage des têtes	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
classes de résistance	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
limite élastique R_e , N/mm ² ou MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
limite à la rupture R_m , N/mm ² ou MPa	330	400	420	500	520	600	800	900	1 040	1 220

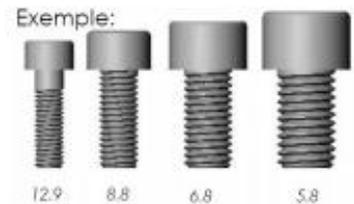
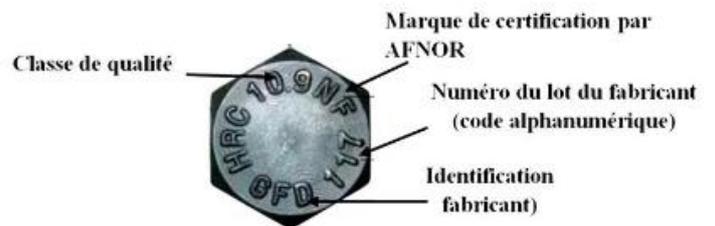


Figure 2.7 : Conditions fonctionnelles d'emploi des vis d'assemblage

Exemple d'un marquage d'une vis métrique
La figure suivante donne un exemple de marquage sur la tête d'une vis selon AFNOR.



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 $J \geq 1.5d$ 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 différencient 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. 2.8).

Pour une utilisation correcte de ce type de vis,

L'implantation J doit vérifier la condition :

$J \geq d$: Pour les métaux durs et ;

$J \geq 1.5d$: Pour les métaux tendres.

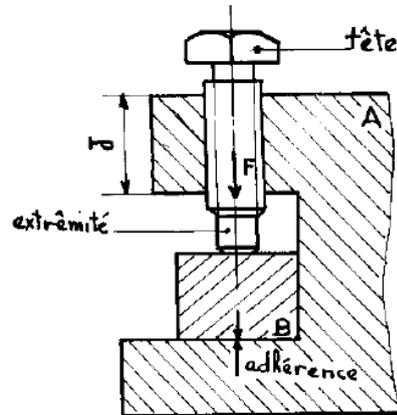


Figure 2.8 : Emploi des vis de pression

La figure 2.9 présente les formes de tête et d'extrémité rencontre.

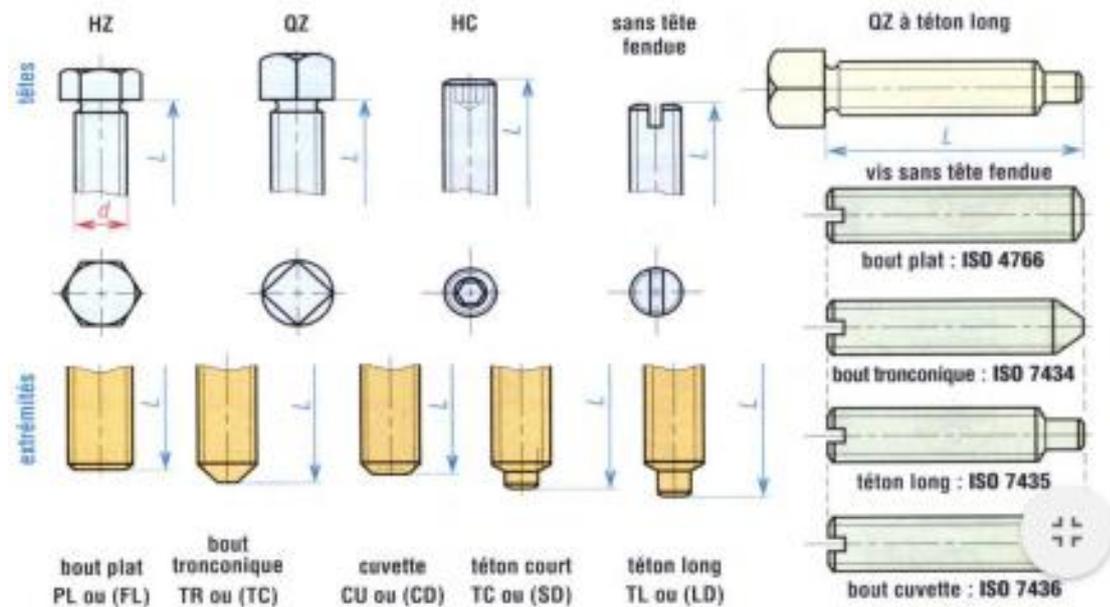
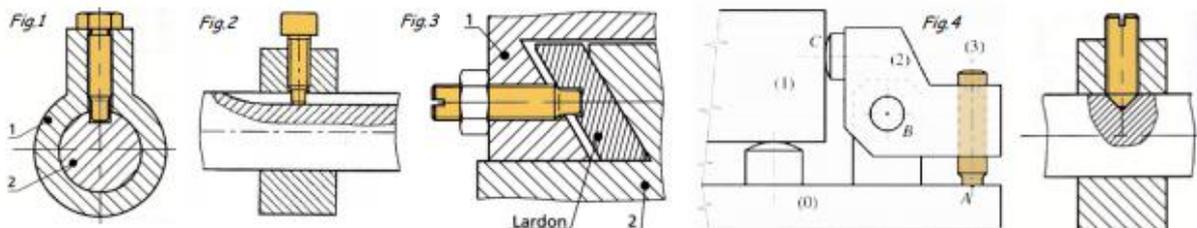


Figure 2.9 : Caractéristiques des vis de pression.

Exemple d'application :



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 manœuvres 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 2.10 présente les écrous les plus utilisés en construction.

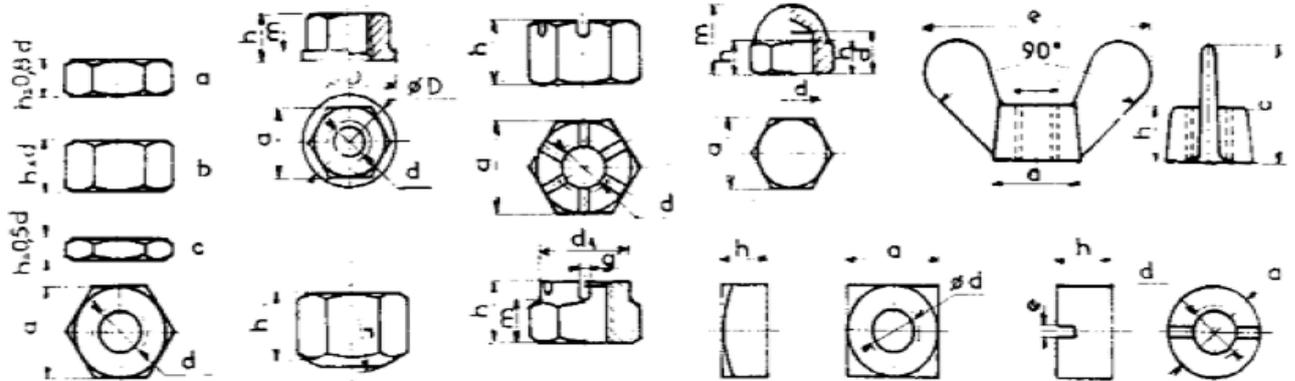


Figure 2.10 : Caractéristiques des écrous.

Désignation : les écrous désignent par le mot Ecrou suivi du symbole puis désignation du filetage diamètre nominal et la classe de qualité, exemple : écrou H.M10.10

II.3.3. Les boulons

Un boulon est composé d'une vis et d'un écrou (Fig. 2.11). 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.

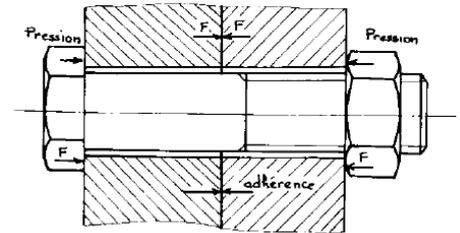


Figure 2.11 : Assemblage par boulon

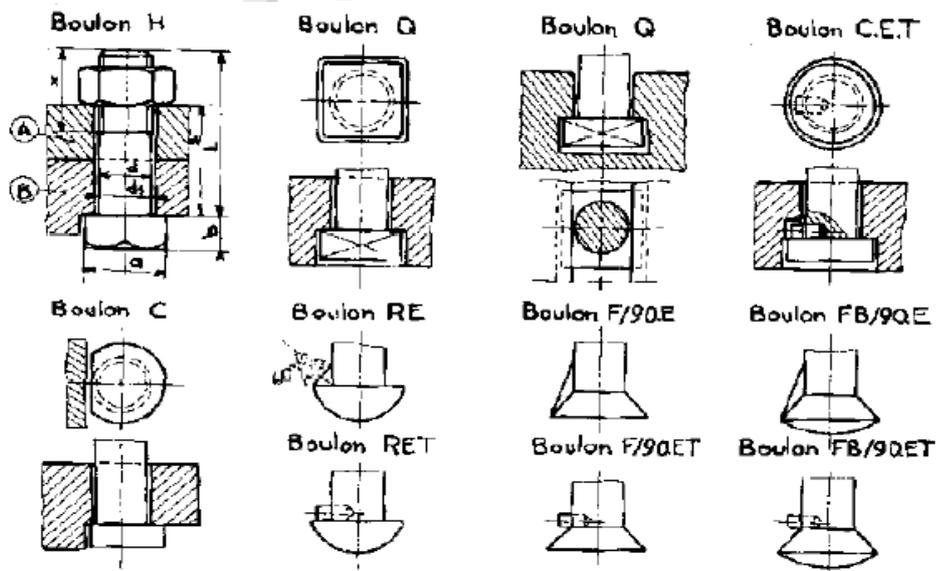
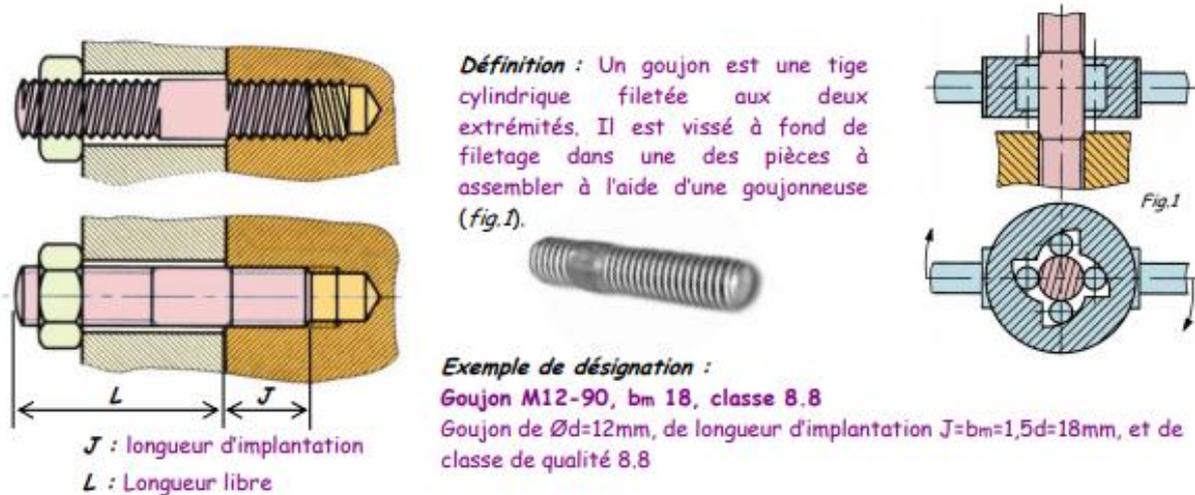


Figure 2.12 : Blocage des boulons.

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 2.12 présente les techniques les plus fréquemment utilisées en construction mécanique.

II.3.4. Les goujons



L'implantation J doit vérifier la condition ; $J \geq 1,5d$ pour les métaux durs et ; $J \geq 2d$ pour les métaux tendres.

Pour assembler deux pièces à l'aide de cet organe, on doit planter 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 (Fig2.13).

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

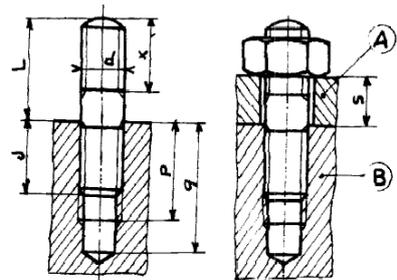


Figure 2.13 : blocage et l'implantation d'un goujon

II.4 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 2.14 présente les différentes techniques rencontrées en construction.

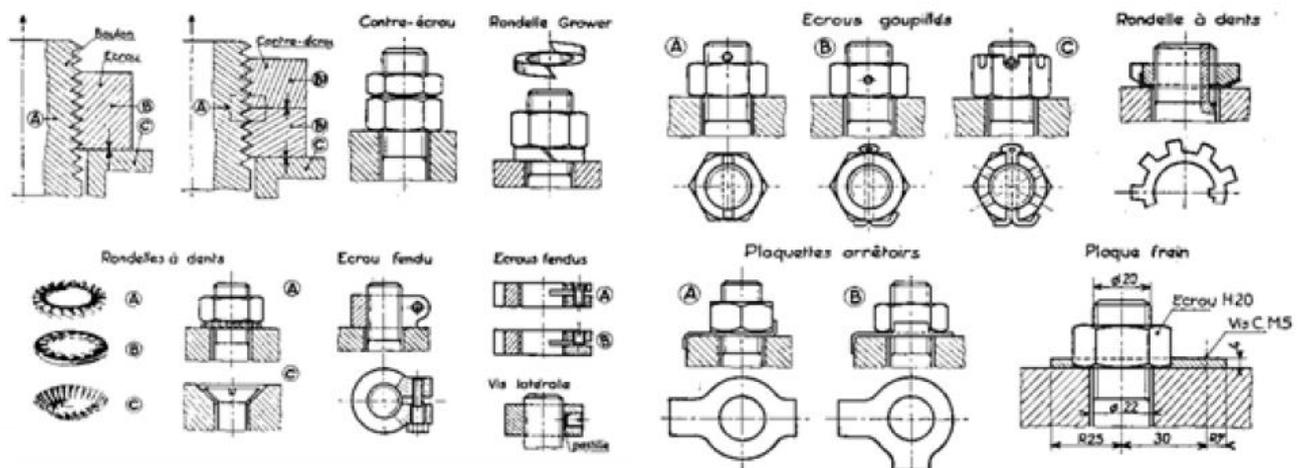


Figure 2.14 : Freinage par adhérence.

II.5 Dimensionnement des éléments filetés

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 :

$$\frac{p}{\pi d} < 0.05 \quad (2.2)$$

D'où
$$P < \frac{d}{6.4} \quad (2.3)$$

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

Considérons un assemblage par visage de deux pièces (Fig. 2.15). 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.

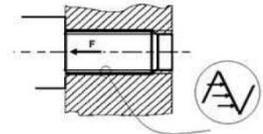


Figure 2.15 : Efforts de serrage.

$$F = 0,9 \cdot R_e \cdot S \quad (2.4)$$

Tel que 0,9 : taux de charge de 90% (marge de sécurité de 10%)

S : Section résistante de la tige filetée, R_e : est la limite élastique de matériaux.

On trouve ainsi que la vis subit deux sollicitations :

- Une sollicitation d'extension dans la tige, de contrainte (daN/mm²) :

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (2.5)$$

Où S est la section du noyau de la tige

- Une sollicitation de cisaillement de filets, de contrainte (daN/mm²) :

$$\tau = \frac{F}{NS_f} \quad (2.6)$$

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 égaux à une valeur pratique. En introduisant un coefficient de sécurité, on peut écrire. Condition de la résistance

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &\leq R_p & ; & R_p = \frac{R_e}{FS} \\ \tau_{max} &\leq R_{pg} & ; & R_{pg} = \frac{R_{eg}}{FS} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Où R_p : Résistance appliquée (pratique) à l'étirement ou à la compression et

R_{pg} : est la résistance pratique au glissement et R_{eg} : est la limite élastique par glissement.

II.5.1. Calcul du diamètre

La section du noyau d'une tige filetée est souvent exprimée par la relation suivante : $S = \frac{\pi d^2}{4}$

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

$$\frac{4F}{\pi d^2} \leq \frac{R_e}{FS} \quad (2.8)$$

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

$$d \geq \sqrt{\frac{4F.FS}{\pi R_e}} \quad (2.9)$$

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

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4F.FS}{\pi R_e}} \quad (2.10)$$

II.5.2. Calcul de l'implantation

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

$$\frac{F}{N.\pi.d.P} \leq \frac{R_{eg}}{FS} \quad (2.11)$$

D'où
$$N_{min} \geq \frac{F.FS}{\pi.d.P.R_{eg}} \quad (2.12)$$

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

$$N_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.P.R_{pg}} \quad (2.13)$$

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

$$J_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.R_{pg}} \quad (2.14)$$

Exemple 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 vissée dans un matériau dont $R_{pg} = 40$ MPa, déterminer l'implantation minimale ($FS = 2$).

Résistance à l'extension : $\sigma_{max} \leq R_p$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4.18000}{\pi.12^2} = 99.47 MPa ; \quad R_p = \frac{R_e}{FS} = \frac{240}{2} = 120 MPa$$

La condition vérifie la tige de la vis peut alors résister.

$$\text{Implantation minimale : } J_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.R_{pg}} = \frac{18000.2}{\pi.12.40} = 23.8 mm$$

II.6. 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 2.16 présente quelque exemple sur les actions de serrage. C_s Représente le couple de serrage et F est la force de blocage entre les pièces assemblées.

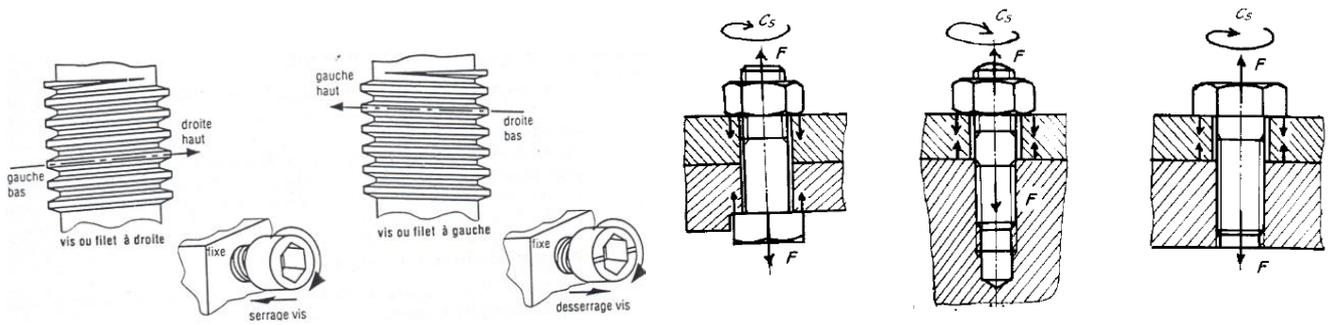


Figure 2.16 : Actions de serrage dans les assemblages filetés.

II.6.1. 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 du aux efforts de frottement entre les pièces assemblées.

On peut donc écrire :

$$C_s = C_1 + C_2 \quad (2.15)$$



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

Figure 2.17 : spécification des filets métriques.

A partir des spécifications des filets, présentées dans la figure 2.17, le couple C_1 est exprimé par la relation suivante :

$$C_1 = Fr_m \tan(\alpha + \varphi_1) \quad (2.16)$$

Où φ_1 est l'angle de frottement entre filets, donne par : $\tan \varphi_1 = \frac{\mu_1}{\cos \beta} = \mu_1^I$

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

On a aussi : $\tan \alpha = \alpha = \frac{P}{\pi d}$ et $d = \frac{d}{2}$

$$D'où : C_1 = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d\mu_1^I}{2} \right) \quad (2.17)$$

$$\text{Le couple } C_2 \text{ peut-être exprime par la relation : } C_2 = Fr_m \tan \varphi_1 \quad (2.18)$$

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

$$D'où : C_2 = Fr_m \mu_2 \quad (2.19)$$

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 .

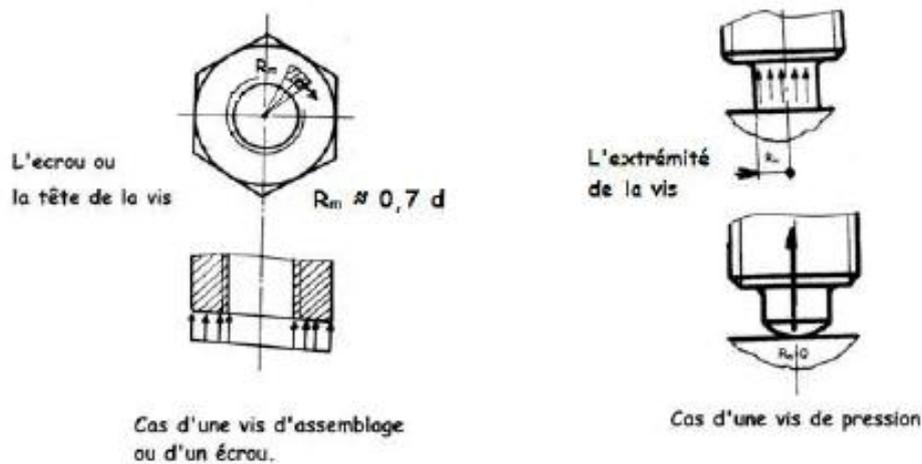


Figure 2.18 : Rayon moyen de frottement r_m dans les assemblages filetés.

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

$$C_s = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d\mu_1^l}{2} + r_m\mu_2 \right) \quad (2.20)$$

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

$F \frac{P}{2\pi}$: Couple nécessaire pour la mise en tension de l'élément de serrage utilisé,

$F \frac{d\mu_1^l}{2}$: Couple nécessaire pour vaincre les frottements entre les filets,

$F r_m \mu_2$: Couple nécessaire pour vaincre les frottements entre l'élément de serrage et les pièces à assembler.

Dans le cas d'une vis de pression à extrémité ronde, la surface de contact entre l'élément de serrage et la pièce à bloquée est présentée par un point (fig. 2.18). En effet, le rayon moyen de la surface de frottement est nul et le troisième terme de l'expression 2.19 sera, par conséquent, néglige.

II.6.2 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 le filet.

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

$$C_d = F r_m \tan(\varphi_1 - \alpha) \quad (2.21)$$

De la même manière, on trouve :

$$C_d = F \left(\frac{d\mu_1^l}{2} - \frac{P}{2\pi} \right) \quad (2.22)$$

Exemple 2 :

Déterminer le couple de serrage et de desserrage d'une vis d'assemblage M 10 × 1,5 en admettant que toutes les surfaces de contact sont acier-acier ($\mu = 0,14$).

On a:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu \quad \mu_1^I = \frac{\mu_1}{\cos 30} = \frac{0,14}{0,86} = 0,16$$

$$r_m = 0,7d = 0,7 \times 10 = 7\text{mm}$$

$$\text{Couple de serrage } C_{sr} = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d\mu_1^I}{2} + r_m\mu_2 \right) C_s = F \left(\frac{1,5}{2\pi} + \frac{10 \cdot 0,16}{2} + 7 \cdot 0,14 \right) = 2,01F$$

$$\text{Couple de desserrage : } C_{ds} = F \left(\frac{d\mu_1^I}{2} - \frac{P}{2\pi} \right) = F \left(\frac{10 \cdot 0,16}{2} - \frac{1,5}{2\pi} \right) = 0,56F$$

II.6.3 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).

$$\text{Dans le cas de serrage :} \quad \eta = \frac{F \cdot P}{C_{sr} \cdot 2\pi} \quad (2.23)$$

Si on néglige le deuxième terme de la formule de C_{sr} on trouve que :

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 + \alpha)} \quad (2.24)$$

Dans le cas de desserrage :

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 - \alpha)} \quad (2.25)$$

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

Exercices d'application :

Exercice 1 :

Une charge de traction supportée par la partie filetée de section $S=157\text{mm}^2$ de la tige d'un boulon de qualité **10-9** et de diamètre $d=16\text{mm}$, $R_e = 900\text{ MPa}$.

Calculer :

- charge de traction F
- Pas P

Exercice 2 :

Vérifier la condition de la résistance à l'extension de la tige d'une vis M 20 fabriquée d'un matériau dur dont la résistance pratique $R_p = 175\text{MPa}$ et boquée à une force 32000 N . Sachant que cette vis est vissée dans un matériau dont $R_{pg} = 60\text{ MPa}$,

Calculer l'implantation minimale.

Exercice 3 :

Déterminer le couple de serrage et de desserrage d'une vis d'assemblage M 16×1.75 en admettant que toutes les surfaces de contact sont acier-acier ($\mu = 0,2$) et $F=20\text{daN}$.

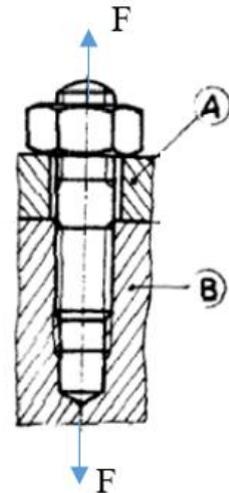
Exercice 4 :

Un goujon de longueur libre 0.2m , et supporte une force de traction constante de $15\,000\text{N}$. Si la résistance de la limite élastique est de $35\text{ daN} / \text{mm}^2$ et le facteur de sécurité $s = 4$.

Sachant que le pas $P = 0.75\text{ mm}$ et $R_{pg} = 50\text{ MPa}$

Calculer :

- 1 - Diamètre d de la partie lisse de goujon.
- 2 - Contrainte σ normale dans la section verticale de la partie lisse.
- 3 - Dilatation ΔL_G , sachant que le module d'élasticité linéaire est $E=15000\text{daN/mm}^2$.
- 4 - la section cisailée d'un filet.
- 5- le nombre minimal de filets en prise.



Solution de l'exercice 1 :

$$\text{Pascal : } 1\text{Pa} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}^2} = \frac{\text{J}}{\text{m}^3} = 10^{-5}\text{bar} = 0.987.10^{-5}\text{atm} \quad ; \quad 1\text{MPa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$1) \quad F = 0,9. R_e. S$$

$$F = 0,9.900.157 = 127170\text{N}$$

$$2) \quad P < \frac{d}{6.4}$$

$$P < \frac{16}{6.4} = 2.666\text{mm} \quad , \text{ prenons la valeur de } P=2\text{mm}$$

Solution de l'exercice 2 :

Vérification de la condition de la résistance à l'extension : $\sigma < R_p$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} = 101.92 \text{ MPa}$$

Donc la condition de la résistance est vérifiée, Alor la tige de la vis peut résister.

Implantation minimale :

$$J_{min} = \frac{F \cdot FS}{\pi \cdot d \cdot R_{pg}} = \frac{32000 \cdot 2}{\pi \cdot 20 \cdot 60} = 33.9 \text{ mm}$$

Solution de l'exercice 3 :

On a :

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu \quad \mu_1^I = \frac{\mu_1}{\cos 30} = \frac{0.14}{0.86} = 0.16$$

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

$$\text{Couple de serrage : } C_s = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2} \mu_1^I + R_m \right) = F \left(\frac{1.5}{2\pi} + \frac{10}{2} \cdot 0.16 + 0.14 \right) = 2.01F$$

$$\text{Couple de desserrage : } C_d = F \left(\frac{d}{2} \mu_1^I - \frac{P}{2\pi} \right) = F \left(\frac{10}{2} \cdot 0.16 - \frac{1.5}{2\pi} \right) = 0.56F$$

Solution de l'exercice 4 :

1- Calcul de diamètre d

Condition de la résistance $\sigma \leq R_p$

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi d^2} \quad ; \quad R_p = \frac{R_e}{FS} \quad \text{Donc} \quad \frac{4F}{\pi d^2} \leq \frac{R_e}{FS} \quad \longrightarrow \quad d \geq \sqrt{\frac{4F \cdot FS}{\pi R_e}}$$

$$\text{AN : } d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 15000 \cdot 4}{3 \cdot 14 \cdot 350}} = 14,78 \text{ mm} ; \text{ choisissons } d=20 \text{ mm}$$

2- Contrainte σ normale

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{AN: } \sigma = \frac{4 \cdot 15000}{3 \cdot 14 \cdot 20^2} = 47,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3 – calcul de la dilatation ΔL_G

$$\sigma = E \frac{\Delta L_G}{L} \quad \longrightarrow \quad \Delta L_G = \sigma \frac{L}{E} \quad , \quad \text{AN: } \Delta L_G = 47,78 \frac{2 \cdot 10^2}{15 \cdot 10^4} = 0.064 \text{ mm}$$

4 - la section cisailée d'un filet

$$s_f = \pi d P \quad \text{AN: } s_f = 3,14 \cdot 20 \cdot 0,75 = 47.12 \text{ mm}^2$$

5- le nombre minimal de filets en prise. $N_{min} = \frac{F \cdot FS}{\pi \cdot d \cdot P \cdot R_{pg}}$

$$\text{AN: } N_{min} = \frac{15000 \cdot 4}{3,14 \cdot 20 \cdot 0,75 \cdot 50} = 25,47 \text{ mm}$$

Exercices supplémentaire

Exercice 1

Nous voulons choisir le matériau de fabrication pour une vis de $d=30\text{mm}$ et $l=300\text{mm}$ afin qu'il résiste à l'effet de la résistance à la traction $N = 20\,000\text{ N}$.

Le matériau 1, en acier S 355, caractérisé par $s = 3$; $Re = 355\text{N/mm}^2$.

Le matériau 2, en alliage d'aluminium Al Si10Mg est caractérisé par $s = 3$; $Re=180\text{N/mm}^2$.

-Effectuer les calculs et choisir le matériau approprié pour la fabrication de la vis

Exercice 2 :

La figure ci-dessous représente 03 pièces fixées par une vis et un écrou de $d = 20\text{ mm}$.

Le matériau de la vis est l'acier S275 Résiste à la force de cisaillement $T = 15000\text{ N}$.

Tel que $Reg = 0,5 Re$.

On prend le facteur de sécurité $s = 2$.

1- Afficher les surfaces de cisaillement en rouge sur la figure.

2- Calculer la contrainte de cisaillement de la vis.

3- Le matériel utilisé est-il approprié ? Justifié par le calcul.



Chapitre 3 : Assemblages non démontables

III.1. Introduction

Une liaison permanente (non démontable) permet d'assembler des pièces en éliminant tout problème lié à la mise en position. Associé à cet avantage, un inconvénient très important, c'est l'impossibilité de démontage. En effet, et pour la neutralisation de cette liaison, il est nécessaire de détériorer l'une des pièces assemblées ou l'élément d'assemblage. Par conséquent, l'utilisation de cette solution constructive est classée parmi les derniers choix.

III.2. Assemblage par frettage

Le frettage (emmanchement forcé) consiste à faire adhérer un moyeu sur un arbre par la pression provenant d'une interférence.

Le diamètre effective de l'alésage doit être inférieur à celui de l'arbre. En effet, il est réservé aux assemblages par pénétration cylindrique sans complément genre de clavette ou goupille

III. 2.1. Procédé de frettage

Les surfaces de liaison sont cylindres (arbre-moyeu) de même diamètre nominal. Le blocage est obtenu par le choix d'un ajustement de telle qu'il existe toujours un serrage dans l'assemblage capable de transmettre un couple. Les aciers par lesquels sont réalisés les arbres et les moyeux doivent avoir une limite élastique supérieur à 400 MPa .

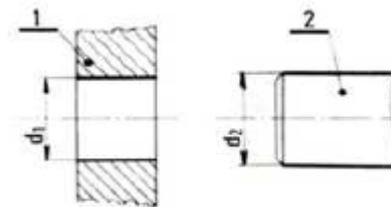


Fig. 3.1 : Montage par emmanchement forcé.

Le diamètre extérieur D du moyeu ne doit en aucune section être inférieur à $1,5 d$; diamètre intérieur du moyeu.

Avant montage, les surfaces de contact doivent avoir une rugosité ; $0,2 < Ra < 0,8 \mu m$. Ainsi, l'arbre et moyeu doivent subir une préparation spéciale. La figure 3.2 représente les dimensions normalisées des chanfreins.

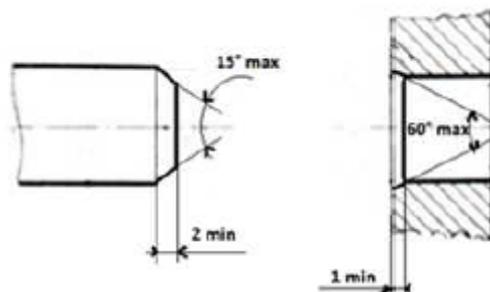


Fig. 3.2 : Préparation de l'arbre et du moyeu

Selon la valeur maximale de serrage, il existe deux procédés de montage :

III. 2.1.1 A la presse : la difficulté de mise en place n'impose pas que l'ménagement des extrémités de l'arbre et l'alésage (Fig. 3.2) mais parfois la lubrification des pièces avant le montage.

Ce procédé présente une méthodologie simple avec l'inconvénient d'un risque de grippage et une variation de serrage après montage. Par conséquent, les calculs de détermination des efforts axiaux et des couples ne s'appliquent pas pour ce cas.

III. 2.1.2 Par dilatation de l'alésage ou (et) contraction de l'arbre :

En chauffant le moyeu, on peut dilater son alésage. Ainsi, le refroidissement de l'arbre peut contracter son diamètre. L'un de ces opérations ou les deux associées permet de produire un jeu avant le montage, ce qui facilite l'assemblage. Le serrage apparaît lorsque l'ensemble est revenu à la même température.

III.2.2. Calcul des températures d'échauffement et (ou) de refroidissement

Pour obtenir, avant le montage, un jeu j (mm), il faut chauffer le moyeu à une température θ_c (°C) ou refroidir l'arbre à une température θ_r telles que :

$$\theta_c = \theta_0 + \frac{S_r + J}{\alpha \cdot d} ; \theta_r = \theta_0 - \frac{S_r + J}{\alpha \cdot d} \quad (3.1)$$

Où θ_0 : Température ambiante (°C),

α : Coefficient de dilatation linéaire (mm / mn °C),

S_r : Serrage désiré (mm), d : diamètre nominale (mm).

III.2.3. Calcul de la pression de contact

D'après les lois fondamentales de l'RDM, la pression de contact qui s'établit entre l'arbre et le moyeu est donnée par l'expression suivante :

$$P = \frac{ES_r}{2d} \quad (3.2)$$

Où E est le module d'Yong (MPa).

Pour que le moyeu puisse résister, cette pression ne doit pas dépasser la pression limite de matage du matériau constituant.

III.2.4. Calcul du moment transmissible

Si l'assemblage s'effectue sur une portée L (longueur du moyeu en mm) et μ est le coefficient de frottement, l'assemblage peut supporter un effort axial A tel que :

$$A = \mu \cdot p \cdot S \quad (3.3)$$

Où S est la surface de contact, donnée par : $\pi \cdot d \cdot L$

Il vient donc que cet effort soit exprimé par :

$$A = \pi \mu \cdot p \cdot d \cdot L \quad (3.4)$$

Ainsi, cet assemblage peut transmettre un couple limite :

$$M = \frac{\pi}{2} \mu P d^2 L \quad (5.5)$$

Il peut également envisager la transmission simultanée de l'effort axial A et le couple M sans que la pression de contact soit modifiée.

Exemple 1 :

Un arbre-moyeu de diamètre 50 mm est assemblé avec un serrage de $20 \mu\text{m}$. Le matériau du moyeu a un coefficient de dilatation linéaire $\alpha = 10^{-5} \text{mm/mn. } ^\circ\text{C}$ et un module d'Yong $E = 207 \text{ GPa}$. Si on réalise l'assemblage avec un jeu de $10 \mu\text{m}$, calculer la température d'échauffement du moyeu (température ambiante $25 \text{ } ^\circ\text{C}$) et la pression de contact. Sachant que la longueur du moyeu est de 35 mm, calculer le moment transmissible ($\mu = 0,15$).

$$\text{On a : } \theta_c = \theta_0 + \frac{S_r + J}{\alpha \cdot d} = 25 + \frac{0.02 + 0.01}{10^{-5} \cdot 50} = 85^\circ\text{C}$$

La pression de contact sera :
$$P = \frac{ES}{2d} = \frac{207 \times 10^3 \times 20 \times 10^{-3}}{2 \cdot 50} = 41,4 \text{ MPa}$$

Le moment est donné par :
$$M = \frac{\pi}{2} \mu P d^2 L = \frac{\pi}{2} \times 0,15 \times 41,4 \times 50^2 \times 35 = 853,5 \text{ Nm}$$

III.3. Assemblage par rivetage

Le rivet se présente avant assemblage comme une tige possédant une tête, ayant une longueur suffisante pour pouvoir former la deuxième. Pour réaliser un assemblage par rivetage, le rivet utilisé doit avoir une longueur supérieure à la somme des épaisseurs pièces assemblées. Ainsi, le diamètre du trou, réalisé sur ces pièces, est supérieur au diamètre du rivet, pour faciliter le montage.

La liaison entre deux pièces minces (tôles) est réalisée par la déformation de l'extrémité du rivet en formant la deuxième tête. Cette opération, appelée « rivure », résulte un double épaulement qui fixe les pièces à assemblées l'une contre l'autre (Fig. 3.3).

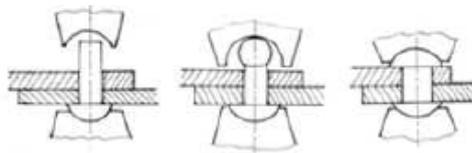


Fig. 3.3 : Procédé de rivetage.

Les rivets d'acier ayant un diamètre de 10mm et plus sont posés à chaud. Tandis que les rivets d'acier de diamètre inférieur à 10mm, ainsi que les rivets de métaux légers et de cuivre sont montés à froid.

III.3.1. Classification des rivets

Selon la forme géométrique, on trouve plusieurs types de rivet. La figure 3.4 représente les modèles les plus rencontrés en pratique.

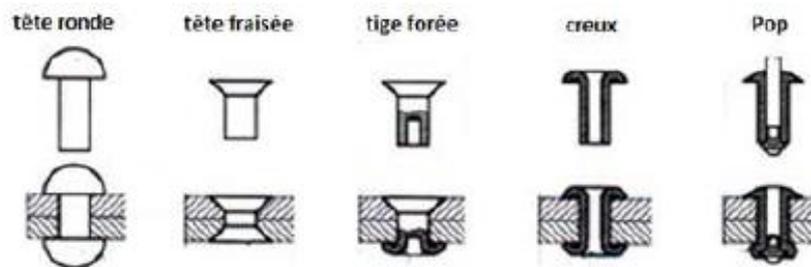


Fig. 3.4 : Types de rivets.

III.3.2. Calcul des rivets

Le diamètre d'un rivet dépend de l'épaisseur s de la tôle la plus épaisse à assembler. Il est donné par l'expression suivante :

$$d = \frac{45S}{15+S} \quad (3.6)$$

Si F est l'effort de cisaillement subi par l'assemblage et R_{pg} est la résistance à la rupture par glissement du matériau du rivet, le nombre de rivets nécessaire pour l'assemblage est déterminé par la relation :

$$n = 8 \cdot 10^{-4} \frac{F}{R_{pg}} \left(\frac{15}{s} + 1 \right)^2 \quad (3.7)$$

Ce nombre de rivets doit être réparti sur la surface d'assemblage d'une manière équitable.

Exemple 2 :

Calculer le diamètre des rivets utilisés pour l'assemblage de deux tôles d'épaisseur égal à 10 mm. Sachant que l'effort de cisaillement est de 15000 N et la résistance à la rupture de rivet est de 80 MPa.

Déterminer le nombre des rivets.

$$\text{On a : } d = \frac{45S}{15+s} = \frac{45 \times 10}{15+10} = 18 \text{ mm}$$

$$\text{Le nombre de rivet sera : } n = 8.10^{-4} \frac{F}{R \text{ pg}} \left(\frac{15}{S} + 1 \right)^2$$

$$n = 8.10^{-4} \frac{40000}{80} \left(\frac{15}{10} + 1 \right)^2 \cong 3 \text{ rivets}$$

III.4. Assemblage par soudage

Les pièces soudées ou brasées sont identifiables avant tout grâce au cordon de soudure joignant les différentes parties. Ce procédé est largement utilisé en construction des machines, on s'en sert pour fabriquer, soit des bâtis, soit des pièces de forme impropre à un usinage économique, que l'on ne peut ou ne veut pas obtenir par les procédés de fonderie.

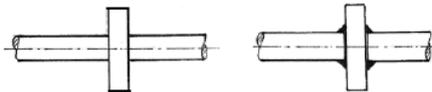


Fig. 3.5 : Joints de soudure.

