

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Mustapha Stambouli de Mascara  
Faculté des Sciences et Technologie  
Département de Génie Mécanique



# **Polycopié de cours**

---

## **Construction mécanique 1**

---

Licence Académique Génie  
Mécanique  
Spécialité : Construction Mécanique

Préparé par : **Dr. HOUARI TAREK**

**Année universitaire : 2024/2025**

## PRÉFACE

La construction mécanique est un domaine vaste et complexe qui englobe une série d'opérations visant à concevoir, analyser, fabriquer et maintenir des systèmes et structures mécaniques. Ce domaine joue un rôle clé dans de nombreux secteurs industriels, allant de l'automobile à l'aéronautique, en passant par la production d'énergie et la robotique. Les procédés mis en œuvre doivent respecter des normes strictes en matière de sécurité, de qualité, d'efficacité et de durabilité, tout en intégrant des innovations technologiques pour répondre aux défis croissants de l'industrie moderne.

Dans ce cadre, l'ingénieur en construction mécanique doit posséder une maîtrise approfondie des concepts fondamentaux de la mécanique, ainsi qu'une connaissance des technologies modernes de conception assistée par ordinateur, de fabrication additive, et d'analyse des matériaux. De plus, il doit être capable d'appliquer les réglementations et les normes internationales pour garantir la fiabilité et la performance des ouvrages mécaniques.

Le présent polycopié de cours est conçu pour mettre en lumière les aspects techniques et technologiques fondamentaux du domaine de la construction mécanique. Il offre une introduction aux bases de la conception mécanique, des méthodes de fabrication, et des techniques de contrôle de la qualité. Par ailleurs, il explore des applications pratiques à travers des exemples concrets tirés de divers secteurs industriels.

Le contenu de ce polycopié est structuré en plusieurs chapitres afin de fournir une compréhension progressive et approfondie des sujets abordés. Il est destiné principalement aux étudiants de troisième année Licence en génie mécanique spécialité construction Mécanique, mais peut également servir de référence pour les professionnels souhaitant consolider leurs connaissances.

Les chapitres se déclinent comme suit :

- **Chapitre 1** : Introduction à la construction mécanique
- **Chapitre 2** : Les assemblages filetés
- **Chapitre 3** : Assemblages non démontables
- **Chapitre 4** : Assemblage des pièces par montage à force
- **Chapitre 5** : Éléments d'obstacles

Ce polycopié se conclut par une synthèse des concepts étudiés, ainsi qu'une bibliographie regroupant les ouvrages, articles et normes utilisés comme références. Nous espérons que ce support contribuera à enrichir les connaissances des étudiants et à les préparer efficacement aux exigences du secteur de la construction mécanique.

**Licence Académique Génie**  
**Mécanique**  
**Spécialité : Construction Mécanique**

**Matière :** Construction Mécanique 1

**Semestre :** 5

**Unité d'enseignement :** UEF 3.1.1

**Volume horaire par semaine :**

**Cours :**

1h30 **TD :**

1h30 **TP :**

**Crédits :** 4

**Coefficient :** 2

**Mode d'évaluation :**

**Contrôle continu :** 40%

**Examen :** 60%

**Objectifs de l'enseignement :**

Fournir aux étudiants une formation scientifique et technologique dans le domaine de la construction mécanique et cela par la connaissance des éléments et pièces de machines standards, utilisés dans la construction des structures mécaniques, des mécanismes et des machines, leur normalisation, la transmission mécanique de puissance.

**Connaissances préalables recommandées :**

Dessin Industriel, R.D.M., procédés de la fabrication mécanique.

**Contenu de la matière :**

**Chapitre 1. Introduction**

Généralité (la Construction mécanique, Etude de la conception, Coefficient de sécurité, Normes, Economie, Fiabilité).

**Chapitre 2. Les assemblages filetés**

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

### **Chapitre 3. Assemblages non démontables**

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. Assemblage des pièces par montage à force**

Introduction, Avantages, Inconvénients, calcul de résistance (charge axiale, moment de torsion).

Montage par échauffement du moyeu, Montage par refroidissement de l'arbre, calcul de l'ajustement.

### **Chapitre 5. Eléments d'obstacles**

Clavettes, Cannelures et ressorts (calcul de dimensionnement et de résistance)

## Table des Matières

### Chapitre 1: Introduction à la construction mécanique

|  |   |
|--|---|
| 1. Introduction.....                                 | 1 |
| 2. Conception.....                                   | 1 |
| 2.1. Fonctions mécaniques élémentaires.....          | 1 |
| 2.2. Choix d'une solution technologique.....         | 2 |
| 3. Normalisation.....                                | 3 |
| 3.1. Norme.....                                      | 4 |
| 3.2. Différents types de normes.....                 | 5 |
| 3.3. Organismes internationaux de normalisation..... | 5 |
| 3.4. Elaboration d'une norme.....                    | 6 |
| 3.5. Exemple.....                                    | 6 |
| 4. Sécurité.....                                     | 7 |
| 4.1. Facteur de sécurité.....                        | 7 |
| 4.2. Détermination d'un coefficient de sécurité..... | 8 |

### Chapitre 2 : Assemblage par éléments filetés

|  |    |
|--|----|
| 1. Introduction.....                           | 9  |
| 2. Différents types d'assemblage.....          | 10 |
| 2.1. Les vis.....                              | 10 |
| 2.2. Les boulons.....                          | 11 |
| 2.3. Les goujons.....                          | 11 |
| 3. Calcul des éléments filetés.....            | 12 |
| 3.1. Dimensionnement des éléments filetés..... | 12 |
| 3.2. Serrage et desserrage.....                | 14 |
| 4. Exemple d'application.....                  | 18 |

### Chapitre 3 : Assemblages non démontables

|   |    |
|---|----|
| 1. Assemblage par frettage.....   | 19 |
| 1.1. Procédé de frettage.....   | 19 |
| 1.2. Calcul des températures d'échauffement et (ou) de refroidissement..... | 20 |
| 1.3. Calcul de la pression de contact.....                                  | 20 |
| 1.4. Calcul du moment transmissible.....                                    | 21 |
| 2. Assemblage par rivetage.....   | 21 |
| 2.1. Classification des rivets.....   | 22 |
| 2.2. Forme des rivets.....  | 23 |
| 2.3. Calcul de Dimensionnement d'un rivet.....                              | 24 |
| 3. Assemblage par soudage.....  | 25 |
| 3.1. Soudabilité.....   | 25 |
| 3.2. Procédés de soudage.....   | 26 |

|      |   |    |
|------|---|----|
| 3.3. | Différents types d'assemblages par soudage..... | 27 |
| 3.4. | Calcul des joints de soudure .....              | 29 |

### **Chapitre 4: Assemblage des pièces par montage a force**

|      |  |    |
|------|--|----|
| 1.   | Introduction.....                              | 31 |
| 2.   | Avantages.....                                 | 31 |
| 3.   | Inconvénients.....                             | 31 |
| 4.   | Assemblage par emmanchement conique .....      | 32 |
| 4.1. | Caractéristiques d'un assemblage conique.....  | 32 |
| 4.2. | Calcul des efforts de coincement .....         | 32 |
| 5.   | Assemblage par douilles coniques fendues ..... | 34 |
| 5.1. | Calcul de l'effort de serrage .....            | 34 |
| 5.2. | Calcul du moment transmissible .....           | 35 |
| 6.   | Assemblage par pincement .....                 | 35 |
| 6.1. | Calcul d'effort axial.....                     | 35 |
| 6.2. | Calcul du moment transmissible .....           | 36 |
|      | Exemple d'application .....                    | 37 |

### **Chapitre 5: Eléments d'obstacles**

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.   | Clavettes .....                                   | 38 |
| 1.1. | Définition .....                                  | 38 |
| 1.2. | Classification du clavetage.....                  | 39 |
| 1.3. | Contrôle d'assemblage par clavette parallèle..... | 41 |
| 2.   | Cannelures .....                                  | 43 |
| 2.1. | Définition .....                                  | 43 |
| 2.2. | Classification des cannelures .....               | 43 |
| 2.3. | Désignation normalisée .....                      | 46 |
| 3.   | Ressorts.....                                     | 47 |
| 3.1. | Fonction des ressorts .....                       | 47 |
| 3.2. | Matériaux des ressorts .....                      | 47 |
| 3.3. | Types des ressorts.....                           | 47 |
| 3.4. | Caractéristiques des ressorts .....               | 49 |
|      | Exercices d'applications.....                     | 50 |

### **Bibliographie**

|                                   |    |
|-----------------------------------|----|
| Références Bibliographiques ..... | 51 |
|-----------------------------------|----|

***Chapitre 1 : Introduction à  
la construction mécanique***

## ***Chapitre 1 : Introduction à la construction mécanique***

### **1.Introduction**

La construction mécanique est une discipline technique qui vise à concevoir, analyser et réaliser des systèmes mécaniques adaptés à divers secteurs industriels tels que l'aéronautique, l'énergie, les transports, ou encore la robotique. Elle repose sur l'étude approfondie des composants mécaniques et de leur interaction au sein d'un ensemble fonctionnel. Chaque élément mécanique est conçu pour remplir une ou plusieurs fonctions spécifiques, répondant aux exigences de performance, de fiabilité et de sécurité définies par des spécifications précises.

### **2.Conception**

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.

#### **2.1. Fonctions mécaniques élémentaires**

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

On trouve d'autres fonctions mécaniques supplémentaires telle que :

##### **a. Mise en position**

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

### **b. Guidage**

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

### **c. Lubrification**

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

### **d. Etanchéité**

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

## **2.2. 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 davantage 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.

**3. Normalisation**

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

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

Cependant, des questions concernant ces documents sont apparues :

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

La réponse à ces questions peut être repérées par les organisations officielles de normalisation, national ou international.

### **3.1. Norme**

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

La norme est définie officiellement par les organisations de normalisation comme suit :

*« La norme est un document établi par consensus, qui fournit, pour des usages communs et répétés, des règles, des lignes directrices ou des caractéristiques, pour des activités ou leurs résultats, garantissant un niveau d'ordre optimal dans un contexte donné. »*

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

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

- Définir un langage commun entre professionnels d'un secteur.
- Harmoniser les pratiques et les règles, permettant de développer des marchés.
- Favoriser la compatibilité technique des systèmes.
- Rationaliser la production par la maîtrise des caractéristiques techniques des produits.
- Réaliser des transferts de technologies nouvelles dans des domaines essentiels pour l'entreprise et la collectivité.
- Fournir des modes de preuve de conformité à la réglementation.
- Servir de base à une évaluation, notamment dans le cadre d'une certification.
- Définir un niveau de qualité et de sécurité des produits.

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

### 3.2. Différents types de normes

On distingue quatre grands types de normes :

- 1er. **Les normes fondamentales** qui concernent la terminologie, les symboles, la métrologie.
- 2e. **Les normes d'essais** qui décrivent des méthodes d'essais et d'analyse et qui mesurent des caractéristiques.
- 3e. **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.
- 4e. **Les normes d'organisation** qui s'intéressent à la description d'une fonction dans l'entreprise, d'un mode de fonctionnement.

### 3.3. Organismes internationaux 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.

afin de faciliter les échanges internationaux et réaliser une entente mutuelle dans les domaines scientifique, intellectuel, technique et économique.

**d. 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.

**e. 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.

**3.4. Elaboration d'une norme**

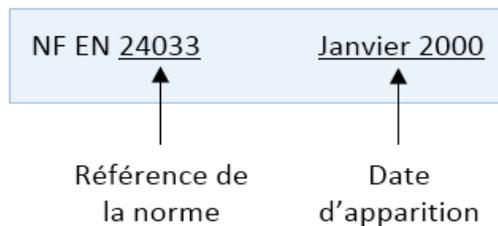
Pour un problème technique répétitif, on réunit les diverses parties intéressées à sa résolution : fabricants, utilisateurs, laboratoires, distributeurs, consommateurs ou pouvoirs publics. Par la suite, on cherche une solution pour le problème à l'aide du principe de consensus.