Ainsi, pour fabriquer la pièce de la figure 3.5, un usinage au tour nécessiterait l'enlèvement d'une quantité de matière supérieure à celle de la pièce, ce qui n'est pas économique. Mais il est également possible de la réaliser par soudage. Cependant, à ces propriétés avantageuses, il faut en ajouter d'autres qui le sont un peu moins. Le refroidissement du cordon de soudure s'accompagne d'un retrait, et celui-ci peut provoquer des déformations modifiant les positions ou les cotes des pièces (Figure 3.6). Si ces déformations sont empêchées, il en résulte des contraintes résiduelles qui peuvent être dangereuses.

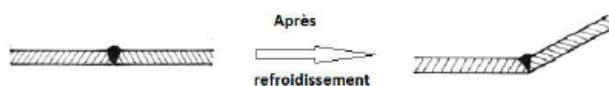


Fig. 3.6 : Déformation de retrait

III.4.1 Soudabilité

Certains matériaux ont tendance à se fragiliser quand on les soude. La capacité d'un matériau à admettre une soudure sans devenir fragile est appelée soudabilité.

En règle générale, un acier est d'autant moins soudable qu'il contient plus de carbone.

Jusqu'à 0,35% de carbone, l'acier est soudable sans problème. Au-delà, la soudabilité est limitée, ce qui signifie qu'il faut s'entourer de précautions, par exemple, chauffer les pièces avant soudage, les revenir après. Certains aciers ont été développés spécialement pour obtenir une soudabilité améliorée.

Les fontes se soudent difficilement. Il ne faut les souder que pour d'éventuelles réparations, et cette opération demande des précautions spéciales.

L'aluminium et ses alliages se soudent assez bien, mais avec des postes à souder fonctionnant en courant alternatif.

Le soudage des métaux spéciaux (titane, zirconium, tellure) demande des procédés appropriés.

III.4.2. Procédés de soudage

Le soudage autogène représente l'assemblage de deux matériaux de même type avec ou sans métal d'apport. Quant au brasage, ou soudage hétérogène, représente l'assemblage de deux métaux différents (Figure. 3.7).

Un recuit de détente est souvent réalisé sur les aciers pour éliminer les effets de trempe superficielle dus au soudage, suivi d'un refroidissement lent.

Fig. 3.7 : Assemblage de deux métaux différents.



Selon la nécessité et les matériaux soudés, on distingue plusieurs types de soudages. La distribution de types se fait généralement à l'aide du matériel utilisé. Dans ce sens, on peut citer les types de soudage suivants :

III.4.2.1 Soudage au chalumeau

Il s'effectue avec une flamme et un métal d'apport. Bien souvent, le métal d'apport est débité dans le métal servant à réaliser les pièces. En effet, ceci permet de souder exactement avec le métal choisi.

III.4.2.2 Soudage à l'arc électrique

La différence de potentiel entre l'électrode et les pièces à souder entraîne la fusion de l'électrode entre les deux pièces. Le cordon de soudure doit avoir une épaisseur et une hauteur régulièrement constantes pour présenter de bonnes caractéristiques d'assemblage.

III.4.2.3 Soudage par résistance

Dans ce type de soudage, appelé aussi soudage par effet de Joule, deux électrodes réalisent le soudage de deux pièces grâce à un fort courant électrique qui entraîne la fusion locale des tôles.

III.4.2.4 Soudage MIG, MAG (Métal Inert, Activ Gaz)

Ces types de soudage, très répandus, se font sur des postes semi-automatiques. Les soudures sont réalisées sous atmosphère inerte (MIG : argon ou hélium avec peu de CO₂) ou sous atmosphère active (MAG : le taux de CO₂ est plus important). Le gaz, actif ou inerte, conditionne la profondeur de pénétration de la soudure. Ainsi la soudure pénètre plus profondément pour le MAG que pour le MIG

III.4.2.5 Soudage TIG (Tungstène Inert Gaz)

Cette méthode de soudage est réservée aux métaux difficilement soudables par d'autres méthodes (titane, acier inoxydable, aluminium, nickel, cuivre). Elle nécessite beaucoup de précautions (sensible à l'oxydation due à l'air), et son coût de revient est élevé.

III.4.3. Calcul des joints de soudure

Dans le cas d'une soudure en bout, le cordon a sa racine d'un côté des pièces et son épaisseur a est égale à celle des tôles (Figure. 3.8).

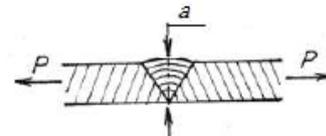


Fig. 3.8 : Soudure en bout.

Dans le cas d'une soudure d'angle (Figure. 3.9), on définit l'épaisseur du joint a comme étant la plus petite distance de sa racine à la surface libre.

Cependant, si le joint est convexe, l'épaisseur est limitée à la corde du joint. La longueur l du joint est toujours limité, au moins de $2a$, pour tenir compte des cratères d'extrémité.

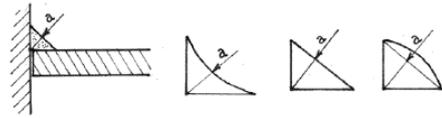


Fig. 3.9 : Soudure en angle.

En tenant compte du fait que le cordon de soudure, réalisé dans les règles de l'art, est plus résistant que le métal de base, la contrainte de référence est la limite de rupture R_r du métal de base. La contrainte enveloppe est indépendante de la direction de la force appliquée F . Dans tous les cas, on a :

$$\sigma_{env} = \sqrt{3} \frac{F}{a.l} \leq R_r \quad (3.8)$$

Remarquons ici qu'on utilise par le coefficient de sécurité car R_r est inférieure à la résistance de rupture du cordon de soudure. Notons aussi qu'à partir de cette relation simplifiée, on peut calculer que ce soit la force limite supportée par le joint ou les dimensions nécessaire de joint.

III.4.4 Principaux matériaux soudables

III.4.4.1 Aciers

Les aciers non alliés à faible teneur en carbone, type E ou A, ont une bonne soudabilité. Même remarque pour les aciers inoxydables à condition que le pourcentage de carbone (%C) reste inférieure à 0,05%.

Pour les XC et les aciers faiblement alliés, le carbone est l'élément le plus défavorable au soudage dans la mesure où il favorise la trempe. La soudabilité peut être estimée par la méthode du carbone équivalent CE.

CE : carbone équivalent; Mn : manganèse; Cr : chrome; C : carbone; Ni : nickel;

Cu : cuivre; Mo : molybdane ; $CE = \%C + \frac{\%Mn}{6} + \frac{\%Ni}{15} + \frac{\%Mo}{4} + \frac{\%Cr}{5} + \frac{\%Cu}{13}$

Si $CE \leq 0,4$: l'acier est parfaitement soudable à température ambiante.

$0,45 \leq CE \leq 0,7$: l'acier est moyennement soudable ; préchauffage de 100 à 400°C.

$CE > 0,7$: l'acier est difficilement soudable ; préchauffage, électrodes spéciales, traitements thermiques.

Exemples : XC 32 (0,35% C et 0,6% Mn) : $CE = 0,35 + 0,6/6 = 0,45$ (moyennement soudable)

35NC18 (0,35% C, 4,5% Ni, 1,7% Cr, 0,8% Mn) :

$CE = 0,35 + 4,5/15 + 1,7/5 + 0,8/6 = 1,12$ (difficilement soudable)

Remarque : la norme NF A 36-000 précise les domaines d'aptitude au soudage des aciers les plus courants.

III.4.4.2 Cas des Fontes : leur soudage est en général très difficile (électrodes spéciales ; préchauffage, etc...) : il est surtout utilisé en réparation ou en rechargement de pièces accidentées ou usées

III.4.4.3 aluminium et alliages

Les alliages sans durcissement structural (aluminium pur Al+Mg. Al+Mn. Al+Si) ont une bonne soudabilité (TIG ou MIG).

Les alliages à durcissement structural (Al+Mg+Si, Al+Cu, Al+Si) sont un peu plus difficiles à souder (MIG) et nécessitent plus de précautions.

III.4.5 Indication sur le calcul des soudures

Seules sont abordées les notions générales faisant intervenir des calculs à partir des résultats de la résistance des matériaux classique : traction, cisaillement, torsion, flexion.

Pour certains appareils, les soudures sont soumises à une législation avec des coefficients de sécurité normalisés.

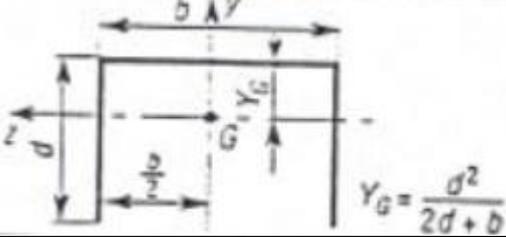
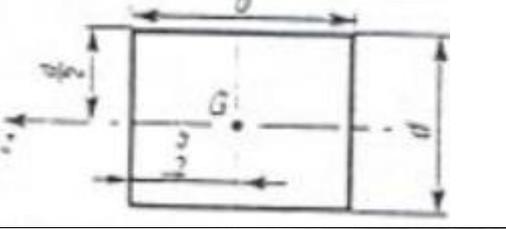
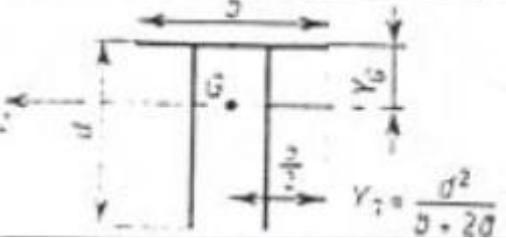
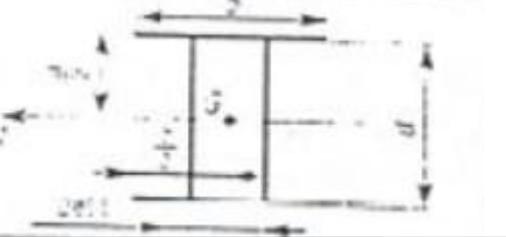
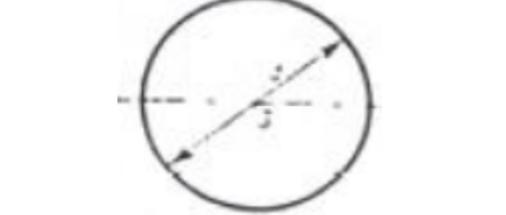
III.4.5.1 Tableaux des valeurs de coefficient correcteur K_f

K_f : est un coefficient correcteur tenant compte des concentrations de contraintes. Il doit être appliqué dans les cas de fatigue ou charges alternées.

Cas	Exemple	Contraintes	
		Représentation	Formules
Traction			$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{F}{a.L}$
Cisaillement			$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{a.L}$ $\tau = \frac{F}{0,707.a.L}$ $L=AB+CD$
Cisaillement avec torsion			$\tau = \sigma = \tau_0 = \sigma_0$ $\tau = \frac{F}{h.L} (L=AB+CD)$ Mohr : $\tau_{maxi} = \frac{1,12F}{h.L}$ approximation usuelle $\tau_{maxi} = \frac{1,414F}{h.L} = \frac{F}{0,707h.L}$
Torsion			$\tau = \frac{M_t}{I_{uG} 0,707 h}$ $\tau = \frac{M_t}{V}$
Flexion			$\tau = \sigma = \frac{M_f}{I_{uz} 0,707 h}$ Mohr \rightarrow τ_{maxi} τ et $\sigma \rightarrow \sigma_{maxi}$

III.4.5.2 Tableaux des caractéristiques des cordons de soudures assimilés à une ligne

Soudures	Torsion	Flexion
	$I_{uG} = \frac{d^3}{12}$	$I_{uz} = \frac{d^3}{12}$
	$I_{uG} = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$	$I_{uz} = \frac{d^3}{6}$
	$I_{uG} = \frac{b(3d^2 + b^2)}{6}$	$I_{uz} = \frac{bd^2}{2}$
	$I_{uG} = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$	$\frac{I_{uz}}{V} = \frac{4bd + d^2}{6} \text{ (sommet)}$ $\frac{I_{uz}}{V} = \frac{d^2(4b+d)}{6(2b+d)} \text{ (bas)}$
	$I_{uG} = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$	$I_{uz} = \frac{d^2(6b+d)}{12}$
	$I_{uG} = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b-2d)}$	$I_{uz} = \frac{2d^3}{3} - 2d^2y_G + (b+2d)y_G^2$
	$I_{uG} = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$	$I_{uz} = \frac{d^2(6b+d)}{12}$

	$I_{u_G} = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b-2d)}$	$I_{u_z} = \frac{2d^3}{3} - 2d^2y_G + (b+2d)y_G^2$
	$I_{u_G} = \frac{(b+d)^3}{6}$	$I_{u_z} = \frac{d^2(3b+d)}{6}$
	$I_{u_G} = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b-d)^2}{(b-2d)}$	$I_{u_z} = \frac{2d^3}{3} - 2d^2y_G + (b+2d)y_G^2$
	$I_{u_G} = \frac{b^3 + 3bd^2 - d^2}{6}$	$I_{u_z} = \frac{d^2(3b+d)}{6}$
	$I_{u_G} = \frac{\pi d^3}{8}$	$I_{u_z} = \frac{\pi d^3}{8}$

Exercices d'application

Remarque : principe de calcul en torsion et flexion

Les moments quadratiques I_{u_G} et I_{u_z} indiqués au tableaux 2 dans le cours ne prennent pas en compte l'épaisseur des cordons ; chaque cordon est assimilé à un fil d'épaisseur égale à 1. Les formules fournies dans le tableaux 1 dans le cours tiennent compte de cette épaisseur en multipliant les valeurs de I_{u_G} et I_{u_z} par a ou $0.70h$.

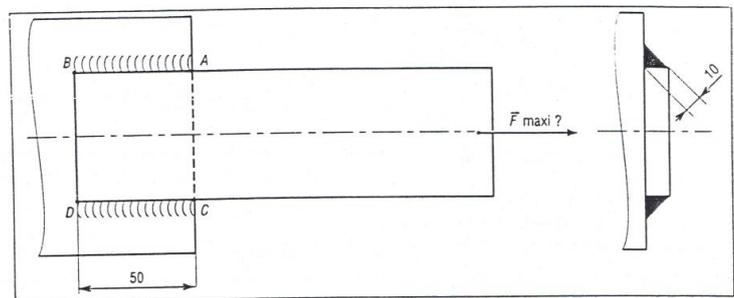
$$I_G = I_{u_G} \cdot a = I_{u_G} \cdot 0.707 \cdot h$$

$$I_z = I_{u_z} \cdot a = I_{u_z} \cdot 0.707 \cdot h$$

Exercice 1 : Cas de soudures parallèles à la charge – calcul au cisaillement

Deux soudures d'angle AB et CD. De longueur 50mm. Sont soumises à du cisaillement sous l'action de la charge F .

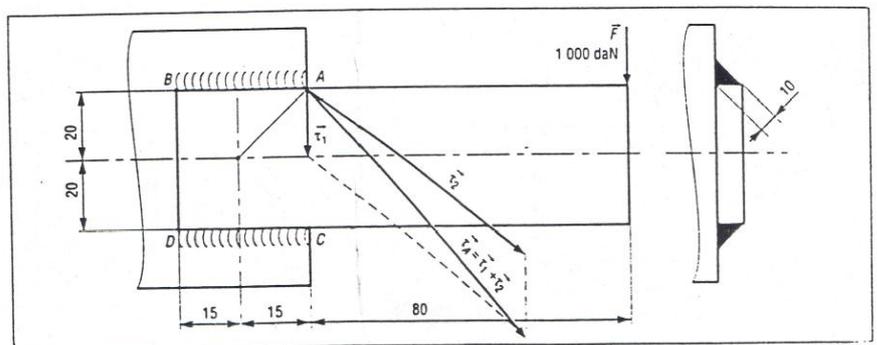
Si l'on adopte une contrainte limite au cisaillement (R_{pg}) de 10 daN /mm² pour la métal d'apport, quelle charge F maximale l'assemblage peut-il supporter ?



La section cisailée à prendre en compte est la plus petite section longitudinale de chaque cordon, aire $axl=10 \times 50$.

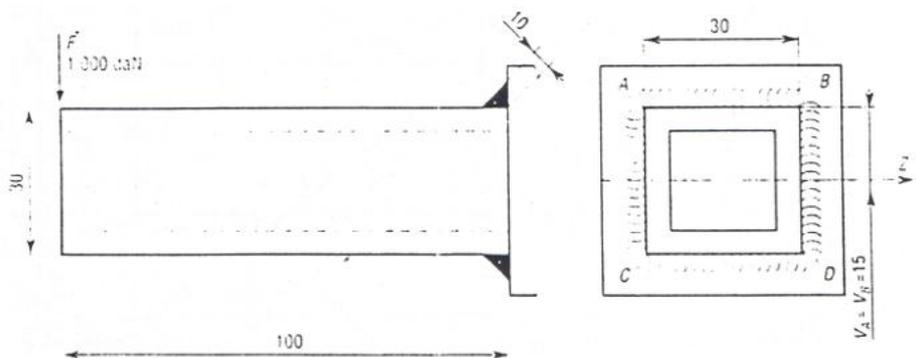
Exercice 2 : calcul en torsion

Deux soudures d'angle AB et CD, de longueur 30mm et d'épaisseur 10mm, sont soumises à une charge F de 1000 daN, transversale et décalée, amenant cisaillement et torsion. Calculer la contrainte maximale exercée dans les cordons.



Exercice 3 : calcul en flexion

Les quatre soudures d'angle en acier AB, BC, CD et DA, de longueur 30mm et d'épaisseur 10mm sont soumises à une charge F de 1000daN. Transversale et décalée, amenant cisaillement et flexion. Calculer la contrainte maximale exercée dans les cordons.



Solution d'exercice 1 :

$$\tau_{max} \leq R_{pg} = \frac{F_{max}}{a(l+l)} \longrightarrow F_{max} = R_{pg} \cdot a(l+l)$$

$$AN : F_{max} = 10.10(50 + 50) = 10\,000 \text{ daN}$$

Solution d'exercice 2 :

les cordons supportent de façon combinée du cisaillement (contrainte τ_1 résultant de l'effort tranchant $T=F=1000\text{daN}$) et de la torsion autour du point O (génère des contraintes de cisaillement supplémentaires τ_2). la contrainte τ_1 est supposée uniforme en tout point des deux cordons et est égale à :

$$\tau_1 = \frac{T}{a.l} = \frac{1\,000}{10(30+30)} = 1,66 \text{ daN/mm}^2$$

la contrainte de torsion τ_2 dépend de la distance (V) entre le point considéré et le centre de torsion O. Cette valeur est maximum en A ou C

$$\begin{aligned} \tau_{2 \text{ maxi}} = \tau_2(A) &= \frac{M_t}{(I_{u_0, a})/V} \\ &= \frac{M_t}{(I_{u_0, a})/OA} = \frac{M_t \cdot OA}{I_{u_0, a}} = \frac{95\,000 \times 25}{28\,500 \times 10} = 8,33 \text{ daN/mm}^2 \end{aligned}$$

Avec :

$$M_t = 1000(80+15) = 95\,000 \text{ daN.mm}$$

$$V = OA = (15^2 + 20^2)^{1/2} = 25 \text{ mm}$$

A partir du tableau 2 (3^e rangée) on obtient :

$$I_{u_0} = \frac{b(3d^2 + b^2)}{6} = \frac{30(3 \times 40^2 + 30^2)}{6} = 28\,500 \text{ mm}^3$$

La contrainte totale de cisaillement en A ($\tau_A = 8,49 \text{ daN/mm}^2$) est obtenue par addition vectorielle des deux vecteurs contraintes précédents (τ_1 parallèle à F dirigée vers le bas, $\tau_2(A)$ perpendiculaire en A à OA voir figure.

Solution d'exercice 3 :

L'étude de la flexion de la poutre (diagrammes des T et de M_t) montrent que les cordons supportent à la fois du cisaillement (contrainte τ_1 résultant de l'effort tranchant $T=F=1000\text{daN}$) et de la flexion (génère des contraintes normales de type σ_1). la contrainte τ_1 est supposée uniforme en tout point des quatre cordons et est égale à :

$$\tau_1 = \frac{T}{a.l} = \frac{1\,000}{10 \times 30 \times 4} = 0,83 \text{ daN/mm}^2$$

Dans le cas de la torsion. On retrouve approximativement le cas d'un cordon chargé transversalement du tableau 2 (9^e rangée) et supportant (dans la section cisailée inclinée à 45°) une contrainte normale σ et une contrainte tangentielle τ_2 ayant même valeur.

$$\begin{aligned}\tau_1 = \tau_{\max} = \sigma_A = \sigma_B &= \frac{M_f}{(I_{u_z, a})/V} = \frac{M_f}{(I_{u_z, 10})/15} = \frac{M_f \cdot 15}{I_{u_z, 10}} \\ &= \frac{100\,000 \times 15}{18\,000 \times 10} = 8,33 \text{ daN/mm}^2 \\ I_{u_z} &= \frac{d^2(3b + d)}{6} = \frac{30^2(3 \times 30 + 30)}{6} = 18\,000 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

Avec :

V : distance entre le point (A ou B) et le plan neutre ("axe z")

M_t : Moment fléchissant à l'encastrement = 1000 . 100 = 100000 daN.mm

La contrainte de cisaillement totale τ_{\max} peut être approximée par :

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \left(\tau_1^2 + \sigma^2 \right)^{1/2} = \left[\left(\frac{T}{S} \right)^2 + \left(\frac{M_f \cdot v}{I_{u_z} \cdot a} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[(0,83)^2 + (8,33)^2 \right]^{1/2} = 8,37 \text{ daN/mm}^2\end{aligned}$$

Remarque : une étude plus poussée peut être menée en utilisant la technique du cercle de Mohr et un critère de limite élastique appropriée (voir ouvrage spécialisée)

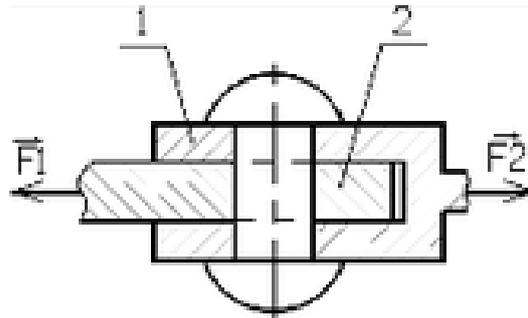
Exercices supplémentaires

Exercice 1 :

Soit l'articulation à chape ci-dessous dont l'axe a pour diamètre 8mm, supportant les efforts d'intensité $F_1 = F_2 = 180\text{daN}$.

L'axe d'articulation étant en acier S235, la résistance $R_{eg} = 0,5R_e$ on demande :

- La résistance élastique R_e de cet axe.
- La résistance R_{eg} .
- La surface des parties cisillées de l'axe.
- La contrainte de cisaillement sur cet axe.
- Le coefficient de sécurité de cette articulation.

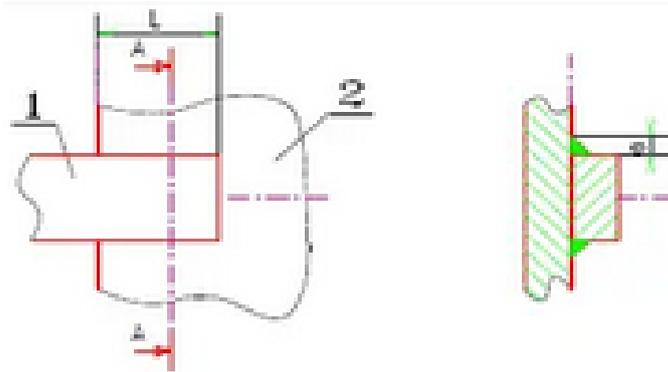


Exercice 2 :

La barre (1) de section rectangulaire est assemblée au gousset (2) par deux cordons de soudure d'épaisseur $a = 3\text{ mm}$ et de longueur L .

Sur cette barre s'exerce une force horizontale $F = 1,5 \cdot 10^4\text{ N}$. Le métal d'apport utilisé pour la soudure a une contrainte pratique au cisaillement $\tau_p = 200\text{ MPa}$. On adopte un coefficient de sécurité de 4.

- Quelle est la longueur minimale L des cordons de soudure.
- Calculez la résistance élastique au cisaillement.



Chapitre 4 : Transmission de mouvement par Engrenages

IV.1. Généralité sur les engrenages

Les études sur les engrenages ont, depuis longtemps, une grande importance dans la conception de ce type d'éléments de machine, les conditions d'usinage, la lubrification et ces périodes d'entretien ont aussi une influence sur la résistance des charges appliquées et la tenue en fatigue. Leur fonction et s'assurer une meilleure longévité de l'équipement dont ils sont montés, sans avoir des anomalies durant les périodes de fonctionnement.

Les engrenages cylindres ont une large application, dans le domaine industriel, car ils sont montés dans les réducteurs de vitesses, permettant la réduction de la vitesse de sortie, ainsi que la transmission des couples, selon la taille de ces équipements. Parfois les engrenages n'arrivent pas à satisfaire leur fonction, provoquant des dysfonctionnements des chaînes de production, cela est rendu aux anomalies rencontrées au niveau des dents : piqure, grippage, écaillage, ...etc. les causes de ces avaries sont :

Étude moins approfondie, mauvaise lubrification, les surcharges, ...etc

L'organe de transmission et d'adaptation de la puissance est un réducteur à engrenages.

La seule solution constructive qui permet de réaliser les fonctions désirées.

On classe généralement l'ensemble des solutions en deux familles.

• Les transmissions de puissance par obstacle parmi lesquelles on distingue :

— Les transmissions de puissance par engrenage.

— Les transmissions de puissance par pignons et chaîne.

• Les transmissions de puissance par adhérence parmi lesquelles on distingue :

— Les transmissions de puissance par poulies – courroie

— Les transmissions de puissance par roues de friction.

Il est clair que la transmission de puissance par engrenage est la transmission phare des systèmes techniques industriels du fait de sa compacité et des rendements associés.

IV.2 Fonction

Le rôle des engrenages est de transmettre un mouvement ou une puissance par obstacle, avec changement des caractéristiques du mouvement et un rapport de vitesse constant.

Les engrenages peuvent avoir diverses utilités :

- Réduction et/ou multiplication de la fréquence de rotation entre 2 arbres.
- Réduction et/ou augmentation du couple moteur.
- Transmission d'un mouvement de rotation.
- Transformation des caractéristiques d'un mouvement.

IV.3 Utilisation

On les utilise pour transmettre un mouvement et une puissance entre 2 arbres parallèles ou non, concourants ou non et perpendiculaires ou non. Pour un prix de revient modéré, ils ont pour avantage un excellent rendement et un encombrement plutôt faible. Ils sont dans certains cas irréversibles

IV.4. Les différents types d'engrenages

Suivant la fonction qu'ils sont à réaliser, les engrenages peuvent avoir différentes formes et différentes caractéristiques de denture. Il y a 3 catégories d'engrenages Figure.4.1.

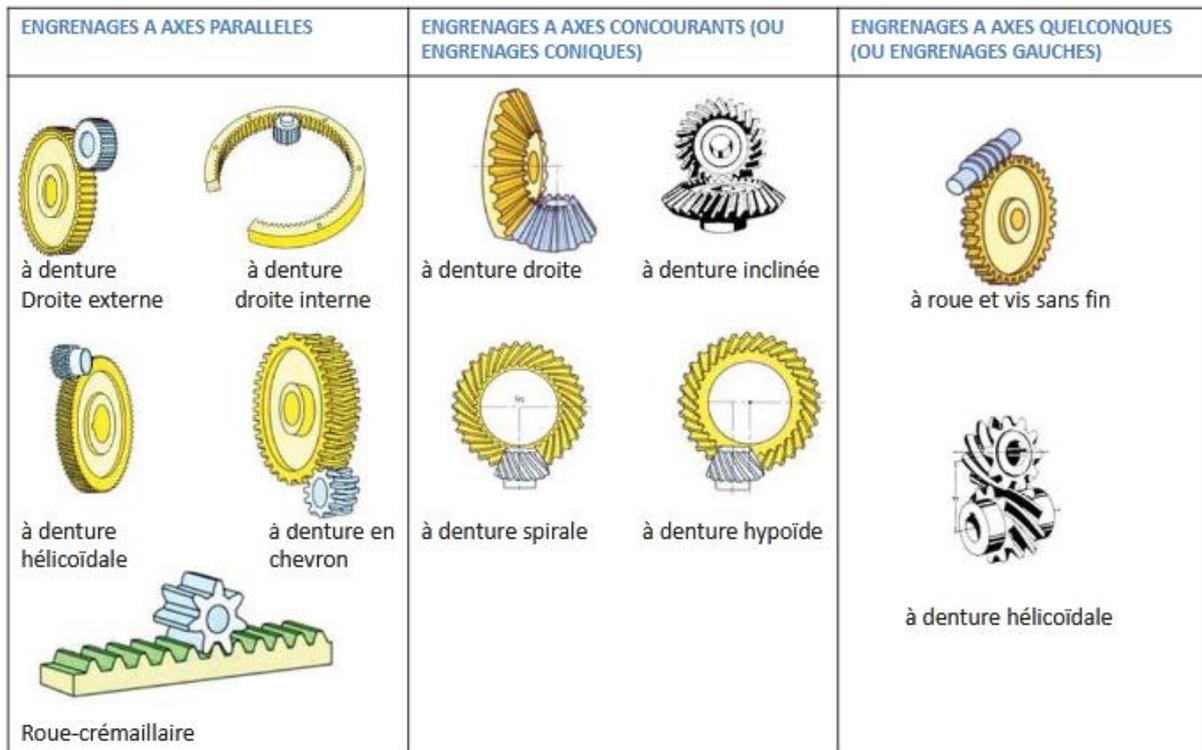


Fig.4.1 Les différents types d'engrenages

IV.4.1 Engrenages à axes parallèles à denture droite

- Les plus simples et les plus économiques ;
- ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre 2 arbres à axes parallèles ;
- Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres.
- Il y a engrenement "couple de dents" par "couple de dents" ce qui entraîne des chocs lors de l'engrènement ;
- Leur utilisation est généralement bruyante et génère des vibrations et surtout pour les grandes vitesses de rotation ;
- Le profil de la dent étant en général en *développante de cercle*.

IV.4.1.1 Profil en développante de cercle :

a) Construction

- Si on fait rouler sans glisser une droite sur un cercle, chaque point de cette droite décrit, relativement au cercle, une courbe qui s'appelle une développante de cercle. Le cercle utilisé pour la construction de ce profil est appelé cercle de base.

- On peut aussi penser à un fil sous tension que l'on déroule d'un cercle : le bout du fil décrit la développante relativement au cercle duquel il est déroulé.

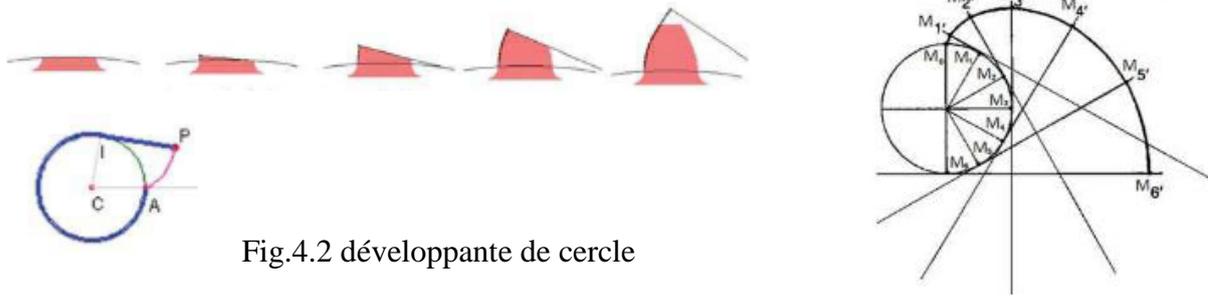


Fig.4.2 développante de cercle

- La courbe peut être définie paramétriquement par l'équation suivante :

$$X(t) = k(\cos t + t \sin t) \quad , \quad \overline{M_1 M_{1'}} = \widehat{M_1 M_0}$$

$$Y(t) = k(\sin t - t \cos t) \quad , \quad \overline{M_2 M_{2'}} = \widehat{M_2 M_0}$$

b) Propriétés

- Le profil en développante de cercle assure un rapport de vitesse constant ;
- Au point de contact entre deux dents, la tangente au profil est commune aux deux dents.
- Le contact entre les dents conjuguées à développante sur des roues menée et menant se produit le long d'une droite tangente aux cercles de base de ces roues et normale à la tangente commune des deux profils. C'est ce qu'on appelle *la ligne de conduite ou ligne d'action*.
- Il existe un point, appelé point d'engrènement (point I sur la figure.4.3), où le glissement relatif entre les surfaces est nul (la condition de roulement sans glissement en ce point est vérifiée).
- C'est autour de ce point que se délimite la zone des dentures.
- Ce point est le point de tangence des deux cercles primitifs respectivement liés aux roues, qui roulent sans glisser l'un sur l'autre.
- L'usure des surfaces actives est plus régulièrement répartie.
- Les vibrations sont plus faibles qu'avec un autre profil

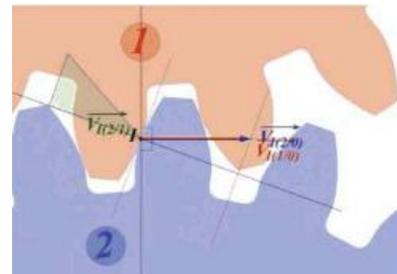


Fig.4.3 ligne d'action.

IV.4.1.2 Caractéristiques géométriques d'une roue

– La géométrie des engrenages est entièrement décrite par un ensemble de paramètres qui sont également utilisés pour leur normalisation. (Figure 4.4).

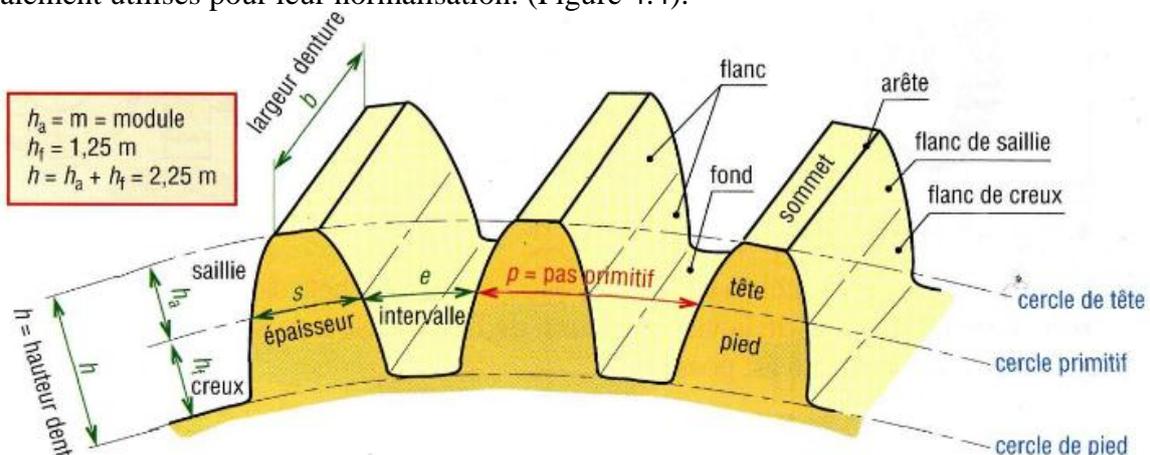


Fig.4.4 : Caractéristiques d'une denture

Cercle primitif : Cercle sur lequel se trouvent les points de contact des engrenages.
 Cercle de base : Cercle tangent à la droite normale aux points de contact sur les dents (appelée droite de pression).
 Angle de pression α : angle de la droite de pression qui caractérise aussi la forme des dents.
 Cercle de tête : Cercle correspondant au diamètre maximal de l'engrenage.
 Cercle de pied : Cercle correspondant au diamètre minimal de l'engrenage.
 Ces deux derniers cercles ne sont toutefois pas utilisés dans les calculs d'engrenages.
 – Le cercle primitif sert de référence pour la définition des dimensions de la dent et d'autres paramètres :
 Saillie h_a : Différence entre les rayons du cercle de tête et du cercle primitif.
 Creux h_f : Différence entre les rayons du cercle primitif et du cercle de pied.
 Hauteur h : Différence entre les rayons du cercle de tête et de pied.
 C'est aussi la somme de la saillie h_a et du creux h_f
 – Les paramètres suivants sont fréquemment utilisés dans diverse formules décrivant la géométrie des engrenages :
 Pas primitif p : Longueur d'arc entre deux dents successives mesurée sur le cercle primitif.
 Module m : Quotient du pas exprimé en mm par le nombre π . L'épaisseur de la dent et sa résistance dépendent du module.

Caractéristiques et formule des engrenages cylindriques à denture droite

	Engrenage extérieur	Engrenage intérieur
Module : m	Donné par calcul de résistance des matériaux	
Nombre de dents : Z	Z_1 : Pignon	Z_2 : Roue
Pas au primitif : p	$P = \pi \cdot m$	
Saillie : h_a	$h_a = m$	
Creux : h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$	
Hauteur de la dent : h	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$	
Diamètre primitif : d	Pignon Roue	$d_1 = m \cdot Z_1$ $d_2 = m \cdot Z_2$
Diamètre de tête : d_a	$d_a = d + 2 \cdot m$	$d_a = d - 2 \cdot m$
Diamètre de pied : d_f	$d_f = d - 2,5 \cdot m$	$d_f = d + 2,5 \cdot m$
Largeur de dent : b	$b = k \cdot m$ (k : coefficient de largeur de denture $7 \leq k \leq 12$)	
Entraxe : a	$a = (d_1 + d_2) / 2$	$a = (d_1 - d_2) / 2$

Tableau 4.1 : Caractéristiques des engrenages à denture droite

IV.4.1. 3 Engrenement de deux roues

- Tous les points d'engrènement entre les deux développantes de cercle se situent alors sur la droite E_1E_2 tangente commune aux deux cercles de bases de rayon r_{b_1} et r_{b_2} .
- La droite E_1E_2 appelée droite d'action est inclinée d'un angle α (angle de pression) par rapport à la tangente communes aux cercles primitifs de rayon r_1 et r_2 . • La droite E_1E_2 est perpendiculaire aux profils en développante de cercle des deux dents en contact. % Condition d'engrènement.

IV.4.1. 4 Condition d'engrènement

- **Début de l'engrènement** : Le point A où commence l'engrènement est l'intersection de la ligne d'action avec le cercle de tête de la roue menée.
- **Fin de l'engrènement** : Le point B où cesse l'engrènement est l'intersection de la ligne d'action avec le cercle de tête de la roue menant.
- Il est évident que pour assurer la continuité d'engrènement, il faut que lorsque les profils conjugués P_1 et P_2 cessent d'être en contact, un autre couple de profils conjugués soit déjà en contact

Condition d'engrènement :

$AB \geq AB' = MM' = P_b$ (Pas de base) ;

$$P_b = 2\pi r_{b2}/Z_2 = 2\pi r_{b1}/Z_1$$

Pour garantir l'engrènement, il faut que le pas du pignon (1) et celui de la roue (2) soient égaux : $P_1 = P_2$. C'est la condition géométrique !

Les dents sont uniformément réparties sur la roue, on a donc

$$\left. \begin{aligned} \Rightarrow p_1 &= \frac{2\pi \cdot r_1}{Z_1} = \frac{\pi \cdot d_1}{Z_1} \\ \Rightarrow p_2 &= \frac{2\pi \cdot r_2}{Z_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{Z_2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow p_1 = p_2 \Rightarrow \frac{d_1}{Z_1} = \frac{d_2}{Z_2}$$

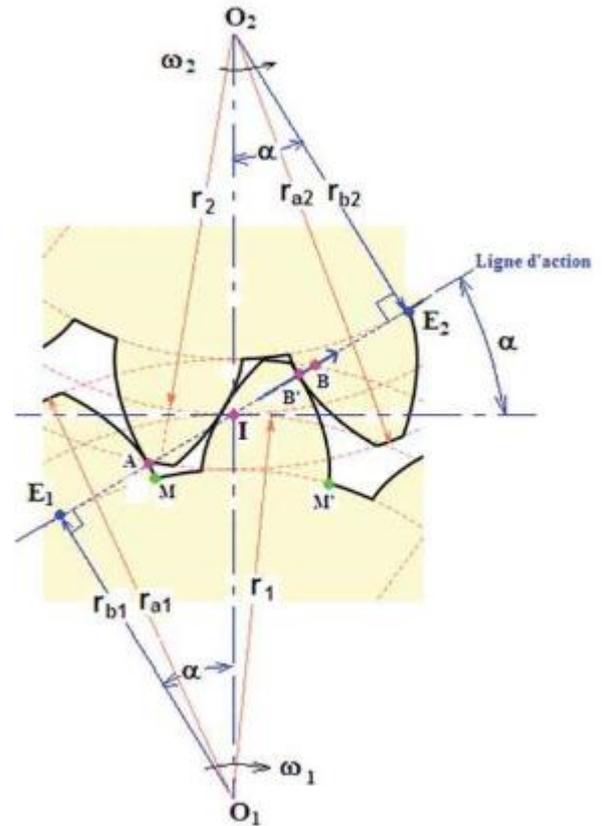


Fig.4.5 : l'aptitude à l'engrènement

Ce rapport caractérise l'aptitude à l'engrènement des diverses roues entre-elles. Il est appelé module m. Pour une roue donnée :

$$m = \frac{d}{Z} = \frac{p}{\pi}$$

Deux roues dentées qui n'ont pas le même module ne peuvent donc pas engrèner !