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).

**3.5. Exemple**

Les règles générales du dessin technique sont classées suivant l'indexation ICS 01-100. Une norme est identifiée sans ambiguïté par sa référence et sa date (Fig.1-1).



**Figure 1.1:** Courbe fiabilité-contrainte.

#### 4.Sécurité

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

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

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

##### 4.1. Facteur de sécurité

La courbe représentante de la probabilité de résistance d'une pièce (fiabilité)  $S$  en fonction de la contrainte appliquée  $\sigma$  est donné dans la Figure 1.2.

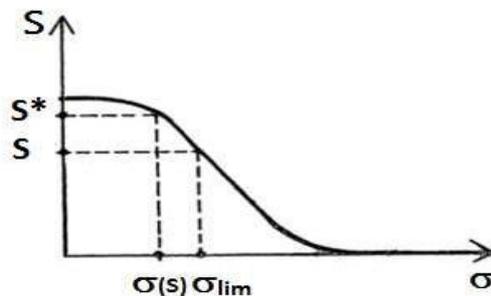


Figure 1.2: Courbe fiabilité-contrainte.

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

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

$$FS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma(S)} \quad (1.1)$$

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

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

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

$$\sigma(S) = \sigma_{lim} / FS \quad (1.2)$$

#### **4.2. Détermination d'un coefficient de sécurité**

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

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

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

$$FS = F_{mat} \times F_{grav} \times F_{prec} \quad (1.3)$$

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

Voici quelques valeurs 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 soumise 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 à 1.50 : matériaux bien éprouvés et contraintes réelles bien connues,

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

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

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

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

*Chapitre2 : Assemblage par  
éléments filetés*

Chapitre 2 : Assemblage par éléments filetés

1.Introduction

Les éléments d'assemblage couramment utilisés en construction mécanique comprennent des éléments tels que les vis, les rivets, les goupilles, les clavettes, les cannelures, le soudage, les ressorts, et bien d'autres. Ces éléments sont généralement normalisés et fabriqués en grande quantité, ce qui permet de maintenir des coûts relativement bas grâce à une production en série efficace et à des contrôles rapides. De plus, leur standardisation favorise la facilité d'interchangeabilité entre les pièces. Le choix du mode d'assemblage est souvent dicté par divers facteurs tels que le type de machine, la fréquence de montage et de démontage, la disponibilité des outils, les possibilités de fabrication et le coût global de production.

En construction mécanique, on peut classer les assemblages en deux catégories principales :

- Assemblages démontables : Ces assemblages permettent de démonter les composants mécaniques facilement pour la maintenance, la réparation ou le remplacement.
- Assemblages indémontables : Ces assemblages sont conçus pour être permanents, ce qui signifie que les composants sont fixés de manière permanente sans possibilité de démontage sans endommager les pièces.

L'organigramme ci-dessous présente une synthèse des divers types d'assemblages.

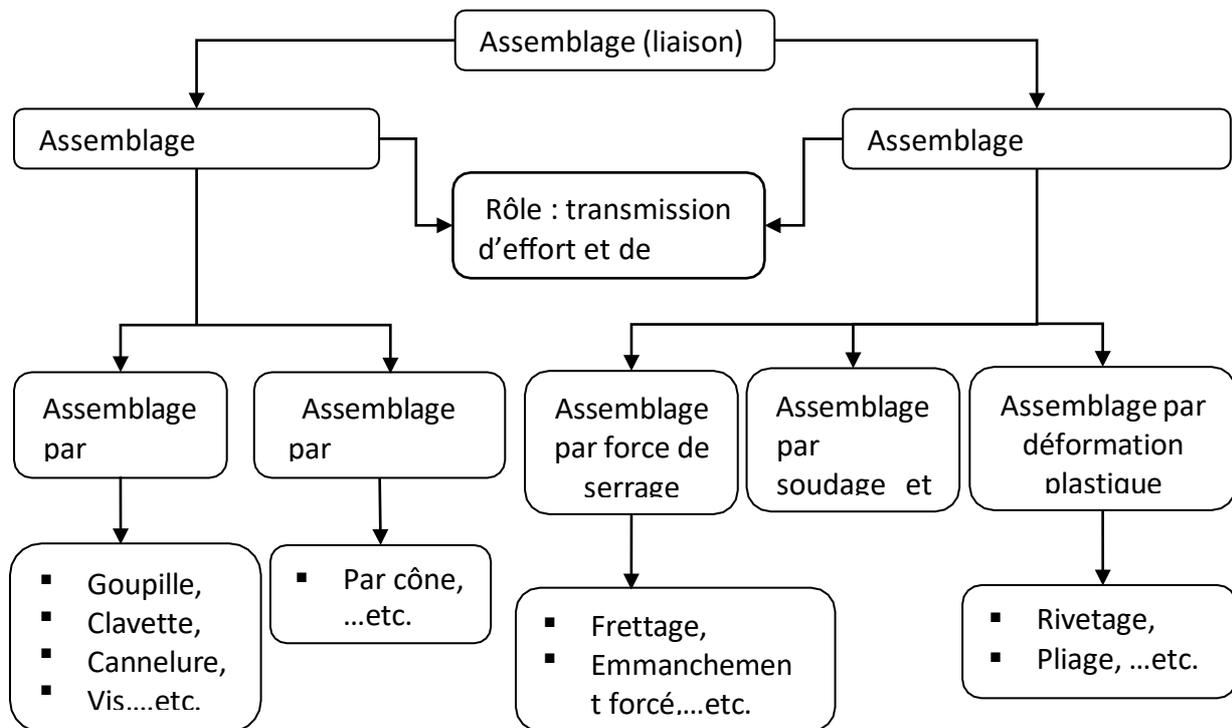


Figure 2. 1 Différents types d'assemblage.

## 2. Différents types d'assemblage

On compte trois principaux types d'assemblage filetés, à savoir les assemblages boulonnés, les assemblages vissés et les assemblages goujonnés.

### 2.1. 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 vissage et le blocage. Selon le mode d'action, on trouve deux types de vis :

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

#### a. Vis d'assemblage

La vis d'assemblage est une tige métallique filetée avec une tête qui permet de la faire tourner ou de la bloquer en rotation. Elle crée une liaison partiellement rigide et démontable entre les pièces. Par exemple, dans le cas où seule la pièce (3) est équipée d'un trou taraudé pour recevoir la partie filetée de la vis, les autres pièces possèdent des trous lisses, comme illustré dans la figure 2.2.

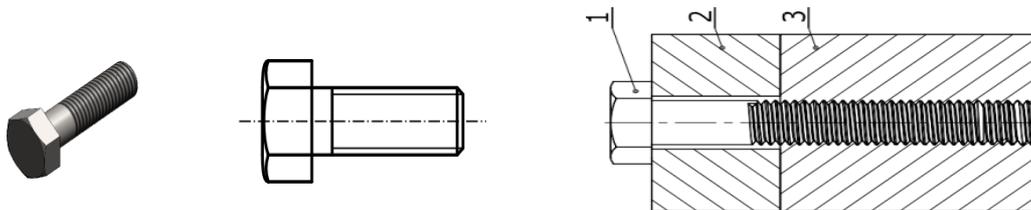


Figure 2. 2 Montage par une vis d'assemblage.

#### b. Vis de pression

La vis de pression sert à appliquer une pression à l'extrémité pour assembler des pièces. Elle est utilisée principalement dans de petites mécaniques où les contraintes sont faibles et la précision n'est pas cruciale. Elle remplit plusieurs fonctions, telles que le verrouillage (vis d'arrêt), le support de charges contrôlées (vis de pression) ou le guidage (vis de guidage), comme le montre la figure 2.3



Figure 2. 3 Assemblage par une vis de pression.

## 2.2. Les Boulons

Le boulon est composé d'une vis, d'un écrou et des pièces à assembler. Ces pièces ont généralement un trou lisse, tandis que le filetage se trouve dans l'écrou, comme illustré dans la figure 2.4.

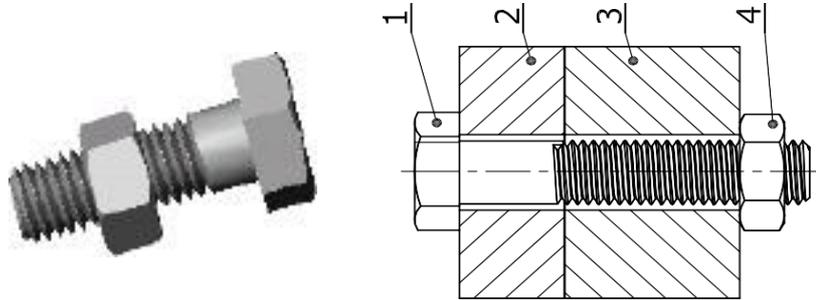


Figure 2. 4 Assemblage par boulon (vis + écrou).

### a. Assemblage boulonné

Un boulon est l'ensemble de vis et écrou réunis (Fig.2.5). On l'utilise lorsque l'accessibilité à l'assemblage est possible des deux côtés. Les pièces à assembler possèdent des trous lisse, avec un diamètre légèrement supérieur à celui de la vis.

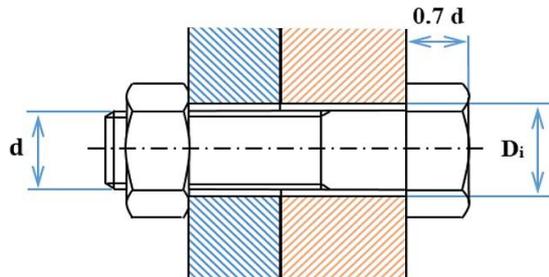


Figure 2. 5 Joint boulonné.

## 2.3. Goujons

Un goujon est constitué d'une tige filetée ayant des filets aux deux extrémités, séparés par une partie lisse. Le goujon (1) est inséré dans la pièce (5) qui comporte un trou taraudé, comme illustré dans la figure 2.6. L'effort de serrage axial requis pour maintenir en place (MAP) est exercé à l'aide de l'écrou (2).

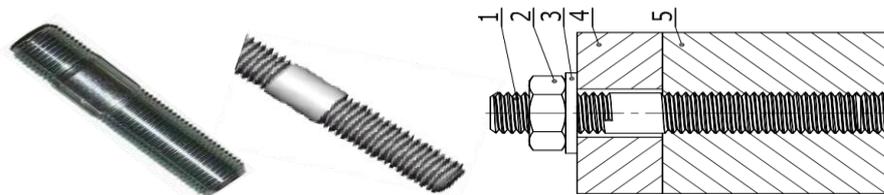


Figure 2. 6 Assemblage par goujon.

### 3. Calcul 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 :

$$P < \frac{d}{6.4} \quad (2.1)$$

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

#### 3.1. Dimensionnement des éléments filetés

Considérons un assemblage par visage de deux pièces (Fig 2.14). Le serrage est assuré par la force  $F$ . Cette force a une action d'un coté sur la tige de la vis et d'autre coté sur les filets.

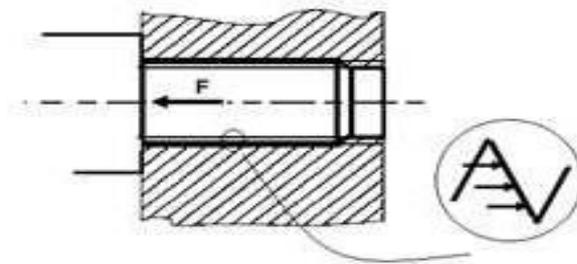


Figure 2. 7 Efforts de serrage.

On trouve ainsi que la vis subit deux sollicitations :

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

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (2.2)$$

Où  $S$  est la section du noyau de la tige.

- Une sollicitation de cisaillement de filets, de contrainte ( $\text{daN/mm}^2$ ):

$$\tau = \frac{F}{NS_f} \quad (2.3)$$

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 :

$$\sigma_{max} \leq Re/FS \qquad \tau_{max} \leq R_{pg}/FS \qquad (2.4)$$

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

**a. Calcul du diamètre**

La section du noyau d'une tige filetée est souvent exprimée par la relation suivante :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \qquad (2.5)$$

Où  $k$  est le coefficient de concentration de contraintes, égale à 2.5 pour les filetages.

La valeur minimale du diamètre soit donnée par :

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

$$\frac{F \cdot k}{\pi d^2} < \frac{R_e}{FS} \qquad (2.6)$$

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

$$d \geq \sqrt{\frac{F \cdot k \cdot FS}{\pi R_e}} \qquad (2.7)$$

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

$$d_{min} = \sqrt{\frac{F \cdot k \cdot FS}{\pi R_e}} \qquad (2.8)$$

**b. Calcul de l'implantation**

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

$$\frac{F}{N\pi dP} < \frac{R_g}{FS} \tag{2.9}$$

D'où 
$$N \geq \frac{FFS}{\pi dPR_g} \tag{2.10}$$

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

$$N_{\min} = \frac{F \cdot FS}{\pi \cdot d \cdot P \cdot R_g} \tag{2.11}$$

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

$$J_{\min} = \frac{F \cdot FS}{\pi \cdot d \cdot R_{pg}} \tag{2.12}$$

**3.2. 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 2.8 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.

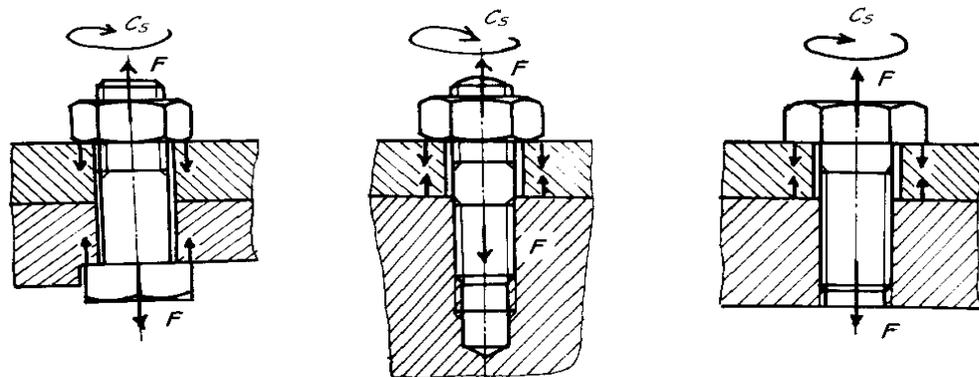
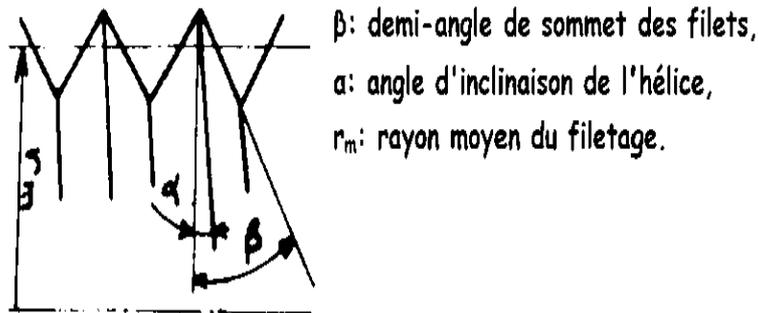


Figure 2. 8 Actions de serrage dans les assemblages filetés.

**a. Calcul de couple de serrage**

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

$$C_S = C_1 + C_2 \quad (2.13)$$



**Figure 2. 9** Spécification de filets métriques

A partir des spécifications des filets, présentées dans la figure 2.16, le couple  $C_1$  est exprimé par la relation suivante :

$$C_1 = Fr_m \tan(\alpha + \varphi_1) \quad (2.14)$$

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

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

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

D'où

$$C_1 = F \left( \frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2} \mu'_1 \right) \quad (2.15)$$

Le couple  $C_2$  peut être exprimé par la relation :

$$C_2 = FR_m \tan \varphi_2 \quad (2.16)$$

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

$$D'ou \quad C2 = FR_m\mu_2 \quad (2.17)$$

$R_m$  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  $R_m$ .

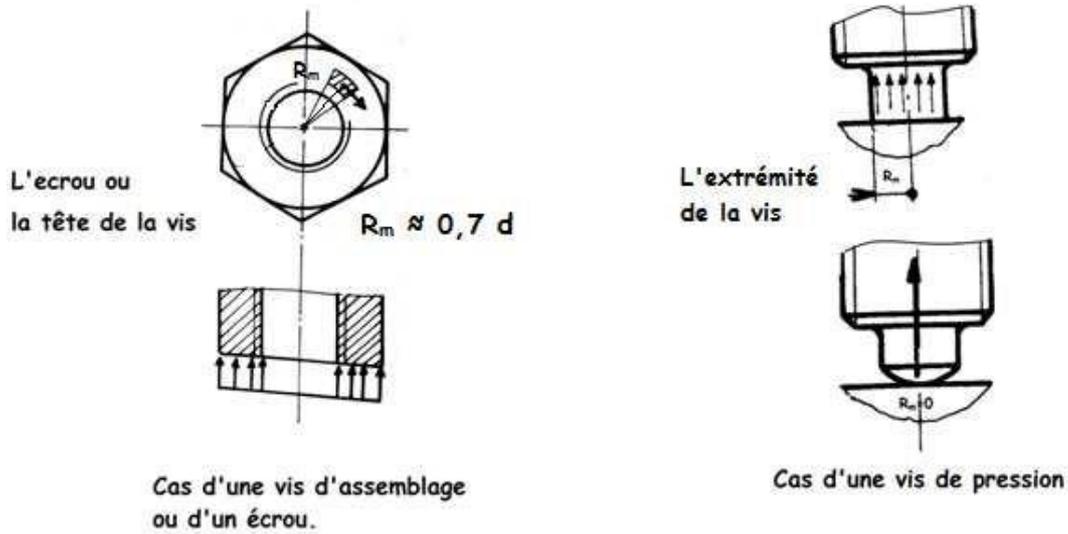


Figure 2. 10 Rayon moyen de frottement dans les assemblages filetés.

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

$$C_S = F \left( \frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2} \mu'_1 + R_m \mu_2 \right) \quad (2.18)$$

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.

$F \frac{d}{2} \mu'_1$  Couple nécessaire pour vaincre les frottements entre les filets.

$FR_m\mu_2$  Couple nécessaire les frottements entre l'éléments de serrage et les pièces à assemblées.

Dans le cas d'une vis de pression à extrémité ronde, la surface de contact entre l'élément de serrage et la pièce à bloquer est présentée par un point (fig 2.10). En effet, le rayon moyen de la surface de frottement est nul et le troisième terme de l'expression 2.19 sera, par conséquent, négligé.

**b. Calcul de couple de desserrage**

Dans le cas de desserrage d'un assemblage fileté, on suppose que les efforts de frottement entre l'éléments 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 au frottements entre les filets.

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

$$C_d = Fr_m \tan(\varphi_1 - \alpha) \quad (2.19)$$

De la même manière, on trouve :

$$C_d = F \left( \frac{d}{2} \mu'_1 - \frac{P}{2\pi} \right) \quad (2.20)$$

**c. 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  $C_d$ ).

Dans le cas de serrage :

$$n = \frac{F \cdot P}{c_s \cdot 2\pi} \quad (2.21)$$

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

$$n = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 + \alpha)} \quad (2.22)$$

Dans le cas de desserrage :

$$n = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 - \alpha)} \quad (2.23)$$

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

**Exemple d'application :**

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 :

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

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

$$\text{Couple de serrage : } C_s = F \left( \frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2} \mu + R_m \mu \right) = F \left( \frac{1,5}{2\pi} + \frac{10}{2} 0,16 + 7 \times 0,14 \right) = 2,01F$$

$$\text{Couple e de desserrage : } C_d = F \left( \frac{d}{2} \mu - \frac{p}{2\pi} \right) = F \left( \frac{10}{2} + 0,16 - \frac{1,5}{2\pi} \right) = 0,56F$$

***Chapitre 3 : Assemblages  
non démontables***

## Chapitre 3 : Assemblages non démontables

Assembler des pièces de manière définitive garantit une stabilité parfaite et élimine les problèmes de positionnement. Cependant, cette méthode présente un inconvénient majeur : elle rend le démontage impossible sans causer des dommages à l'une des pièces ou à l'élément d'assemblage. Par conséquent, ce type de solution est généralement envisagé en dernier recours dans les approches de conception.

### 1. Assemblage par frettage

Le frettage, ou emmanchement forcé, consiste à fixer un moyeu sur un arbre grâce à la pression exercée par l'interférence entre leurs dimensions. Pour cela, le diamètre de l'alésage doit être légèrement inférieur à celui de l'arbre. Cette méthode est spécifiquement utilisée pour les assemblages par pénétration cylindrique, sans recourir à des éléments supplémentaires comme des clavettes ou des goupilles.

#### 1.1. Procédé de frettage

Les surfaces de liaison sont cylindriques (arbre-moyeu) de même diamètre nominal. Le blocage est obtenu par le choix d'un ajustement de telle sorte 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 supérieure à 400 MPa.

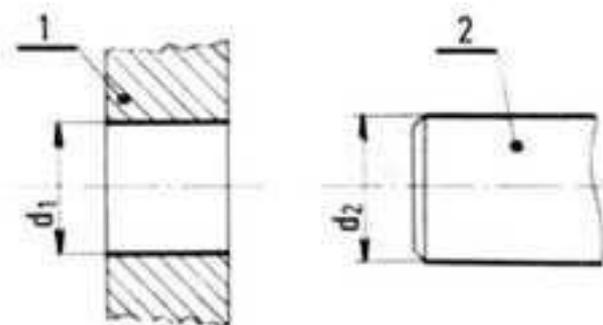
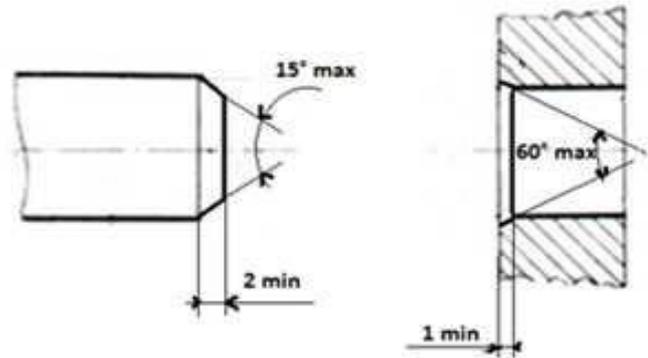


Figure 3.1: Montage par emmanchement forcé.

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 ;  $0,2 < Ra < 0,8 \mu\text{m}$ . Ainsi, l'arbre et moyeu doivent subir une préparation spéciale. La figure 5.2 représente les dimensions normalisées des chanfreins.

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



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

- 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.
- 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.

### 1.2. 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  $\theta_c$  (°C) ou refroidir l'arbre à une température  $\theta_r$  telles que:

$$\theta_c = \theta_0 + \frac{s+j}{\alpha.d} \quad \text{et} \quad \theta_r = \theta_0 - \frac{s+j}{\alpha.d} \quad (3.1)$$

Où  $\theta_0$ : température ambiante (°C),  $\alpha$ : coefficient de dilatation linéaire (mm / mm.°C),  $s$ : serrage désiré (mm),  $d$ : diamètre nominale (mm).

### 1.3. 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 :

$$p = \frac{E.s}{2d} \quad (3.2)$$

Où  $E$  est le module d'Young (MPa).