Il n'est pas possible de réaliser n'importe quel engrènement.

Les bonnes conditions d'engrènement limitent le choix du nombre de dents de chaque pignon.

Les critères à considérer sont :

- **Interférence entre les dents :**

Nombre minimal de dents (pour éviter l'interférence)					
Pignon Z_A	13	14	15	16	17
Roue Z_B	de 13 à 16	de 13 à 26	de 13 à 45	de 13 à 101	de 13 à ∞

Tableau 4.2 : nombre nominal de dents

- **Répartition des usures :**

Les nombres de dents doivent être si possible choisis premiers entre eux (ce qui permet à chaque dent d'une roue de rencontrer toutes les dents de l'autre).

- **Rapport de conduite :**

Il faut optimiser le nombre de dents en prise pour mieux répartir les charges, et ainsi à la fois diminuer les effets de fatigue sur les dents, et réduire le bruit. On a alors souvent recours aux engrenages hélicoïdaux.

IV.4.1.5 Représentation normalisée

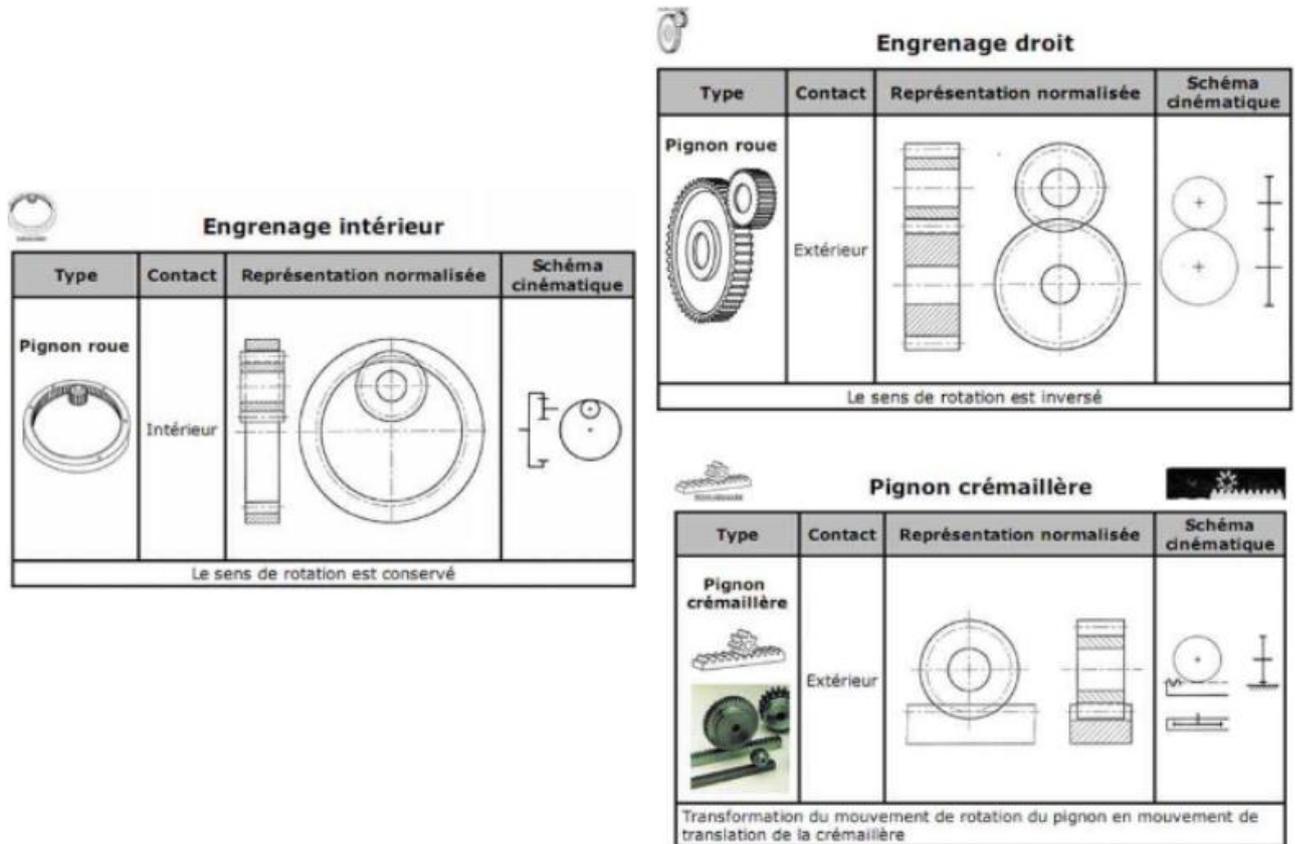


Fig.4.6 schéma cinématique et représentation normalisée

IV.4.1.6 Rapport de transmission

IV.4.1.6.1 engrenages extérieurs

La condition de roulement sans glissement en I s'écrit : Fig.4.7 (a)

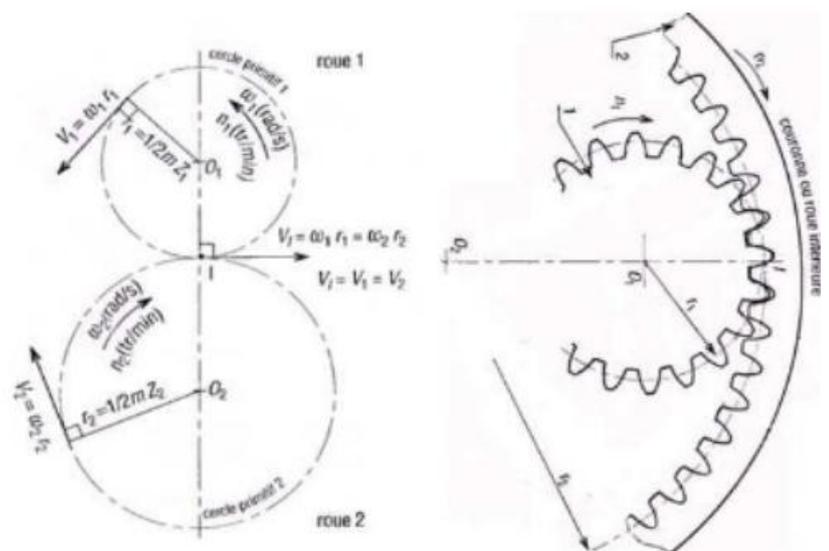
$$\begin{aligned} \vec{V}(I \in 2/1) &= \vec{0} \\ \Rightarrow \vec{V}(I \in 2/0) - \vec{V}(I \in 1/0) &= \vec{0} \\ \Rightarrow \vec{V}(I \in 2/0) &= \vec{V}(I \in 1/0) \\ \Rightarrow -r_2 \omega_2 &= r_1 \omega_1 \end{aligned}$$

D'où

$$i_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{r_1}{r_2} = -\frac{Z_1}{Z_2}$$

IV.4.1.6.2 engrenages intérieurs

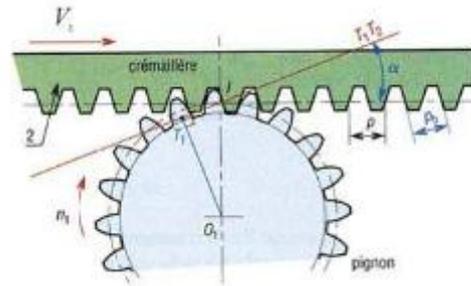
$$i_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$



(a)

IV.4.1.6.3 pignon-crémaillère Fig.4.7 (b)

$$V_1 = \frac{mZ_1}{2} \omega_1$$



(b)

Fig.4.7 condition de roulement

IV.4.1.7 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes parallèles à denture droite

L'effort transmis entre les deux roues dentées est équivalent à une force normale au profil en développante de cercle, donc de support la ligne d'action.

Le torseur des actions de contact écrit en un point M de la ligne d'action (en particulier I , le point d'engrènement) et dans une base orthonormée direct $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ s'écrit :

$$\{\tau(1 \rightarrow 2)\}_I = \left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_{1 \rightarrow 2} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{c|c} F_t & 0 \\ F_r & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_P$$

Avec : $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$
 $F_a = 0$

Où :

- F_r : force radiale
- F_t : force tangentielle (au cercles primitifs)
- F_a : force axiale (suivant l'axe de rotation)

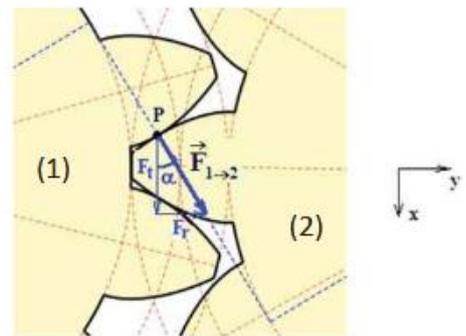


Fig.4.8 L'effort transmis entre les deux roues

- Angle de pression α

Le profil des dents de ces différents engrenages est basé sur la développante de cercle, forme qui permet de limiter le frottement entre les dents.

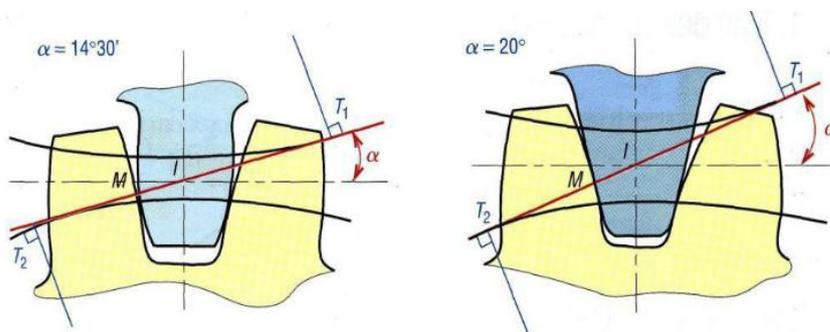


Fig., 4.9 L'angle de pression α

L'effort transmis entre les deux roues dentées est équivalent à une force appliquée au point de tangence des diamètres primitifs, inclinée de l'angle de pression α par rapport à la tangente

IV.4.1.8 Dimensions normalisées

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées, le module et l'angle de pression :

- Le module m

Le module, désigné généralement par m , est une caractéristique importante des engrenages qui représente la dimension des dents. Pour qu'il y ait engrènement correct entre un pignon et une roue, il est nécessaire que leurs modules soient les mêmes (voir Tableau 4.3, et figure. 4.10).

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
0.1	0.40	2	8	32	0.11	0.45	1.75	9	36
0.12	0.5	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
0.2	1	4	16	60	0.22	0.9	4.5	18	70

Tableau 4.3 : Modules normalisés des engrenages.

Le module représente l'épaisseur du creux et de la saillie au niveau du diamètre primitif. Pour qu'un accouplement peut se faire il faut que les profils soient conjugués donc que les dents aient même module.

Le module est une caractéristique très importante dans la définition d'une roue dentée :

⇒ Sa valeur est déterminée à partir d'une étude de résistance de matériaux,

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{|\vec{F}_t|}{k.R_{pe}}}$$

puis il est choisi dans une liste de valeurs normalisées, ⇒ il définit ensuite toutes les dimensions de la roue dentée (diamètre primitif, pas, hauteur de la dent, épaisseur de la dent, entraxe, etc...).

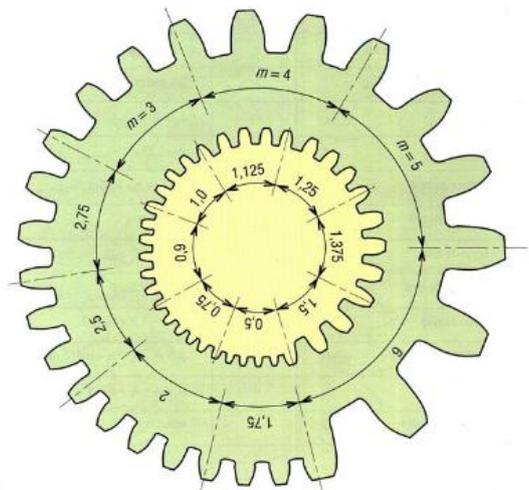


Fig.4.10 Exemple de différents modules.

IV.4.2 Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale :

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent une transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante que les engrenages à dentures droite, La transmission des efforts est plus importante (nombres de dents en contacts plus élevés), y compris aux vitesses élevées, ils sont notamment utilisés dans les boites de vitesses d'automobiles, les réducteurs et les multiplicateurs de vitesses. Les inconvénients de ce type d'engrenage sont (figure 4.11) :

- Des efforts supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers et augmentation des efforts de flexion).

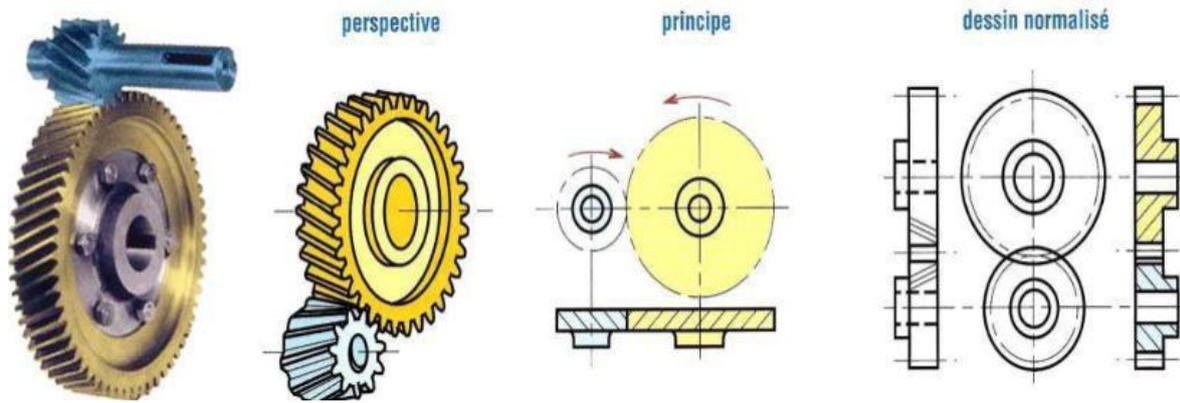


Fig.4.11 : Engrenages cylindrique à denture hélicoïdale

IV.4.2.1 Intérêt des engrenages

- usure et niveau sonore réduit ; le choc dû à la flexion des dents pendant le passage d'un profil à l'autre est très atténué,
- régularité de la transmission à haute vitesse due au fait qu'il y a toujours plus de deux dents en prise,
- les couples transmis peuvent être plus élevés car le nombre de dents en prise est plus important.

IV.4.2.2 Caractéristiques des engrenages à denture hélicoïdale

Toutes les roues à denture hélicoïdale de même module et de même angle d'hélice engrenant entre elles (quels que soient leurs diamètres ou leurs nombres de dents). Seules les hélices doivent être de sens contraire sur les roues.

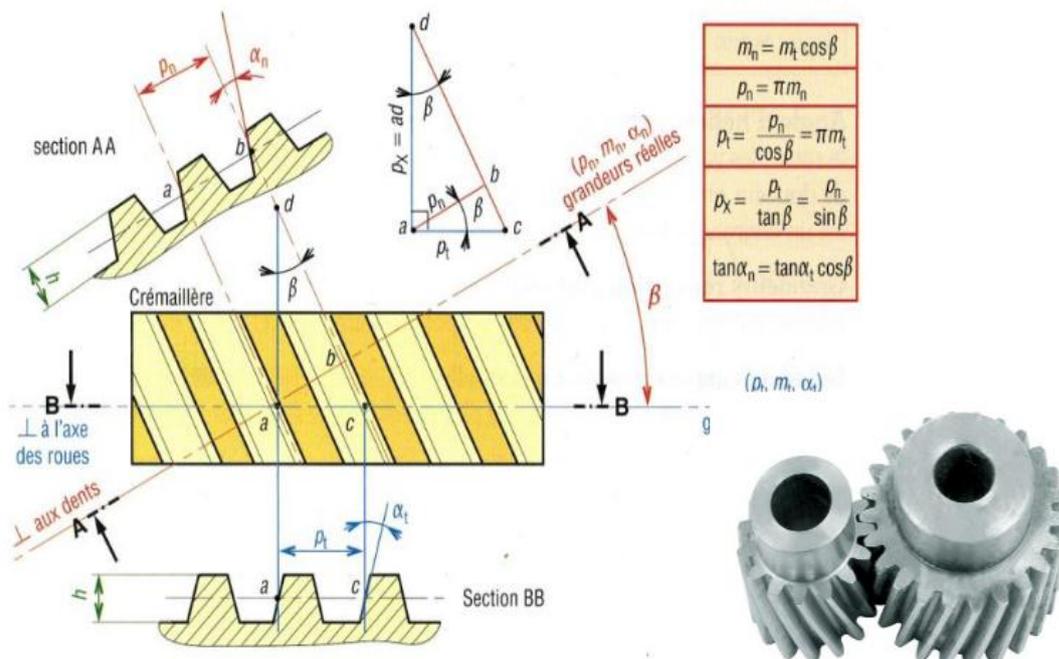


Fig.4.12 : Caractéristiques des engrenages à denture hélicoïdale.

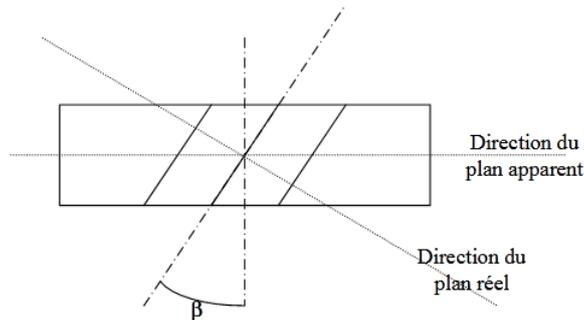
Les dentures hélicoïdales provoquent une poussée axiale, d'où la nécessité de l'emploi de butées. La poussée axiale est proportionnelle à l'angle d'hélice β . On peut donc réduire la poussée axiale en diminuant l'angle d'hélice, mais on peut également la supprimer, en utilisant des roues jumelées dont les dentures sont inclinées en sens opposé ou encore par l'utilisation d'une denture en chevrons ; la figure 4.12 représente les caractéristiques des engrenages à denture hélicoïdale.

- **Profil apparent et profil réel**

Profil réel : profil de la denture contenu dans le plan réel, perpendiculaire à l'axe des dents.

Profil apparent : profil de la denture contenu dans le plan apparent, perpendiculaire à l'axe du cylindre primitif.

Fig.4.13 : représentation des profils apparents et réels



Le tableau 4.4 représente les caractéristiques et formule des engrenages droits à denture hélicoïdale.

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 4.4 : Les caractéristiques des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

IV.4.2.3 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes concourants à denture hélicoïdale

Le seul changement notable par rapport à la denture droite est que l'effort transmis présente cette fois une composante axiale :

$$\{\tau(1 \rightarrow 2)\}_I = \left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_{1 \rightarrow 2} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{c} F_t \\ F_r \\ F_a \\ 0 \end{array} \right\}_P$$

Avec :

$$\left. \begin{array}{l} F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha \\ F_t' = \frac{F_t}{\cos \beta} \end{array} \right\} \rightarrow F_t = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha$$

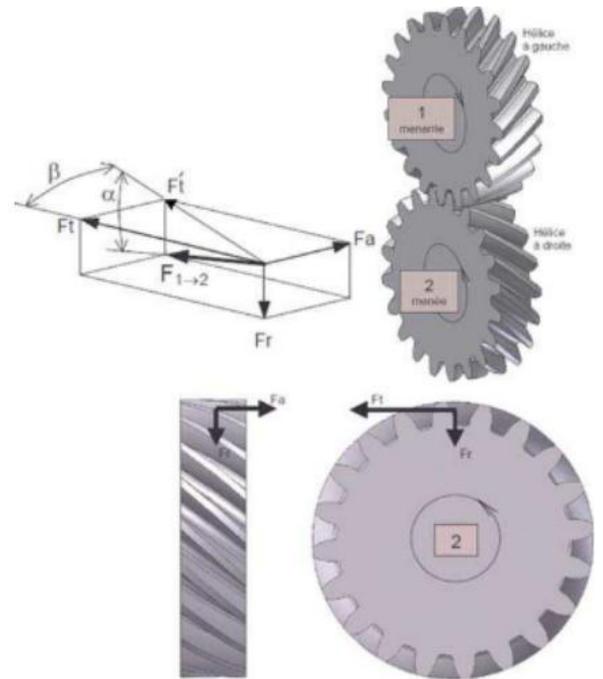
Où :

- F_r : force radiale
- F_t : force tangentielle (au cercles primitifs)
- F_a : force axiale (suivant l'axe de rotation)

Rapport de transmission : engrenages extérieurs

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{r_1}{r_2} = -\frac{Z_1}{Z_2}$$

Fig.4.14



L'effort transmis entre les deux roues

IV.4.3 Engrenage conique ou à axes concourants

Les engrenages coniques permettent la transmission du mouvement entre deux arbres concourants dont le point de rencontre est obligatoirement le sommet des deux cônes primitifs. Par conséquent, il y a un couple unique de surfaces coniques conjuguées pour chaque rapport de vitesse d'un couple conique sans changer l'ensemble des deux engrenages.

Appelés souvent « renvoi d'angle », ces engrenages permettent de transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants.

- Les axes à 90° sont les plus courants.
- Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs).
- Les cônes sont tangents sur une ligne MM' et leur sommet commun est le point S .
- C'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des 2 roues.
- 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

On distingue :

- Les engrenages coniques à denture droite : Les plus simples et les plus utilisés. Pour des fréquences de rotation élevées, ils présentent les mêmes inconvénients que les engrenages à denture droite.
- Les engrenages coniques à denture spirale : Ils permettent de diminuer les bruits à très grande vitesse et assurent une plus grande progressivité de transmission.

- Les engrenages hypoïdes : Les axes de roues sont orthogonaux mais non concourants. Ils constituent une variante complexe des précédents avec les mêmes qualités générales.

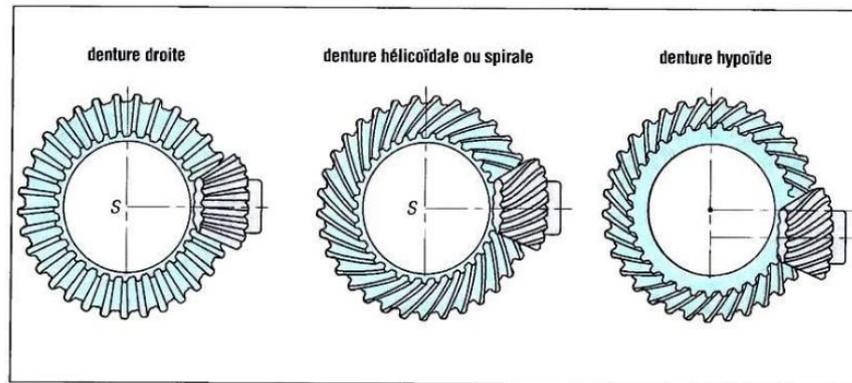


Fig. 4.15 illustre type d'engrenage conique ou à axes concourants.

IV.4.3.1 Engrenages conique a denture droite

- 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_a .
- 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.
- Diamètre primitif d : diamètre du cercle intersection du cône primitif et du cône complémentaire (cercle primitif).
- Diamètre de tête d_a : diamètre du cercle intersection du cône de tête et du cône complémentaire (cercle de tête).
- Diamètre de pied d_f : diamètre du cercle intersection du cône de pied et du cône complémentaire (cercle de pied).
- Largeur de denture b : largeur de la partie dentée de la roue mesurée suivant une génératrice du cône primitif.
- Saillie h_a : distance entre le cercle primitif et le cercle de tête mesurée suivant une génératrice du cône complémentaire.
- Creux h : distance entre le cercle primitif et le cercle de pied mesurée suivant une génératrice du cône complémentaire.

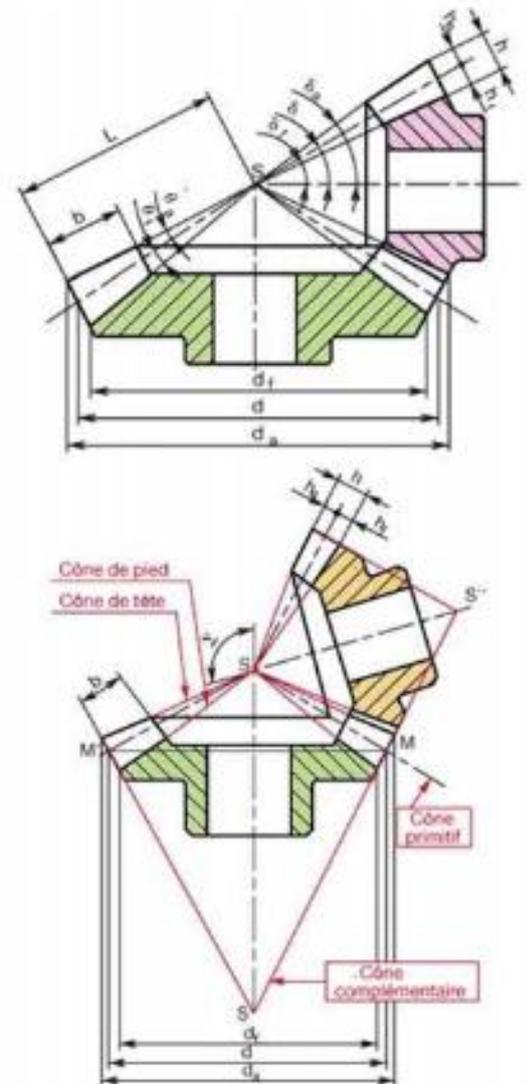
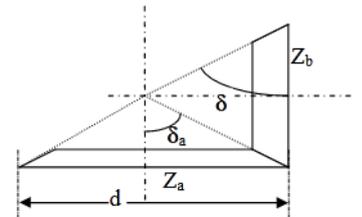


Fig. 4.116 les caractéristiques Engrenages conique a denture droite

- 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

Ces engrenages permettent un renvoi d'angle à 90° . Ce type d'engrenage nécessite un montage précis : les sommets des deux cônes doivent être confondus. Comme pour les engrenages droits, le rapport des vitesses (et des couples) est donné par :

$$i = \frac{c_a}{c_2} = \frac{D_a}{D_b} = \frac{\omega_b}{\omega_a}$$



Angle primitif :

- L'angle primitif δ_a est donné par : $\tan \delta_a = \frac{Z_b}{Z_a}$

Noter que l'angle primitif est une propriété de la roue a (la roue b aura un angle primitif de $\delta_b = 90^\circ - \delta_a$). Cette propriété est liée par la relation ci-dessus au nombre de dents de la roue 2. Les engrenages coniques sont conçus pour fonctionner par paire. Ce sont les plus simples. La direction des génératrices du profil de la denture passe par le sommet S. Aux vitesses élevées on retrouve les mêmes inconvénients que les engrenages droits à dentures droites (bruits de fonctionnement, fortes pressions sur les dents...)

IV.4.3.1.1 Caractéristiques des engrenages coniques à dentures droites

La taille et la forme de la dent (module m , pas $p, d, d_a, d_f, h, h_a, h_f$) sont définies à partir du plus grand cercle ou sur l'extrémité la plus large de la denture.

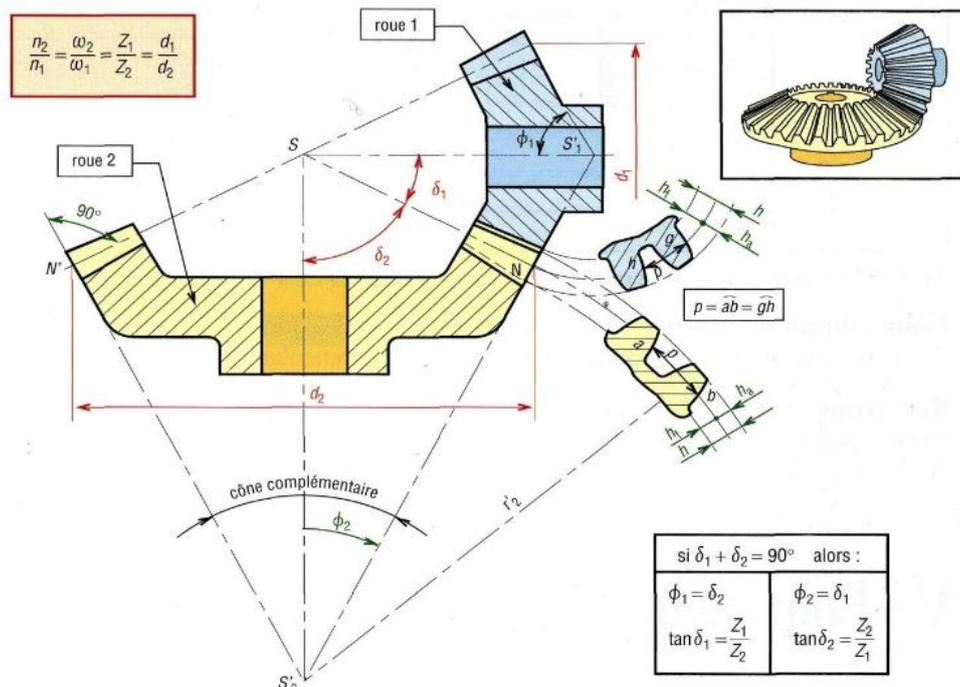


Fig.4.17 : Deux roues à denture conique en contact.

Principales caractéristiques des engrenages coniques

Le tableau 4.5 illustre les paramètres géométriques des engrenages coniques.

Désignation	Symbole	Valeur
module	m	la valeur permettant de définir les caractéristiques dimensionnelles de la roue dentée.
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication.
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Angle entre les arbres	Σ	fonction de l'architecture du système
Rapport de transmission	i	$i = N_1/N_2 = \omega_1/\omega_2 = Z_2/Z_1 = d_2/d_1$
Angle primitif	δ	$\tan \delta_1 = Z_1/Z_2 = N_2/N_1 \tan \delta_2 = Z_2/Z_1 = N_1/N_2$
Diamètre primitif	d_p	$d_p = m \cdot Z$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_r	$h_r = 1.25m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2.25m$
Épaisseur de la dent	s	$s = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Intervalle de la dent	e	$e = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Largeur de denture	b	$b = k m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre de tête	d_s	$d_s = d + 2 h_a \cdot \cos \delta = m (Z + 2 \cos \delta)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2h_f \cdot \cos \delta = m (Z - 2.5 \cos \delta)$
Angle de pression	α	Généralement $\alpha = 20^\circ$
Angle de saillie	θ_a	$\tan \theta_a = (2m \cdot \sin \delta) / d$
Angle de creux	θ_f	$\tan \theta_f = (2.5m \cdot \sin \delta) / d$
Angle de tête	δ_a	$\delta_a = \delta + \theta_a$
Angle de pied	δ_f	$\delta_f = \delta - \theta_f$

Tableau 4.5 : Les paramètres géométriques des engrenages coniques

IV.4.3.1.2 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes concourants à denture droite

$$\{ \tau(1 \rightarrow 2) \}_I = \left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_{1 \rightarrow 2} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{c} F_t \\ F_r \\ F_a \end{array} \right\}_P$$

Avec :

$$\left. \begin{array}{l} \frac{F_r}{F_r'} = \cos \delta_2 \\ \frac{F_r'}{F_t} = \tan \alpha \end{array} \right\} \rightarrow F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$$

$$\left. \begin{array}{l} -\frac{F_a}{F_r'} = \sin \delta_2 \\ \frac{F_r'}{F_t} = \tan \alpha \end{array} \right\} \rightarrow F_a = -F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_2$$

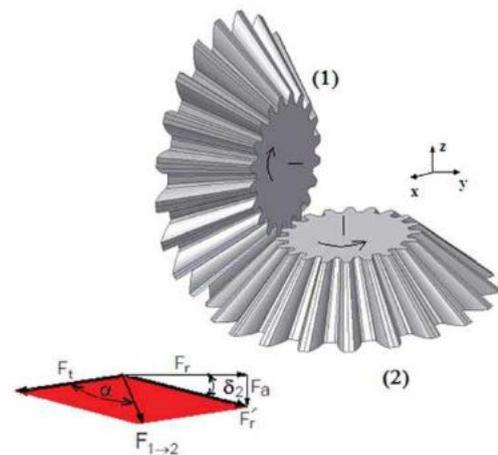


Fig.4.18 L'effort transmis entre les deux roues

Où :

- F_r : force radiale
- F_t : force tangentielle (au cercles primitifs)
- F_a : force axiale (suivant l'axe de rotation)

Rapport de transmission : engrenages extérieurs

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

IV.4.3.2 Engrenages coniques à denture hélicoïdale ou spirale

Les engrenages coniques à denture spirale tels que nous les usinons, se calculent comme les roues coniques à denture droite en ce qui concerne les cônes primitifs de référence uniquement et en considérant leur module apparent.

IV.4.4 Engrenage gauche roue vis sans fin

La vis sans fin est constituée d'un long cylindre étroit, présentant une denture hélicoïdale continue, analogue au filetage d'une vis cylindrique, se mettant en prise avec une roue à denture hélicoïdale. Les engrenages à vis sans fin diffèrent des engrenages à roues à denture hélicoïdale.

En effet, les dents de la vis sans fin s'engagent continûment en glissant sur celles de la roue menée, mais ne leur appliquent pas directement un effort de rotation. Les vis sans fin servent principalement à transmettre une rotation, avec une forte réduction de vitesse, entre deux arbres orthogonaux (figure 4.19).

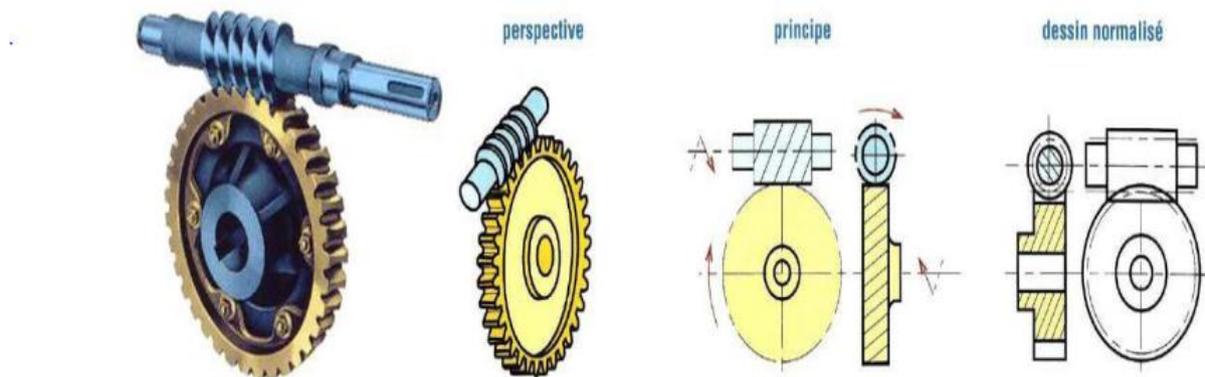


Fig.4.19 : Principaux engrenages roue et vis

Avantages – Inconvénients

- Ce mécanisme permet d'obtenir un grand rapport de réduction avec seulement deux roues dentées (1/200).
- Les systèmes roue-vis sans fin sont presque toujours irréversibles. On peut donc les utiliser pour maintenir une orientation.
- L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dentures, donc usure et rendement faible (60%).
- La vis supporte un effort axial important.

IV.4.4 .1 Caractéristiques cinématiques et géométriques

Particularité : le rapport des nombres de dents est différent du rapport des diamètres primitifs comme pour les engrenages hypoides.

Les caractéristiques de la roue sont celles d'une roue droite à denture hélicoïdale.

Z_v : Représente le nombre de filets de la vis (de 1 à 8 filets et parfois plus).

Le pas axial p_x mesure la distance (suivant l'axe de rotation) entre deux filets consécutifs de la vis. Le pas de l'hélice p_z représente le pas du filet, ou d'un des filets, de la vis.

La vis et la roue ont le même pas normal p_n . Le pas axial de la vis est égal au pas apparent de la roue ; la figure 4.20 illustre les principaux paramètres du système roue et vis.

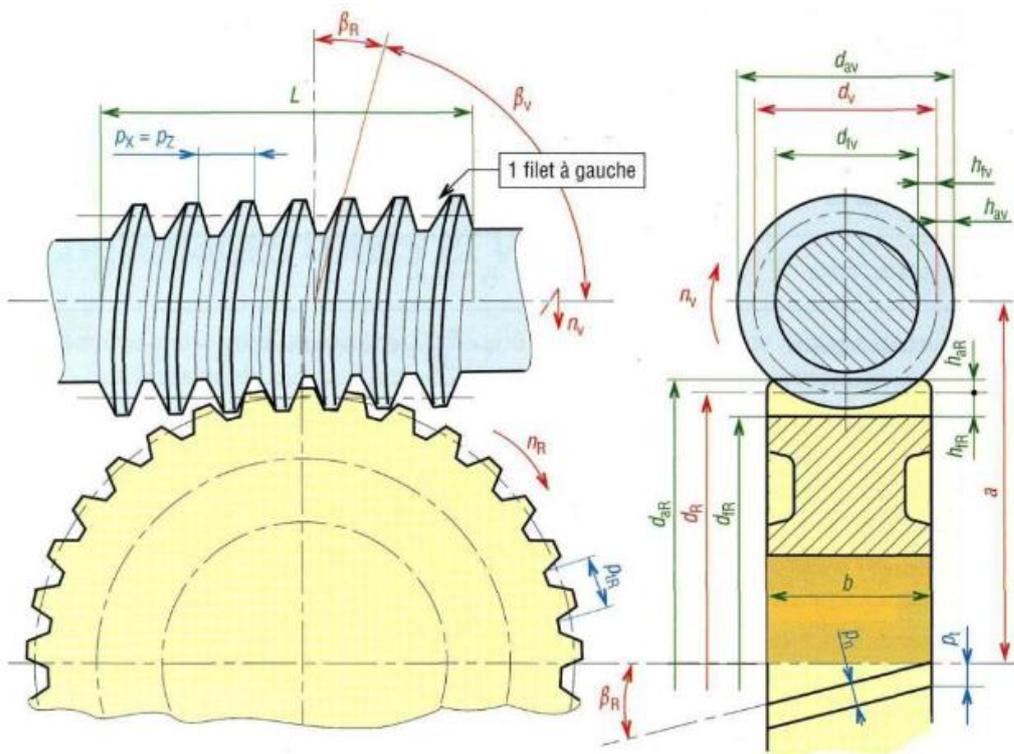


Fig.4.20 : Principaux paramètres du système roue et vis.

La roue répond aux propriétés présentées précédemment, concernant la vis sans fin :

- Diamètre primitif : $d_{vis} = \frac{p_{vis} \cdot Z_{vis}}{\pi \cdot \tan \beta_{vis}}$

avec :

- o p_{vis} , le pas ($p_{vis} = p_{roue}$)
- o Z_{vis} , nombre de filets
- o β_{vis} , angle d'hélice ($\beta_{vis} + \gamma_{roue} = 90^\circ$)

- Diamètre de tête : $D_{vis} = 2m + d_{vis}$

- Angle d'hélice : $\tan \beta_{vis} = \frac{p_{vis} \cdot Z_{vis}}{\pi \cdot d_{vis}}$
- Entraxe nominal : $a = \frac{d_{roue} + d_{vis}}{2}$

- Rapport de transmission : $i = \frac{C_{vis}}{C_{roue}} = \frac{D_{vis}}{D_{roue}} = \frac{\omega_{roue}}{\omega_{vis}}$

La vis ayant généralement 1 ou 2 filets cette transmission autorise généralement des réductions importantes.

Utilisation classique : tension des cordes sur les instruments de musique.