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

#### 1.4. Calcul du moment transmissible

Si l'assemblage s'effectue sur une portée  $L$  (longueur du moyeu en mm) et  $\mu$  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:

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

Ainsi, cet assemblage peut transmettre un couple limite:  $d^2$

$$M = \frac{\pi}{2} \mu \cdot p \cdot L \cdot d^2 \quad (3.5)$$

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

#### 2. Assemblage par rivetage

Le rivet, avant l'assemblage, se présente sous la forme d'une tige dotée d'une tête, avec une longueur suffisante pour permettre la création d'une seconde tête. Pour effectuer un assemblage par rivetage, il est nécessaire que la longueur du rivet soit supérieure à la somme des épaisseurs des pièces à unir. Le trou percé dans ces pièces est légèrement plus grand que le diamètre du rivet afin de faciliter son insertion.

L'assemblage de pièces minces, comme des tôles, est réalisé en déformant l'extrémité libre du rivet pour former la deuxième tête. Cette étape, appelée « rivure », crée un double épaulement qui assure le serrage et le maintien des pièces ensemble (voir Fig. 3.3).

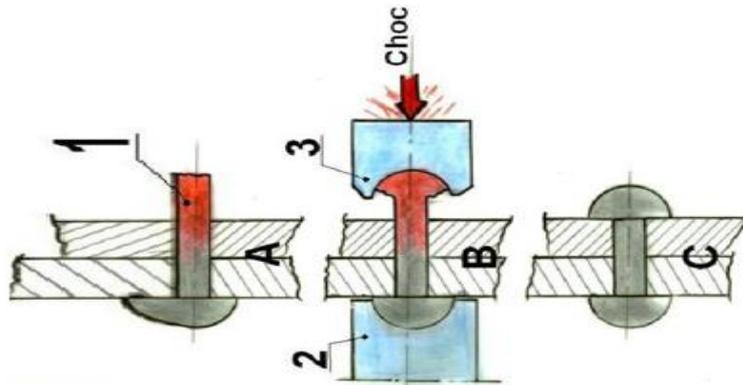


Figure 3.3: Procédé de rivetage.

Les rivets d'acier ayant un diamètre de 10 mm 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.

### 2.1. 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.

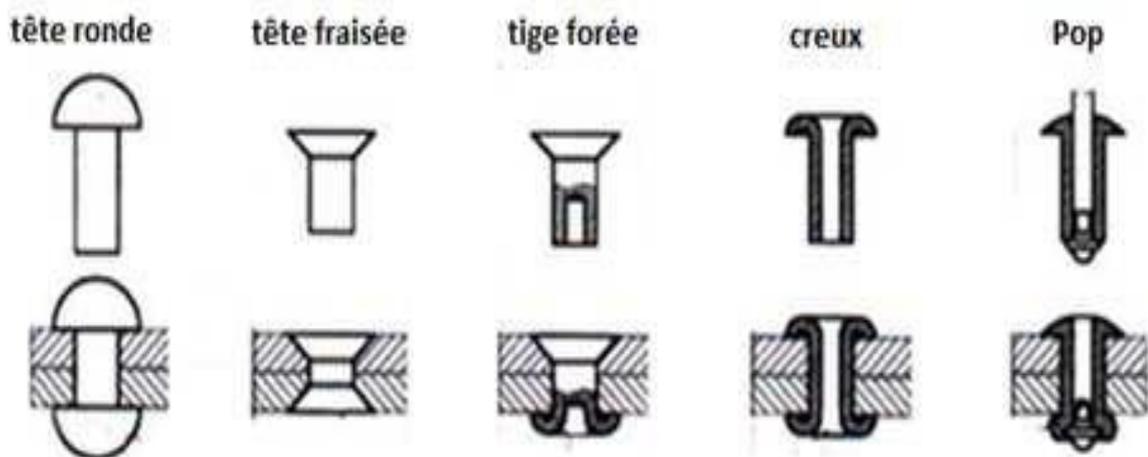


Figure 3.4: Types de rivets.

## 2.2. Forme des rivets :

Les rivets peuvent être classés par la forme de leur tête, par le type de leur tige et par le procédé de rivetage.

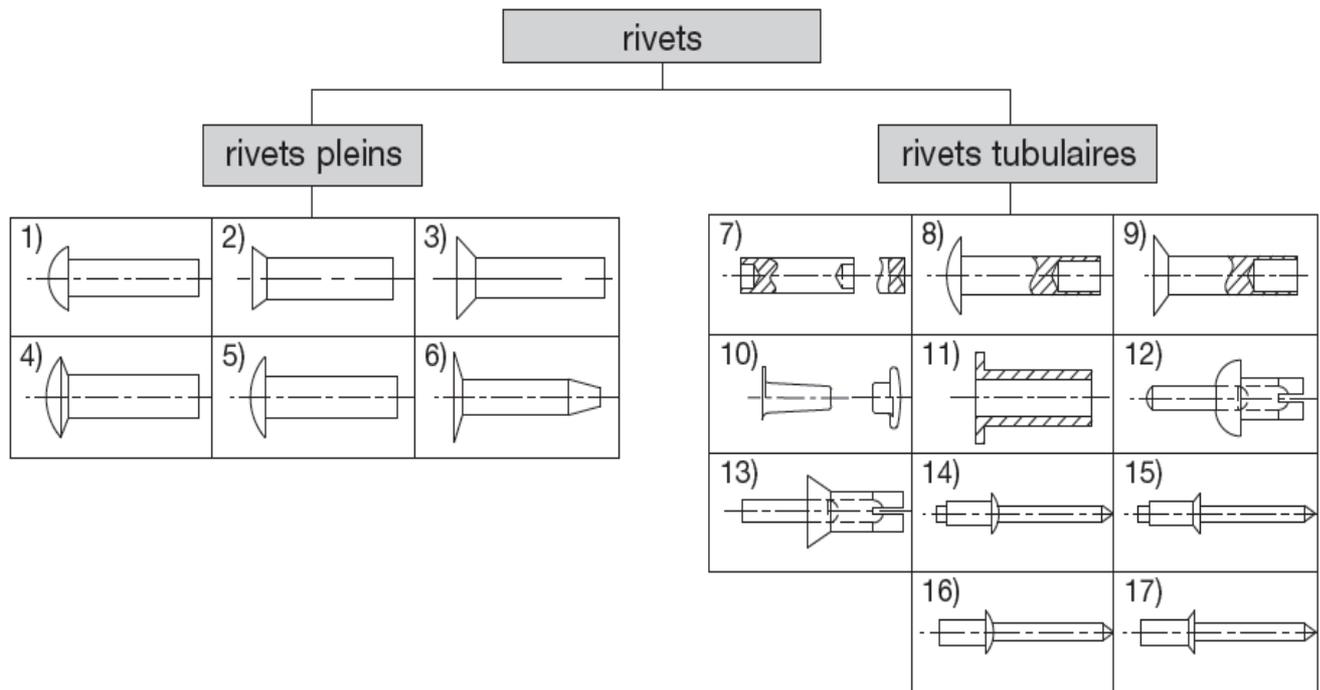


Figure 3.5: Formes des rivets.

- 1) rivet à tête demi-ronde (bombée) DIN 660 (jusqu'à 8 mm),
- 2) rivet à tête conique 75°
- 3) rivet à tête conique 90°SN 213126
- 4) rivet à tête en goutte de suif DIN 662
- 5) rivet à tête bombée DIN 674
- 6) rivet à tête noyée DIN 675
- 7) goupille à rivet DIN 7341
- 8) rivet semi-creux à tête ronde DIN 6791
- 9) rivet semi-creux à tête conique DIN 6792
- 10) rivet creux en deux parties DIN 7331
- 11) rivet tubulaire DIN 7339 + 7340
- 12) rivet à expansion à tête ronde à percussion
- 13) rivet à expansion à tête conique à percussion (coup ou choc).
- 14) rivet à mandrin à tête demi-ronde
- 15) rivet à mandrin à tête conique 120°
- 16) rivet à mandrin fermé à tête

### 2.3. Calcul de Dimensionnement d'un rivet:

#### a) Dimensionnement au cisaillement :

La détermination du diamètre d'un rivet s'effectue d'après la condition de résistance au cisaillement. Elle s'écrit :

$$\tau = \frac{V}{A_{cis}} \leq [\tau] \quad , \quad A_{cis} = \frac{\pi d^2}{4} \quad , \quad d^2 = \frac{4V}{\pi \tau_{adm}} \quad (3.6)$$

**V**: effort tranchant                      **A<sub>cis</sub>**: section du boulon soumis au cisaillement

**d**: diamètre du rivet                      **τ<sub>adm cis</sub>**: contrainte admissible de cisaillement du matériau du rivet

#### b) Dimensionnement au matage :

La détermination de l'épaisseur e de la tôle se fait d'après la condition de non matage:

$$\sigma = \frac{V}{A} \leq P_{adm mat} \quad \text{avec : } A = e.d \quad \text{et} \quad e \geq \frac{V}{d.P_{adm mat}} \quad (3.7)$$

**e**: épaisseur de la tôle en mm

**P<sub>adm mat</sub>** : pression admissible au matage que peut supporter la tôle en N/mm<sup>2</sup>.

#### c) Choix du diamètre du rivet :

Une formule nous permet de déterminer le diamètre des rivets à utiliser, soit :

**d<sub>rivet</sub>**: diamètre du rivet (à choisir suivant la normalisation) en mm

$$d = \frac{45 e}{15+e} \quad (3.8)$$

**e<sub>max</sub>**: épaisseur de la tôle la plus épaisse à assembler en mm

#### Détermination du nombre de rivet:

$$n_b = 8.10^{-4} \frac{T}{\tau_{adm}} \left( \frac{15}{e} + 1 \right)^2 \quad (3.9)$$

**T** : effort tranchant en N

#### Diamètre des trous :

Diamètre des trous : 1.05...1.1 **d<sub>rivet</sub>**

### 3. 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.

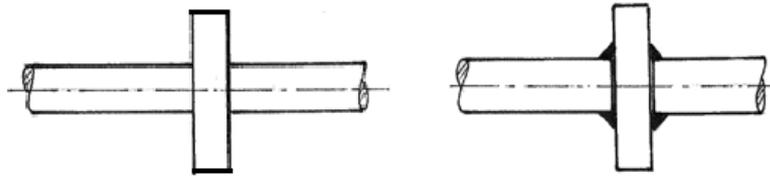


Figure 3.6: Joints de soudure.

Ainsi, pour fabriquer la pièce de la figure 3.6, 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 (Fig 3.7). Si ces déformations sont empêchées, il en résulte des contraintes résiduelles qui peuvent être dangereuses.

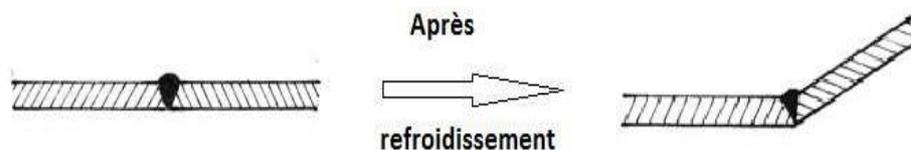


Figure 3.7: Déformation de retrait.

#### 3.1. 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.

### 3.2. 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 (Fig 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.

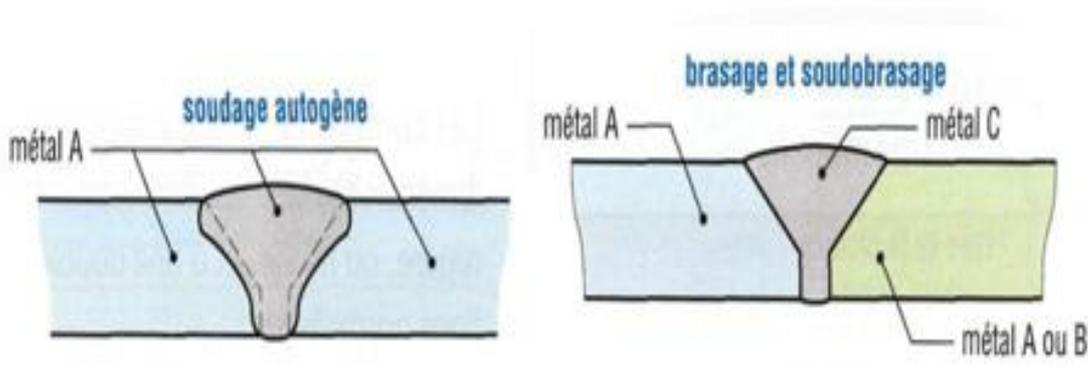


Figure 3.7: Procédé de soudage.

Selon la nécessité et le matériau 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 :

#### a. 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.

**b. 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.

**c. 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.

**d. Soudage MIG, MAG (Metal 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 CO<sub>2</sub>) ou sous atmosphère active (MAG : le taux de CO<sub>2</sub> 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.

**e. Soudage TIG (Tungsten 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.

**3.3. Différents types d'assemblages par soudage :**

On distingue :

- \* Soudure d'angle
- \* soudure en entaille
- \* Soudure en bout
- \* soudure en bouchon

| Type de soudure                             | Type d'assemblage  |  |                    |
|---|--|--|--------------------|
|   | Assemblage bout à -bout                                      | Assemblage en T  | Assemblage en clin |
| Soudure d'angle                             |  |  |                    |
| Soudure en entaille                         |  |  |                    |
| Soudure en bout à pleine pénétration (*)    | <br>v simple<br><br>v double<br><br>u simple<br><br>u double | <br>demi v simple<br><br>demi v double<br><br>demi u double<br><br>demi u simple |                    |
| Soudure en bout a pénétration partielle (*) | <br>v double<br><br>u double                                 |  |                    |
| Soudure en bouchon                          |  |  |                    |

(\*) Les soudures en bout peuvent quelquefois être réalisées sans chanfreinage

Tableau 3.1. Les Types d'assemblages

**a. Joint bout-à-bout :**

La soudure bout à bout, ou assemblage bout-à-bout, est la plus courante et la plus facile à utiliser. Composé de deux pièces plates disposées de façon parallèle, c'est l'option la plus économique. C'est la méthode universellement utilisée pour joindre deux sections d'un même tuyau ensemble, ainsi que des brides, vannes, raccords ou tout autre équipement.

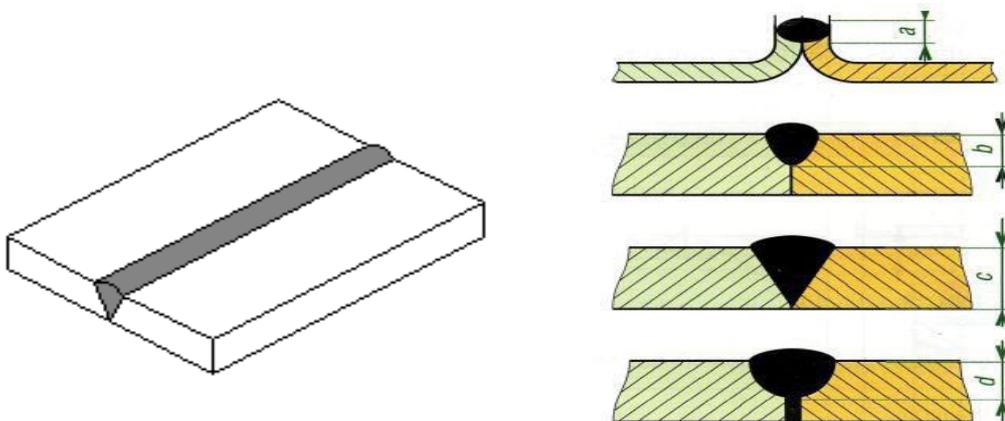


Figure 3.8: Soudure bout à bout

**b. Joint d'angle :**

Une soudure d'angle est un joint entre deux pièces métalliques disposées à angle droit pour former un L. Comme son nom l'indique, il est utilisé pour connecter deux pièces ensemble, à angle. Cette méthode est utilisée, le plus souvent, pour souder des feuilles de métal et est exécutée sur le rebord extérieur de la pièce.

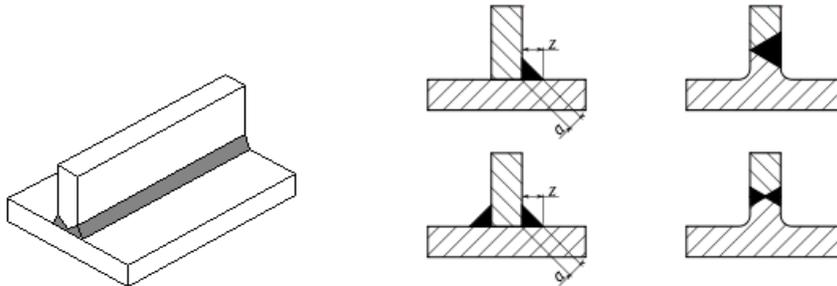


Figure 3.9: Soudure bout à bout

**c. Les joints avec recouvrement :**

Il se forme lorsque deux pièces sont placées une par-dessus l'autre et se chevauchant sur une certaine distance le long du bord.

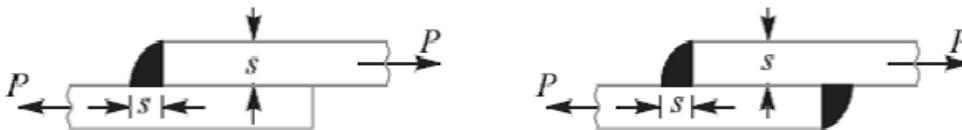


Figure 3.10: Soudure recouvrement

**3.4. Calcul des joints de soudure**

**a. Contrainte dans le joint bout-a-bout :**

Pour la tension ou la compression, la contrainte normale est :

$$\sigma = F / Hl \tag{3.10}$$

La contrainte dans une soudure bout à bout due à une charge de cisaillement est :

$$\tau = F/hL \tag{3.11}$$

La contrainte dans une soudure bout à bout V double (X) est :

$$\sigma = p/(t1+t2).l \tag{3.12}$$

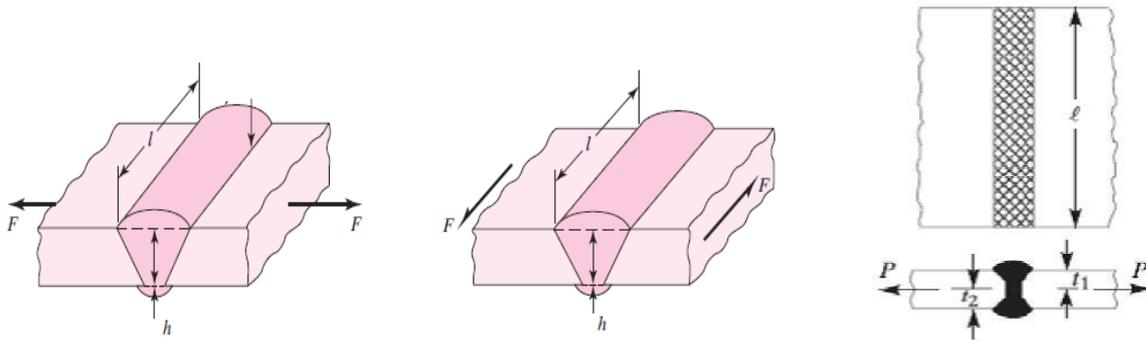


Figure 3.8: joint bout-a-bout

**b. Contrainte dans le joint avec recouvrement :**

Dans le cas d'un joint avec recouvrement, une partie du joint soudé a été isolée en tant que corps libre. A l'angle  $\theta$ , les efforts sur chaque soudure sont constitués d'une force normale  $F_n$  et d'une force de cisaillement  $F_s$ .

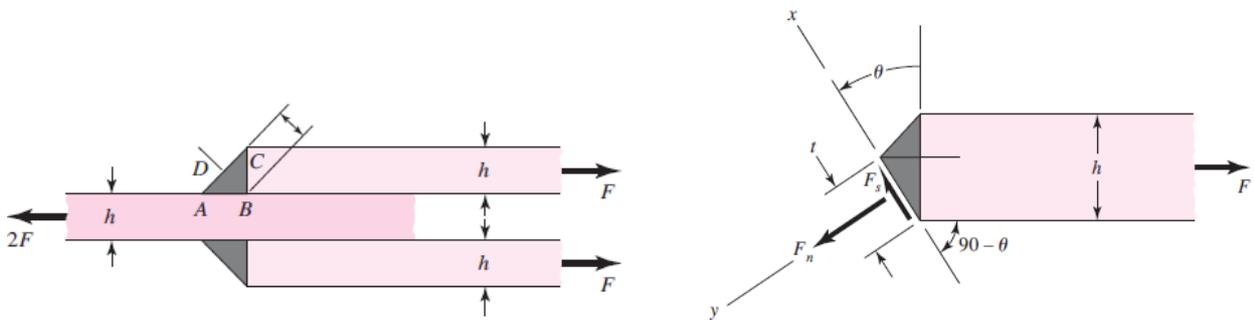


Figure 3.9: joint avec recouvrement

La somme des forces dans les directions x et y donne :

$$F_s = F \cdot \sin\theta \quad (3.12)$$

$$F_n = F \cdot \cos\theta \quad (3.13)$$

L'utilisation de la loi des sinus pour le triangle donne :

$$t/\sin 45 = h/\sin(\pi - 45 + \theta) = h/\sin(135 + \theta) \quad (3.14)$$

$$t = h/\sin\theta + \cos\theta \quad (3.15)$$

Les contraintes nominales et tangentielles,  $\sigma$  et  $\tau$ , sont:

$$\sigma = F_n/A = F_n/h \cdot l = F \cos\theta (\cos\theta + \sin\theta)/h \cdot l = F (\cos^2\theta + \cos\theta \cdot \sin\theta)/h \cdot l \quad (3.16)$$

$$\tau = F_s/A = F_s/h \cdot l = F \sin\theta (\cos\theta + \sin\theta)/h \cdot l = F (\sin\theta \cdot \cos\theta + \sin^2\theta)/h \cdot l \quad (3.17)$$

*Chapitre 4 :*  
*Assemblage des pièces*  
*par montage à force*

## ***Chapitre 4 : Assemblage des pièces par montage à force***

### **1.Introduction**

L'assemblage par montage à force est une technique d'assemblage utilisée en construction mécanique où les pièces sont emboîtées avec un ajustement serré, souvent en exerçant une force mécanique ou thermique. Ce procédé repose sur l'interférence entre les pièces à assembler, ce qui garantit une liaison solide sans nécessiter d'éléments de fixation additionnels comme des vis ou des rivets. Il est couramment utilisé pour fixer des arbres et des moyeux, des roulements, ou encore des bagues.

### **2. Avantages**

- Haute résistance mécanique : L'assemblage est très robuste et peut supporter des charges élevées.
- Aucune pièce supplémentaire : Il ne nécessite ni vis, ni écrous, ni adhésifs, ce qui simplifie la conception et réduit les coûts.
- Bonne transmission des efforts : Il assure une excellente transmission du couple et des forces, notamment dans les arbres et engrenages.
- Étanchéité accrue : L'interférence entre les pièces peut empêcher les fuites de fluides dans certains cas.
- Fiabilité et durabilité : Réduction des risques de desserrage ou d'usure prématurée comparé aux assemblages vissés.

### **3.Inconvénients**

- Démontage difficile : La séparation des pièces peut nécessiter des outils spécifiques ou l'application de chaleur pour dilater l'une des pièces.
- Risque de déformation : Une mauvaise exécution peut entraîner des contraintes résiduelles ou des déformations des pièces.
- Tolérances serrées nécessaires : La précision d'usinage doit être élevée pour garantir un ajustement optimal.
- Coût d'usinage élevé : La nécessité de respecter des tolérances précises et l'usage d'outils spécifiques peuvent augmenter le coût de fabrication.
- Application limitée : Ne convient pas aux assemblages qui doivent être fréquemment démontés et remontés.