La particularité de ce type de liaison réside dans la possibilité d'en faire une liaison irréversible. Selon l'angle d'hélice : la vis peut entraîner la roue, mais la roue ne peut pas entraîner la vis. La liaison est réversible si $\beta_{vis} > 6$ à 10° .

Principales caractéristiques des engrenages à roue et vis sans fin

Le tableau 4.6 illustre des calculs concernant des engrenages roues et vis sans fin.

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	Z_v	
Angle d'hélice	β_v	Fonction de la réversibilité de la transmission
Sens de l'hélice		
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux .
Module axial	m_z	$m_z = m_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x \cdot Z_{vis}$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi \cdot \tan \gamma_{vis}$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre intérieur	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	L	$L = 5 p_x$ environ

Tableau 4.6 : Les caractéristiques des engrenages roues et vis sans fin

IV.4.4.2 Efforts entre les dents d'un engrenage à axes parallèles à denture hélicoïdale

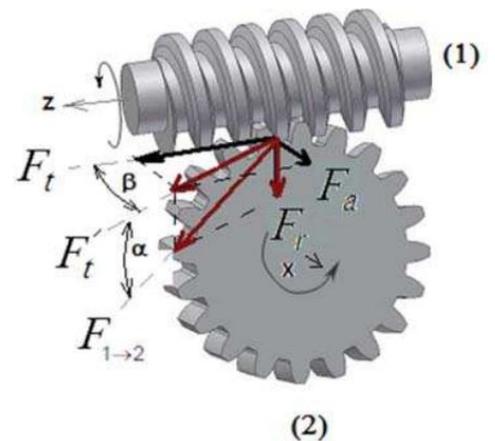
$$\{\tau(1 \rightarrow 2)\}_I = \left\{ \begin{array}{c} \overline{F}_{1 \rightarrow 2} \\ \overline{0} \end{array} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{c|c} F_t & 0 \\ F_r & 0 \\ F_a & 0 \end{array} \right\}_P$$

Avec :

$$\left. \begin{array}{l} \frac{F_a}{F_t} = \operatorname{tg} \beta \Rightarrow F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \\ -\frac{F_r}{F_t'} = \operatorname{tg} \alpha \\ \frac{F_t}{F_t'} = \cos \beta \end{array} \right\} \Rightarrow F_r = -F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha \Rightarrow F_r = -\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \cdot F_t$$

α : Angle de pression, β : Angle d'hélice

Fig.4.21 L'effort transmis entre les deux roues



Où :

- F_r : force radiale
- F_t : force tangentielle (au cercles primitifs)
- F_a : force axiale (suivant l'axe de rotation)

IV.5 Fabrication des engrenages

IV.5.1 Le taillage par génération est le procédé d'usinage de dentures le plus utilisé. Il nécessite évidemment une machine spéciale, rentabilisée par des fabrications en grandes séries. Les outils utilisés sont :

- l'outil crémaillère : Il ne peut pas tailler en principe moins de 17 dents voir Figure. 4.22a
- l'outil pignon : le principe est le même que l'outil crémaillère mais l'outil a la forme d'une roue dentée. Le nombre de dents peut être plus faible (12, voire moins) voir Figure.4.22b
- la fraise mère : L'idée est de donner à l'outil crémaillère un mouvement de coupe par rotation, au lieu du mouvement alternatif. Environ 4 fois plus rapide que l'outil crémaillère. voir Figure.4.22c

IV.5.2 Le fraisage avec un outil ayant déjà la forme en développante de cercle (dit « fraise au module ») n'est qu'un procédé de fabrication unitaire, ou de dépannage. Le seul avantage est d'utiliser une fraiseuse classique, mais il faut usiner dent par dent. La fraise possède un profil très spécifique qui n'est adapté que pour un module, et sur tout un nombre de dents bien définis. (Alors qu'un outil crémaillère taille n'importe quel nombre de dents pour un module donné). voir Figure.4.22d

IV.5.3 Le moulage de roues dentées en matières plastiques n'est pas réservé aux jouets ! De plus en plus de réducteurs industriels utilisent ces matériaux.

IV.5.4 Le découpage (à la presse, au laser, au jet d'eau,...) dans une tôle peut donner des dentures d'une précision convenable pour certaines applications.

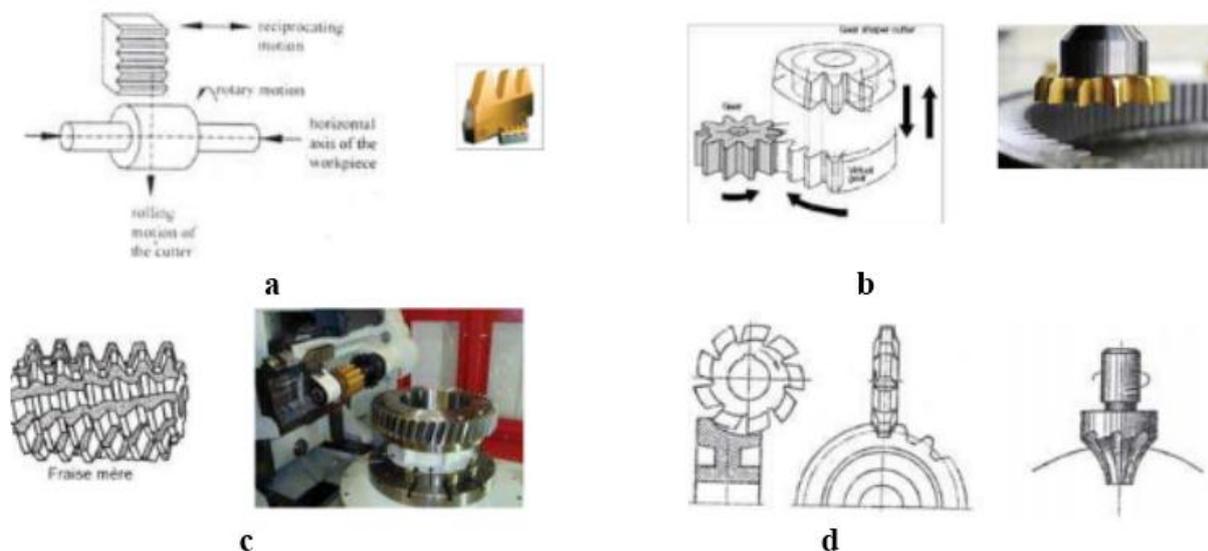


Fig.4.22 : quelques procédés de fabrication d'une roue dentée

IV.6 Matériaux utilisés

- Fonte à graphite sphéroïdal EN-GJS (ex « FGS ») : Roues des grandes dimensions.
- Aciers ordinaires type C : Engrenages peu chargés.
- Matières plastiques : Nylon, Téflon.

IV.7 Lubrification des engrenages

Dans tous les montages d'engrenages, la lubrification remplit les fonctions suivantes :

- réduire la friction aux points de contact ;
- refroidir les points chauds ;
- transporter les contaminants jusqu'aux filtres ;

De très hautes températures sont générées le long de la ligne de contact et un débit d'huile continu est nécessaire pour refroidir ces points et dissiper cette chaleur dans le réservoir. Idéalement, les engrenages doivent être logés dans un boîtier étanche qui garde l'humidité et les autres contaminants à l'extérieur.

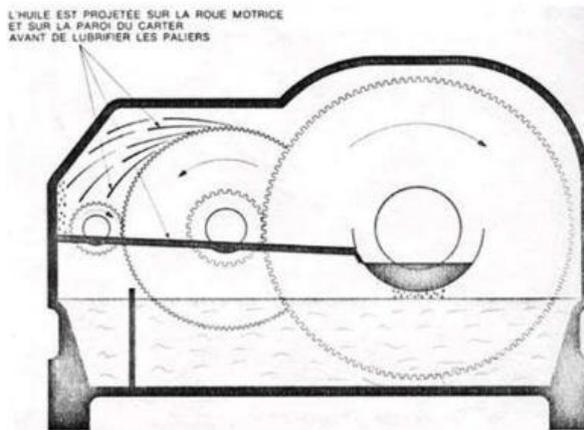


Fig.4.23 Lubrification par barbotage

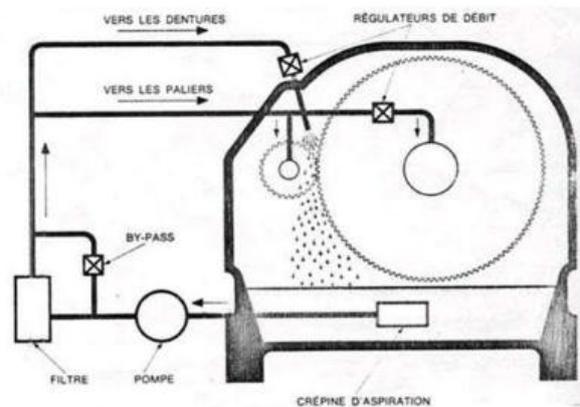


Fig.4.24 Lubrification sous pression

IV.8 Représentation normalisée des engrenages usuels

– schéma cinématique

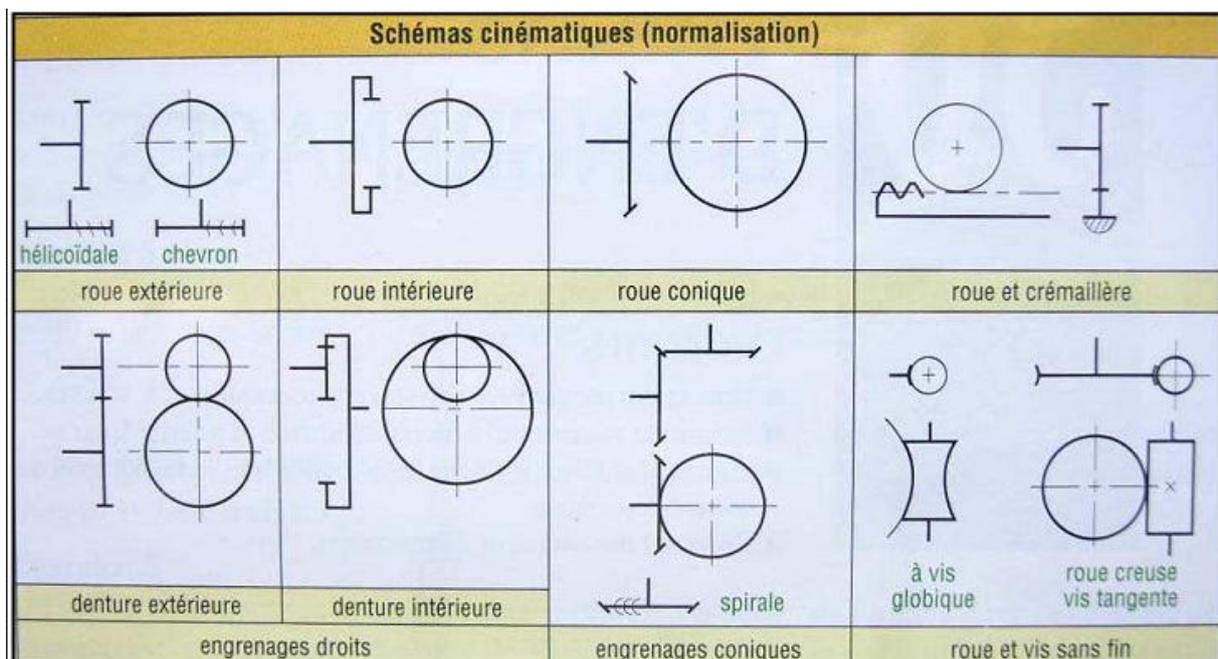


Fig4.25. Représentation normalisée

IV.9. Trains d'engrenages

IV.9.1 Trains à un engrenage

- Les formules de réduction vues précédemment s'appliquent.
- Un signe négatif indique un changement de sens de rotation entre l'entrée et la sortie.
- L'indice 1 correspond à l'engrenage d'entrée (pignon)

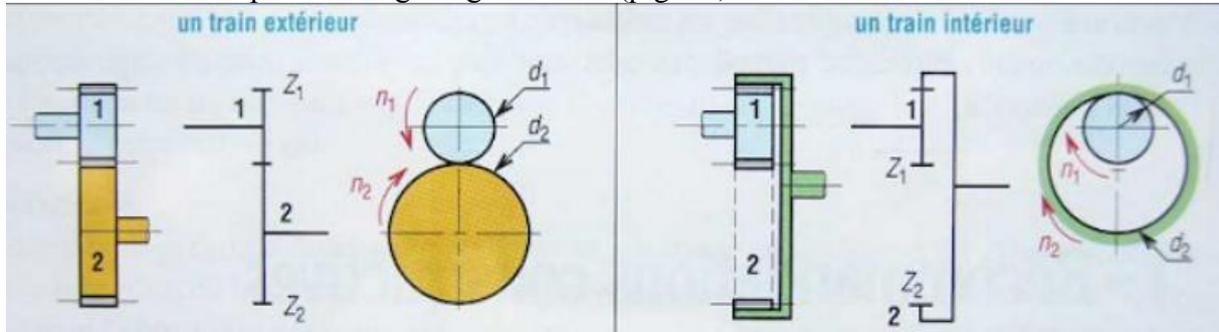


Fig.4.26 trains à un engrenage

$$R_{2/1} = \frac{N_2}{N_1} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{d_1}{d_2} \quad / \quad R_{2/1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

IV.9.2 Trains à deux engrenages

- Il y a alors deux couples de roues en série.

Le rapport de transmission (réduction) est égal au produit des rapports de transmission de chacun des deux couples de roues. Des deux couples de roues.

L'indice 1 correspond toujours à l'engrenage d'entrée (pignon) tandis que les autres indiquent « le chemin » vers la sortie.

$$R_{4/1} = \frac{N_4}{N_1} = R_{4/3},$$

$$R_{2/1} = \frac{d_3 \cdot d_1}{d_4 \cdot d_2} = \frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_2 \cdot Z_4}$$

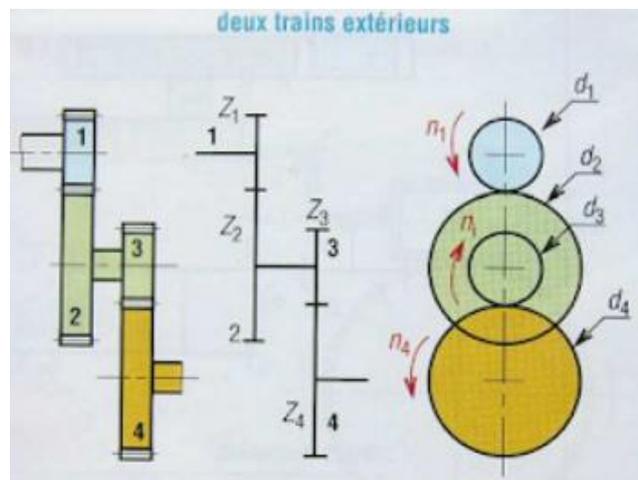


Fig.4.27 trains à 2 engrenages

IV.9.3 Trains à deux engrenages plus roue d'inversion

- On intercale une cinquième roue dans une des deux paires.
- La roue modifie le sens de rotation final sans modifier le rapport de la transmission. Le nombre de dents de la roue d'inversion n'a aucune importance.

La roue d'inversion aurait pu être intercalée entre les roues 1 et 2 avec le même résultat final. La roue 5 n'apparaît pas dans les équations du rapport de transmission.

$$R_{4/1} = \frac{N_4}{N_1} = -R_{4/3},$$

$$R_{2/1} = \frac{d_3 \cdot d_1}{d_4 \cdot d_2} = \frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_2 \cdot Z_4}$$

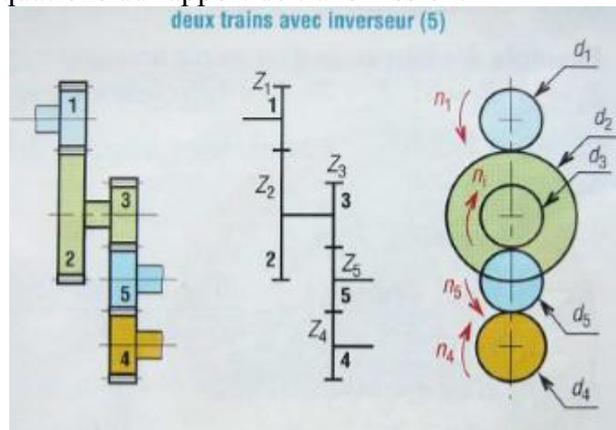


Fig.4.28 trains à 2 engrenages plus roue d'inversion

IV.9.4 Cas général : trains à N engrenages

– On généralise les équations précédentes.

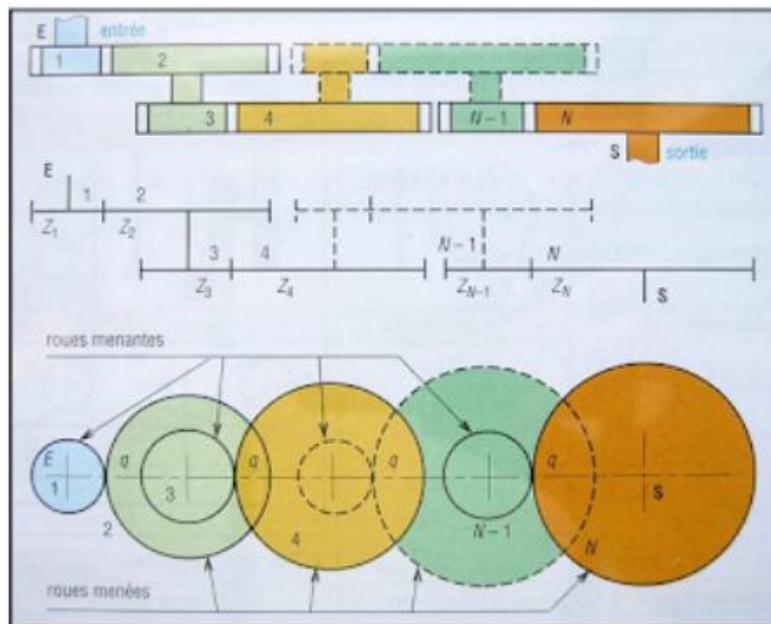


Fig.4.29 trains à N engrenages

$$R_{s/e} = \frac{N_s}{N_e} = (-1)^y \frac{\text{produit } Z_{\text{roues menantes}}}{\text{produit } Z_{\text{roues menées}}}$$

$$R_{s/e} = \frac{N_s}{N_e} = (-1)^y \frac{Z_1 \cdot Z_3 \dots Z_{n-1}}{Z_2 \cdot Z_4 \dots Z_{n-1}}$$

$$R_{4/3} = \frac{N_s}{N_e} = (-1)^y R_{2/1} \cdot R_{4/3} \dots R_{n/n-1}$$

Note : le terme $(-1)^y$ tient compte de la présence d'inverseurs avec $y =$ nombre de contacts entre engrenages.

Exercices d'application

Exercice 1 :

Un moteur électrique (Vitesse de rotation $N_M = 2400$ tr/min) entraîne une vis sans fin (1). Le mouvement de rotation de la vis sans fin (1) est transmis à l'arbre de sortie de la roue dentée (7) par la chaîne cinématique composée de **2 sous-ensembles A et B**.

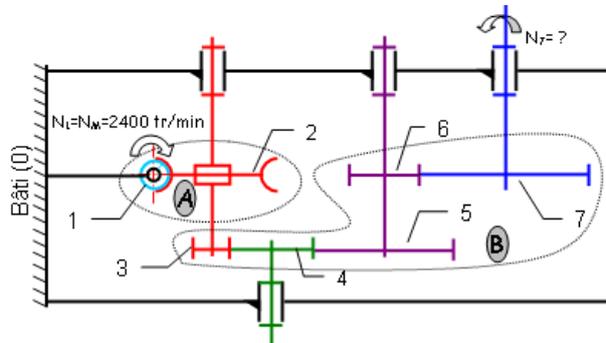
A : Un **engrenage roue et vis sans fin** (1) et (2)

B : Un **train d'engrenages** parallèles (3), (4), (5), (6), (7)

On donne :

Le schéma cinématique et les caractéristiques des différents éléments de la chaîne cinématique de transmission de mouvement :

7	$Z_7 = 80$ dents	$r_{4/3} = \frac{N_7}{N_3}$
6	$Z_6 = 40$ dents	
5	$Z_5 = 60$ dents	
4	$Z_4 = 30$ dents	
3	$Z_3 = 20$ dents	$r_{2/1} = \frac{N_2}{N_1}$
2	$Z_2 = 80$ dents	
1	$Z_1 = 4$ filets	
Rep.	Caractéristique	Rapport de transmission



- **Objectif :** Déterminer la vitesse de rotation de sortie, N_7 .

- Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble A.
 $r_{2/1} = (N_2/N_1)$
- Déterminer le rapport de transmission du sous-ensemble B, $r_{7/3} = (N_7/N_3)$, pour cela :
 - Donner le repère des roues menantes (la roue dentée (4) est à la fois menant et menée)
 - Donner le repère des roues menées
 - Exprimer littéralement le rapport de transmission $r_{7/3} = (N_7/N_3)$
 - Calculer le rapport de transmission $r_{7/3} = (N_7/N_3)$
- La roue intermédiaire (4) a-t-elle une influence sur la valeur du rapport de transmission $r_{7/3}$? Justifier.
 - En fonction du nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B, donner le sens de rotation de (7) par rapport à (3) (inverse ou identique)
 - Conclure sur le rôle de la roue intermédiaire (4)
 - Exprimer puis calculer le rapport de transmission global $r_{7/1} = (N_7/N_1)$ en fonction de $r_{2/1}$ et de $r_{7/3}$
 - La chaîne cinématique de transmission de mouvement composée des sous-ensembles A et B, est-elle un réducteur ou un multiplicateur de vitesse ? Justifier.
 - Exprimer littéralement la vitesse de rotation de l'arbre de sortie N_7 en fonction de $N_1 (=N_M)$ et $r_{7/1}$ puis calculer N_7 en tr/min, en prenant $r_{7/1} = 1/120$.
- Exprimer littéralement la vitesse de rotation angulaire ω_7 en fonction de N_7 puis calculer ω_7 en rad/s.

Exercice 2 :

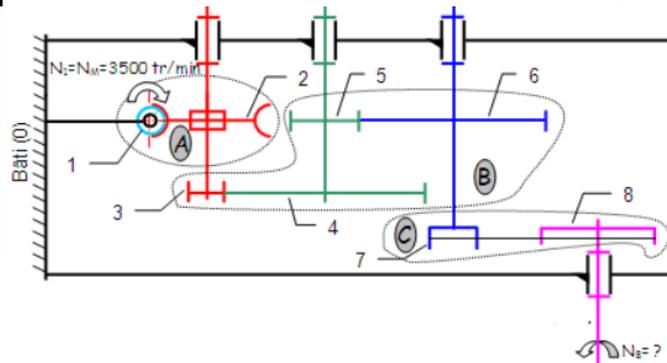
Un moteur électrique (Puissance $P = 1500 \text{ W}$, Vitesse de rotation $N_M = 3500 \text{ tr/min}$) entraîne une vis sans fin (1). Le mouvement de rotation de la vis sans fin (1) est transmis à l'arbre de sortie de la poulie (8) par la chaîne cinématique composée de **3 sous-ensembles A, B et C**.

8	$\varnothing 8 = 70\text{mm}$	$r_{8/7} = \frac{N_8}{N_7}$
7	$\varnothing 7 = 35\text{mm}$	
6	$Z_6 = 50 \text{ dents}$	$r_{6/3} = \frac{N_6}{N_3}$
5	$Z_5 = 30 \text{ dents}$	
4	$Z_4 = 60 \text{ dents}$	
3	$Z_3 = 25 \text{ dents}$	$r_{2/1} = \frac{N_2}{N_1}$
2	$Z_2 = 50 \text{ dents}$	
1	$Z_1 = 2 \text{ filets}$	
Rep.	Caractéristique	Rapport de transmission

A : Un **engrenage roue et vis sans fin** (1) et (2)
B : Un **train d'engrenages** parallèles (3), (4), (5), (6)
C : Un ensemble **poulies-courroie** (7) et (8)

On donne :

Le schéma cinématique et les caractéristiques des différents éléments de la chaîne cinématique de



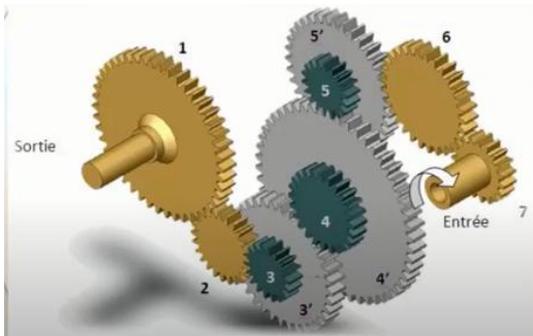
Objectif : Déterminer la vitesse de rotation de sortie, N_8 .

- Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble A, $r_{2/1} = (N_2/N_1)$
- Déterminer le rapport de transmission du sous-ensemble B, $r_{6/3} = (N_6/N_3)$, pour cela :
 - Donner le repère des roues **menantes**
 - Donner le repère des roues **menées**
 - Exprimer littéralement le rapport de transmission $r_{6/3} = (N_6/N_3)$
 - Calculer le rapport de transmission $r_{6/3} = (N_6/N_3)$
- Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble C, $r_{8/7} = (N_8/N_7)$
- En fonction du nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B, donner le **sens de rotation de (8)** par rapport à (3) (inverse ou identique)
- Exprimer puis calculer le rapport de transmission global $r_{8/1} = (N_8/N_1)$ en fonction de $r_{2/1}$, $r_{6/3}$ et $r_{8/7}$
- Exprimer littéralement la vitesse de rotation de l'arbre de sortie N_8 en fonction de $N_1 (=N_M)$ et $r_{8/1}$ puis calculer N_8 en tr/min, en prenant $r_{8/1} = 1/200$
- Exprimer littéralement la vitesse de rotation angulaire ω_8 en fonction de N_8 puis calculer ω_8 en rad/s.
- Exprimer littéralement la vitesse linéaire de la courroie V en fonction de ω_8 puis calculer V en m/s.
- Exprimer littéralement le couple disponible sur l'arbre (8) C_8 en fonction de la puissance P et de ω_8 puis calculer C_8 en N.m.

HYPOTHESE : Le rendement de la chaîne cinématique est égal à 1, la Puissance disponible sur l'arbre (8) est donc égale à la puissance du moteur $P = 1500 \text{ W}$.

Exercice 3 :

Un train d'engrenages, dans lequel toutes les roues dentées sont en mouvement de rotation d'axes parallèles par rapport au bâti, est représenté sur la figure ci-dessous :



$z_1 = 65$ dents
$z_2 = 32$ dents
$z_3 = 24$ dents - $z_{3'} = 48$ dents
$z_4 = 38$ dents - $z_{4'} = 82$ dents
$z_5 = 26$ dents - $z_{5'} = 54$ dents
$z_6 = 42$ dents
$z_7 = 30$ dents

- 1 : indiquer, à l'aide de flèches, le sens de rotation de chacune des roues dentées.
- 2 : déterminer le rapport de transmission du train d'engrenages.

Corrigé d'exercice 1 :

1. Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble A,

$$r_{2/1} = (N_2/N_1)$$

$$r_{2/1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\text{Nombre de filets de la vis (1)}}{\text{Nombre de dents de la roue (2)}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{4}{80} \rightarrow r_{2/1} = \frac{1}{20} = 0,05$$

2. Déterminer le rapport de transmission du sous-ensemble B, $r_{7/3} = (N_7/N_3)$, pour cela :
 - a. Donner le repère des roues menantes = 3, 4, 6
 - b. Donner le repère des roues menées = 4, 5, 7
 - c. Exprimer littéralement le rapport de transmission $r_{7/3} = (N_7/N_3)$

$$r_{7/3} = \frac{N_7}{N_3} = \frac{(z_3 \times z_4 \times z_6)}{(z_4 \times z_5 \times z_7)} = \frac{(z_3 \times z_6)}{(z_5 \times z_7)}$$

- d. Calculer le rapport de transmission $r_{7/3} = (N_7/N_3)$

$$r_{7/3} = \frac{N_7}{N_3} = \frac{40 \times 20}{60 \times 80} = \frac{8}{48} = \frac{1}{6} = 0,167$$

3. La roue intermédiaire (4) a-t-elle une influence sur la valeur du rapport de transmission $r_{7/3}$? Justifier.

La roue intermédiaire (4) n'a pas d'influence sur $r_{7/3}$ car elle est à la fois menante et menée.

4. En fonction du nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B, donner le sens de rotation de (7) par rapport à (3) (inverse ou identique)

La roue (7) tourne en sens inverse de (3) car le nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B est impairs (=3).

5. Conclure sur le rôle de la roue intermédiaire (4)

La roue dentée intermédiaire (4) permet d'inverser le sens de rotation entre (3) et (7) (ou d'avoir le même sens de rotation entre (3) et (5)).

6. Exprimer puis calculer le rapport de transmission global $r_{7/1} = (N_7/N_1)$ en fonction de $r_{2/1}$ et de $r_{7/3}$

$$r_{7/1} = r_{2/1} \times r_{7/3} = 1/20 \times 1/6 = 1/120 = 0,0083$$

7. La chaîne cinématique de transmission de mouvement composée des sous-ensembles A et B, est-elle un réducteur ou un multiplicateur de vitesse ? Justifier : C'est un réducteur de vitesse car $r_{7/1} < 1$.

8. Exprimer littéralement la vitesse de rotation de l'arbre de sortie N_7 en fonction de N_1 (= N_M) et $r_{7/1}$ puis calculer N_7 en tr/min, en prenant $r_{7/1} = 1/120$:

$$N_7 = N_1 \times r_{7/1} = 2400 \times 1/120 = 20 \text{ tr/min}$$

9. Exprimer littéralement la vitesse de rotation angulaire ω_7 en fonction de N_7 puis calculer ω_7 en rad/s. $\omega_7 = (2\pi \times N_7)/60 = (40\pi)/60 = 2\pi/3 \text{ rad/s}$ ($120^\circ/\text{s}$, soit $1/3 \text{ tr/s}$).

Corrigé d'exercice 2 :

1. Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble A, $r_{2/1} = (N_2/N_1)$

$$r_{2/1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\text{Nombre de filets de la vis (1)}}{\text{Nombre de dents de la roue (2)}} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{2}{50} \rightarrow r_{2/1} = \frac{1}{25} = 0,04$$

2. Déterminer le rapport de transmission du sous-ensemble B, $r_{6/3} = (N_6/N_3)$, pour cela :

- Donner le repère des roues **menantes** = 3, 5
- Donner le repère des roues **menées** = 4, 6
- Exprimer littéralement le rapport de transmission $r_{6/3} = (N_6/N_3)$

$$r_{6/3} = \frac{N_6}{N_3} = \frac{(Z_3 \times Z_5)}{(Z_4 \times Z_6)}$$

d. Calculer le rapport de transmission $r_{6/3} = (N_6/N_3)$

$$r_{6/3} = \frac{N_6}{N_3} = \frac{25 \times 30}{60 \times 50} = \frac{750}{3000} = \frac{1}{4} = 0,25$$

3. Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble C,

$$r_{8/7} = (N_8/N_7)$$

$$r_{8/7} = \frac{N_8}{N_7} = \frac{\varphi_{\text{poulie menante (7)}}}{\varphi_{\text{poulie menée (8)}}} = \frac{\varphi_7}{\varphi_8} = \frac{35}{70} \rightarrow r_{8/7} = \frac{1}{2} = 0,5$$

4. En fonction du nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B, donner le sens de rotation de (8) par rapport à (3) (inverse ou identique)

La roue (8) et la roue (7) tournent dans le même sens que (3) car le nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B est pair (=2)

5. Exprimer puis calculer le rapport de transmission global $r_{8/1} = (N_8/N_1)$ en fonction de $r_{2/1}$, $r_{6/3}$ et $r_{8/7}$

$$r_{8/1} = r_{2/1} \times r_{6/3} \times r_{8/7} = 1/25 \times 1/4 \times 1/2 = 1/200 = 0,005$$

6. Exprimer littéralement la vitesse de rotation de l'arbre de sortie N_8 en fonction de N_1 ($=N_M$) et $r_{8/1}$ puis calculer N_8 en tr/min, en prenant $r_{8/1} = 1/200$

$$N_8 = N_1 \times r_{8/1} = 3500 \times 1/200 = 17,5 \text{ tr/min}$$

7. Exprimer littéralement la vitesse de rotation angulaire ω_8 en fonction de N_8 puis calculer ω_8 en rad/s.

$$\omega_8 = \frac{2 \times \pi \times N_8}{60} \quad \omega_8 = \frac{2 \times \pi \times (17,5)}{60} \rightarrow \omega_8 = 1,83 \text{ rad/s}$$

8. Exprimer littéralement la vitesse linéaire de la courroie V en fonction de ω_8 puis calculer V en m/s.

$$V = \omega_8 \times \text{Rayon poulie (8)} = 1,83 \times (35/1000) = 0,064 \text{ m/s}$$

9. Exprimer littéralement le couple disponible sur l'arbre (8) C_8 en fonction de la puissance P et de ω_8 puis calculer C_8 en N.m.

$$C_8 = P / \omega_8$$

$$C_8 = 1500 / 1,83 ; \quad C_8 = 818,5 \text{ N.m}$$

Corrigé d'exercice 3 :

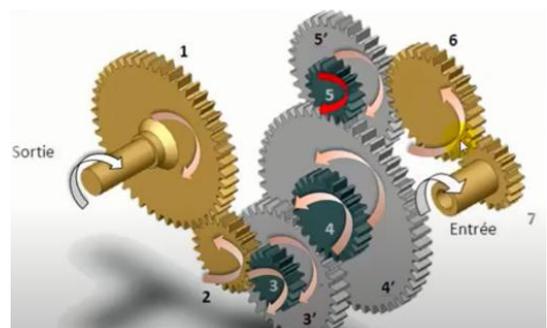
Réponse 1 : le sens de rotation de chacune des roues dentes comme indique-la figure ci-contre

$$\text{Réponse 2 : } (-1)^6 \frac{Z_7 Z_6 Z_5 Z_4 Z_3 Z_2}{Z_6 Z_5 Z_4 Z_3 Z_2 Z_1}$$

$$r = (-1)^6 \frac{Z_7 Z_5 Z_4 Z_3}{Z_5 Z_4 Z_3 Z_1}$$

$$\text{AN : } r = \frac{30 \ 26 \ 38 \ 24}{54 \ 82 \ 48 \ 65} = 0,051$$

; $r = 0,051 < 1$ C'est un réducteur



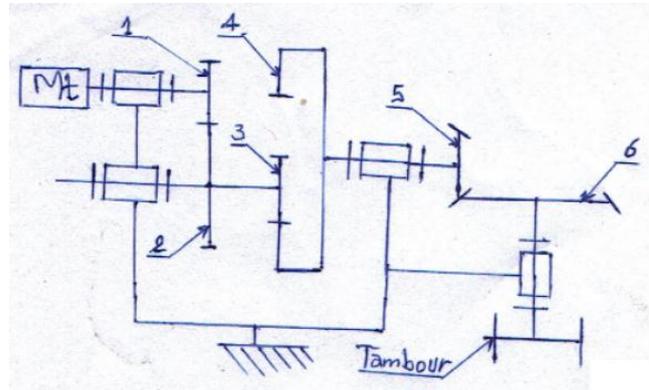
Exercices supplémentaire

Exercice 1 :

Pour vérifier si le moteur M_t à l'entrée d'un mécanisme ci-contre choisie par le constructeur, répond à la condition $N_t = 31 \text{tr/mn}$ (nombre de tour du tambour), impose par le cahier des charges fonctionnelle.

On donne :

$Z_1=10\text{dents}$; $Z_2=40\text{dents}$; $m_{2/1}=2\text{mm}$;
 $m_{4/3}=2,5\text{mm}$; $a_{4/3}=100\text{mm}$; $Z_5=30\text{dents}$;
 $m_{6/5}=2\text{mm}$; $r_{6/5}=2/3$; $r_{\text{global}}=r_{6/1}=1/30$.



- 1) calculer le rapport $r_{2/1}$ et $r_{4/3}$
- 2) calculer les nombres de dents Z_3 ; Z_4 et Z_6
- 3) déterminé la valeur de la vitesse de rotation N_m du moteur M_t .
- 4) Calculer la valeur du couple appliqué sur l'arbre de sortie sachant que la puissance à la sortie $P=85\text{W}$

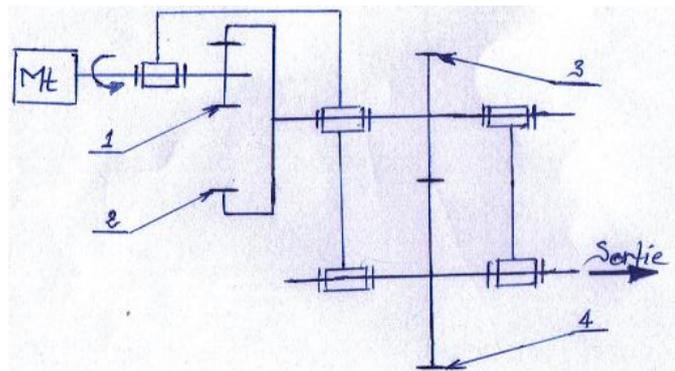
Exercice 2 :

Le schéma d'assemblage partiel sur la figure ci-contre représente un réducteur de vitesse utilisé pour déplacer un tapis pour le transport de marchandises.

Nous voulons étudier les caractéristiques des pignons :

- (1) + (2) Roues cylindriques à denture droite (engrenage intérieurs)
- (3) + (4) Roues cylindriques à denture droite (engrenage extérieur)

1- Complétez le tableau des caractéristiques suivant :



a	h	d_f	d_a	d	z	m	
				86		2	(1)
				154			(2)
110				90		2	(3)
							(4)

2-Calculer le rapport de réduction global r_g puis en déduire la vitesse de l'arbre de sortie, sachant que la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée est $M_t=1500\text{tr/m}$.

Chapitre 5 : Transmission de mouvement par Courroies et Chaîne

V.1 Généralité

Utilisée en manutention ou en transmission de puissance, ces transmissions sont assez faciles à concevoir et souples d'emploi ; elles donnent une grande liberté pour positionner l'organe moteur et récepteur. Economique, elles remplacent de plus en plus souvent les engrenages, les arbres, les paliers et diverse transmission rigide.

De plus, dans la mesure où ces éléments présentent une certaine élasticité, elles réduisent et amortissent les vibrations, atténuent les chocs et les à-coups de transmission, ce qui augmente la durée de vie des machines. La durée de vie de ces éléments étant limitée, il est nécessaire de prévoir un plan d'entretien périodique pour surveiller l'usure, le vieillissement, la perte d'élasticité et prévoir les remplacements aux premiers signes de dégradation. Leur calcul, à l'aide de tables, coefficients correcteurs, graphes et abaques, est très typique de ce qui se fait en technologie, sorte de modèle du genre.

comparaison des principaux systèmes de transmission de puissance						
	transmission par engrenages	transmission par roues et chaînes	transmission poulies courroies			
			courroies crantées (synchrones)	courroies striées (poly-v)	courroies trapézoïdes (en v)	courroies plates
couple transmissible	très élevés	élevée	assez élevés	modérés	modérés	fiable
puissance transmissible	très élevées	élevées	assez élevées	modérés	élevés	fiable
vitesse limites (m/s)	80 à 100	13 à 20	60	60 à 80	40	80 à 100
rapport limites (ND/Nd) de la transmission	$< \frac{1}{8}$	$< \frac{1}{9}$	$< \frac{1}{10}$	$< \frac{1}{40}$	$< \frac{1}{15}$	$< \frac{1}{20}$
position des arbres	tous cas possible	parallèle	parallèle	parallèle et autre	parallèle	parallèle et autre
rendement (%)	≈ 98	≤ 97	≤ 98	≤ 98	70 à 96	≈ 98
tensions initiales	inutile					
durée de vie	élevée	assez élevée	limitée	limitée	limitée	limitée
lubrification	nécessaire	nécessaire	inutile	inutile	inutile	inutile
INCONVENIENT	-entraxe précis -lubrification					
AVANTAGES	-synchronisme -précisions -grands couples et grandes puissances -position des arbres	- assez bon -				
*arbres parallèles. Perpendiculaire. Orthogonaux et même de position quelconque						

V.2 Transmissions par poulies et courroies

V.2 .1 Généralité

Silencieuses, elles sont surtout utilisées aux vitesses élevées avec de grands entraxes possibles entre poulies. La tension initiale des courroies est indispensable pour garantir l'adhérence et assurer la transmission du mouvement. Un système à entraxe réglable ou un dispositif annexe de tension (galet enrouleur, etc.) est souvent nécessaire pour régler la tension initiale et compenser l'allongement des courroies au cours du temps. À l'exception des courroies crantées, en fonctionnement normal, il existe un léger glissement de la courroie sur les poulies amenant une imprécision du rapport de transmission ; celui-ci n'est pas exactement égal au rapport des diamètres des deux poulies. Un système poulies courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les deux, ou plusieurs arbres, pouvant être éloignés l'un de l'autre.

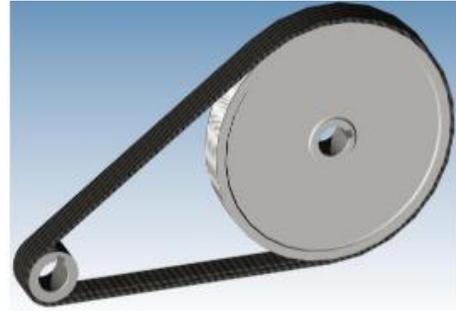


Fig.5.1 transmission par poulie courroie en 3D

V.2 .2 Intérêts.

Ce système permet :

- Pour un arbre moteur d'avoir plusieurs arbres récepteurs.
- Un montage économique et une maintenance aisée.
- D'amortir les vibrations et les chocs de transmission ce qui augmente la durée de vie des organes moteur et récepteur.
- D'assurer un fonctionnement silencieux.

V.2 .3 Inconvénients

Les courroies ont une durée de vie plus limitée que la plupart des organes mécanique, il faut donc surveiller l'usure et prévoir un plan d'entretien périodique (Maintenance préventive) pour palier au vieillissement de la courroie.

V.2 .4 Fonctionnement

Une transmission par courroie est constituée d'une :

- Petite poulie 1(d , R_d , ω_d , θ_d)
- Grande poulie 2(D , R_D , ω_D , θ_D)
- Courroie ayant :

- o Une vitesse linéaire V
- o Un coefficient de frottement avec les poulies.

Les axes des poulies sont distants d'une longueur a appelée entraxe du système poulies-courroie

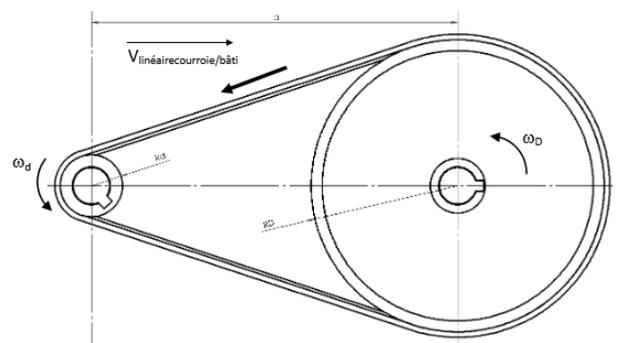


Fig.5.21 transmission par poulies courroie en 2D

Longueur d'une courroie :

Caractéristique mécanique :

$$L = 2a + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4a}$$

- Rapport de réduction : $r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2}$ au glissement près (de l'ordre de 1 à 3%)
- Rapport des couples transmis : $\frac{C_2}{C_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ au rendement près.

Le rendement dépend des matériaux utilisés, de la longueur de l'arc d'enroulement de la courroie. Il est défini par des facteurs correctifs (donnés par les constructeurs) qui modifie la puissance transmissible.

V.2.5 Caractéristiques

Vitesse : Élevée possible (pour les courroies crantées)

Précision : Dépend du type de courroie :

- risque de glissement entre la poulie et la courroie si la poulie n'est pas crantée ;
- bonne précision si la courroie est crantée.

Course possible : aussi longue que le permet la courroie.

Puissance : Importante (pour les courroies crantées)

Efforts transmissibles : Important.

Irréversibilité : Non.

Possibilité de réglage de la vitesse : Dépend du moteur.

Prix : Faible

Applications courantes : longs entraxes, imprimantes...

V.2.6 Dispositions des axes

- Les axes des arbres moteur et récepteur peuvent être parallèles ou perpendiculaires mais non confondus.
- Souvent les poulies tournent dans le même sens, on peut inverser ce sens en croisant la courroie ou en intercalant des galets inverseurs.

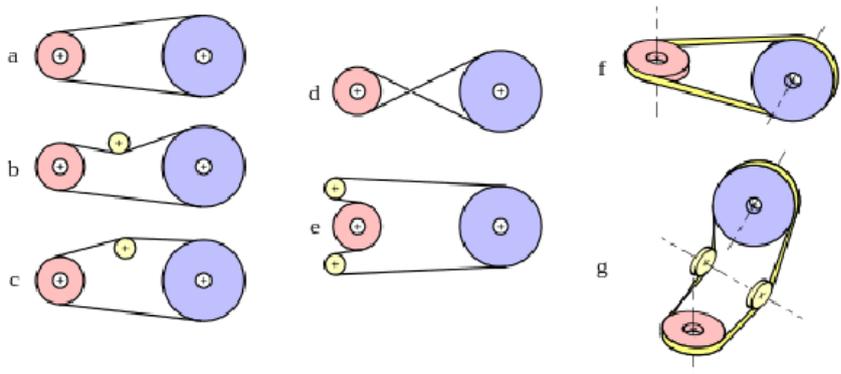


Fig.5.3 Principe d'une transmission par poulie courroie

Règle : quand une courroie quitte une poulie elle doit se trouver dans le plan médian de la poulie réceptrice.

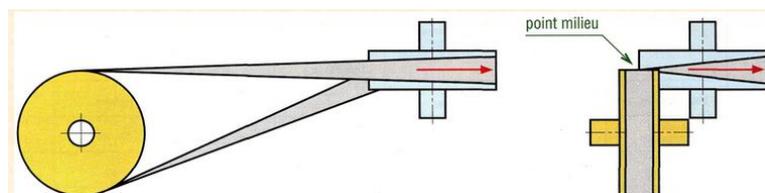


Fig.5.4 Cas d'arbres perpendiculaires.

V.2.7 Symbole cinématique

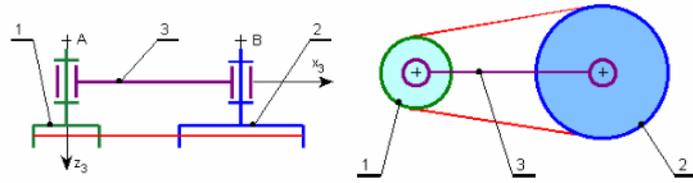


Fig.5.5 schéma cinématique d'une liaison par poulie courroie

V.2.8 Différents types de courroies

Courroie lisse	Courroie ronde	Courroie trapézoïdale	Courroie à nervures	Courroie crantée
				
Modèle courant	Transmission nécessitant peu de puissance	Augmente la puissance transmissible grâce au frottement sur les flancs	Idem	Permet de synchroniser le mouvement grâce aux dents

Tableaux. 5.1 Les type de courroies

V.2.8.1 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 torsion Nelles, 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.

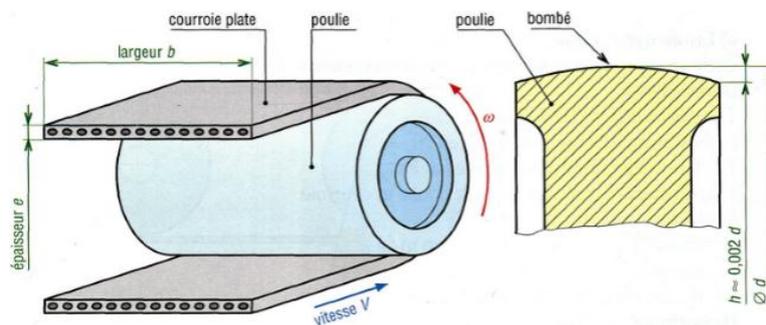


Fig.5.6.Courroie plate.

Matériaux : polyuréthane ($v < 25$ m/s), polyester, aramide revêtu silicone ($v < 80$ m/s)...

V.2 .8 .1.1 Rapport de transmission : $k = \frac{N_D}{N_d} = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d}{D} = \frac{C_d}{C_D}$

- 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)

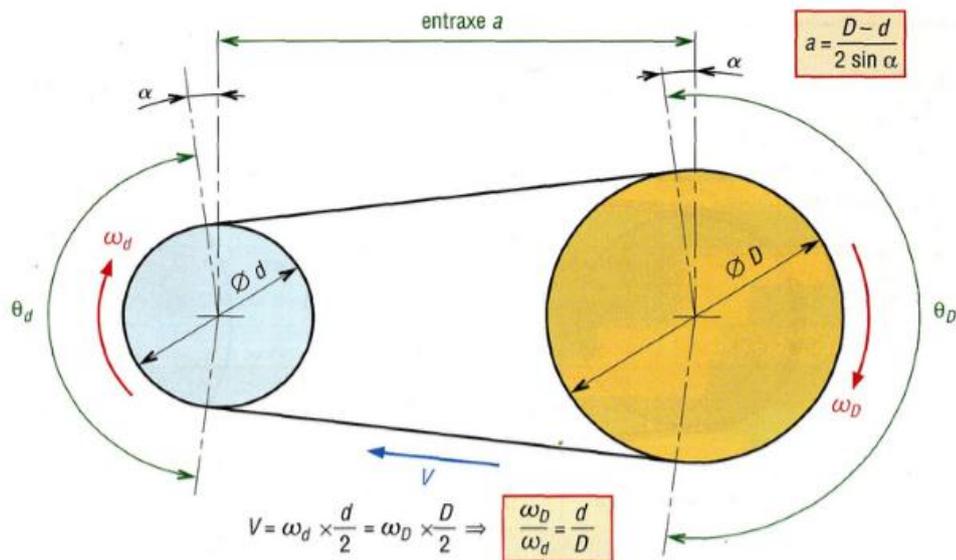


Fig.5.7.Cinématique.

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

Tableaux. 5.2 Les formules de longueur et angle d'enroulement

V.2 .8 .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)
- T_0 : 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.

a) Rapport entre les tensions T et t :

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

Après une étude statique on obtient : $\frac{T}{t} = e^{f \cdot \theta}$ (avec θ en rad)

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

$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{f \cdot \theta} \quad (\text{avec } F_c = m \cdot V^2)$$

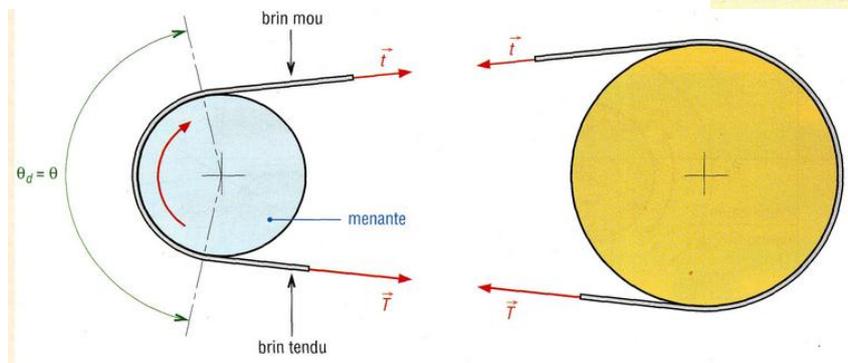


Fig.5.8 Efforts de tension.

b) Couples transmis

*Sur la grande poulie : $C_D = (T - t) \cdot D/2$ * Sur la petite poulie : $C_d = (T - t) \cdot d/2$

c) Tension t maximale admissible (T_{max})

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 :

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

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

Après addition des deux : $T_0 = (T + t)/2$.

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

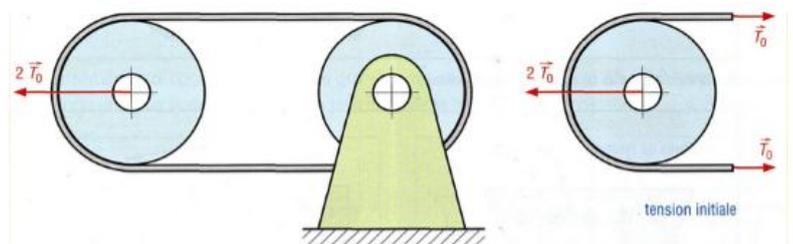


Fig.5.9. Tension initiale d'une courroie.

a) Puissances transmissibles

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

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

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

$$\text{En pratique on pose : } P = \frac{2 \cdot K_p \cdot K_v \cdot T_0 \cdot V}{K_s}$$

P en watts , T_0 en N et V en m/s

K_p : coefficient correcteur fonction du diamètre de la poulie

K_v : coefficient correcteur fonction de la vitesse (V) de la courroie

K_s : coefficient correcteur fonction des conditions de service (tableau 1. ci-après)

On peut poser : $P_b = 2 \cdot K_p \cdot K_v \cdot T_0 \cdot V$

P_b = puissance de base de la courroie avec la condition [$P \cdot K_s \leq T_0 \cdot P_b$].

V.2.8.2 Courroies rondes : elles sont surtout utilisées dans les petits mécanismes.

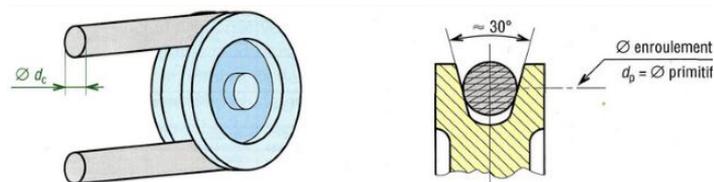


Fig.5.10 Courroies rondes (Exemple de configuration).

V.2.8.3 Courroies trapézoïdales

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).

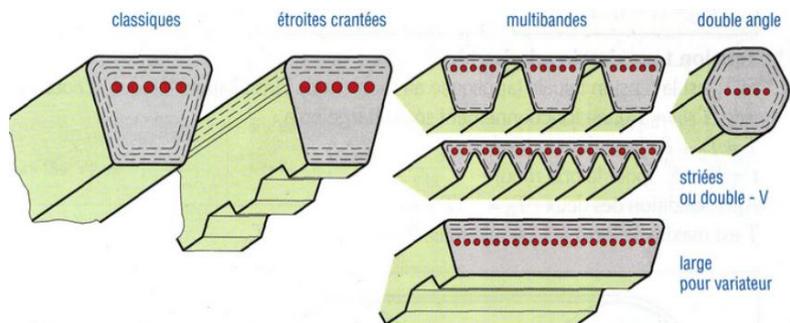


Fig.5.11. Principales familles de courroies trapézoïdales.

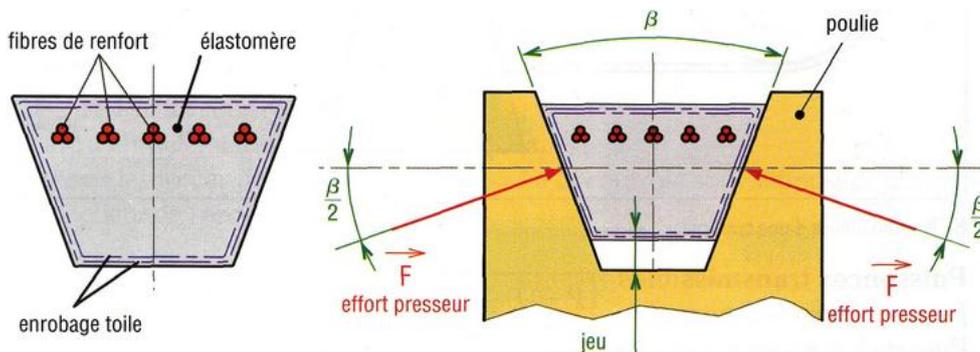


Fig.5.12. Efforts presseurs exercées par la gorge d'une poulie sur une courroie trapézoïdale.

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

Remarque :

- 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 : $a < 3(D+d)$].

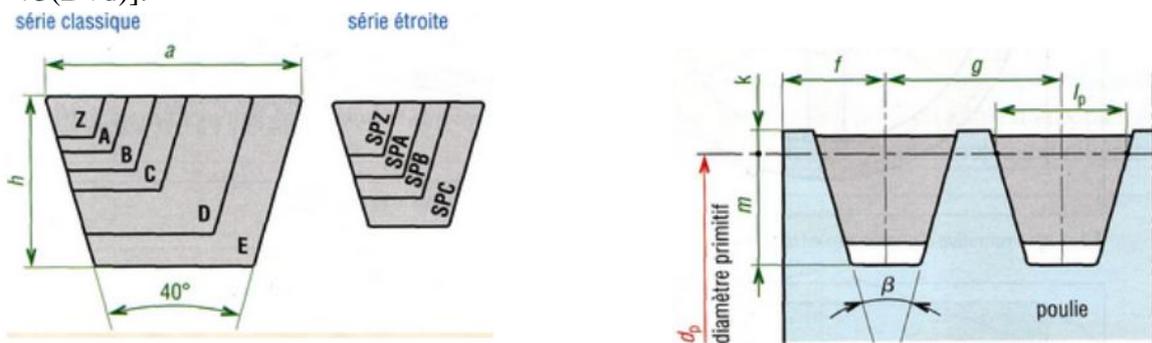


Fig.5.13. Séries classiques et étroites. Fig.5.14. Montage sur une poulie ($\beta = 32^\circ, 34^\circ, 36^\circ, 38^\circ$).

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

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

Tableaux 4.3 Les dimensions principale de corroies trapézoïdales

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 .8. 3.1 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 $\frac{T-F_c}{t-F_c} = e^{f \cdot \theta / \sin(\frac{\beta}{2})}$ (Avec $F_c = mV^2$)
 Indication : $3 \leq T/t \leq 5$ et le plus souvent $T \approx 5t$

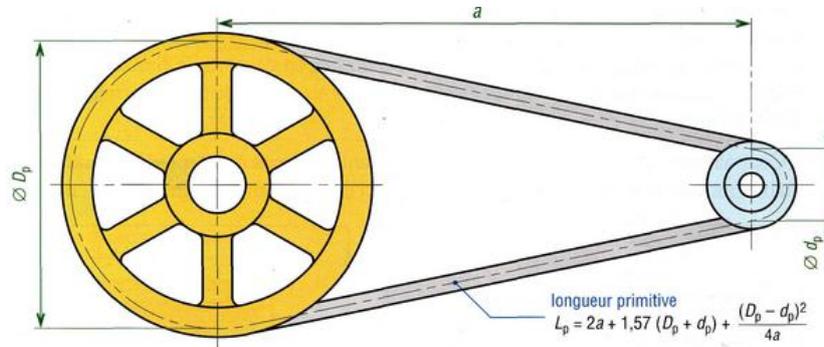


Fig.5.15. Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale.

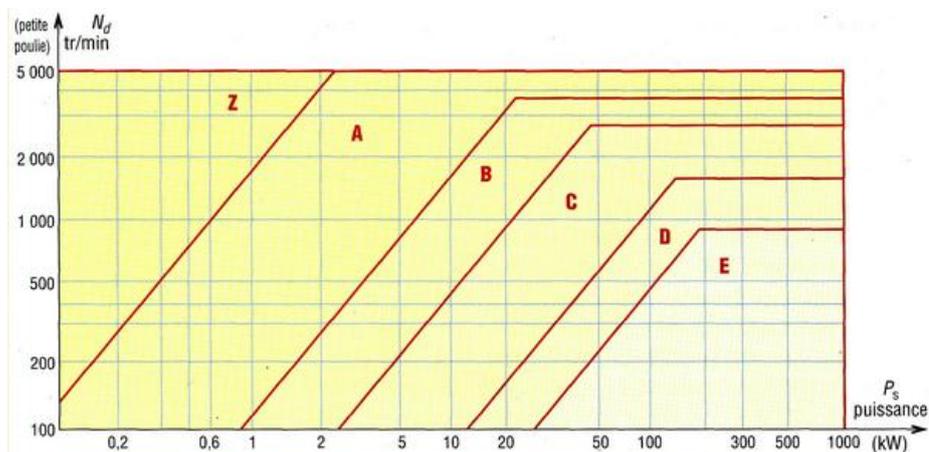


Fig.5.16. Graphe 1 : gamme des puissances transmissibles par type de courroie

V.2 .8. 3.2 Les étapes du calcul des courroies trapézoïdales

Les étapes de calcul : les Données : P, N_d, N_D .

- Déterminer la valeur du coefficient de facteur de service K_S par le tableau 5.5.
- Puis calcule la puissance de servisse $P_S : P_S = P \cdot K_S$.
- Choix de la section de la courroie : Z, A, B... par le graphe 1.
- Choix des diamètres primitifs d_p et $D_p : \frac{N_D}{N_d} = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d}{D} = \frac{d_p}{D_p} = R$ par le tableau 5.6.
- Calcul de la vitesse $v : v = \omega_d \cdot (\omega_d / 2)$
- Déterminer la longueur primitive de la courroie $L = 2a + 1,57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4a}$ par le tableau 5.7

- Calcul de l'entraxe a : $a \geq \frac{D_P - d_p}{2} + d_p$ si $2 \leq \frac{D_P}{d_p} \leq 3$; $a \geq D_P$ si $\frac{D_P}{d_p} > 3$
limite $a < 3(D_P + d_p)$
- Déterminer la puissance de base P_b , par le tableau 5.8.
- Déterminer K_θ et K_L respectivement par les graphes 2 et 3.
- Calcul de la puissance P_a : $P_a = P_b \cdot K_L \cdot K_\theta$.
- Nombre de courroies nécessaire n_c : $n_c = \frac{P_s}{P_a}$.

Remarque :

- 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.

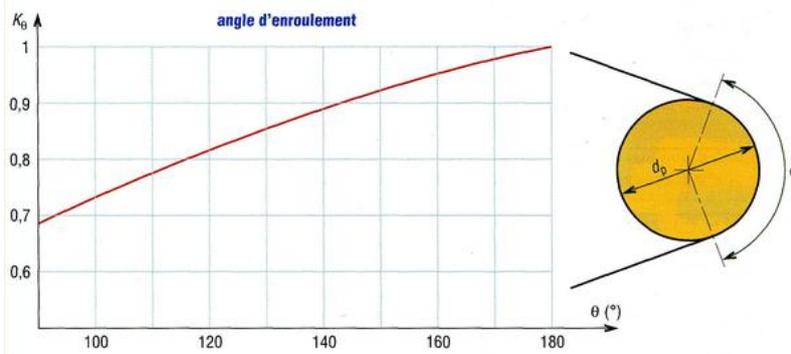


Fig.5.17. Graphe 2.

Plus la longueur de la courroie est grande, plus la durée de vie est élevée (chaque tronçon de courroie travaillant moins) ; le coefficient K_L permet de faire les corrections.

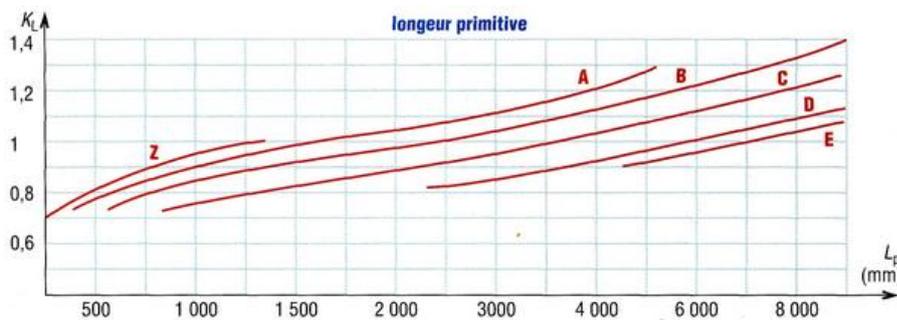


Fig.5.18. Graphe 3.

Données :

- N_d : vitesse de la petite poulie (tr/min)
- N_D : vitesse de la grande poulie (tr/min)
- d_p : diamètre primitif de la petite poulie
- D_P : diamètre primitif de la grande poulie
- L_P : longueur primitive de la courroie
- I_P : largeur primitive de la section de la courroie
- V : vitesse linéaire de la courroie (m/s)

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

tableaux 5.4. Relation entre β et d_p

P : puissance réelle à transmettre (W)

P_s : puissance de service ou puissance corrigée

P_b : puissance de base de la courroie

P_a : puissance admissible par la courroie

K_L : Coefficient correcteur fonction de la longueur primitive L_p

K_s : Coefficient correcteur lié aux conditions de service de la transmission

K_θ : Coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement θ

$\theta = \theta_d$: angle d'enroulement sur la petite poulie

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	1,6	2,0
*avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples				

Tableaux 5.5. Valeur du coefficient de service K_s

3. Longueurs primitives ou de référence L_p (en mm des courroies trapézoïdales)					
(L* : longueur NF ISO 4184 – les autres longueurs varient sensiblement d'un fabricant à l'autre)					
Z	270, 295, 340, 380, 405*, 435, 465, 475*, 485, 505, 530*, 545, 570, 610, 625*, 635, 675, 700*, 710, 750, 780*, 790, 840, 895, 920*, 940, 1 000, 1 055, 1 080*, 1 095, 1 145, 1 205, 1 250, 1 330*, 1 420*, 1 540*...				
A	415, 490, 541, 585, 620, 630*, 670, 700*, 719, 770, 790*, 820, 871, 890*, 933, 983, 990*, 1 049, 1 100*, 1 153, 1 201, 1 250*, 1 303, 1 353, 1 405, 1 430*, 1 455, 1 508, 1 550*, 1 608, 1 640*, 1 709, 1 750*, 1 858, 1 913, 1 940*, 2 013, 2 050*, 2 133, 2 200*, 2 273, 2 300*, 2 393, 2 480*, 2 533, 2 700*, 2 833, 3 183...				
B	613, 655, 680, 729, 780, 830, 881, 930*, 980, 1 000*, 1 033, 1 083, 1 100*, 1 133, 1 185, 1 210*, 1 243, 1 318, 1 370*, 1 393, 1 465, 1 560*, 1 668, 1 760*, 1 872, 1 950*, 2 075, 2 180*, 2 283, 2 300*, 2 380, 2 480, 2 500*, 2 659, 2 700*, 2 870*, 3 200*, 3 393, 3 600*, 3 793, 4 060*, 4 430*, 4 820*, 5 043, 5 370*, 5 620, 6 070*, 6 585...				
C	920, 1 075, 1 152, 1 312, 1 462, 1 505*, 1 662, 1 760*, 1 840, 1 950*, 2 094, 2 195*, 2 348, 2 420*, 2 500, 2 715*, 2 907, 2 880*, 3 080*, 3 312, 3 520*, 3 720, 3 964, 4 060*, 4 177, 4 278, 4 600*, 5 015, 5 380*, 5 662, 6 100*, 6 362, 6 815*, 7 035, 7 600*, 8 038, 8 444, 9 100*, 10 062, 10 700*...				
D	2 576, 2 740*, 2 876, 3 100*, 3 226, 3 330*, 3 530, 3 730*, 4 080*, 4 386, 4 620*, 5 029, 5 400*, 5 676, 6 100*, 6 370, 6 840*, 7 126, 7 620*, 8 000, 8 405, 9 140*, 10 700*, 11 276, 12 200*, 13 700*, 15 200*...				
E	4 660*, 5 040*, 5 105, 5 420*, 5 765, 6 100*, 6 505, 6 850*, 7 265, 7 650*, 8 055, 8 410, 8 790, 9 150*, 10 035, 11 230, 12 230*, 13 750*, 15 280*, 16 800*...				
Séries étroites	SPZ	SPA	SPB	SPC	Lp (ISO 4184) : 650, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 500, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 9 000, 10 000, 11 200, 12 500
	630 à 3 550	800 à 4 500	1 250 à 8 000	2 000 à 12 500	

Tableaux 5.7. Longueur primitifs L_p

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	

Tableaux.5.6.Diametres primitifs d_p , D_p

4. Puissance de base P_b en kW des courroies trapézoïdales classiques													
type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)					type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)				
		5	10	15	20	25			5	10	15	20	25
Z	50	0,45	0,72	0,85	–	–	C	180	3,92	6,10	7,33	8,32	–
	60	0,62	1,05	1,35	–	–		210	4,59	7,38	9,40	10,86	11,76
	70	0,73	1,29	1,70	1,94	–		240	4,99	8,31	10,82	12,75	14,14
	80	0,83	1,48	1,97	2,30	2,41		280	5,50	9,27	12,26	14,70	16,50
	90	0,90	1,61	2,18	2,58	2,76		320	5,83	9,96	13,34	16,10	18,29
	100	0,95	1,72	2,37	2,80	3,04		360	6,14	10,56	14,16	17,19	19,69
	110	1,00	1,82	2,48	2,99	3,27		430	6,55	11,25	15,32	18,68	21,43
A	85	1,25	2,04	2,66	3,01	–	D	290	8,92	13,44	15,95	16,80	–
	100	1,42	2,37	3,12	3,99	4,10		320	9,84	15,41	18,90	20,74	20,92
	115	1,55	2,64	3,52	4,21	4,73		360	10,94	17,50	22,07	24,96	26,19
	130	1,65	2,85	4,04	4,60	5,22		400	11,80	19,20	24,61	28,33	30,42
	150	1,75	3,03	4,10	4,80	5,72		460	12,78	21,18	27,55	32,29	34,37
	170	1,82	3,19	4,33	5,00	6,10		520	13,58	22,71	29,85	35,35	39,20
	190	1,87	3,30	4,54	5,55	6,39		580	14,16	23,96	31,64	37,76	42,80
B	120	2,11	3,23	4,23	4,80	–	E	440	10,97	18,85	24,69	28,33	29,44
	140	2,35	3,95	5,02	5,83	6,37		480	11,89	20,65	27,39	31,92	33,91
	160	2,57	4,03	5,61	6,63	7,37		520	12,62	22,15	29,63	34,95	37,68
	180	2,72	4,39	6,09	7,24	8,14		600	13,84	24,57	33,28	39,86	43,75
	200	2,81	4,81	6,42	7,71	8,75		700	14,94	27,26	36,66	44,28	49,35
	220	2,92	4,89	6,73	8,13	9,24		800	15,77	28,50	39,18	47,60	53,56
	250	3,01	5,06	6,89	8,64	8,85		950	16,82	30,40	42,00	51,40	59,13
Les puissances P_b indiquées sont des moyennes et peuvent varier sensiblement d'un fabricant à l'autre (consulter leurs catalogues pour des renseignements plus détaillés)													

Tableaux.5.8. Puissance de bas

V.2 .8. 3.3 Exemple de calcul

Soit à déterminer les courroies transmettant une puissance de 10 kW entre un moteur électrique (1 500 tr/min) et une machine de production (600 tr/min) travaillant de 6 à 15 h/jour.

- **Résolution**

On adopte un K_s de 1,3 pour l'installation.

$$P_s = P \cdot K_s = 10 \cdot 1,3 = 13 \text{ kW}$$

Le graphe 1 (fig. 16) permet de sélectionner les courroies de type B.

- **Diamètres primitifs**

$d_p = 140 \text{ mm}$ est imposé pour la petite poulie.

Pour la grande poulie :

$$k = \frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{600}{1500} = 0,4 \quad , \quad \text{D'où } D_p = \frac{d_p}{0,4} = 350 \text{ mm}$$

- **Vitesse linéaire de la courroie**

$$V = \frac{\pi N_D d}{30 \cdot 2} = \frac{3,14 \cdot 1500 \cdot 140}{30 \cdot 2} = 10995 \text{ mm/s} \approx 11 \text{ m/s}$$

- **Entraxe a**

$$\text{avec } \frac{d_p}{D_p} = 2,5 \text{ on prend : } a \geq \frac{1}{2}(D_p + d_p) + d_p = 385 \text{ mm} = a_{\text{mini}}$$

$$\text{Limite supérieure : } a < 3(D_p + d_p) = 1470 = a_{\text{maxi}}$$

Pour des raisons d'encombrement , on retient $a = 437 \text{ mm}$

- **Longueur primitive de la courroie :**

$$L_p = 2 \times 437 + 1,57(350 + 140) + (350 - 140)^2 / (4 \cdot 437) = 1668 \text{ mm}$$

- **Puissance de base de la courroie**

(Tableau 5.8, avec $d_p = 140$ et $V = 11 \text{ m/s}$) :

$$P_b = 4,16 \text{ kW (obtenue par interpolation entre 3,95 et 5,02)}$$

- **Puissance admissible de la courroie choisie : $P_a = P_b \cdot K_L$.**

$$K_L \approx 0,94 \text{ (graphe 3 avec } L_p = 1668 \text{)} ;$$

$$K_\theta \approx 0,93 \text{ (graphe 2 avec } \theta = 152,19^\circ \text{)}$$

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_p - d_p}{2a} \right) = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{350 - 140}{2 \times 437} \right) = 152,19^\circ$$

$$P_a = 4,16 \cdot 0,94 \cdot 0,93 = 3,64 \text{ kW}$$

$$\text{- Nombre nécessaire de courroies : } n_c = \frac{13}{3,64} = 3,57 \text{ (soit 4 courroies)}$$

V.2 .8. 4 Courroies crantées (ou synchrones)

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

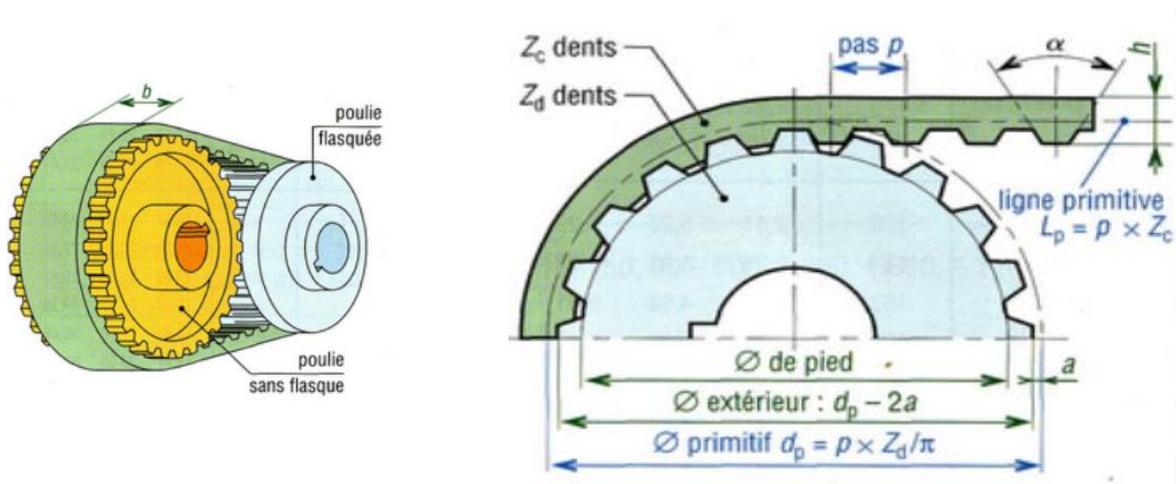


Fig.5.19. Transmission par courroie crantée.

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

Tableaux 5.9. Caractéristiques des courroies crantées.

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

Tableaux 5.10. Nombre de dents

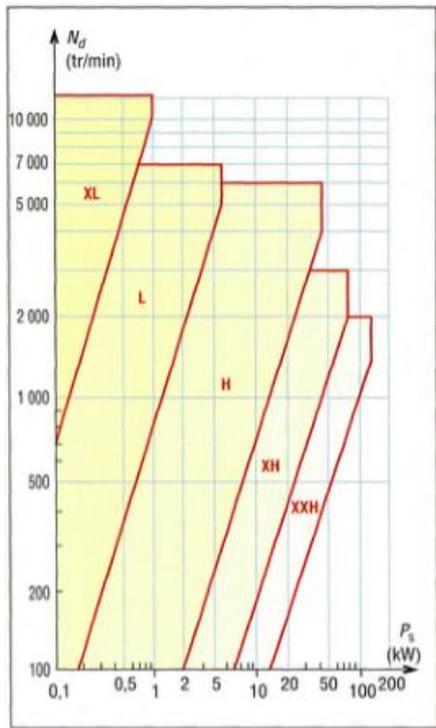


Fig.5.20. Graphe 4 : (gamme) puissances transmissibles des courroies crantées.

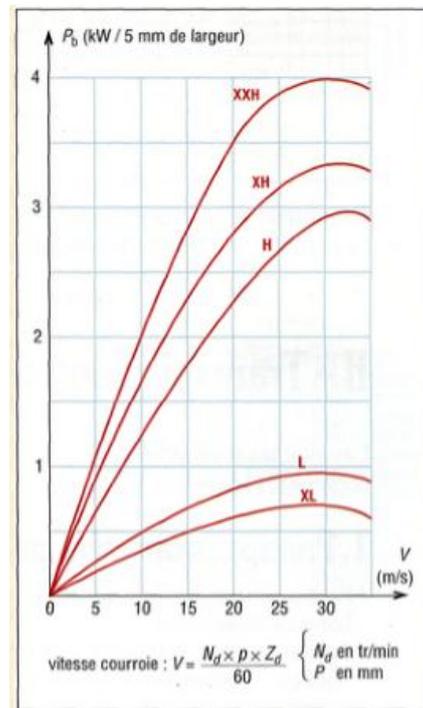


Fig.5.21. Graphe 5 : puissance de base des courroies crantées.

Calcul des courroies crantées :

Il est analogue à celui des autres courroies.

$$\text{Rapport de transmission } k = \frac{N_D}{N_d} = \frac{d_P}{D_P} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$

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 5.5)

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).

$$\text{Vitesse linéaire } V \text{ de la courroie : } V = \frac{N_d \cdot p \cdot Z_d}{60}$$

Remarque : $\pi \cdot d_p = p$. 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												

Tableaux 5.11 Coefficient correcteur K_b

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 ($P_b K_b K_z P_s$)

V.3 Transmissions par roues et chaînes :

V.3.1 Généralité

L'entraînement par chaîne est une manière de transmettre la puissance mécanique d'un endroit à un autre. Il est souvent utilisé pour transmettre la puissance aux roues d'un véhicule, en particulier les vélos et les motos. Il est également utilisé dans une grande variété de machines en plus de véhicules.

Le plus souvent, la puissance est transmise par une chaîne à rouleaux, connue sous le nom de chaîne de transmission¹, passant sur un pignon d'engrenage, les dents du pignon entrant dans les trous entre les maillons de la chaîne. L'équipement est tendu, et tirer la chaîne met la force mécanique dans le système.

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi manutention et convoyage et de nombreuses réalisations. La transmission de puissance par pignons et chaîne s'effectue par obstacle L'arbre moteur et l'arbre récepteur sont aussi relativement éloignés. La première figure représente l'engrènement de la chaîne sur une roue denté. La deuxième figure montre la constitution d'une chaîne à rouleaux qui sont les chaînes les plus couramment utilisées.

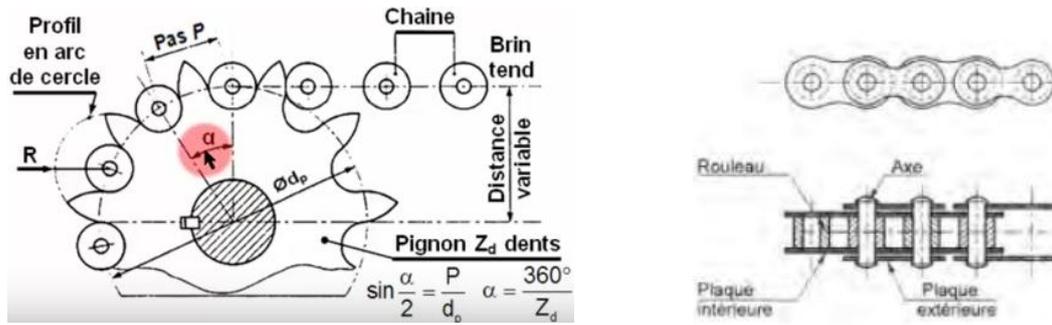


Fig.5.22. Schéma descriptif d'un système chaîne-pignon

Les systèmes de chaîne-pignon sont utilisés en automobile pour la distribution, pour la transmission de puissance des cycles (vélo, moto), pour les systèmes de convoyage dans l'industrie.

Il n'y a pas de glissement entre la chaîne et les roues dentées, ce qui garantit un rapport de transmission constant. Il s'exprime par :

$$r = \frac{\omega_{\text{récepteur}}}{\omega_{\text{moteur}}} = \frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Ce rapport doit être supérieur à 1/8.

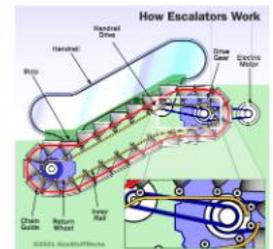
V.3.2 principales caractéristiques

- Rapport de transmission constant (pas de glissement).
- Longue durée de vie.
- Aptitude à entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source.
- Sont essentiellement utilisés 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 simple que celui de l'engrenages et prix de revient moins élevé.