#### 4. Assemblage par emmanchement conique

Les assemblages par cônes permettent d'obtenir des montages simples entre un arbre et un moyeu tronconique. Le centrage réciproque des deux pièces est assuré par une conicité identique sur les deux éléments. Ces assemblages présentent l'avantage d'un démontage facile. Mais ils sont plus chers (usinage précis pour obtenir la coïncidence des conicités). Dans les cas de transmission des efforts importants, il est souvent nécessaire de garantir le maintien de l'emmanchement, à l'aide d'un élément fileté. Les cônes irréversibles ne s'emploient seul que dans les machines-outils (contre-pointes de tour, forets).

##### 4.1. Caractéristiques d'un assemblage conique

L'avantage essentiel de ce montage est la possibilité de manœuvre (montage et démontage) sans clé. Dans ce cas, l'assemblage d'un arbre-moyeu nécessite qu'un simple effort à la main nue.

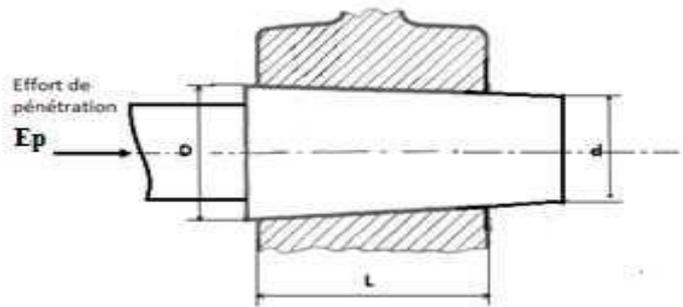


Figure 4.1: Assemblage par cône.

La figure 4.1 présente un exemple d'assemblage par emmanchement conique. Dans cet assemblage le coincement est garanti par l'adhérence des surfaces des deux pièces

On trouve que cet assemblage est caractérisé par :

L'angle de cône  $\alpha$  compris entre les deux génératrices de cône,

Le rapport entre la différence de diamètre et la longueur de contact, appelé conicité

$$C = \frac{D-d}{L} = 2 \tan \frac{\alpha}{2} \quad (4.1)$$

##### 4.2. Calcul des efforts de coincement

L'obtention du coincement nécessite un effort  $E_p$  déterminé à partir des valeurs de frottement la conicité. Cependant, les surfaces de contact exerce un effort résistant  $F$  incliné d'une  $\alpha$  et d'une angle d'adhérence  $\phi$  (Fig 4.2). Cet effort est décomposé en deux efforts: tangentiels et normale;

$$F = F_t + F_n \quad (4.2)$$

Si  $p$  en MPa désigne la pression entre les surfaces de contact, on trouve :

$$F_n = pS \quad \text{et} \quad F_t = pS \tan \varphi \quad (4.3)$$

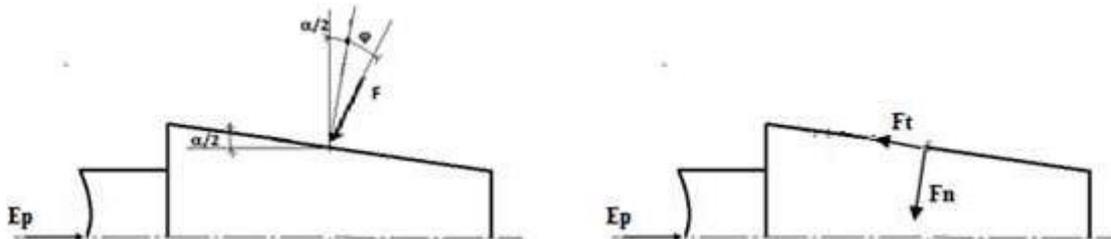


Figure 4.2: Efforts de coincement.

En effet,

$$E_p = F_t \cos \alpha/2 + F_n \sin \alpha/2 \quad (4.4)$$

En remplaçant  $F_t$  et  $F_n$  par les relations 4.4 et  $S$  par sa valeur (relation 4.4), on trouve :

$$E_p = p\pi \frac{(D^2 - d^2)}{4} + \frac{(\tan \varphi + 1)}{\tan \varphi/2} \quad (4.5)$$

Afin que l'assemblage peut être réalisé et que les éléments utilisés peuvent résister, il faut que la pression de contact ne dépasse pas la valeur limite de résistance au matage.

On peut dire qu'il y a coincement que si  $E_x$  est supérieur à zéro, d'où:

$$\tan \varphi > \tan \alpha/2 \quad (4.6)$$

Il faut noter encore que l'effort d'extraction est inférieur à celui de pénétration.

### 5. Assemblage par douilles coniques fendues

Les douilles coniques fendues sont des manchons cylindriques à l'extérieur, coniques à l'intérieur (Fig 4.3). Leur utilisation pour les arbre-moyeu permet d'éviter la conicité des alésages.

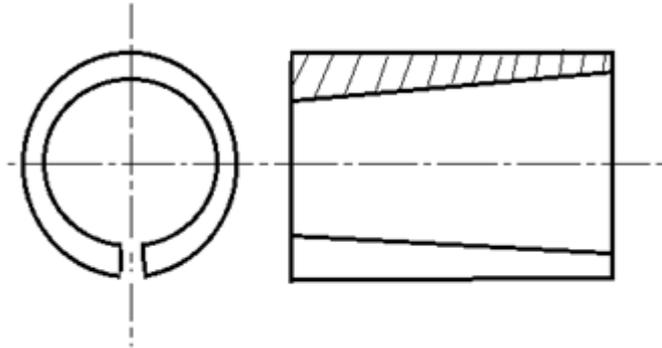


Figure 4.3: Douille conique fendue.

Ainsi, et dans les montages utilisant les douilles coniques fendues, le réglage continu de la position angulaire et longitudinale de l'arbre-moyeu est possible.

#### 5.1. Calcul de l'effort de serrage

La connaissance de la pression limite de résistance  $p$  permet de déterminer l'effort de serrage nécessairement appliqué à l'élément fileté (Fig 4.4).

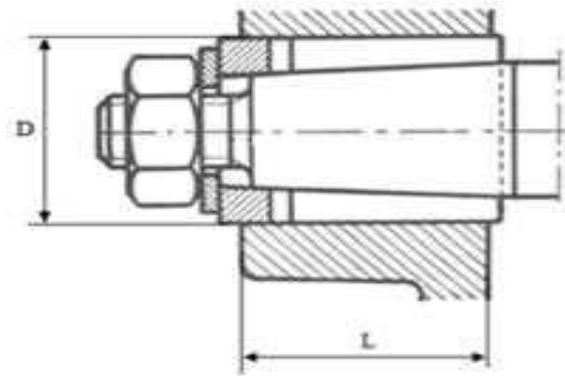


Figure 4.4: Montage par douille conique.

Si  $N$  est l'effort presseur normale, l'effort de serrage est donné par:

$$T = \mu N = \mu \pi D L p \quad (4.7)$$

Où  $\mu$  est le coefficient de frottement

### 5.2. Calcul du moment transmissible

Ce montage permet de transmettre un couple limite de:

$$M = \mu N \frac{D}{2} = \mu \pi \frac{D^2}{2} L p \quad (4.8)$$

Le plus souvent, et dans des cas pratique, il est préférable que la longueur de la portée L est égale à 1,5.D.

### 6. Assemblage par pincement

Dans les assemblages pincés, la pression de contact est obtenue par déformation des pièces ajustées au moyen de serrage d'un élément fileté. La figure 4.5 présente un exemple de ces montages où la collier fondue est serrée à l'aide de deux rangés de n vis. Cette solution s'utilise pour la fixation de poulies et volants en deux parties. Elle permet la transmission de couple modestes entre de petits leviers ou pièces à fonction secondaire sur des arbres. L'ajustement de la position axiale ou angulaire est fortement facilité par ce mode d'assemblage

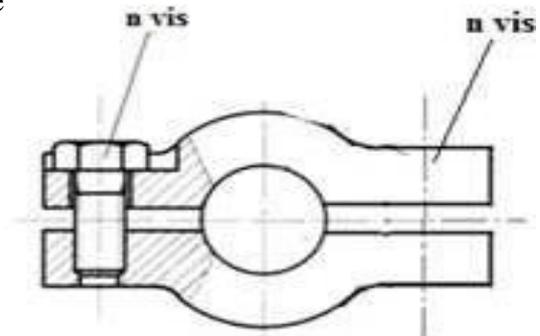


Figure 4.5: Montage par collier fondue.

#### 6.1. Calcul d'effort axial

Supposons que la répartition de la pression de contact est uniforme longitudinalement et radialement (Fig 4.6).

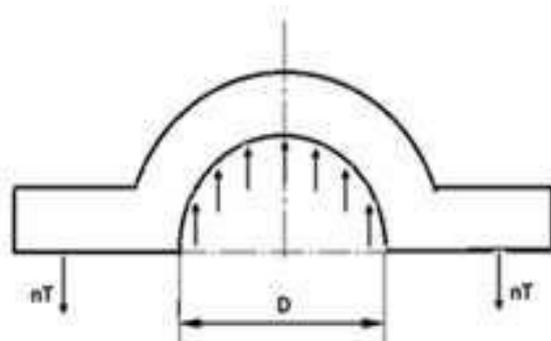


Figure 4.6: Répartition des efforts dans une collier.

L'équation d'équilibre appliquée à le collier donne :

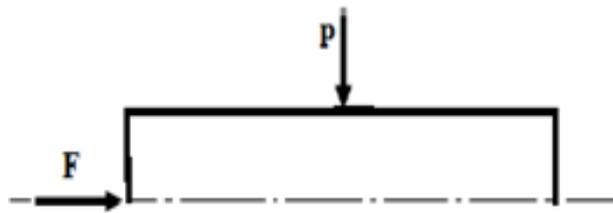
$$2nT = \pi DLp \quad (4.9)$$

D'où

$$p = \frac{2n}{\pi DL} T \quad (4.10)$$

Afin que le montage peut résister, l'effort de serrage ne doit pas engendre une pression de contact qui dépasse la valeur limite de matage.

Figure 4.7: Chargement de l'arbre.



Appliquons maintenant l'équilibre pour l'arbre (Fig 4.7);

$$F = \mu ps = \mu \pi DLp \quad (4.11)$$

D'où:

$$F = 2\mu nT \quad (4.12)$$

Cet effort représente l'effort axial garanti par ce montage. On ne peut pas alors transmettre, à l'aide d'un collier fendue, un effort longitudinale dépassant cette valeur limite.

## 6.2. Calcul du moment transmissible

Ce montage peut transmettre aussi un couple limite de:

$$M = F \frac{D}{2} = \mu nTD \quad (4.13)$$

Pour la validité la validité de ces relations, il faut qu'on cherche au maximum possible une répartition uniforme des pressions de contact du collier. Cela n'est garanti que par l'utilisation des surfaces de contact d'état parfaite et par la répartition équitable des vis.

**Exemple d'application :**

Un accouplement utilisant un collier fondu sur un arbre de diamètre 40 mm transmet un moment de 150 Nm. Le collier est maintenu par deux boulons (à chaque côté). Sachant que la longueur de ce collier est de 34 mm, calculer l'effort de serrage des boulons ( $\mu = 0,15$ ) et puis la pression de contact engendrée.