V.3.3 Comparaison avec les courroies

- Sont plus bruyantes.
- Présentent des durées de vie plus élevées.
- Supportent des forces de tensions plus élevées.
- « Tournent » moins vite.
- Supportent des conditions de travail plus rudes (température plus élevées...).
- Nécessite une lubrification.
- Il n'est pas nécessaire d'imposer une tension initiale pour obtenir l'adhérence, ce qui diminue l'effort.

Mode de progression



Déplacement



Transmission de puissance



Découpage



V.3.4 Domaine d'utilisation

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention, convoyage...

Fig.5.23. Domaine d'utilisation

V.3.5 Fonction

Les chaînes sont des éléments flexibles qui permettent de transmettre la puissance entre deux arbres d'axes parallèles éloignés l'un de l'autre.

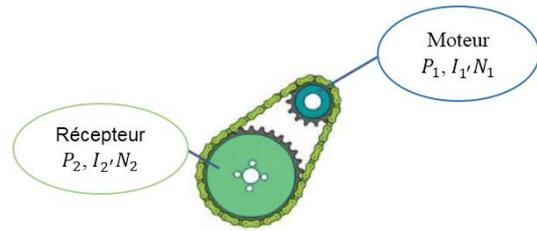


Fig.5.24. Fonction des chaînes

- **Avantages**
 - un rapport de vitesse précis, grâce à l'absence de glissement ;
 - un rendement élevé, lorsque la chaîne est bien choisie et bien entretenue ;
 - une durée de vie assez longue (durée de vie nominale de 15 000 h ; avec une grande fiabilité ;
 - la possibilité d'entraîner plusieurs arbres à partir de la même source de puissance ;
 - un montage et un entretien plus simples et, par conséquent, un prix de revient moins élevé que celui d'une transmission par engrenages ;
 - la possibilité de fonctionner dans des conditions d'utilisation plus difficiles que celles appliquées aux courroies (températures plus élevées, charges plus importantes, chocs plus sévères, etc.).
- **Inconvénients**
 - un niveau sonore plus élevé que celui des courroies ;
 - l'absence d'amortissement des chocs ;
 - la nécessité d'une lubrification appropriée pendant toute la durée de leur utilisation ;
 - une masse linéique élevée et de ce fait ne supportent pas les grandes vitesses

Symbole cinématique

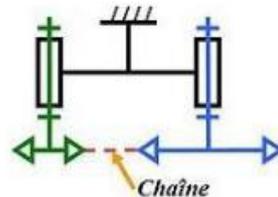


Fig.5.25. schéma cinématique

V.3.6 Divers types de chaînes

On classe les chaînes en deux grandes catégories :
 • les chaînes de transmission : utilisées pour la transmission de la puissance,

• les chaînes de manutention : utilisées principalement dans les convoyeurs à chaînes pour la manutention et le transport dans les usines.

Dans ce chapitre, nous n'étudierons que les chaînes de transmission.

Les types de chaînes les plus utilisés pour la transmission de la puissance sont :

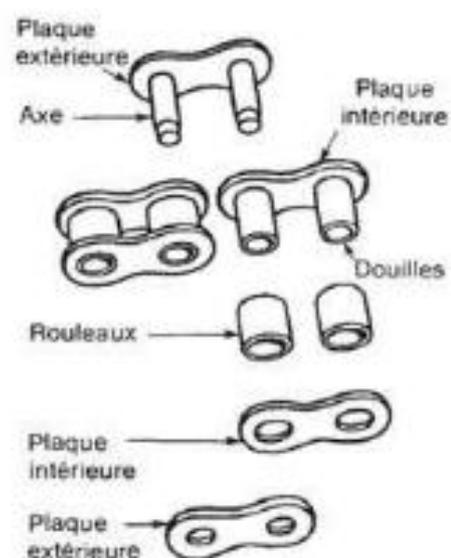


Fig. 5.26. Les composant de la chaîne

- les chaînes à rouleaux
 - maillage simple (a)
 - maillage double (b)
 - maillage triple (c)

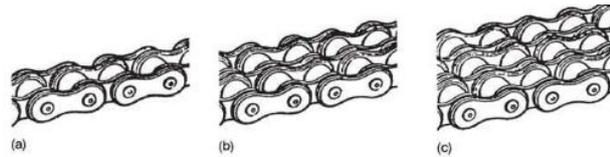


Fig. 5.27. Les chaînes à rouleaux

- les chaînes silencieuses

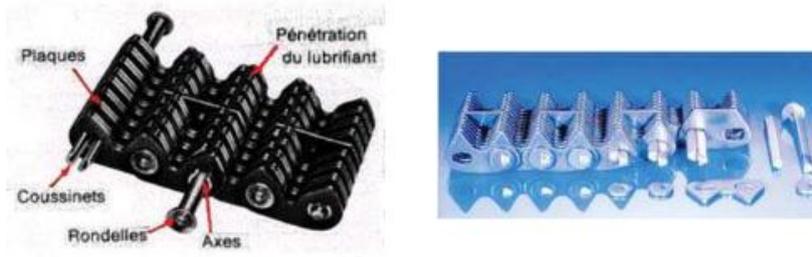


Fig. 5.28. Les chaînes silencieuses

V.3.7 Les chaîner à rouleaux

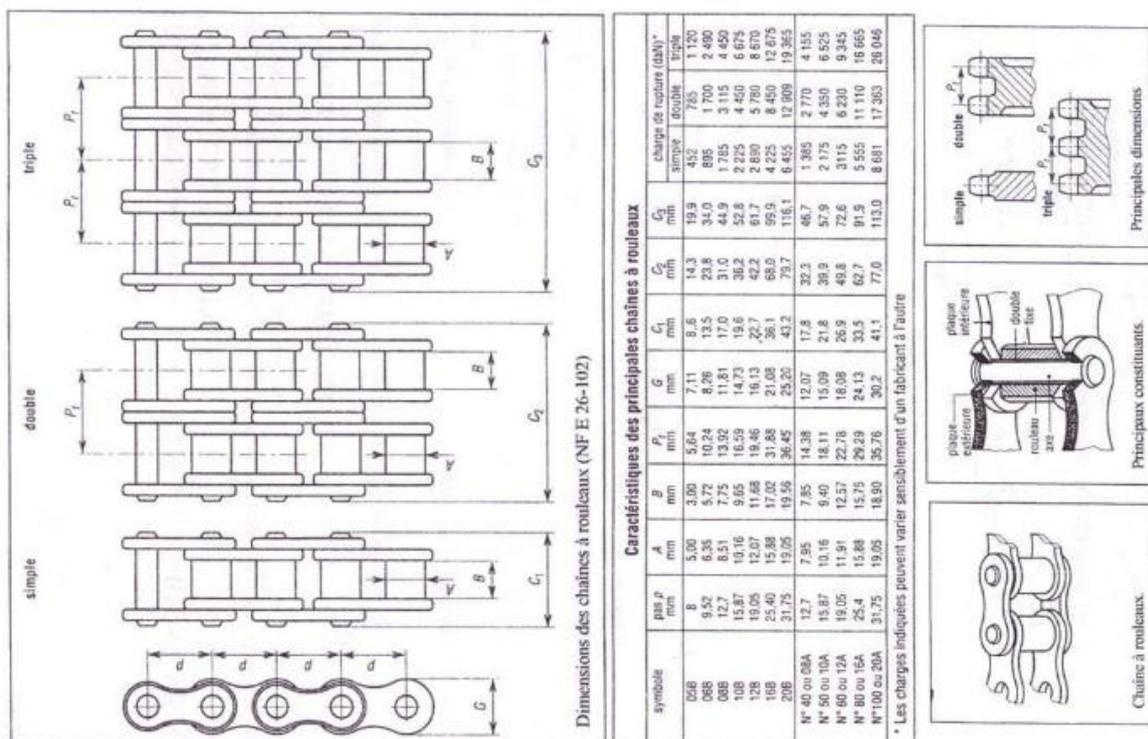


Fig. 5.29. Les dimensions des chaînes à rouleaux

V.3.7.1 Géométrie d'une transmission par chaîne

- d_{p1} : diamètre primitif du pignon;
- d_{p2} : diamètre primitif de la roue;
- Z_1 : nombre de dents du pignon;
- Z_2 : nombre de dents de la roue;
- E: entraxe;

E_m : entraxe en nombre de maillons
 ω_1 : vitesse angulaire du pignon, en rad/s;
 ω_2 : vitesse angulaire de la roue, en rad/s;
 N_1 : vitesse de rotation du pignon, en t/min;
 N_2 : vitesse de rotation de la roue, en t/min;
 L_p : longueur de la chaîne;
 L_m : longueur de la chaîne, en nombre de maillons;
 p : pas primitif de la chaîne, du pignon et de la roue;
 V : vitesse de la chaîne en m/s;

Rapport de vitesses :

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Diamètre primitif : $d_p = \frac{p}{\sin(\alpha/2)} = \frac{p}{\sin(180^\circ/Z)}$

Longueur de la chaîne : $L \approx 2E + p \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{p^2}{E} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2$ et $L_m = \frac{L}{p} = \frac{2E}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 \cdot (E/p)}$

Entraxe : $E_m = \frac{E}{p} = \frac{L_m}{4} - \frac{Z_1 + Z_2}{8} + \sqrt{\left[\frac{L_m}{4} - \frac{Z_1 + Z_2}{8} \right]^2 - \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{8\pi^2}}$

Angle d'enroulement : $\theta = 180^\circ - 2 \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2E}\right) \geq 120^\circ$

V.3.7.2 Critères de sélection pour les nombres de dents

• 9 à 10 dents

Il conviendrait en principe d'éviter ce nombre de dents, qui présente un degré d'irrégularité excessif. Il se prête uniquement à des mécanismes ajustables avec de faibles vitesses de chaînes (inférieures à 1 m/s). Il est impossible de prétendre à un fonctionnement régulier et doux.

• 11 à 12 dents

Ce nombre ne se prête qu'à des vitesses maximales de chaîne de 2 m/s. Il conviendrait que la charge spécifique de la chaîne soit minimale. Il est impossible de prétendre à un fonctionnement régulier et doux.

• 13 à 14 dents

Nombre adapté à des vitesses de chaîne inférieures à 3 m/s, si la charge de la chaîne est faible et si aucune exigence n'est impartie à un fonctionnement harmonique et silencieux.

• 15 à 17 dents

Adéquation à des transmissions par chaînes d'une vitesse maximale de 6 m/s, si aucune exigence particulière n'est impartie à un fonctionnement doux et sans battements.

• 18 à 21 dents

Jusqu'à une vitesse maximale de 10 m/s, ce nombre de dents garantit un fonctionnement satisfaisant. Un fonctionnement doux est possible dans des conditions favorables.

Exemples 1

- Calcul d'après catalogue «Rexnord »)

Machine d'entraînement : moteur réducteur électrique

Machine entraînée : agitateur

Puissance transmise : $p=10\text{KW}$

Vitesse d'entraînement : $n_1=50$

Rapport d'engrenage : $i=2$

Entraxe optionnel : $40x$ t prévu

- Détermination du nombre de dents du pignon

Il convient d'obtenir un fonctionnement satisfaisant et de faibles claquements.

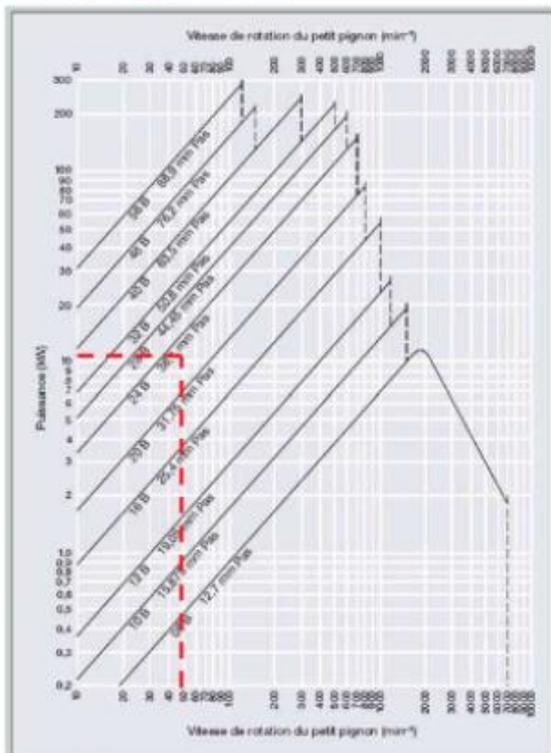
En conformité avec les critères de sélection du nombre de dents, un nombre $Z_1 = 19$ est fixé pour le pignon d'entraînement.

- Nombre de dents du pignon

$$Z_2 = Z_1 \cdot i = 19 \cdot 2 = 38 \text{ entraîné}$$

Puissance corrigée Facteur de correction $\gamma=1$; $P_c = P \cdot \gamma = P = 10\text{kW}$

Sélection du type de chaîne



La chaîne 24 B – 1 (pas= 38,1 mm) est recommandée par ce diagramme.

Types de charges d'impact		
Fonctionnement sans à-coups	Charge d'impact moyenne	Charge d'impact intensive
Machines avec une absorption régulière de puissance, sans sens de rotation réversible	Machines avec une absorption de puissance irrégulière et un sens de rotation réversible	Machines avec une absorption de puissance élevée et irrégulière. Pour un sens de rotation réversible.
Transporteurs continus, ventilateurs, pompes centrifuges, agitateurs	Machines-outils, pompes à piston, machines textiles, machines de traitement du bois	Engins routiers, scarificateurs d'asphalte, triturasse, entraînements de pelles excavatrices
Entraînements par tambours avec une absorption de puissance constante, sans sens de rotation réversible	Monte-charges, transélévateurs, entraînements par tambours avec sens de rotation réversible	Pressage, estampage, entraînements par tambours avec inversion de marche par à-coups

Machine entraînée	Machine d'entraînement		
	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission hydraulique	Moteur électrique	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission mécanique
Fonctionnement sans à-coups	1,0	1,0	1,2
Charge d'impact moyenne	1,2	1,3	1,4
Charge d'impact intensive	1,4	1,5	1,7

- Puissance transmissible par la chaîne choisie

Pour la chaîne 24B– 1 pour $N_1 = 50\text{tr/min}$ et le nombre de dents présélectionné $Z_1=19$ la valeur de la Puissance transmissible suivent le tableau est :

Puissances transmissibles (kW)
pour des chaînes à rouleaux Rex à fort rendement 24 B - 1
pas de 38,1 mm, type européen **DIN 8187**

No. de dents du petit pignon	Ø primitif de référence mm	Vitesse de rotation du petit pignon																			
		10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
		Lubr. manuelle			Lubr. par compte-gouttes			Lubrification par barbotage					Lubrification par pompe à huile								
13	159,20	1,64	3,74	6,97	13,00	18,67	24,33	35,00	45,42	55,42	65,42	59,42	47,83	40,67	34,83	30,08	26,50	23,50	21,00	18,92	-
14	171,20	1,77	4,05	7,54	14,08	20,33	26,33	37,92	49,17	60,00	70,75	66,42	54,33	45,50	38,92	34,58	29,67	26,17	23,50	12,58	-
15	183,30	1,91	4,36	8,14	15,25	21,92	28,33	40,83	52,83	64,58	76,08	69,50	60,33	50,50	43,17	37,42	32,83	29,17	26,00	4,50	-
16	195,30	2,05	4,67	8,75	16,33	23,42	30,42	43,83	56,67	69,42	81,67	81,08	66,33	55,67	47,50	41,17	36,17	32,00	28,75	-	-
17	207,30	2,19	4,99	9,33	17,42	25,00	32,42	46,67	60,58	74,08	87,50	89,17	72,67	60,83	52,00	45,17	39,58	35,17	31,42	-	-
18	219,40	2,33	5,32	9,92	18,50	26,58	34,50	49,17	64,33	78,58	92,50	96,67	79,17	66,42	56,67	49,17	43,17	38,33	28,58	-	-
19	231,50	2,47	5,62	10,50	19,58	28,25	36,50	52,75	68,25	83,33	98,33	105,00	85,83	72,08	61,42	53,33	46,67	41,50	20,75	-	-
20	243,50	2,62	5,96	11,08	20,67	29,83	38,67	55,67	72,17	88,33	104,17	113,33	92,50	77,75	66,33	57,50	50,50	44,83	11,08	-	-
21	255,60	2,75	6,27	11,67	21,83	31,42	40,75	58,75	76,08	93,33	110,00	121,67	100,00	83,33	71,42	61,83	54,33	48,25	-	-	-
22	267,70	2,89	6,58	12,33	23,00	33,17	42,83	61,67	79,92	97,50	115,00	130,83	106,67	90,00	76,67	68,17	58,17	50,25	-	-	-
23	279,80	3,03	6,92	12,92	24,08	34,67	45,00	64,83	84,17	103,33	120,83	139,17	114,17	95,83	81,83	70,83	62,42	42,33	-	-	-
24	291,90	3,18	7,25	13,50	25,25	36,42	47,17	67,83	88,33	106,67	126,67	145,00	121,67	101,67	87,50	75,50	66,33	32,58	-	-	-
25	304,00	3,32	7,58	14,08	26,42	38,00	49,17	70,83	91,67	112,50	131,67	152,50	130,00	109,17	92,50	80,42	70,42	-	-	-	-
28	340,30	3,75	8,58	16,00	29,83	42,92	55,67	80,00	104,17	126,67	149,17	171,67	154,17	129,17	110,00	95,00	-	-	-	-	-
30	364,50	4,04	9,25	17,17	32,17	46,33	59,92	86,67	111,67	137,50	160,83	185,00	170,00	143,33	121,67	105,83	-	-	-	-	-
32	388,70	4,33	9,92	18,42	34,42	49,58	64,17	92,50	120,00	145,83	171,67	198,33	188,33	156,67	134,17	101,67	-	-	-	-	-
35	425,00	4,77	10,92	20,33	37,92	54,58	70,67	102,50	131,67	160,83	190,00	218,33	215,00	180,00	154,17	68,33	-	-	-	-	-
40	485,60	5,52	12,58	23,50	43,92	63,08	81,67	118,33	153,33	185,83	220,00	251,67	255,00	204,17	103,33	-	-	-	-	-	-

Puissance transmissible : Pt=10,5kW.

- **Choix de chaînes à brins multiples**

La sélection de chaînes à brins multiples ne s'impose pas dans ce cas, car la puissance transmissible par une chaîne est supérieure à la puissance requise $P_t > P_c$

- **Lubrification**

Il ressort du tableau de puissance qu'une lubrification par compte-gouttes est suffisante pour atteindre la longévité de base de 15.000 heures de service.

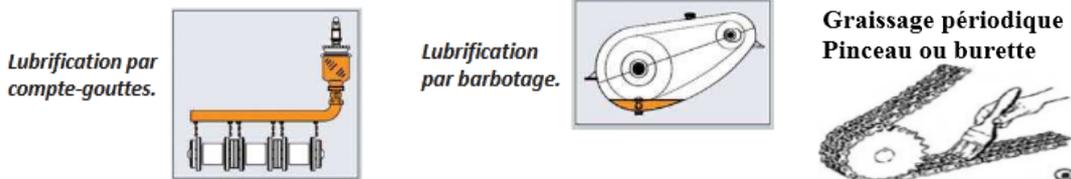


Fig.5.30. méthodes de lubrification Graissage périodique au pinceau ou à la burette

- **Longueur de la chaîne** (nombre entier de maillons) :

- **Correction de l'entraxe :**

$$E = pE_m = p \left[\frac{L_m}{4} - \frac{Z_1 + Z_2}{8} + \sqrt{\left[\frac{L_m}{4} - \frac{Z_1 + Z_2}{8} \right]^2 - \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{8\pi^2}} \right]$$

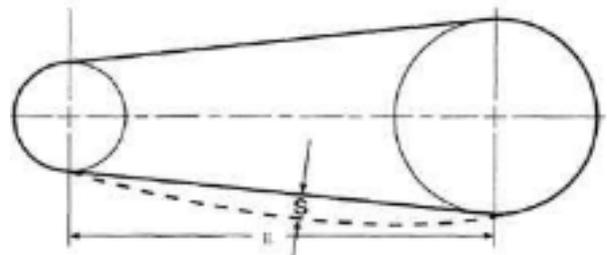
Si on ne modifie pas la valeur de l'entraxe, l'excès de longueur de la chaîne va engendrer une flèche dans son brin mou. Pour calculer cette flèche s, on utilise l'équation suivante :

$$s = \sqrt{0,375 \cdot E \Delta L}$$

Où ΔL est la différence entre la longueur choisie et la longueur calculée de la chaîne (cette différence devant être évidemment une valeur positive). En général, on tolère une valeur maximale de l'égale à 2ou3% de celle de l'entraxe C

V.3.7 .3 Sélection de l'efficacité de la transmission par chaînes

Le tableau des performances de transmission figurant dans ce chapitre est basé sur les conditions suivantes.



- 1) Le mécanisme de transmission par chaîne est utilisé dans un environnement d'une température de $-10^{\circ}\text{C} \sim +60^{\circ}\text{C}$, exempt de particules abrasives
- 2) Le mécanisme ne subit aucun impact négatif, tel qu'un gaz corrosif ou une humidité importante.
- 3) Les deux arbres entre lesquels la puissance est transmise sont parallèles l'un à l'autre et correctement installés.
- 4) De l'huile ainsi que la méthode de lubrification recommandée sont utilisées.
- 5) La transmission est soumise à une variation de charge.

V.3.7 .3 .1 Tableau des coefficients d'application

Le tableau de l'efficacité de la transmission (Tableau 12) est basé sur une variation de charge minimale. Les kW transmis, indiqués dans le tableau, doivent être corrigés comme suit, en fonction de la magnitude réelle de la variation de charge.

Résistance Type	Type de moteur d'amorçage Typique	Moteur turbine	Moteur à combustion interne	
			Avec mécanisme de transmission hydraulique	Sans mécanisme de transmission hydraulique
Transmission en douceur	Convoyeur à courroie avec faible variation de charge, convoyeur à chaîne, pompe centrifuge, ventilateur centrifuge, machine textile à usage général, machines générales avec faible variation de charge.	×1.0	×1.0	×1.2
Transmission avec contrainte modérée	Compresseur centrifuge, hélice marine, convoyeur avec variation de charge modérée, four automatique, sécheur, pulvérisateur, machines-outils à usage général, compresseur, engin de terrassement à usage général, machines de fabrication de papier à usage général	×1.3	×1.2	×1.4
Transmission avec contrainte importante	Presse, broyeur, machines de construction et de mine, vibreur, machine de forage de puits de pétrole, mélangeur à caoutchouc, rouleau, convoyeur à rouleaux, machines généralistes avec charge inverse ou dynamique	×1.5	×1.4	×1.7

Tableau 12 - Tableau des coefficients d'application

V.3.7.3.2 Coefficient de transmission pour plusieurs chaînes

Sur plusieurs chaînes à rouleaux, la charge n'est pas répartie uniformément entre les rangées. Pour obtenir l'efficacité de la transmission de plusieurs chaînes à rouleaux, il faut multiplier l'efficacité de la transmission d'une seule chaîne par le coefficient de transmission de plusieurs chaînes.

Nombre de rangées de chaînes à rouleaux	Coefficient pour plusieurs rangées
2 rangées	×1.7
3 rangées	×2.5
4 rangées	×3.3
5 rangées	×3.9
6 rangées	×4.6

Tableau 13 - Coefficient de transmission pour plusieurs chaînes

V.3.7.3.3 Tableau d'aide à la sélection

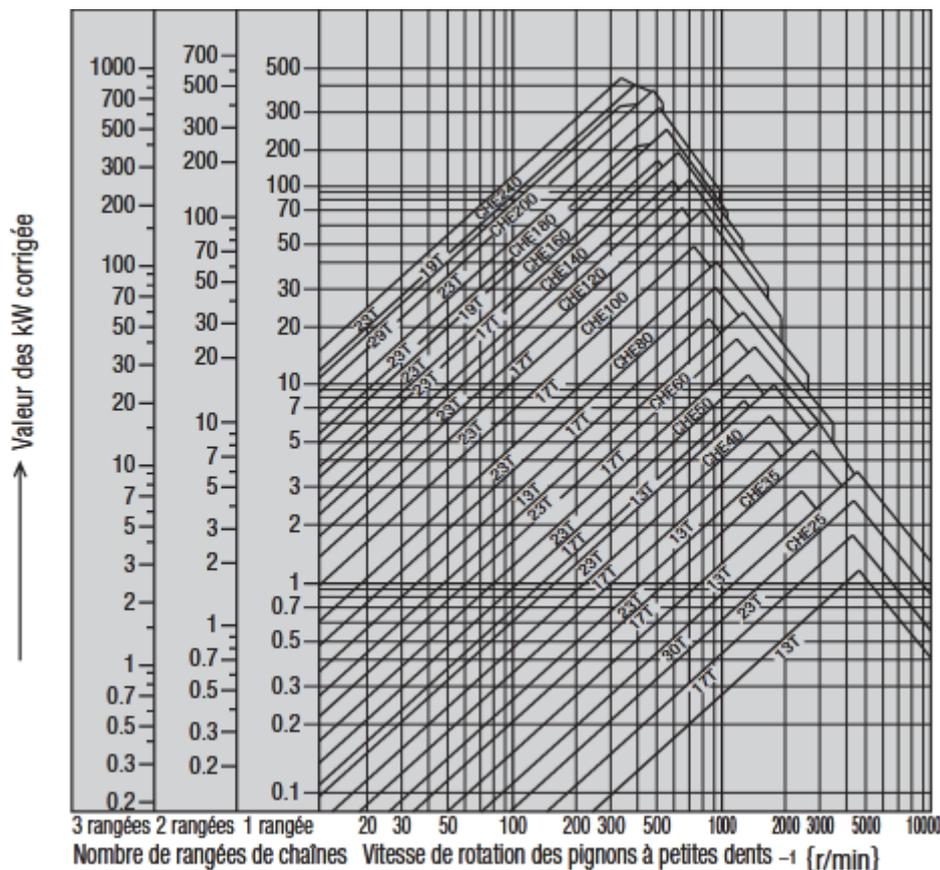


Tableau 14 - Tableau d'aide à la sélection

- Comment lire le tableau

(Ex. kW corrigés =5kW. Vitesse de rotation des pignons à petites dents=300tr/min. Avec une seule chaîne simple)

Le point d'intersection de l'axe vertical (kW corrigés) et de l'axe horizontal (vitesse de rotation 300tr/min) est en-dessous de CHE 60 23T (23 dents) et au-dessus de 17T (17 dents). En y regardant de plus près, l'emplacement du point d'intersection indique que ce dernier correspond vraisemblablement à 19T.

V.3.7 .3 .4 Sélection des spécifications pour une utilisation dans des conditions normales

1. Conditions d'utilisation

Lors de la sélection des chaînes à rouleaux, les 7 paramètres suivants doivent être pris en compte.

- | | |
|----------------------------------|--|
| 1. Machine à utiliser | 5. Diamètre et vitesse de rotation de l'arbre rapide |
| 2. Type de contrainte | 6. Diamètre et vitesse de rotation de l'arbre lent |
| 3. Type de moteur d'entraînement | 7. Distance entre les arbres |
| 4. Transmission (kW) | |

2. Coefficient d'application

Dans le tableau des applications (Tableau 12), sélectionner le coefficient d'application adapté à la machine à entraîner et au type de moteur d'entraînement.

3. Transmission corrigée (kW)

Corriger la transmission (kW) à l'aide du coefficient d'application.

- Une seule chaîne... Transmission corrigée (kW) = Transmission (kW) × Coefficient d'application
- Plusieurs chaînes... Sélectionner le coefficient approprié dans le tableau des coefficients de transmission pour plusieurs chaînes (Tableau 13).

$$\text{Transmission corrigée (kW)} = \frac{\text{Transmission corrigée (kW)} \times \text{Coefficient d'application}}{\text{Coefficient pour plusieurs rangées}}$$

4 Chaîne et nombre de dents de pignon

A l'aide du tableau d'aide à la sélection (Tableau 14) ou des tableaux relatifs à l'efficacité de la transmission, sélectionner la chaîne et le nombre de petites dents de pignon adaptés à la vitesse de rotation de l'arbre rapide et la transmission corrigée (kW). Le pas de la chaîne devra être le plus petit possible permettant que l'efficacité de la transmission soit garantie. Le bruit sera ainsi réduit et la transmission s'effectuera en douceur. (Utiliser plusieurs chaînes si une seule chaîne ne fournit pas l'efficacité de la transmission requise. Si l'espace d'installation nécessite que la distance entre les arbres ainsi que le diamètre extérieur du pignon soient les plus petits possibles, utiliser plusieurs chaînes à petit pas.) L'angle de contact minimal entre le pignon à petites dents et la chaîne devra être de 120°.

5. Nombre de grandes dents de pignon

Nombre de grandes dents de pignon = Nombre de petites dents de pignon × Rapport de transmission.

Une fois le nombre de petites dents de pignon déterminé, il suffit de le multiplier par le rapport de transmission pour obtenir le nombre de grandes dents de pignon. En règle générale, le nombre adéquat de petites dents de pignon est d'au moins 17, d'au moins 21 pour un fonctionnement rapide et d'au moins 12 pour un fonctionnement lent. Le nombre de grandes dents de pignon ne devra pas dépasser 120.

Sélectionner un pignon avec un nombre de dents aussi élevé que possible pour un rapport de transmission de 1:1 ou 2:1. Le rapport de transmission devra en principe être de 1:7 maximum et idéalement de 1:5.

6. Diamètre de l'arbre

S'assurer que le pignon à petites dents sélectionné (voir ci-dessus) est compatible avec le diamètre de l'arbre existant sur lequel il doit être installé.

Lorsque le diamètre de l'arbre est trop élevé pour l'alésage du pignon, sélectionner un autre pignon avec un nombre de dents plus élevé ou bien une chaîne plus grande.

7. Distance des arbres entre les pignons

La distance entre les arbres peut être réduite dans la mesure où les pignons n'interfèrent pas les uns avec les autres et que l'angle de contact entre le pignon à petites dents et la chaîne est d'au moins 120°. En règle générale, il est préférable que la distance entre les arbres corresponde à 30~50 fois le pas de chaîne utilisé. Dans des conditions de charge pulsée, réduire la distance à 20 fois le pas de la chaîne ou moins.

8. Longueur des chaînes et distance entre les centres des arbres

Une fois la chaîne, le nombre de dents sur les deux pignons et la distance entre les arbres déterminés, calculer le nombre de maillons de chaîne nécessaires comme suit.

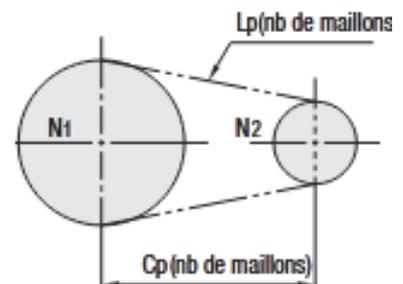
L_p : longueur de la chaîne, exprimée en nombre de maillons

N_1 : nombre de grandes dents de pignon

N_2 : nombre de petites dents de pignon

C_p : distance entre les centres d'arbres

Exprimée en nombres de maillons. $\pi \approx 3.14$



- (1) **Calcul de la longueur de la chaîne** (lorsque le nombre de dents de pignon N_1 et N_2 , et la distance entre les centres d'arbres C_p sont disponibles)

$$L_p = \frac{N_1 + N_2}{2} + 2C_p + \frac{\left(\frac{N_1 - N_2}{2\pi}\right)^2}{C_p} \quad \text{+Arrondir les décimales de } L_p \text{ au nombre entier suivant.}$$

En règle générale, lorsque le nombre de maillons de la chaîne (longueur de la chaîne) obtenu est un nombre impair, il doit être arrondi au nombre pair supérieur.

Lorsque la distance entre les arbres nécessite que la longueur de chaîne soit un nombre impair, un maillon coudé doit être utilisé. Toutefois, cette solution doit être évitée dans la mesure du possible et il est préférable d'utiliser un nombre pair en ajustant le nombre de dents de pignon ou la distance entre les arbres.

- (2) **Calcul de la distance entre les centres des arbres** (lorsque le nombre de dents de pignon N_1 et N_2 ainsi que la longueur de chaîne L_p sont disponibles)

$$C_p = \frac{1}{8} \left\{ 2L_p - N_1 - N_2 + \sqrt{(2L_p - N_1 - N_2)^2 - \frac{8}{\pi^2} (N_1 - N_2)^2} \right\}$$

La valeur du pas obtenue à partir de la formule de la longueur de chaîne est, dans la plupart des cas, seulement approximative et ne correspond pas exactement à une distance entre arbres donnée. Par conséquent, il sera nécessaire de calculer la distance exacte entre les centres des arbres en fonction de la longueur totale requise.

Exemple 2

- Sélection pour une utilisation dans des conditions normales

Voici un exemple de sélection lorsqu'un moteur électrique de 3.7kW fonctionnant à 1,000tr/min est utilisé pour la mise en marche d'un compresseur.

1) Conditions d'utilisation

- Machine à utiliser..... Compresseur, 1 heure de fonctionnement
- Type de contrainte..... Transmission en douceur
- Type de moteur d'entraînement Moteur électrique
- Transmission..... 3.7kW
- Vitesse de rotation..... 1,000tr/min

2) Coefficient d'application

Dans le Tableau 1, un coefficient d'application de 1.2 est sélectionné.

3) Transmission corrigée (kW)

Transmission corrigée (kW) = Transmission (kW) × Coefficient d'application
 = 3.7kW × 1.2 = 4.44kW

4) Chaîne et nombre de dents de pignon

Pour une combinaison de 1,000tr/min et 4.44kW, le tableau d'aide à la sélection (Tableau 3) indique une chaîne CHE40 et un pignon 17T.

Dans le tableau relatif à l'efficacité de la transmission pour la chaîne CHE40, une combinaison de 13T et 1,000tr/min fournit une efficacité de la transmission de 4.09kW, ce qui est inférieur aux 4.44 kW requis. Par conséquent, la valeur 19T, qui permet d'atteindre 4.6 kW, devra être sélectionnée pour satisfaire aux exigences requises.

Résultats : La chaîne CHE40 doit être sélectionnée.
 Nombre de petites dents de pignon = 19T.

V.4 Paliers et butées à roulements

V.4.1. Introduction : Le rôle des paliers est d'assurer le positionnement dans l'espace et de permettre le mouvement libre des arbres et des essieux en rotation ou en translation. En même temps, les paliers reprennent les charges du système et les transmettent à la partie fixe de la machine. Le choix d'un type de support est une décision qui doit être prise dans la première phase du processus de conception.

V.4.2. Généralité sur les paliers lubrifiés :

V.4.2.1. Définition du palier :

Un palier est un élément de machine utilisé pour guider les arbres en rotation. Il existe deux grandes familles de paliers : palier lisse et palier à roulement. Dans le premier, l'arbre prend un appui sur un coussinet et est séparé de celui-ci par un film lubrifiant ; dans le second, des corps roulant (billes ou rouleaux) séparant la bague en rotation de l'alésage extérieur.

V.4.2.2. Les différents types de paliers lubrifiés :

Les paliers sont généralement utilisés pour monter des pièces rotatives sur des essieux fixes, comme par exemple les poulies, roues, engrenages, etc. La transmission des charges à la partie fixe de la machine se réalise par l'intermédiaire des surfaces en contact : la surface extérieure de l'axe supporté et la surface intérieure de l'alésage du palier utilisé. Les différents types de mouvement relatif des paliers sont illustrés à la (Figure 5.31) Ces mouvements peuvent être du type suivant :

- Translation (palier linéaire communément appelé glissières) ;
- Rotation (palier rotatif) ;
- Translation et rotation (palier mixte).

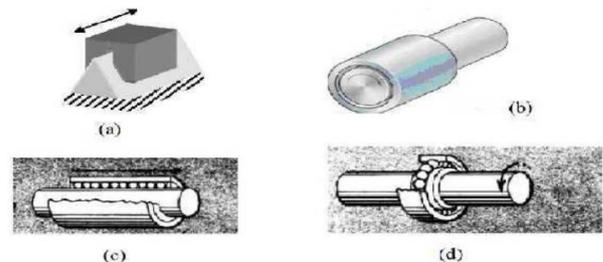


Fig.5.31. Différents types de paliers.

- (a) palier de translation lisse ; (b) palier de translation et de rotation lisse ; (b)
(c) palier de translation et de rotation à roulement ; (d) Palier de rotation à roulement.

Tout mouvement relatif entre deux corps implique nécessairement la création de frottement.

Le frottement peut être :

- De glissement dans les paliers lisses.
- De roulement dans les paliers à roulement

Dans la pratique, les principaux supports sont :

- paliers roulements,
- paliers secs,
- paliers poreux,
- paliers magnétiques,
- paliers à butées fluides (hydrodynamique, hydrostatique et hybride).

V.4.2.2.1. Paliers de roulements :

Dans un palier à roulements le glissement de l'arbre sur le coussinet est remplacé par le roulement de corps intermédiaires (billes, rouleaux). Ils supportent de plus fortes charges tout en réduisant l'usure et le frottement à cause de leur coefficient de frottement très faible au démarrage.

Les avantages et inconvénients des paliers à roulements sont ;

a) Avantage :

- Installation simple et facile à remplacer,
- Durée de vie plus grande,
- Possibilité de graissage à vie
- Faible coût,
- Possibilité de supporter des charges combinées,
- Supportent mieux les interruptions temporaires de lubrification,
- Assurent un meilleur alignement radial et axial,
- Présentent un faible couple au démarrage même à basse température

b) Inconvénients :

- Problèmes de fatigue plus
- Faible capacité d'amortissement,
- Encombrement radial important,
- Générateur de bruits,
- Fréquence de rotation limitée,
- Diamètre nominal limité.

V.4.2.2.2. Paliers secs :

Ces paliers sont généralement constitués d'une matrice (résine, métal, carbone) imprégnée de graphite. Ils sont utilisés sans apport extérieur de lubrifiant.

V.4.2.2.3. Paliers poreux :

Les paliers à coussinets poreux sont dits autolubrifiants car c'est le coussinet imbibé d'huile qui joue le rôle de réservoir de lubrifiant. La couche auto-lubrifiée est constituée par une poudre frittée à haute température (bronze, fer, cuivre). Ces paliers comportent des pores remplis d'huile avec un volume qui représente de 16 à 36% du volume total. (Figure 5.32). L'utilisation de ces paliers est limitée par la température de fonctionnement

Les avantages et les inconvénients de ce type de palier sont.

a) Avantages :

- L'absence de l'alimentation du lubrifiant permet d'avoir un montage simple,
- Faible coût de fabrication du coussinet.

b) Inconvénients :

- Ils ne supportent pas les grandes vitesses et les grandes charges,

- Un couple de démarrage faible,

- Ils nécessitent un grand couple au démarrage à des basses températures.

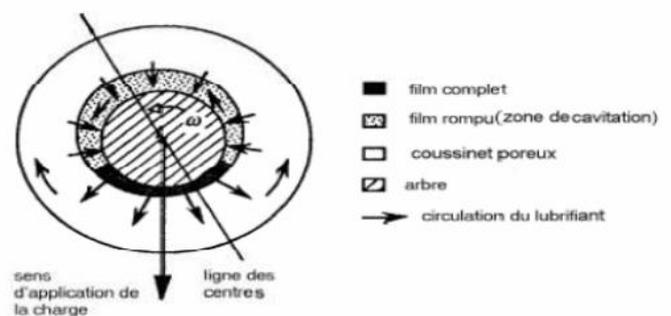


Fig.5.32. Coupe schématique d'un palier poreux

V.4.2.2.4. Paliers magnétiques :

Les paliers magnétiques permettent de supprimer tout contact entre un arbre et un bâti, d'éliminer les lubrifiants et tous les problèmes de frottement. Ces paliers ont une très grande précision de guidage. Ils peuvent fonctionner dans le vide et sont utilisables dans une large gamme de températures (-200°C à 450°C) avec une dissipation d'énergie mécanique pratiquement nulle.

V.4.2.2.4.1. Principaux paliers magnétiques :

Ce palier est réalisé à partir d'aimants permanents ou d'électroaimants à courant d'excitation constante en utilisant soit les forces de répulsion, soit les forces d'alignement.

• Le palier magnétique actif :

Ce palier travaille toujours en attraction avec des électroaimants à excitation variable commandée par des détecteurs de déplacement.

Les composants des paliers magnétiques actifs sont :

a. Palier radial :

Un rotor ferromagnétique cylindrique flotte dans les champs magnétiques créés par les électroaimants montés deux à deux en opposition. Le courant est transmis aux bobinages des électroaimants par l'influence des forces électromagnétiques.

b. Palier axial :

Un palier de type axial est basé sur le même principe que le palier radial. Le rotor est constitué par un disque dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation et en face duquel se trouvent les électroaimants. Les pressions diamétrales sont faibles et les vitesses de rotation élevées (50000 tr/min).