On a:

$$M = \mu n T D$$

D'où

$$T = \frac{M}{\mu n D} = \frac{150 \times 10^3}{0.15 \times 2 \times 40} = 12500 \text{ N}$$

La pression de contact est donnée par:

$$P = \frac{2n}{\pi D L} T = \frac{2 \times 2}{\pi \times 40 \times 34} 12500 = 11.7 \text{ MPa}$$

*Chapitre 5 : Eléments  
d'obstacles*

## Chapitre 5 : Eléments d'obstacles

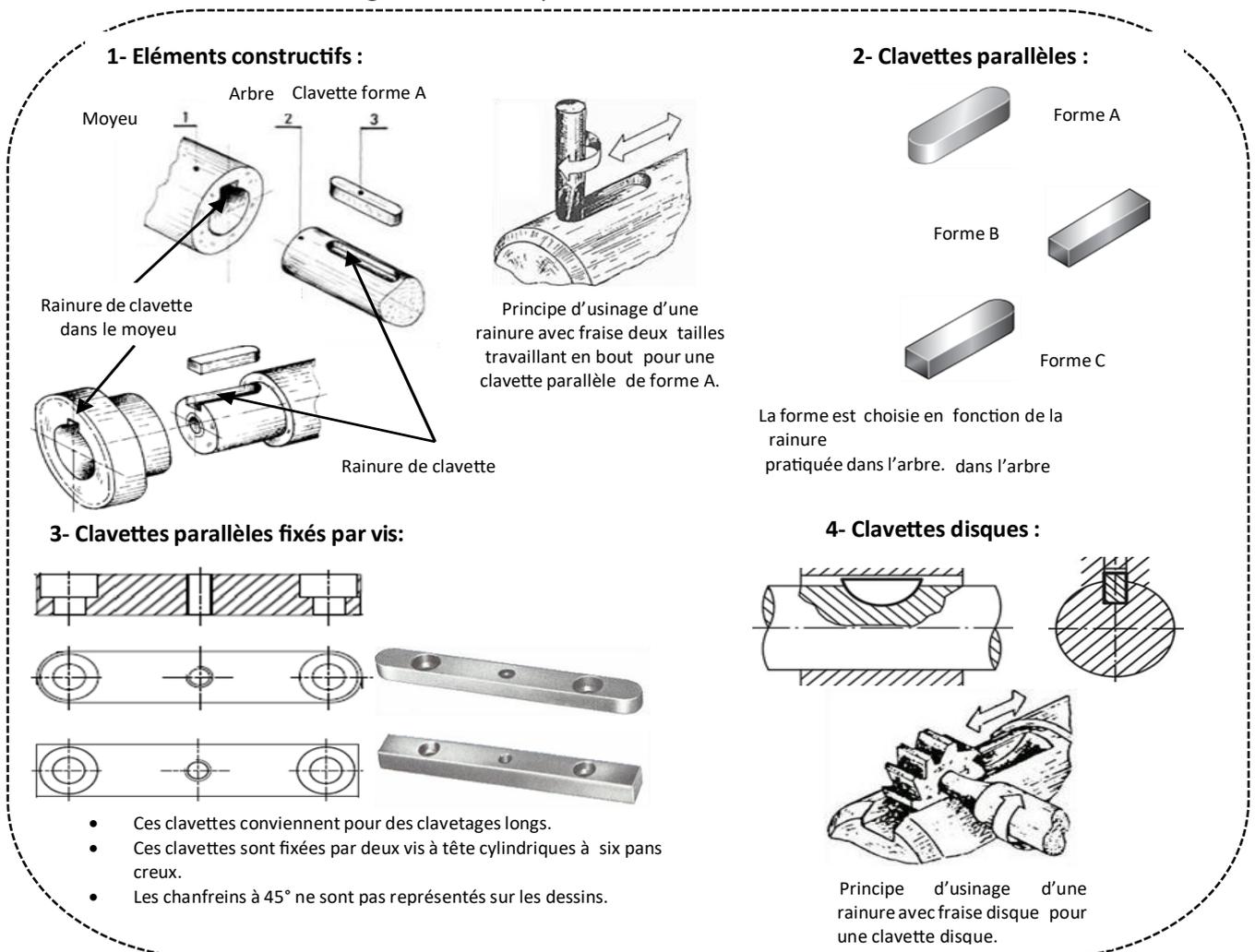
### 1- Clavettes

#### 1.1. Définition

Les clavetages sont essentiellement des liaisons créées par un obstacle. Cependant, la stabilité de la pièce d'assemblage, qui forme cet obstacle (la clavette), est atteinte par un ajustement serré, assurant ainsi une adhérence solide.

Les clavettes sont couramment utilisées pour joindre un arbre et un composant de machine tel qu'une poulie, un volant, ou un engrenage, afin de transférer un couple supérieur à ce qui serait possible avec des goupilles. C'est une solution pratique et économique, particulièrement adaptée aux assemblages à rotation lente. Pour réaliser cette union, des rainures parallèles à l'axe doivent être usinées, une dans l'arbre et l'autre dans le moyeu (la rainure dans le moyeu doit être traversant pour des raisons de fabrication). Vous pouvez consulter la figure 5.1 pour une vue d'ensemble des différents types de clavettes.

Figure 5.1- Description des différentes clavettes.



En règle générale, lors de l'assemblage avec une clavette, il est courant d'appliquer un léger serrage, ce qui signifie que le trou est légèrement plus petit que le diamètre de l'arbre, afin de prévenir toute excentricité ou jeu lors de la rotation.

## 1.2. Classification du clavetage

En fonction de leur forme, de leur position et de leur méthode d'assemblage, les clavettes présentent diverses variantes, parmi lesquelles on peut citer les clavettes parallèles, les clavettes tangentielles, les clavettes disques, les clavettes bateau, etc. Les catégories les plus couramment utilisées comprennent :

### a. Clavettes parallèles

Les clavettes parallèles ont généralement une forme rectangulaire et sont adaptées pour des assemblages courts où la longueur de la clavette ( $L$ ) est telle que  $L \leq 1,5 \times$  le diamètre de l'arbre ( $d$ ). Typiquement, ces clavettes sont fabriquées en acier, avec des nuances courantes telles que Ac 50 et Ac 60. Les normes NF et DIN, qui s'alignent sur les spécifications de l'ISO, définissent plusieurs types de clavettes. Elles retiennent principalement trois types (voir figure 5.11) :

- ✧ Clavette parallèle à bouts arrondis, forme A,
- ✧ Clavette parallèle à extrémités planes, forme B,
- ✧ Clavette parallèle avec une extrémité plane et l'autre bout arrondi, forme C.

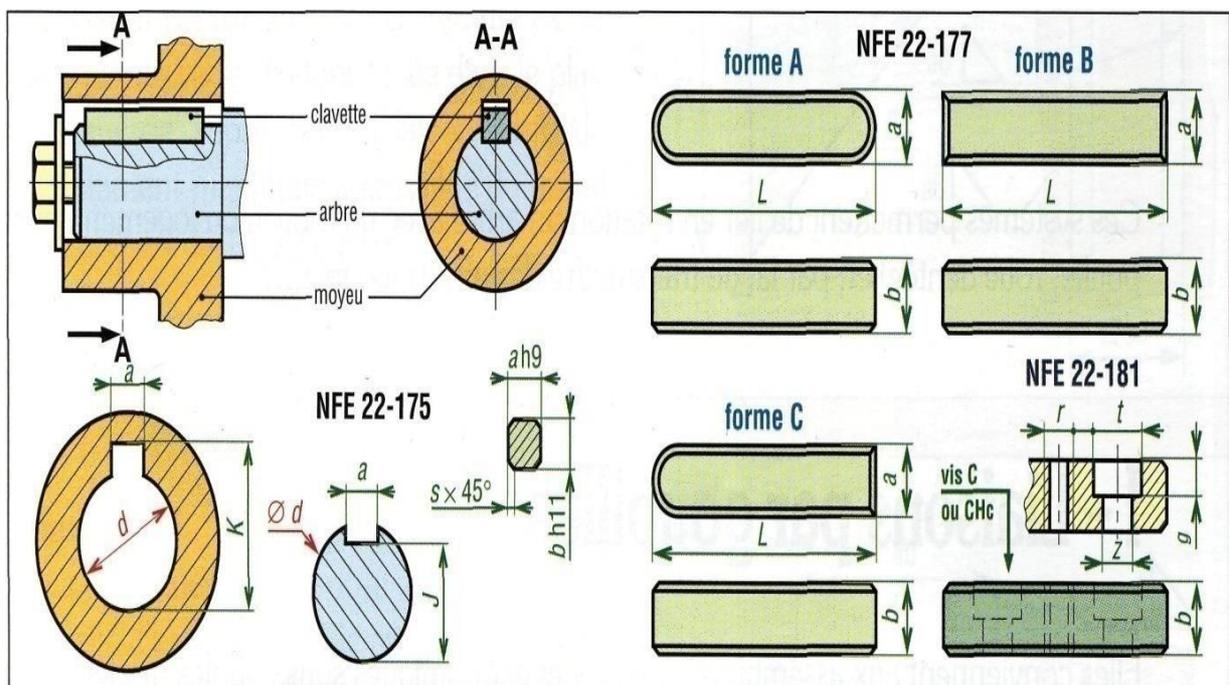


Figure 5.11- Formes des clavettes normalisés et clavetage parallèle.

Le moyeu est uniquement fixé pour tourner. En raison du léger espace entre la clavette et la rainure dans le moyeu, le moyeu peut glisser le long de l'arbre. Les tolérances de largeur  $b$  de la rainure dans l'arbre et dans le moyeu sont les suivantes :

- Pour un assemblage avec jeu (clavetage libre), utilisez H9/H9,
- Pour un assemblage avec un ajustement légèrement serré (clavetage légèrement serré), optez pour N9/JS9,
- Pour un assemblage serré (clavetage serré), les tolérances à appliquer sont P9/P9.

**Exemple de désignation :**

- Clavette parallèle, forme A,  $b \times h \times L$  NF E 22-177,
- Clavette parallèle, forme B,  $14 \times 9 \times 50$  NF E 22-177.

**b. Clavettes inclinées**

La liaison par clavette inclinée est adaptée aux assemblages cylindriques. Dans ce type d'assemblage, à la fois l'arbre et le moyeu sont pourvus de rainures, et le fond de la rainure dans le moyeu est incliné à un angle de 1% par rapport à l'axe de l'arbre (voir figure 5.12). Les clavettes inclinées sont généralement utilisées pour des applications où le couple de torsion varie de manière modérée. Cependant, elles ont l'inconvénient de décaler légèrement le moyeu par rapport à l'arbre. Elles sont principalement réservées à des applications telles que les équipements de levage et les machines agricoles.

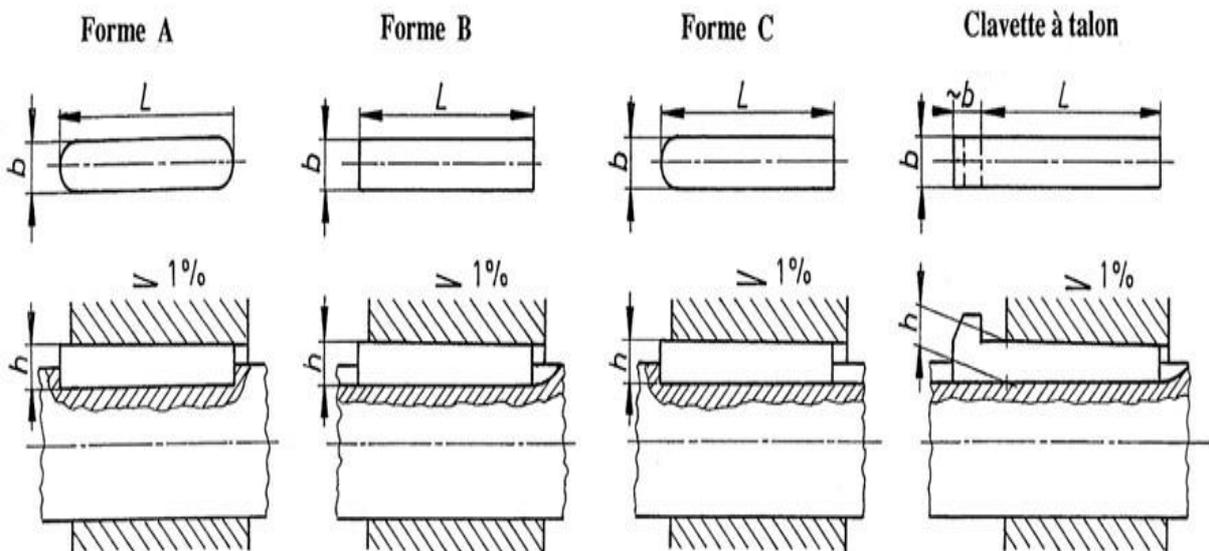


Figure 5.12- Clavetage par clavettes inclinées.