Les avantages et les inconvénients de ce type de palier sont :

- Avantages :

- Grande rigidité statique,
- Rigidité dynamique réglable permettant d'influencer la vitesse critique du rotor
- Amortissement élevé utile pour éviter certains phénomènes d'instabilité (fonctionnement en supercritique),
- Position de l'axe de rotation réglable (position nominale),
- Diagnostique permanent de la machine en fonctionnement,
- Réduction importante des pertes.

- Inconvénients :

- Mise en œuvre
- Nécessite d'un système électronique.

V.4.2.2.5. Paliers et butées fluides :

Il existe deux grandes classes de paliers à butées fluides :

- *les paliers et butées hydrodynamiques* où la portance résulte de la géométrie du film lubrifiant et de la cinématique des surfaces.
- *les paliers et butées hydrostatiques* où la portance est principalement due à l'existence d'une source extérieure de fluide sous pression.

V.4.2.2.5.1. Paliers et butées hydrodynamiques :

Dans ce cas, un fluide visqueux sépare totalement les surfaces en présence. Ce fluide peut être un liquide pratiquement incompressible ou un gaz compressible. La pression dans le film est créée par le déplacement relatif des surfaces et la géométrie du contact.

V.4.2.2.5.1.1. Paliers hydrodynamiques :

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales, pour le guidage des rotors de dimensions importantes.

Ces paliers sont conçus pour fonctionner dans des conditions sévères (charges et fréquences de rotations élevées). Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites conditions, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus. Il existe deux types de configuration de paliers hydrodynamiques

- *Paliers à géométrie fixe,*
- *Paliers à géométrie variable.*

A. Paliers à géométrie fixe : Il existe deux types :

A.1. Paliers lisses cylindriques :

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés, les plus simples sont constitués d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet complet (amplitude angulaire 360°). Ces deux éléments sont totalement séparés par un film lubrifiant (figure 5.33). Dans certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs,etc.

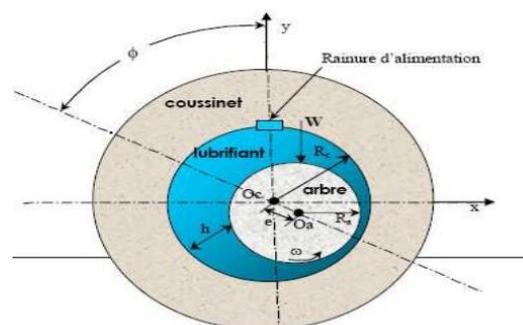


Fig. 5.33 : Coussinets (doc. Le coussinet moderne)

A.1.1. Caractéristiques géométriques :

Un palier lisse est constitué de deux éléments, l'arbre de rayon R_a et le coussinet de rayon R_c et de longueur L (figure 5.34). Ainsi, un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs :

Fig.5.34. Section droite d'un palier lisse.



- Le jeu radial ($C=R_c - R_a$)
- Le jeu relatif (C/R) est de l'ordre de 0.001,
- Le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier.

A.1.2.les types du palier lisse cylindrique :

Selon leurs diamètres les paliers lisses cylindriques sont divisés en trois types, les paliers infiniment courts, infiniment longs et les paliers de longueur finie.

a. Palier court :

Un palier est dit court lorsque le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier est faible, de $L/D < 0,125$. Dans ce type de palier, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression circonférentiel négligeable, ce qui simplifie considérablement les calculs.

b. Palier infiniment long :

Lorsque le rapport L/D de la longueur au diamètre de palier est grand, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que $L/D > 4$.

c. Palier de longueur finie :

Dans le cas où le rapport L/D est compris entre 0.125 et 4, le palier est considéré de longueur finie. Les deux types de palier précédent constituent les configurations extrêmes, l'infiniment long et l'infiniment court le palier de longueur finie donne une configuration réelle du palier.

A.1.3. Phases de travail d'un palier lisse :

Lors de la mise en route sous charge d'un palier, on observe les trois phases représentées dans la figure 5.3.5. Les points o_a et o_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet, tandis que \vec{w} désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

- ✓ A l'arrêt, l'arbre et le coussinet sont en contact. La génératrice commune est opposée à la charge et la distance o_a, o_c est égale au jeu radial C (figure 5.3.5 (a)).
- ✓ Au démarrage l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet et le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet (figure 5.3.5 (b)). Dès que la vitesse de rotation devient suffisante il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge (figure 5.35 (c)).
- ✓ Pour une vitesse de rotation stable et une charge constante, le centre de l'arbre occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet appelée point de fonctionnement.

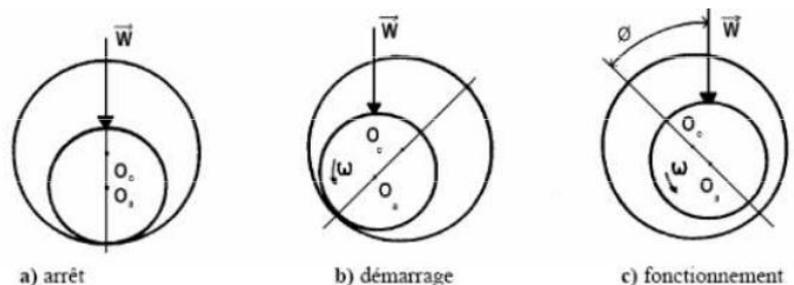


Fig.5.35 : Phases de travail d'un palier lisse

Si le torseur des forces se réduit à une force unique \vec{w} qui agit dans le plan de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et du coussinet sont alors parallèles.

Deux paramètres sont alors nécessaires pour positionner o_a par rapport à o_c :

- La distance $e = |\overline{o_a o_c}|$ appelée excentricité,
- L'angle φ que fait la direction de la charge \vec{w} avec la ligne des centres o_a, o_c appelés angle de calage.

A.2. Palier à arc partiel :

Le calcul de ce type de palier est similaire à celui d'un palier circulaire complet, la pression d'entrée du palier est imposée. La figure 5.36 représente la section droite d'un palier à arc partiel, o_a et O indiquent respectivement le centre de l'arbre et le centre géométrique du palier. O représente aussi dans ce cas le centre de courbure de l'arc partiel ou du lobe. Comme pour le palier lisse, deux paramètres sont nécessaires pour repérer le centre de l'arbre o_a vis-à-vis du centre de coussinet O qui sont e et φ .

Le début du lobe est repéré par l'angle α_1 , et sa fin par l'angle $\alpha_2 = \alpha_1 + \beta$, où β représente l'amplitude circonférentielle de l'arc. Les paliers lisses cylindriques ou à arc partiel faiblement chargés à vitesse élevée présentent de grands risques d'instabilités. L'idée d'améliorer la stabilité du palier en modifiant son profil de manière à augmenter l'excentricité de fonctionnement, c'est-à-dire du pré chargé,

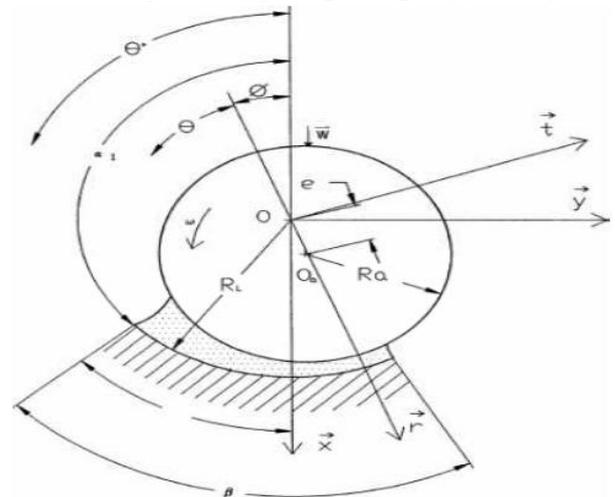


Fig.5.36. Schématisation d'un palier à arc partiel

A. 3. Paliers multilobés :

La figure 5.37 représente un palier à trois lobes pour deux conditions de fonctionnement différentes : positions centrée (figures 5.37 (a) et 5.37 (b)) et excentrée (figure I.7 (c)). Le coussinet est constitué de trois lobes d'amplitude circonférentielle β_i de longueur axiale L, de rayon de courbure R_L et de centre de courbure o_i . Les centres de courbure o_i des lobes sont situés sur un cercle de rayon a et de centre O, centre géométrique du palier. Le palier est dit pré chargé géométriquement d'une valeur a. Le rôle de ce pré chargé géométrique apparaît clairement sur les figures (5.37 (a) et 5.37(b)) en position centrée. Il existe toujours une suite d'espaces convergent-divergents répartis autour de l'arbre, ce qui entraîne une succession de coins d'huile qui vont opposer une certaine résistance à tout déplacement du centre de l'arbre.

L'arbre étant en position centrée, on définit deux types de paliers à lobe selon le lieu de la ligne des centres o_i , O vis-à-vis des lobes.

Si cette ligne des centres est l'axe de symétrie du lobe, le palier est dit à lobes symétriques (figure 5.37 (a)), dans le cas contraire il est dit à lobes asymétriques (figure 5.37(b)).

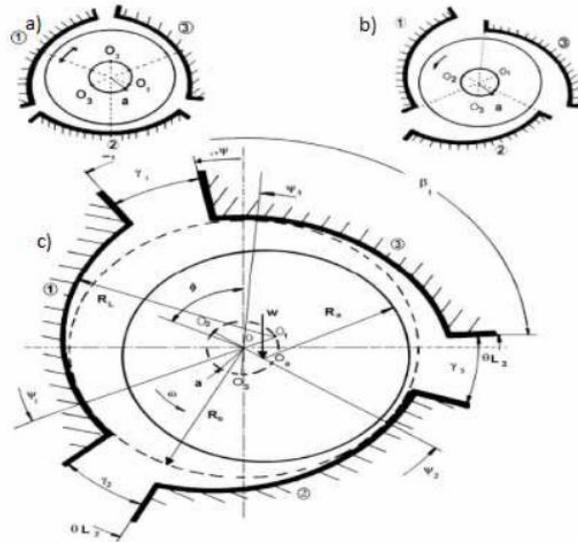


Fig.5.37 : Schématisation d'un palier à trois lobes.

- a) Lobes symétriques (palier centré)
- b) Lobes asymétriques (palier centré)
- c) Cas général : Palier excentré

A.4. Paliers à films amortisseurs (Squeeze Film Damper) :

L'ensemble rotor-roulement à billes est monté dans un palier fluide

Le guidage en rotation de l'arbre est assuré par le roulement alors que le palier fluide joue le rôle d'un amortisseur visqueux.

La bague intermédiaire (fixe en rotation) permet de réduire le mouvement de la bague extérieure du roulement dans le palier à une translation.

Deux technologies de paliers à film amortisseur peuvent être envisagées :

- Montage d'un ressort en parallèle avec le film amortisseur permettant de donner une certaine raideur au palier,
- Film amortisseur libre (sans ressort).

Ce type de palier est surtout utilisé pour le guidage des rotors de turbines tournant à grande vitesse tels que les turboréacteurs d'avion qui utilisent fréquemment des paliers de roulement au lieu des paliers à film d'huile.

A cause de leur faible amortissement, les paliers de roulement ne permettent pas d'atténuer les amplitudes de vibration surtout lors du passage des vitesses critiques.

B. Paliers à géométrie variable (Paliers à patins oscillants) :

Les paliers à patins oscillants sont des paliers réglables par leur mode de fonctionnement (figure 5.38). Ils sont composés de n patins, identiques ou non, individuellement articulés autour de pivots situés généralement sur un cercle appelé cercle des pivots.



Fig.5.38 : Photographie d'un palier à quatre patins oscillants

V.4.3. Comment Choisir et justifier la solution technique d'un palier lisse

Choisir un palier lisse en tenant compte de sa durée de vi

An a 3critère :

- Pression de contact P : pression de « matage » (c'est à dire que ce serait une détérioration du matériau du palier) important pour les systèmes quasi-statiques.

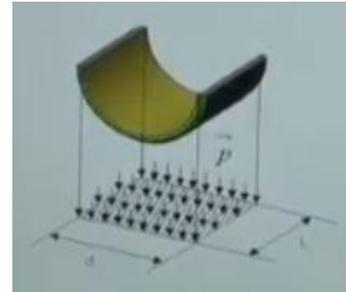
$$P_c = \frac{F}{d.L}$$

Ou P_c : Pression de contact (MPa ou N/mm^2).

L : longueur du palier (mm).

d : diamètre intérieur du palier (mm).

F : charge radiale sur le palier (N).



- Vitesse circonférentielle V : vitesse de glissement entre (l'arbre et le palier lisse) les deux surfaces importantes

Comment Choisir et justifier la solution technique d'un palier lisse pour les systèmes à vitesses élevés.

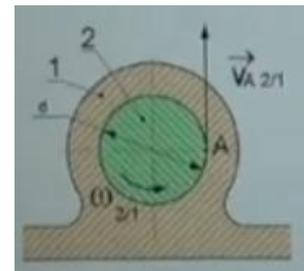
$$\|\vec{V}_{A,2/1}\| = \frac{d}{2} \cdot \omega_{2/1} = \frac{d}{2} \cdot \frac{\pi N}{30}$$

$\|\vec{V}_{A,2/1}\|$: Norme de la vitesse du point A de 2/1 (m/s).

d : Diamètre intérieur du coussinet (celui de l'arbre) (m).

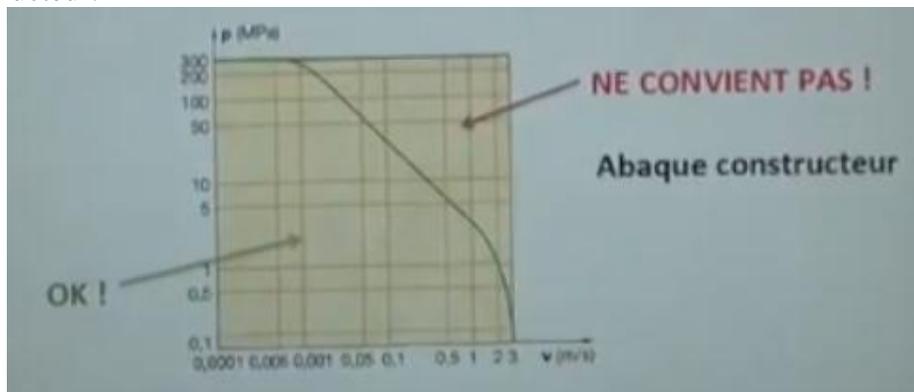
ω : vitesse angulaire de 2/1(rad/s).

N : vitesse de rotation de 2/1(tr/min).



- Facteur $P_c.V$: qui est représentatif de la capacité du palier a dissipé l'énergie thermique produites par le frottement ces informations ; P_c admissible et V max admissible et $P_c.V$ Critère important pour les systèmes à fonctionnement contenue.

(P_c , V et $P_c.V$) admissibles : des informations à retrouver dans une documentation constructeur.



En dessous de la courbe limite c'est que notre facteur PV est inférieur à la limite notre palier peut être choisi ; si on est au-dessus c'est que le palier n'aura pas de capacité de dissiper l'énergie thermique encaissés par le palier lors des frottements lors de la mise en mouvement donc il faudra choisir un autre palier.

Exercices d'application

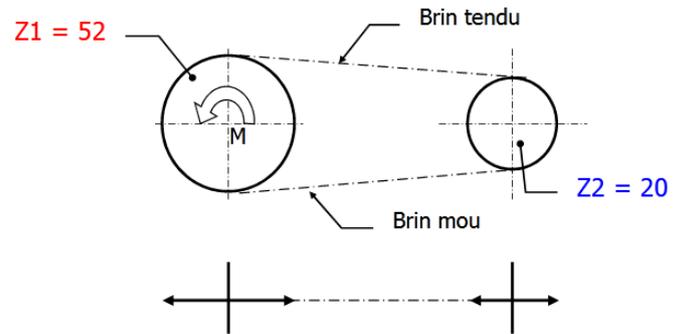
Exercice 1 :

Un vélo composé d'un plateau de 49 dents et d'un pignon arrière de 21 dents. Le diamètre de la roue est égal à 700 mm et le pas de la chaîne est égal à 12,7 mm, le pédalier est entraîné à 40 tr/min.

1. Exprimer et calculer le rapport de transmission.
2. Calculer la vitesse de rotation de la roue arrière.
3. Calculer la vitesse du vélo.

Exercice 2 :

Exprimer et calculer rapport de transmission de ce système qui est composée de deux pignons et d'une chaîne, dont la grande roue est la roue motrice.



Exercice 3 :

Un arbre de diamètre $d_I = 2R = 20$ mm est en liaison pivot d'axe (O, \vec{x}_0) avec le bâti par l'intermédiaire d'un coussinet de longueur b . La vitesse de rotation de l'arbre par rapport au

coussinet est. $\vec{\omega} = -\omega \vec{x}$ (ou $\omega = 200 \text{tr}/\text{mn}$)

Le torseur représentant les efforts exercés par l'arbre sur le coussinet possède une résultante \vec{F} telle que $\vec{F} \cdot \vec{y} = F$ (où $F = 4000$ N) qui est centrée sur le plan médian au coussinet.

Le jeu entre le coussinet et l'arbre est tel qu'il y contact entre ces deux pièces sur toute la longueur du coussinet et sur une demie circonférence de celui-ci.

La composante normale de la force surfacique $p(\theta)$ exercée par le coussinet sur l'arbre pour une section droite d'abscisse x quelconque (figure 5.39) est donnée par l'expression :

$$p(\theta) = p_M \cos(\theta) \quad \forall x \in [0; b] \quad \text{et} \quad \forall \theta \in \left[-\frac{\pi}{2}; +\frac{\pi}{2}\right]$$

On supposera que le coefficient de frottement $f = 0.08$ relatif au contact entre l'arbre et le coussinet est le même en tous les points de contact.

On donne les caractéristiques conventionnelles limites de matage et de grippage du coussinet :

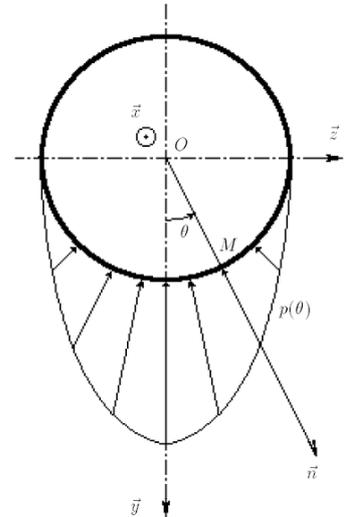
$$p_{lim} = 70 \text{ MPa}, \quad (pv)_{lim} = 3 \text{ MPa.m.s}^{-1}.$$

La durée de vie L_h (en heures) de ce coussinet sera évaluée par l'expression :

$$L_h = \frac{2000}{(pv)^{1.5}} \quad \text{Ou } (pv) \text{ est exprimée en } \text{MPa.m.s}^{-1}$$

- 1) Donnez l'expression de la pression conventionnelle p_c .
- 2) Déterminez la plus faible longueur normalisée b du coussinet qui permet de réaliser une liaison pivot de durée de vie supérieure à 1000 heures.
- 3) Calculez numériquement p_c . Y-a-t-il matage ? Y-a-t-il grippage ? Justifiez.
- 4) Caractérisez le torseur élémentaire des efforts exercés par le coussinet sur l'arbre.

Fig.5.39 : Représentation de la composante normale de la force surfacique exercée par le coussinet sur l'arbre.



Réponse 1 :

- Le rapport de transmission :

$$r = \frac{Z_1(\text{pignon menant})}{Z_2(\text{pignon mené})} = \frac{49}{21} = 2,33$$

- La vitesse de rotation de la roue arrière :

On a $r = \frac{N_2}{N_1}$, $N_2 = r N_1 = 2,33 \cdot 40 = 93,33 \text{tr/min}$

- La vitesse de vélo : $v = \omega_2 R_{Roue} = N_2 \frac{\pi}{30} R_{Roue} = 93,33 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot 0,35 = 3,42 \text{m/s}$

Réponse 2 :

Le rapport de transmission est donné comme suit :
 $R > 1$: C'est un multiplicateur de vitesse

$$R = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{52}{20} = 2,6$$

Réponse 3 :

1). $P_c = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{F}{2bR}$ $v = \omega R$; $P_c V = \frac{F \omega}{2b}$

2).

b(mm)	PV (MPa.m/S ⁻¹)	L _h (h)	P _c (MPa)
20	2,09	659	10
25	1,67	922	8
30	1,39	1212	6,66

3). $b=30\text{mm} \implies P_c = 6,66 \text{ MPa}$

$P_c < 70 \text{ MPa}$: Pas de matage

$P_c V < 3 \text{ MPa.m/S}^{-1}$: Pas de grippage

4). Effort élémentaire exercé par le coussinet sur l'arbre

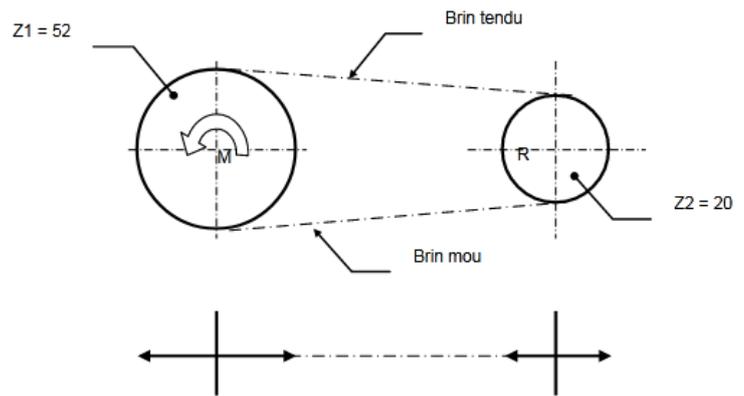
$$\{d\mathcal{T}\} = \left\{ \begin{array}{l} d\vec{F} = (-p\vec{n} + fp\vec{t}) dS \\ d\vec{M}(M) = \vec{0} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} d\vec{F} = p(f\vec{t} - \vec{n}) dS \\ d\vec{M}(O) = \vec{x} p f R dS \end{array} \right\}$$

Ou : $dS = R d\theta \cdot dx$ et $P(\theta) = P_M \cdot \cos\theta$

Exercices supplémentaire

Exercice 1 :

Exprimer et calculer le rapport de transmission de cette transmission composée de deux pignons et d'une chaîne :



Exercice 2 :

1) Mise en situation

On cherche à réaliser le guidage d'un arbre par des coussinets autolubrifiants.

La société Métafram produit des coussinets qui ont les caractéristiques suivantes :

Référence : Métafram BP 25

Huile d'imprégnation : Huile minérale inhibée

Charge maxi* : 180 daN/cm²

Vitesse périph. : 6 m.s⁻¹

Produit pV maxi** : 18

Composition : Cuivre-étain

Taux d'imprégnation : 20%



* Charge maxi : pression diamétrale admissible par le coussinet en daN/cm²

** Produit pV maxi :

• p : pression diamétrale sur le coussinet en daN/cm²

• V : vitesse périphérique de glissement en m/s

Un calcul préalable de résistance des matériaux indique que le diamètre de l'arbre doit faire au minimum 20 mm

L'effort F sur chaque coussinet est de 175 daN. L'arbre tourne à la vitesse de 500 tr/min

2) Travail demandé

Question 1/ Déterminer la vitesse linéaire en périphérie de l'arbre. Est-elle compatible avec les coussinets ?

Question 2 / Connaissant le produit pV maxi, déterminé la pression diamétrale. Est-elle compatible avec la pression admissible par le coussinet ?

Question 3 / Déterminer la surface projetée minimale et en déduire la longueur minimale que doit avoir le coussinet.

Question 4 / Dans le tableau suivant, déterminer la longueur du coussinet standard à choisir.

Diamètre intérieur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Longueur (mm)
18	22-24-25	18-22-28-36
20	24-25-26-27-28	16-20-25-32
22	27-28-29-30-32	18-22-28-32-36-40

Chapitre 6 : Les réducteurs et les boîtes à vitesses

IV.1 Les réducteurs.

IV.1.1. Généralisation

Les réducteurs et multiplicateurs sont des transmetteurs de puissance. Leur place dans la chaîne d'énergie est la suivante :

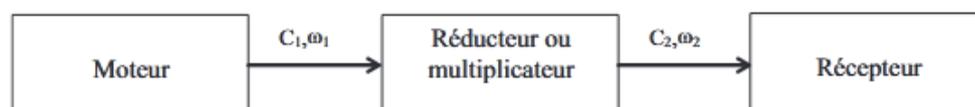


Fig. 6.1. Chaîne fonctionnelle d'une transmission de puissance

L'actionneur associé aux réducteurs et multiplicateurs, est principalement un moteur électrique, thermique, hydraulique ou pneumatique.

Le rapport de transmission est défini comme étant le quotient de la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée ω_1 par celle de l'arbre de sortie ω_2 du système transmetteur de puissance.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Le rapport de transmission est positif lorsque les vitesses angulaires sont de même sens et négatif lorsqu'elles sont de sens inverse.

Remarque Très souvent, on utilise l'inverse du rapport de transmission pour déterminer les lois d'entrée-sortie dans un système de transmission de puissance. En effet, on connaît très souvent la vitesse de rotation à l'entrée et on recherche celle de sortie.

$$r = \frac{1}{i} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$$

Lorsque l'on a $|r| = |\omega_2/\omega_1| < 1$, on parle de système réducteur et de rapport de réduction. Lorsque l'on a $|r| = |\omega_2/\omega_1| > 1$, on parle de système multiplicateur et de rapport de multiplication.

On parle aussi d'inverseur lorsqu'il y a inversion du sens de rotation.

IV.1.2 Aspect énergétique

Si le rendement du réducteur ou du multiplicateur est idéal, on a la relation de conservation de la puissance mécanique entre l'entrée et la sortie du système de transmission de puissance :

$$\text{On en déduit alors : } \mathcal{P} = C_1 \cdot \omega_1 = C_2 \cdot \omega_2 \quad \longrightarrow \quad \frac{C_2}{C_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Dans le cas d'un réducteur de fréquence de rotation, il y a multiplication du couple. Dans le cas d'un multiplicateur de fréquence de rotation, il y a réduction du couple.

Si l'on prend en compte le rendement η de la transmission, on a :

$$\eta = \frac{\mathcal{P}_2}{\mathcal{P}_1} = \frac{C_2 \cdot \omega_2}{C_1 \cdot \omega_1} = \frac{C_2}{C_1} \cdot r$$

IV.1. 3. Etude cinématique d'un réducteur de vitesse

IV.1. 3.1. Buts du schéma cinématique

Le schéma cinématique est un outil d'analyse fonctionnelle qui a pour vocation de modéliser les mouvements entre les différentes classes d'équivalence préalablement identifiées. Ce schéma cinématique prend appui sur le graphe des liaisons, ainsi que sur l'analyse des géométries de contact de chacune des liaisons, qui permettent d'identifier le nom des liaisons. Un schéma cinématique sera donc un modèle qui définira de quelle façon la cinématique se transmet entre l'entrée et la sortie du mécanisme. Il sera utilisé dans plusieurs cadres d'étude :

- étude cinématique : loi entrée-sortie par fermeture cinématique ;
- étude statique : modélisation des efforts dans les liaisons ;
- étude géométrique : loi entrée-sortie par fermeture géométrique ;
- étude de conception : recherche d'un moyen de transmission de mouvement ou de guidage ;
- théorie des mécanisme : hyper statisme, rigidité du mécanisme, difficultés de réalisation.

IV.1. 3.2. Modélisation des liaisons et schéma cinématique

La chaîne cinématique est un modèle mathématique des systèmes mécaniques dans lequel un ensemble de solides indéformables sont connectés entre eux par des articulations. Les articulations d'une chaîne cinématique sont des liaisons mécaniques. La modélisation cinématique des mécanismes a pour objet la constitution d'un outil de calcul permettant de valider ou vérifier par le calcul les performances mécaniques d'un système. Le graphe des liaisons en est la forme la plus fondamentale. Le schéma cinématique donne quant à lui une représentation simplifiée permettant une meilleure compréhension du fonctionnement (aspect cinématique)

IV.1. 3.3. Objectifs de la modélisation :

IV.1. 3.3.1 En phase de conception :

Permet de réaliser des croquis pour expliquer le mouvement des différents ensembles de pièces les uns par rapport aux autres.

IV.1. 3.3.2 En phase d'analyse d'un mécanisme existant :

1. Pour comprendre rapidement le fonctionnement du mécanisme indépendamment de la complexité des pièces.
2. Nature des surfaces de contact :
3. Notion de degrés de liberté et de liaisons :
4. Classes d'équivalence cinématique et schéma cinématique :

Le schéma cinématique permet de donner une représentation simplifiée d'un mécanisme, à l'aide de symboles afin de faciliter :

- L'analyse de son fonctionnement et de son l'architecture
- L'étude des différents mouvements

Remarques :

- Les pièces dont la fonction est de se déformer ne sont pas prises en compte dans les schémas cinématiques.
- Un schéma cinématique ne prend pas en compte la façon dont le système est réalisé. Il permet de mettre en évidence les mouvements entre les différentes classes d'équivalence

cinématique.

- Classe d'équivalence cinématique (ou CEC) :

5. Réalisation d'un schéma cinématique :

Etape 1 : repérer en les coloriant sur les représentations les CEC :

Etape 2 : Réaliser le graphe des liaisons (relier par un trait toutes les CEC ayant un contact et identifier les liaisons) :

Etape 3 : Réaliser le schéma cinématique :

Exemple1 :

Description du système d'évacuation des cartons pleins de flaon :

Ce système est composé essentiellement :

- d'un moteur
- d'un réducteur à deux étages (poulies courroie et engrenages)
- d'une table coulissante (l'effecteur du système).

Fonctionnement du système : (voir le dessin d'ensemble Figure 6.2)

L'arbre du moteur (1) transmet son mouvement au pignon arbre (12) (grâce au système : poulies courroie) à son tour il communique son mouvement à l'axe fileté (23) (grâce au système : engrenage : 12-15). Cet axe (23) en liaison hélicoïdale avec l'écrou spécial (19) engendre le mouvement de translation (par rapport au bâti (17)) à la table coulissante (18).

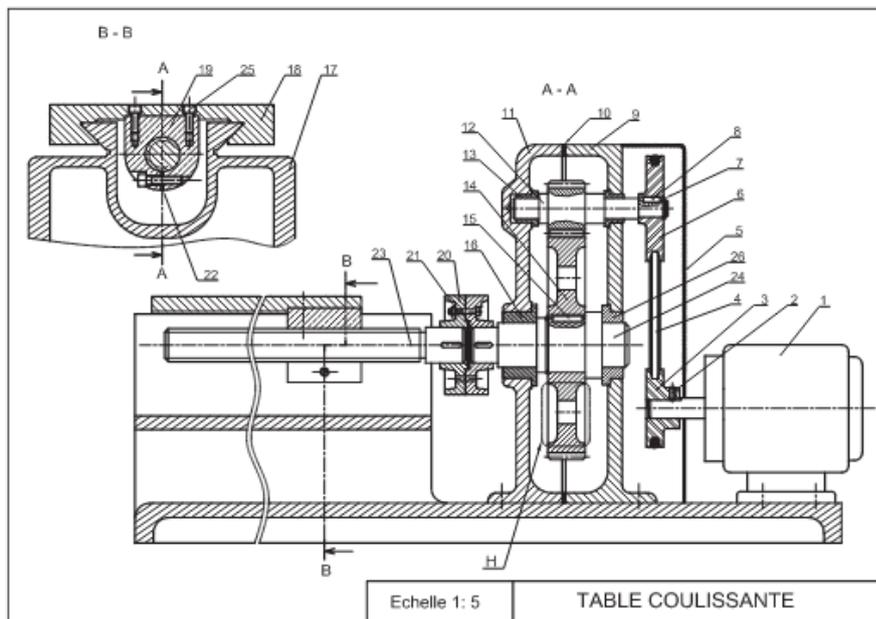
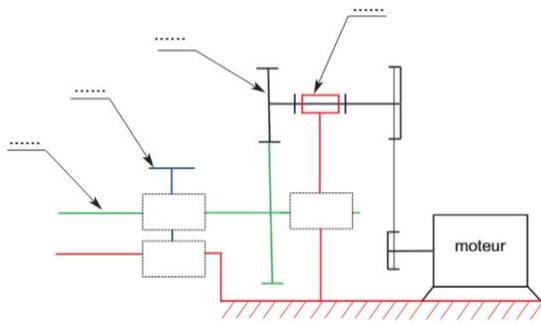


Fig.6.2 Dessin d'ensemble

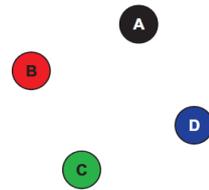
Travail demandé

a- En se référant au dessin d'ensemble de la table coulissante (Figure 6.2), compléter dans l'ordre : le tableau des classes d'équivalence cinématique, le graphe des liaisons et le schéma cinématique.

Les classes d'équivalence cinématique	
Classes	Composants
A	12;.....
B	11;.....
C	14;.....
D	18;.....



Graphe des liaisons



b- Compléter le tableau suivant en indiquant la désignation et la fonction des pièces repérées :

Repère	Désignation	Fonction
(3)
(4)
(8)
(13)

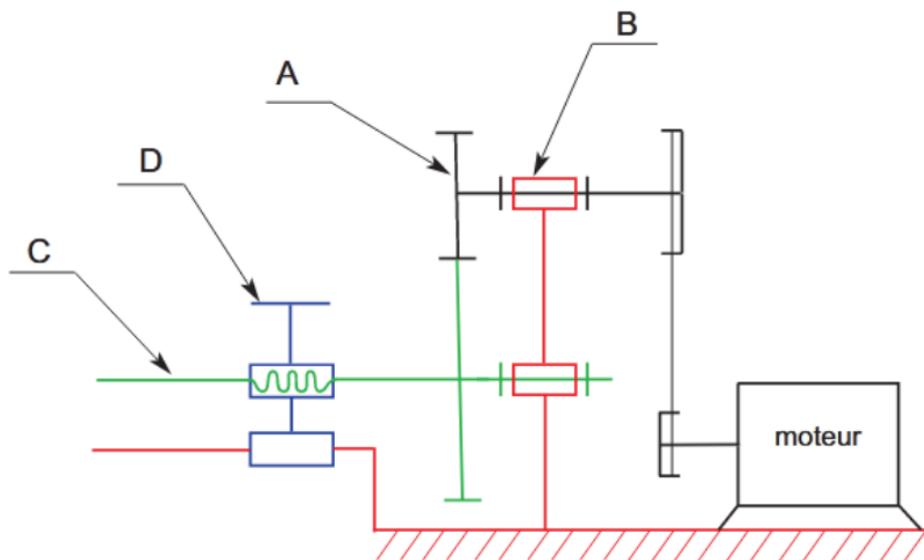
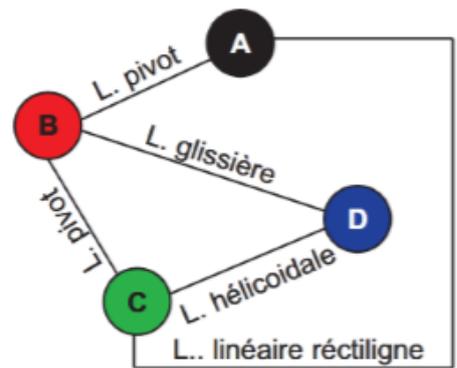
Corrigé

a- Les classes d'équivalence cinématique.

Classes	Composants
A	12;6;7;8
B	5;11;16;13;9;10;17;26
C	14; 15;23;20;21;24
D	18;19;25;22

Schéma cinématique

Graphe des liaisons



IV.1. 4. Principe de fonctionnement des réducteurs

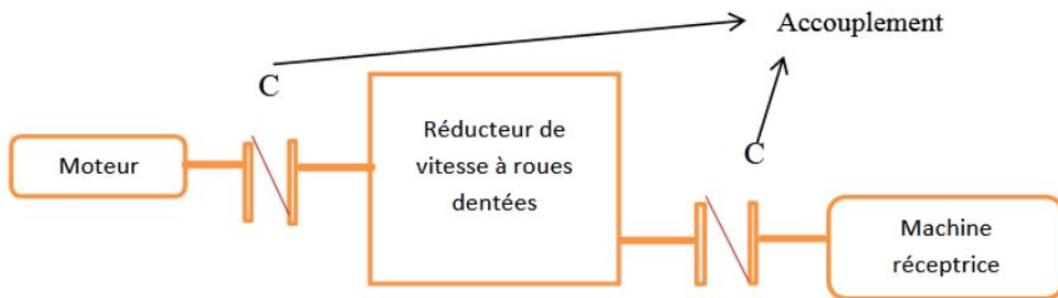


Fig.6.3 La position du réducteur par rapport au moteur et au récepteur

Un réducteur sert à réduire la vitesse d'un moteur (hydraulique, pneumatique, thermique, électrique) avec transmission de la puissance motrice vers une machine réceptrice en absorbant moins d'énergie. Il permet aussi d'augmenter le couple moteur afin d'entraîner en rotation un organe récepteur sous l'effet d'un nouveau couple.

Dans le cas d'un mouvement de rotation il faut avoir :

- La puissance de moteur : P_m (KW)
- La vitesse motrice : N_m (tr/min)
- La vitesse réceptrice : N_r (tr/min)
- Rendement :

La loi d'entrée et de sortie d'un point de vue cinématique revient à établir le rapport entre les vitesses angulaires pour avoir le *rapport* de réduction comme suit : $k = \frac{N_r}{N_m}$

- Si $k < 1 \rightarrow N_r < N_m$: Réducteur ;
- Si $k > 1 \rightarrow N_r > N_m$: Multiplicateur.

Raison d'un réducteur a traine de plusieurs engrenages :

$$r = (-1)^n \frac{\text{produit de nombres de dents des roues menantes}}{\text{produit de nombres de dents des roues menées}}$$

Où n est le nombre de contacts extérieurs.

Si r est positif : même sens de rotation entre l'entrée et la sortie.

Si r est négatif : sens contraire de rotation entre l'entrée et la sortie.

IV.1.5. Différents types de réducteurs :

Il existe différents types de réducteurs : Mécaniques, hydrauliques, pneumatiques. Parmi les réducteurs mécaniques, on rencontre, les systèmes : poulies/courroies, trains d'engrenage ordinaire (parallèle, conique, gauche) et trains épicycloïdaux (plan, sphérique). Un réducteur est un organe mécanique à base d'engrenages très utilisé dans l'industrie mécanique, il entraîne aussi bien de grosses installations que de petits matériels, il possède deux arbres un arbre d'entrée et un arbre de sortie, si on inverse l'entrée et la sortie on obtient un multiplicateur, le

nom de réducteur est réservé à un mécanisme s'intercalant entre le moteur et le récepteur. Lorsque le moteur est fixé sur le carter du réducteur, l'ensemble porte le nom de motoréducteur.

Les réducteurs sont classés selon la position relative des arbres et les types d'engrenages utilisés pour la transmission de puissance. L'engrenage sert à transmettre un mouvement de rotation par obstacle avec changement de ses caractéristiques.

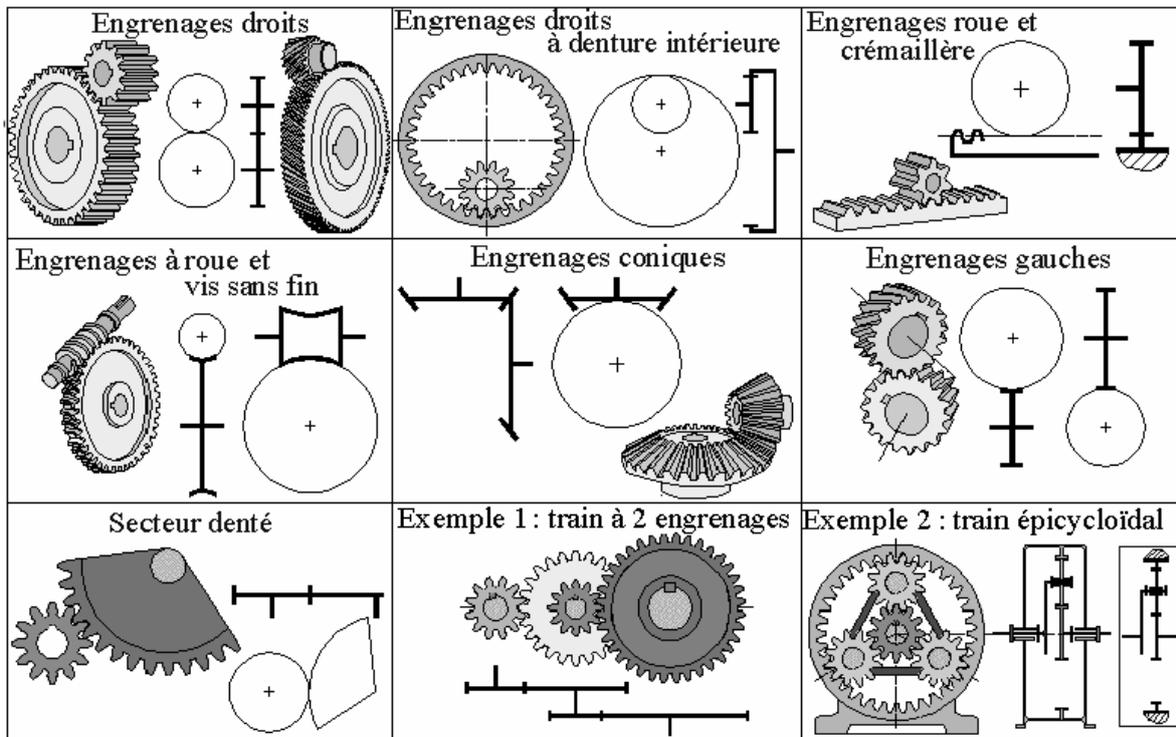


Fig.6.4 Schématisation des engrenages

Un train d'engrenage est une suite d'engrenage destiné à transmettre une puissance d'un arbre d'entrée vers un arbre de sortie avec ou sans modification de la vitesse ou du sens de rotation en absorbant le moins possible d'énergie.

IV.1.5.1 Train simple ou ordinaire

Les dentures peuvent être droites ou hélicoïdales.

IV.1.5.1.1 À roues cylindriques :

$$K = \frac{N_r}{N_m} ; r = (-1)^2 \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4}$$

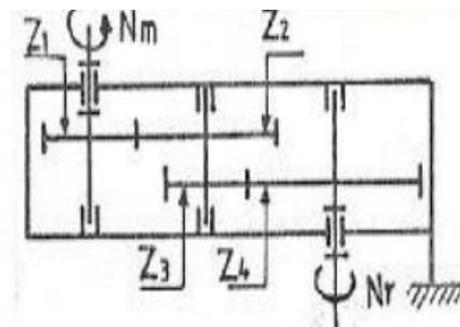
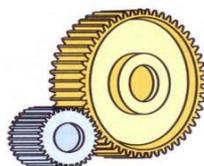


Fig.6.5 Schéma cinématique d'un réducteur à roues cylindriques

IV.1.5.1.2 À roues coniques :

Les engrenages coniques sont des engrenages à axes concourants. 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 le 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.

$$K = \frac{N_2}{N_1} ; r = \frac{Z_1}{Z_2}$$

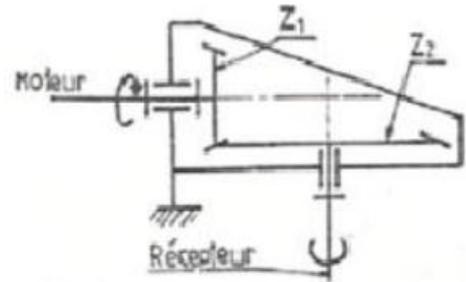
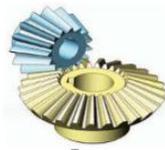


Fig.6.6 Schéma cinématique d'un réducteur à roues coniques

- Les avantages des réducteurs à engrenages coniques :

- Fonctionnement économique grâce à un rendement de 98 % pour chaque train.
- Rentabilité grâce à un bon rapport prix/rendement.
- Robustesse, pratiquement aucun entretien nécessaire.

IV.1.5.1.3 À vis sans fin

$$K = \frac{N_2}{N_1}$$

- Rapport de réduction relevé
- Généralement réversible

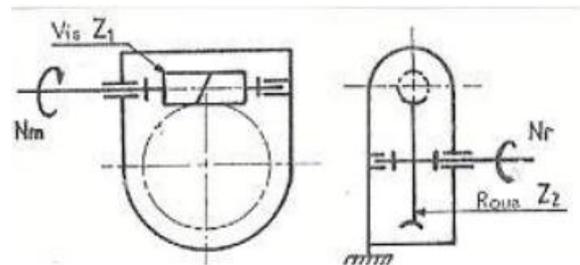
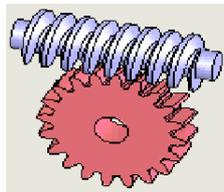


Fig.6.7 Schéma cinématique

d'un réducteur à vis sans fin

IV.1.5.2 Réducteurs à trains épicycloïdaux :

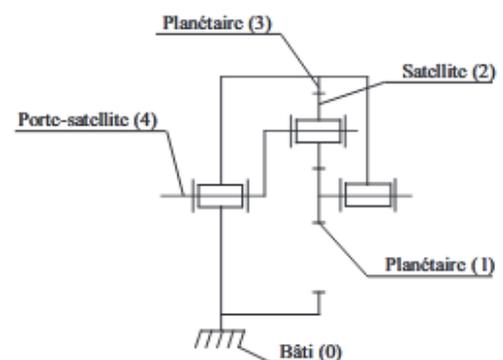
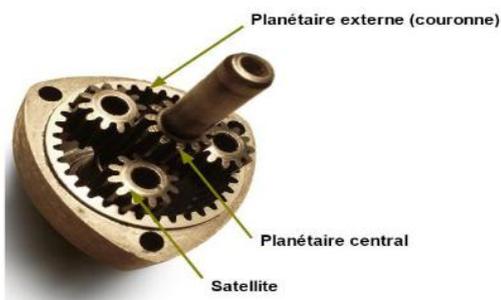


Fig.6.8 Schéma cinématique de réducteur épicycloïdal

Sous le nom de train épicycloïdal ou engrenage planétaire, on désigne un système de transmission de puissance entre deux ou plusieurs arbres. Les engrenages peuvent être cylindriques ou coniques. Ceux dont l'axe coïncide avec un axe fixe dans l'espace s'appellent "planétaire" et ceux qui tournent avec leur axe autour d'un autre s'appellent "généralement maintenus par un satellite".

Train épicycloïdal : On appelle train épicycloïdal, un train d'engrenage dans lequel tous les axes ne sont pas fixes dans le référentiel lié au carter.

On adopte pour décrire les trains épicycloïdaux, une désignation spécifique des différentes roues dentées :

— Planétaire : les roues dentées qui tournent autour d'un axe fixe par rapport au bâti. Il y a en général 2 planétaires (pignon et/ou couronne). Sur le schéma de la figure ??, le pignon P1 et la couronne P2 sont des planétaires

— Satellite : le pignon tournant autour d'un axe du porte-satellite. Il engrène sur les deux planétaires. Les satellites ont une trajectoire épicycloïdale. Il peut il y avoir 1, 2, 3 ou 4 satellites sur la périphérie en fonction de la puissance à transmettre. Sur le schéma, le pignon S est un satellite.

— Porte-satellite : Le porte satellite ne comporte pas de dents, il supporte les satellites, Il tourne autour du même axe que les deux planétaires.

IV.1.5.3. Les réducteurs poulies/courroies :

Une poulie est une pièce en forme de roue servant à la transmission du mouvement. Elle est destinée à être utilisée avec une courroie, une corde, une chaîne ou un câble. Le système poulie/courroie est utile lorsque le moteur à entraîner est trop loin de la poulie. L'entraînement se fait alors par frottement. Les différents types de courroies sont les courroies plates, dentées et trapézoïdales.

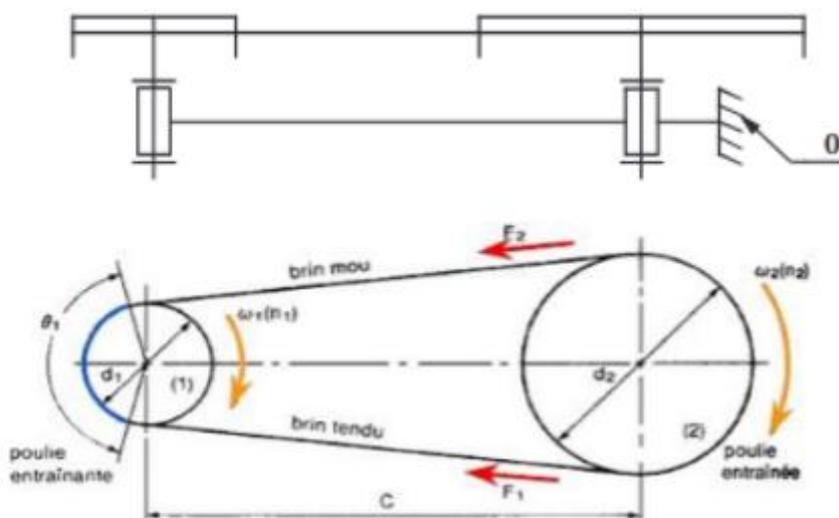


Fig.6.9 réducteur poulie/courroie

Ce type de transmission est constitué (Figure 6.9) :

- d'une poulie motrice (1), assemblée à l'arbre moteur,
- d'une poulie réceptrice (2) liée à l'organe à entraîner,

Le rapport de réduction se calcule ainsi : $k = \frac{\omega_{récepteur}}{\omega_{moteur}} = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{R_e}{R_s} = \frac{R_1}{R_2}$

Ou ω_e est vitesse angulaire d'entrée , ω_s est vitesse angulaire de sortie

R_e est rayon de polie d'entrée , R_s est rayon de poulie de sortie

IV.2. La boîte de vitesse

Elle permet d'adapter le couple moteur au couple résistant (air, pente, roulement, charge).

IV.2.1 Définition

Une boîte de vitesse est un élément mécanique proposant plusieurs rapports de transmission entre un arbre moteur et arbre de sortie. Son cas d'utilisation le plus fréquent est la transmission du couple d'un moteur thermique aux roues motrices d'un véhicule. Elle est aussi utilisée dans de multiples autres contextes tels que les machines-outils, machines agricoles... La boîte de vitesse est l'élément qui adapte le couple moteur disponible, souvent constant ou peu négociable, au couple souvent très variable et nécessaire au fonctionnement d'un dispositif mécanique : mise en mouvement, entretien du mouvement, transformation de puissance. Pour un véhicule, il s'agit de la résistance inertielle au démarrage ou celle à l'avancement variant suivant les conditions de roulage (plat, montées, descente, virages..). II. Fonction d'une boîte de vitesse :

IV.2.2. Le rôle de la boîte de vitesses

Cette boîte de vitesses va aider le moteur. La boîte de vitesses est équipée d'engrenages crantés qui vont permettre de multiplier la force du moteur.

Schématiquement, la « barre » métallique qui relie le moteur aux roues va être coupée pour intercaler la boîte de vitesses.



Fig.6.10 Boîte de vitesse en 3D

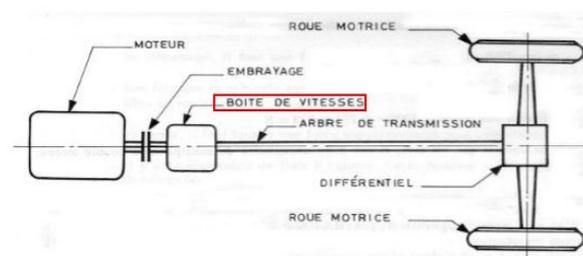


Fig.6.11 Transmission « SIMPLE »

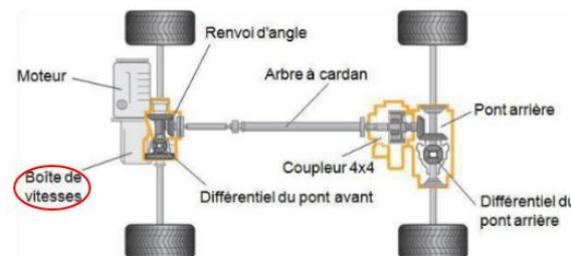


Fig. 6.12 Transmission « INTEGRALE »

IV.2.3. Fonction d'une boîte de vitesse

La fonction d'une boîte de vitesses est de réduire (démultiplier) et de multiplier les efforts du moteur avant leur transmission aux roues via un certain nombre de rapports avant et une marche arrière. Ainsi le rapport de démultiplication correspond-il à la différence de vitesse de rotation à l'entrée de la boîte (coté moteur) et la sortie (coté roues). Ces rapports sont engendrés par des engrenages. En peut dire que la boîte de vitesse :

- 1) Adapter le couple moteur au couple résistant.
- 2) Permettre un désaccouplement permanent de la transmission (point mort)
- 3) Inverser le sens de marche

IV.2.4. Nécessité d'une boîte de vitesse

Pour adapter la vitesse de rotation et le couple (effort tournant) d'un moteur à un récepteur, on interpose un réducteur ou un multiplicateur à un seul rapport. Or, un rapport ne suffit pas lorsque l'on doit faire face à des conditions de travail variées. Exemple, pour une voiture, à l'arrêt ou en côte, nous avons besoins d'un couple important et d'une vitesse plus faible au niveau des roues. En revanche sur le plat lorsque la voiture est élancée, nous avons besoin de plus de vitesse et d'un couple plus faible (puisque'il y a moins de résistance) au niveau des roues. Ainsi, on voit bien que le véhicule n'a pas toujours la même demande alors que le régime de rotation de son moteur doit rester le plus près possible de son point de rendement le plus favorable (entre 2000 et 6000 tr/min) point qui se déplace en fonction de la puissance requis.

En pratique, on se contente de compromis car on peut multiplier à l'infini le nombre de rapport d'une transmission à engrenages. Une boîte de vitesse moderne d'automobile aura donc 5 ou 6 rapports.

IV.2.5 Description d'une boîte de vitesse :

IV.2.5.1 Principe :

Les différents engrenages (pignons arbre) des différents rapports de vitesses sont toujours en prise

Les pignons et roues situées sur l'arbre primaire (arbre qui sera lié à l'arbre moteur) sont solidaires de ce dernier donc ils tournent tous à la même vitesse.

Les pignons et roues situées sur l'arbre récepteur sont en liaison pivot sur ce dernier donc ils tournent tous à des vitesses différent autour de cet arbre, cette liaison pivot est réaliser par :

- ♣ Soit un contact direct métal
- ♣ Soit coussinet
- ♣ Soit une cage à aiguilles

Ces pignons et roues sont appelés pignons « fous » et « folles »

IV.2.5.2. Classification des boîtes de vitesses :

Pour les véhicules à moteur thermique, on pourra distinguer les boîtes suivant trois fonctions techniques indépendantes :

- La technologie des réducteurs : par engrenages classique, train épicycloïdal, courroie.

- Le système de commande : manuelle, semi-automatique, automatique, séquentielle...
- La synchronisation : autorisant le changement de rapport en marche ou à l'arrêt seulement
- Enfin l'orientation qui n'a d'influence que sur la géométrie des liaisons avec l'arbre moteur et le différentiel. L'architecture est différente suivant que le moteur est implanté transversalement (axe de rotation du vilebrequin parallèle à l'axe de rotation des roues) ou longitudinalement (axes orthogonaux) et, que le couple est transmis aux roues avant, arrière, ou aux quatre roues. À chaque combinaison correspond un modèle de boîte de vitesses différent.

IV.2.6 Composition d'une boîte de vitesse :

La boîte manuelle dite « à pignons toujours en prise » « à prise constante » est la plus utilisée de nos jours ; elle se distingue sur ce point des boîtes de machines-outils qui disposent d'engrenages désaccouplés. Ce type de boîte est constitué généralement de deux arbres portant de pignons.

IV.2.6.1 Boîte de vitesses non synchronisée

Elle est Commandée à l'arrêt

1) Constitution :

- Le pignon(1) de l'arbre primaire lui est solidaire.
- Le pignon (4) de l'arbre secondaire est libre en rotation (liaison pivot).
- Le crabot coulissant est en liaison glissière sur l'arbre secondaire.

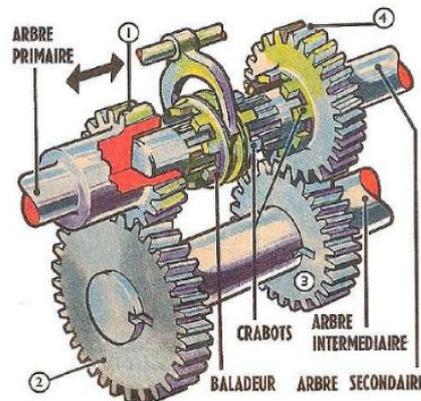


Fig.6.13 Boîte de vitesses non synchronisée.

- ♣ Chaque crabot constitue un embrayage instantané qui ne peut être commandé qu'à l'arrêt
- ♣ Domaine d'utilisation : machines-outils

2) Fonctionnement :

Pour transmettre le mouvement, il faut déplacer le crabot baladeur pour lier en rotation le pignon fou (2,3) avec l'arbre secondaire.

Point mort	1 ère vitesse	2 ème vitesse
Baladeur au milieu	Baladeur à droite	Baladeur à gauche
$K=0$	$K = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$	$K=1$

IV.2.6.2 Boite de vitesse synchronisée.

Elle est Commandée en marche par l'intermédiaire des synchroniseurs

Exemple : Boite de vitesse de voiture

- Les pignons (0, 1, 2, 3, 4,) de l'arbre primaire lui sont solidaires 5 est libre en rotation.
- Les pignons (0', 1', 2', 3', 4') de l'arbre secondaire sont libres en rotation, 5' est fixe.
- Crabots «Baladeurs» sont coulissants sur leur arbre (liaison glissière par cannelure).

Chaque baladeur « synchroniseur » constitue un embrayage progressif à friction conique qui être commandé en marche.

- Principe de fonctionnement

Il repose sur le choix de plusieurs couples de pignons (engrenages) offrant des rapports de transmission différents.

Un rapport est enclenché lorsqu'un des pignons de sortie devient solidaire de l'arbre secondaire. Pendant ce temps les autres pignons tournent librement. On dit qu'ils sont fous.

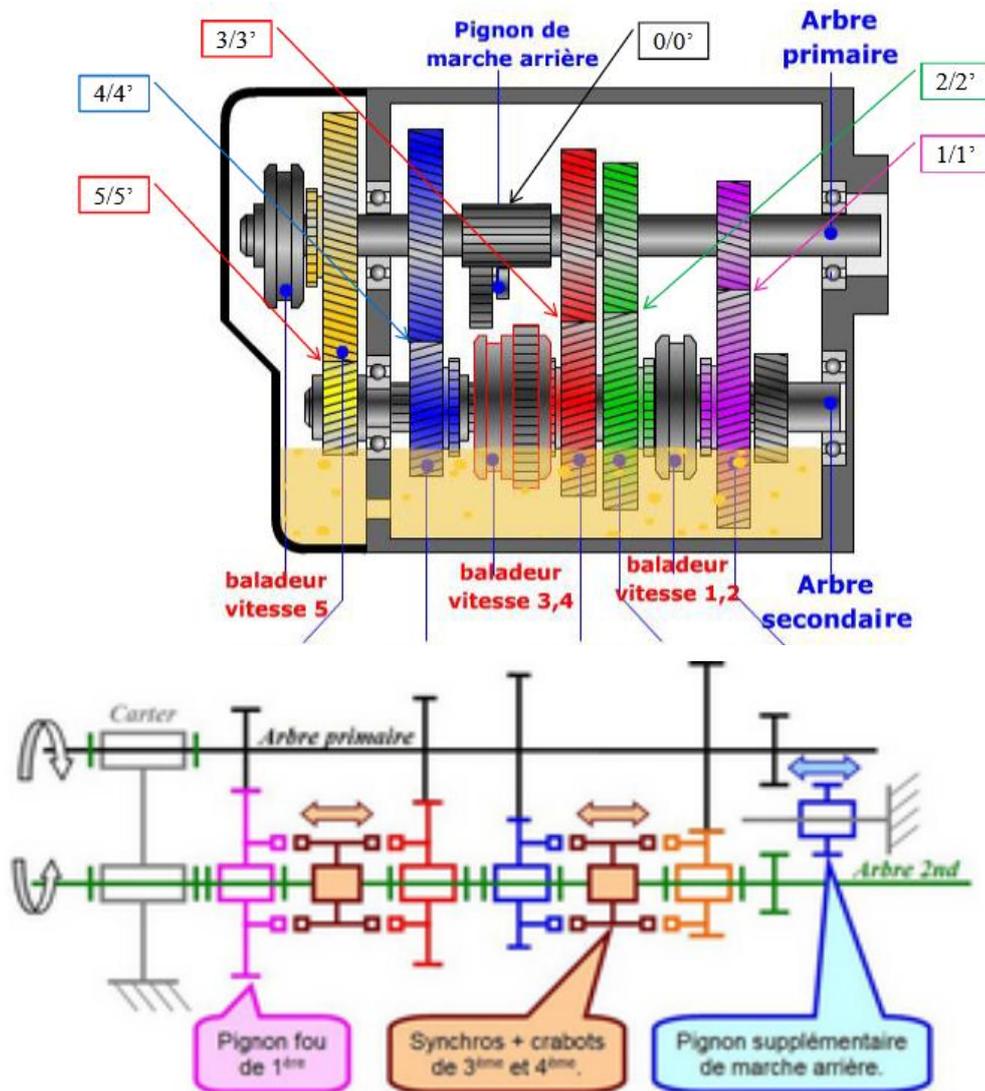
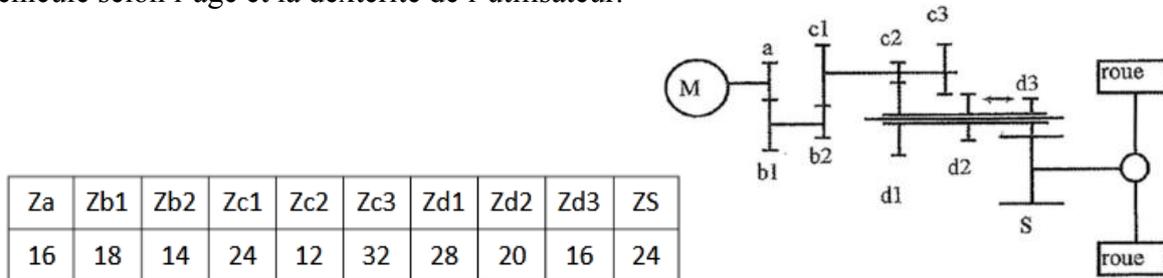


Fig.6.14. schéma cinématique de la boîte de vitesses synchronisée.

Exercices d'application

Exercice 1 :- Voiture radiocommandée

Le schéma ci-dessous représente le réducteur d'une voiture radiocommandée. Le rapport de transmission du réducteur peut être adapté pour augmenter ou diminuer la vitesse maxi du véhicule selon l'âge et la dextérité de l'utilisateur.



Pour modifier ce rapport de transmission l'utilisateur doit faire glisser, à l'arrêt, l'arbre « d » vers la droite ou vers la gauche. Le schéma ci-dessus représente le réducteur dans la position « 1ère vitesse ».

Pour passer en « 2ième vitesse » l'utilisateur doit faire glisser l'arbre « d » d'une position vers la gauche. La roue d1 n'est alors plus en contact avec le pignon c2 et le pignon d2 rentre alors en contact avec la roue c3. Lors du changement de vitesse, le pignon d3 reste en contact avec la roue de sortie S.

Le moteur M, ainsi que la roue a, tourne à une vitesse d'environ 4000 tr/min et les roues de la voiture ont un diamètre de 7 cm.

Question 1 - Donner l'expression littérale permettant de calculer le rapport de transmission correspondant à chacune des vitesses R_{v1} et R_{v2} . Faire l'application numérique

Réponse 1 :

$$R_{v1} = \frac{Z_a \cdot Z_{c1} \cdot Z_{c2} \cdot Z_{d3}}{Z_{b1} \cdot Z_{b2} \cdot Z_{d1} \cdot Z_S}, \quad R_{v1} = \frac{16 \cdot 24 \cdot 12 \cdot 16}{18 \cdot 12 \cdot 28 \cdot 24} = \frac{73,728}{145,152} = 0,5$$

$$R_{v2} = \frac{Z_a \cdot Z_{c1} \cdot Z_{c3} \cdot Z_{d3}}{Z_{b1} \cdot Z_{b2} \cdot Z_{d2} \cdot Z_S}, \quad R_{v2} = \frac{16 \cdot 24 \cdot 32 \cdot 16}{18 \cdot 12 \cdot 20 \cdot 24} = \frac{196,6}{103,68} = 1,89$$

Question 2 - Exprimer sous forme littérale puis calculer les vitesses de l'arbre de sortie S (N_{s1} et N_{s2}) pour chacune des vitesses.

Réponse 2 :

$$R_{v1} = \frac{N_{s1}}{N_e} = \frac{N_{s1}}{N_M} \quad \longrightarrow \quad N_{s1} = R_{v1} \cdot N_M = 0,5 \cdot 4000 = 2000 \text{ tr/min}$$

$$R_{v2} = \frac{N_{s2}}{N_e} = \frac{N_{s2}}{N_M} \quad \longrightarrow \quad N_{s2} = R_{v2} \cdot N_M = 1,89 \cdot 4000 = 7560 \text{ tr/min}$$

La vitesse d'avance de la voiture peut être aussi obtenue à partir de la vitesse angulaire de l'arbre de sortie avec la relation suivante : $V = r \cdot \omega$

Avec V la vitesse (m/s), r le rayon des roues (m) et ω la vitesse angulaire (rad/s).

Question 3 - Calculer les vitesses V1 et V2 en m/s à l'aide de cette formule.

Réponse3:

$$\omega_1 = \frac{N_{S1}}{60} \cdot 2\pi = \frac{2000}{60} \cdot 2 \cdot 3,14 = 209,33 \text{ rad/s}, V_1 = r \cdot \omega_1 = 0,07 \cdot 209,33 = 14,68 \text{ m/s}$$

$$\omega_2 = \frac{N_{S2}}{60} \cdot 2\pi = \frac{7560}{60} \cdot 2 \cdot 3,14 = 791,28 \text{ rad/s}, V_2 = r \cdot \omega_2 = 0,07 \cdot 791,28 = 55,39 \text{ m/s}$$

Question 4 - Déterminer ces mêmes vitesses en km/h.

Réponse4 : $V_1 = 14,68 \cdot 3,6 = 52,84 \text{ km/h}$

$V_2 = 55,39 \cdot 3,6 = 199,40 \text{ km/h}$

Exercice2 : Soit le schéma cinématique de la boîte de vitesse de C3

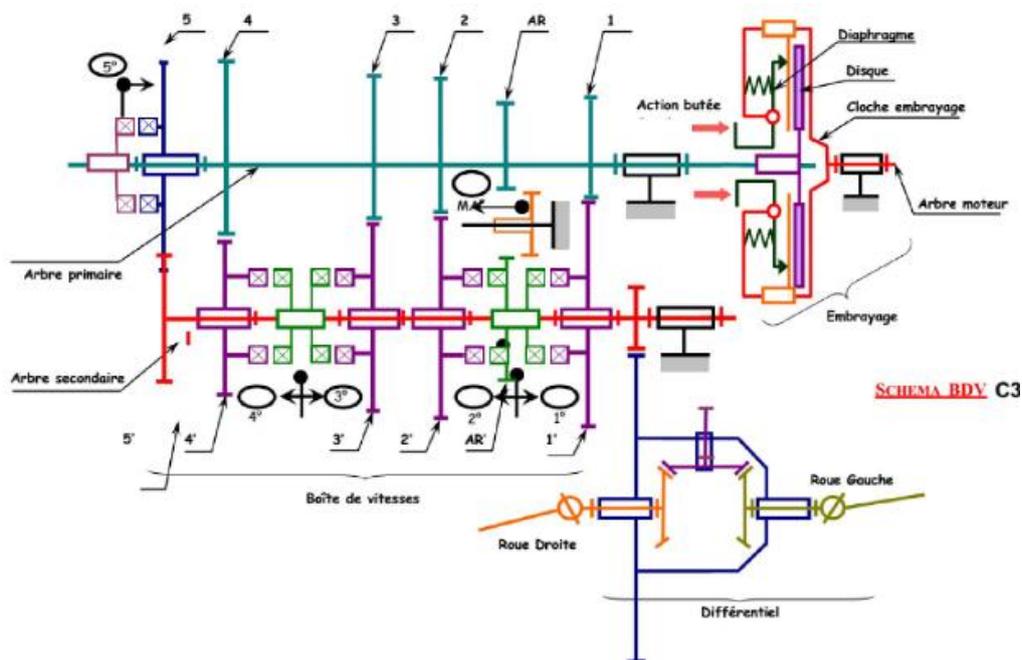


Fig.6.15 schéma cinématique de la boîte de vitesses de C3

Question : Exprimer et calculer les différents rapports de transmission entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire :

Vitesses	Z primaire	Z secondaire	Rapports de vitesses
1ère	10	36	$r_1 = \frac{Z_1}{Z_1'}$
2ème	18	35	
3ème	27	33	
4ème	32	28	
5ème	35	24	
M.Ar	9	31	

Réponse :

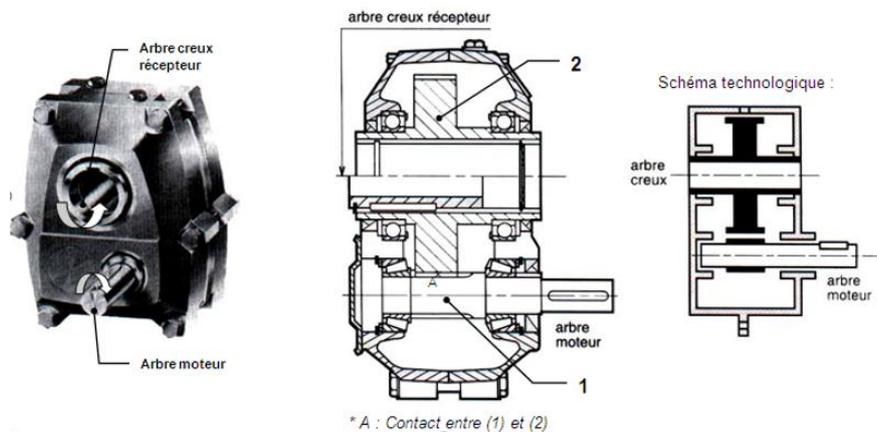
Vitesses	Z primaire	Z secondaire	Rapports de vitesses	
1ère	10	36	$r_1 = \frac{Z_1}{Z_{1.}}$	$r_1 = \frac{10}{36} = 0,27$
2ème	18	35	$r_2 = \frac{Z_2}{Z_{2.}}$	$r_2 = \frac{18}{35} = 0,51$
3ème	27	33	$r_3 = \frac{Z_3}{Z_{3.}}$	$r_3 = \frac{27}{33} = 0,81$
4ème	32	28	$r_4 = \frac{Z_4}{Z_{4.}}$	$r_4 = \frac{32}{28} = 1,14$
5ème	35	24	$r_5 = \frac{Z_5}{Z_{5.}}$	$r_5 = \frac{35}{24} = 1,45$
M.Ar	9	31	$r_{M.Ar} = \frac{Z_{M.Ar}}{Z_{M.Ar.}}$	$r_{M.Ar} = \frac{9}{31} = 0,29$

Exercice 3

Soit un réducteur de vitesse à roue dentée à arbre creux, composé d'un engrenage parallèle à denture droite. Le réducteur permet la transmission d'un mouvement de rotation à des vitesses différentes entre l'arbre moteur (plein) et l'arbre récepteur (creux).

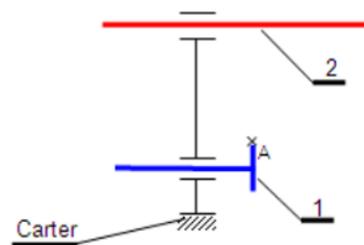
- **On donne :**

- Pignon moteur (1) :
 $Z_1 = 20$ dents
- Roue réceptrice (2) :
 $Z_2 = 90$ dents
- Module : $m = 2$
- Vitesse de rotation du moteur :
 $N_1 = 3000$ tr/min



- **On demande :**

1- Compléter le schéma cinématique du réducteur ci-contre en utilisant deux couleurs différentes (liaisons avec le carter et liaison entre les deux roues dentées)

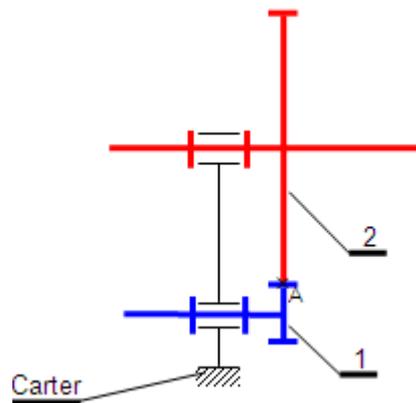


2- Remplir le tableau ci-dessous en détaillant les calculs (colonne « Calculs ») et en donnant la réponse (colonne « Réponses »)

		Calculs (formules)	Réponses
Pas	p		
Hauteur de dent	h		
Diamètres primitifs	d_1		
	d_2		
Diamètres de tête	d_{a1}		
	d_{a2}		
Entraxe	a		
Raison	r (2/1)		
Vitesse de rotation de sortie	N_2		

Corrigé d'exercice 3 :

Réponse 1-



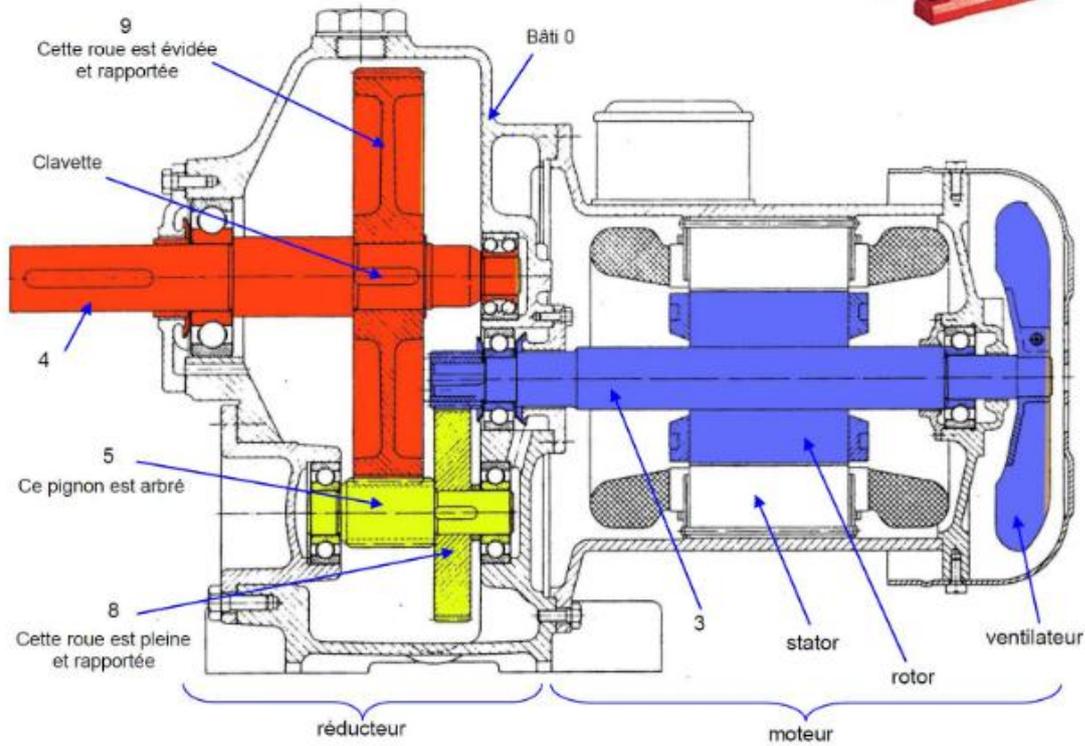
Réponse 2-

		Calculs	Réponses
Pas	p	$p = m \cdot \pi = 2 \cdot \pi$	$2 \pi \text{ mm}$
Hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25 m = 2,25 \cdot 2$	$4,5 \text{ mm}$
Diamètres primitifs	d_1	$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 20$	40 mm
	d_2	$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 90$	180 mm
Diamètres de tête	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 h_{a1} = d_1 + 2 m = 40 + 2 \cdot 2$	44 mm
	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2 h_{a2} = d_2 + 2 m = 180 + 2 \cdot 2$	184 mm
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2)/2 = (40 + 180)/2$	110 mm
Raison	r (2/1)	$r (2/1) = N_2/N_1 = z_1/z_2 = 20/90$	$2/9 = 1/4,5$
Vitesse de rotation de sortie	N_2	$N_2 = N_1 \cdot r (2/1) = 3000 \cdot (2/9)$	$666,67 \text{ tr/min}$

Exercices supplémentaires

Exercice 1 :

L'étude porte sur un motoréducteur SEW.



Question : Réaliser le schéma cinématique plan, puis déterminer la loi E/S du système (c'est-à-dire le rapport de transmission)

Exercice 2 :

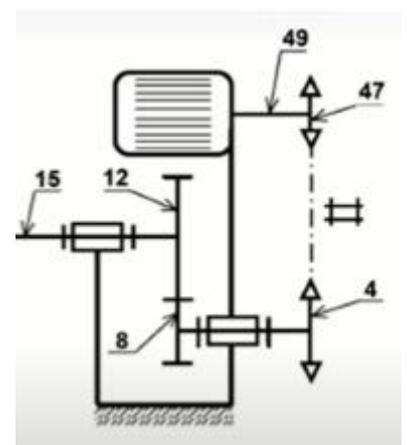
Etude du réducteur de vitesse

Le réducteur représenté de dossier technique et schématisé ci-contre et à deux étapes :

- Pignon (47), roue (4) et chaîne à rouleaux double de rapport $r_1 = 0,625$
- Pignon (8) et roue (12) à denture droite de :
- rapport $r_2 = 4/15$;
- module de denture $m=2\text{mm}$;
- entraxe $a_{12-8}=95\text{mm}$;

Le moteur est de puissance $P=0,55\text{kW}$ et de vitesse de rotation $N_m=740\text{tr/mn}$.

- 1) Calculer les nombres de dents Z_8 et Z_{12} .
- 2) Calculer le rapport globale r_g du réducteur.
- 3) Calculer la valeur de la vitesse de l'arbre de sortie (15).
- 4) Calculer la valeur du couple appliquée sur l'arbre de sortie



Référence bibliographique

1. Drouin G, Gou M, Thiry P et Vinet R (1988), "Éléments de machines». Presses internationales Polytechnique.
 2. R. Quatremer, J-P Trotignon, M. Dejans, H. Lehu. Précis de Construction Mécanique, Tome 1, Projets-études, composants, normalisation, AFNOR, NATHAN 2001.
 3. J. Boulvin Cours de mécanique appliquée aux machines, 3 éd., vol. 1, Albin Michel, Paris, 1922.
 4. Résistance des matériaux, second éd., Sciences et Lettres, Liège, 1967.
 5. Cours de Nicolet G R (2006), "Conception et calcul des Éléments de machines", École d'Ingénieurs de Fribourg.
 6. D. François, A. Pineau et A. Zaoui Comportement mécanique des matériaux, vol. 2, Hermès, Paris, 1993.
 7. Fanchon J L (1999), "Guide des sciences et technologies industrielles", Nathan.
 8. Règles de calcul des constructions en acier (règles cm66) Paris, 1979.
 9. V. Feodosiev Résistance des matériaux, 3e éd., Mir, Moscou, 1976.
 10. Jean-Louis FANCHON. Guide de Mécanique, NATHAN, 2008.
 11. Francis ESNAULT. Construction mécanique, Transmission de puissance, Tome 1, Principes et Ecoconception, DUNOD, 2009.
 12. Francis ESNAULT. Construction mécanique, Transmission de puissance, Tome 2, Applications, DUNOD, 2001.
 13. Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures British Standards (1993), no. BS7608.
 14. Recommendations for fatigue design of welded joints and components IIW-1823-07/XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07, December 2008.
 15. L. Leloup Etude d'un régime de lubrification : le frottement onctueux des paliers lisses, Revue universelle des mines 90e année, 9e série, tome 3 (1947), p. 373419.
 16. Etude de lubrification et calcul de roulements, 2e éd., Sciences et Lettres, Liège, 1961.
 17. Titre : Technologie fonctionnel de l'automobile Auteurs HUBERT ET BRUNO. 5 et 6eme édition.
 18. Support de formation en maintenance et diagnostic automobile.
- <http://www.realoem.com/bmw/partgrp.do?model=1231mospid=47263hg=23>
 - http://www.ac-nan.fr/enseign/Autocompetences/2_ressources_pedagogiques/2_transmission/stockage_le%27ons_technologie/Transmission_Miard.pdf