### 1.3. Contrôle d'assemblage par clavette parallèle

La figure 5.3 illustre une clavette parallèle ainsi que ses dimensions.

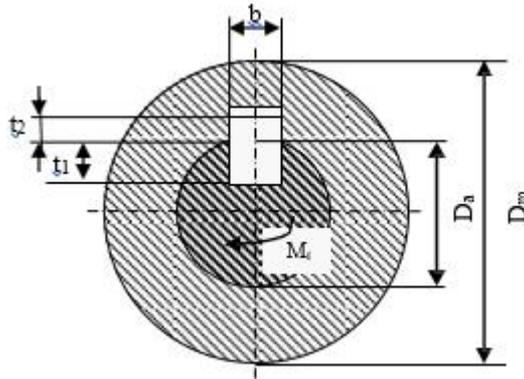


Figure 5.3. Clavette parallèle et leurs dimensions.

Le choix de la clavette dépend du diamètre de l'arbre (voir la fiche).

Exemple :  $\phi_{arb} = 10 \text{ mm} \Rightarrow b = h = 5 \text{ mm}$ ,  $t_1 = 3 \text{ mm}$  et  $t_2 = 2,3 \text{ mm}$ .

#### a. Pression spécifique

En supposant que la pression est répartie uniformément entre la clavette, l'arbre et le moyeu, le couple de torsion peut s'exprimer en fonction de la force tangentielle par la relation suivante :

$$M_t = 0,5 \times D_a \times F_t \quad (5.1)$$

Les aires de contact entre la clavette et l'arbre ( $A_a$ ), ainsi qu'entre la clavette et le moyeu ( $A_m$ ) se calculent de la manière suivante :

$$\begin{cases} A_a = L_u \times t_1 \\ \text{et} \\ A_m = L_u \times t_2 \end{cases}$$

Où :

- $L_u$  : la longueur utile (c'est-à-dire la véritable longueur de contact) (figure 5.4),
- $t_1$  : hauteur de contact entre la clavette et l'arbre,
- $t_2$  : hauteur de contact entre la clavette et le moyeu.

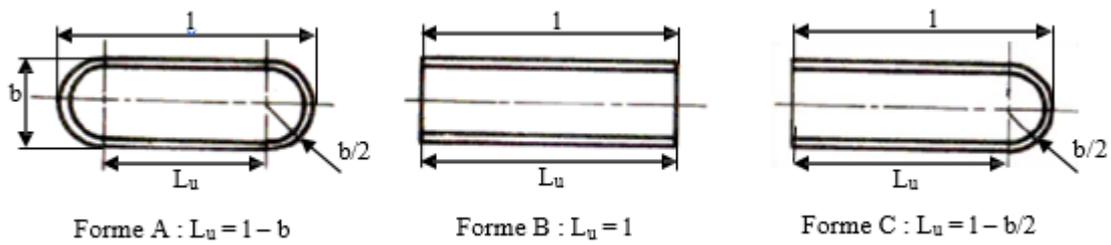


Figure 5.4. Longueur utile de la clavette parallèle.

La pression moyenne se calcule en utilisant les formules suivantes :

$$P_{cl/ar} = \frac{Ft}{Aa} = \frac{2x Mt}{Da \times t1 \times Lu \times i} \leq P_{adm/cl/ar} \quad (5.2)$$

$$P_{cl/moy} = \frac{Ft}{Am} = \frac{2x Mt}{Da \times t2 \times Lu \times i} \leq P_{adm/cl/moy} \quad (5.3)$$

$i$  : le nombre de clavettes (généralement une ou éventuellement deux, placées à 120 degrés l'une par rapport à l'autre) est pris en compte pour la vérification, en se basant sur le matériau le moins résistant.

### b. Contrainte de cisaillement de la clavette

La section cisailée se calcule par :  $A_{ac} = b \times L_u$ , et la contrainte moyenne de cisaillement est alors donnée par :

$$\zeta_{moy/cl} = \frac{Ft}{Ac} = \frac{2x Mt}{Da \times b \times Lu \times i} \leq \zeta_{c adm} \quad (5.4)$$

### c. Contrainte de torsion de l'arbre

Pour un arbre équipé d'une seule clavette, le diamètre de ce cercle est donné par :

$$d_1 = d - t_1.$$

De plus, le module de résistance à la torsion et La contrainte de torsion se calcule de la manière suivante :

$$\zeta_t = \frac{Mt}{Rt1} = \frac{16 \times Mt}{\pi d^3} \quad (5.5)$$

## 2. Cannelures

### 2.1. Définition

Les cannelures sont un type d'assemblage à clavettes multiples où les clavettes font partie intégrante de l'arbre. Elles permettent de transmettre des couples plus importants que ce que les clavettes classiques permettent. Il est essentiel que le couple de torsion soit uniformément réparti sur toutes les faces portantes des cannelures. Ce type d'assemblage est nécessaire lorsque le déplacement axial des éléments de la machine est requis. Les cannelures sont usuellement taillées dans l'arbre, et leur nombre est toujours pair. Elles sont fréquemment utilisées dans des composants tels que les roues dentées, les boîtes de vitesses, les disques d'embrayage,...etc.

### 2.2. Classification des cannelures

On peut identifier différents types d'assemblages utilisant des cannelures et des dentelures (voir figure 5.5) :

- ❖ Cannelures à flancs parallèles,
- ❖ Cannelures à flancs en développante de cercle,
- ❖ Dentelures rectilignes,
- ❖ Dentelure petite commande.

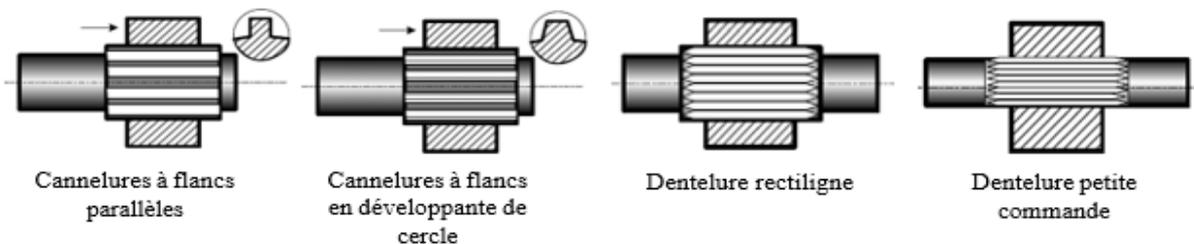


Figure 5.5. Types des dentelures et cannelures.

#### 2.2.1. Cannelures à flancs parallèles

Ces cannelures sont anciennes et basiques. Cependant, en raison d'un centrage peu précis, elles ne conviennent pas aux rotations à grande vitesse. On les trouve encore en usage pour les petites séries (voir figure 5.6).

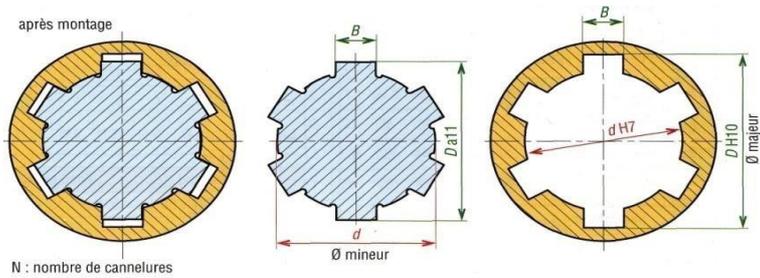


Figure 5.6. Cannelures à cotés parallèles.

Les normes définissent trois séries de cannelures à flancs parallèles (voir figure 5.7) :

- Série légère, principalement pour les assemblages fixes, avec un centrage basé sur le diamètre  $d$ .
- Série moyenne, adaptée aux assemblages glissants sans charge, avec un centrage également basé sur le diamètre  $d$ .
- Série forte, conçue pour les assemblages glissants sous charge, avec le centrage dépendant du diamètre  $D$ .

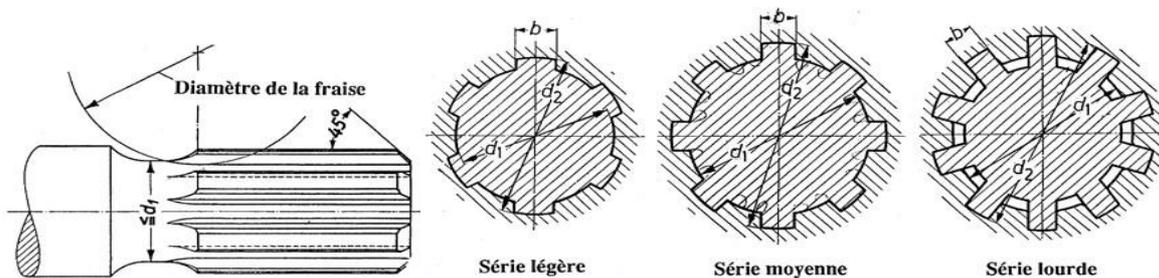


Figure 5.7. Arbres et moyeux cannelés des séries : légère, moyenne et lourde.

### 2.2.2. Cannelures à flancs en développante de cercle

Ces cannelures conviennent à des vitesses de rotation plus élevées, tout en offrant une meilleure résistance et une réduction du bruit par rapport aux cannelures précédentes (voir figure 5.8).

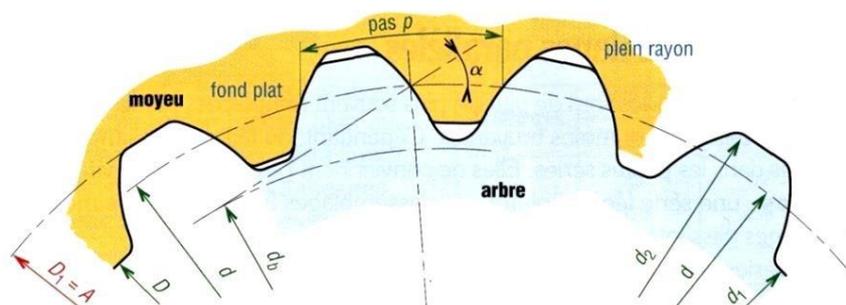
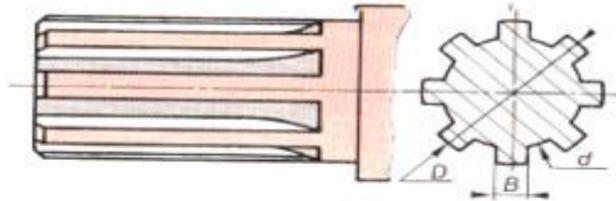


Figure 5.8. Cannelures à flancs en développante de cercle (NF E 22-141).

### 2.2.3. Contrôle des assemblages par cannelures

Pour prendre en compte les imperfections d'usinage et les déformations sous charges, on considère que seulement 75 % de la surface assure la transmission du couple. Cette surface portante est :

$$A_{portante} = \frac{3}{4} \times h_1 \times L_u \times n \quad (5.6)$$



Où :

$h_1$  : hauteur réelle de contact,

$n$  : nombre de cannelures selon normes.

$L_u$  : longueur portante (utile) entre l'arbre et le moyeu :  $A_{portante} h_1 d_m$

$L_u \approx 1,5 \text{ à } 2,5 \times d$ .

#### a. Pression spécifique

Si nous supposons une pression spécifique  $P$  constante :

$$P = \frac{Fn}{A_{portante}} = \frac{2 \times Mt}{d_m \times 0.75 \times h_1 \times L_u \times n} \leq P_{adm} \quad (5.7)$$

Ou :

$$S = 0.75 \times h_1 \times n$$

$$D_m = \frac{D+d}{2}$$

$$P = \frac{2 \times Mt}{d_m \times S \times L_u} \leq P_{adm} \quad (5.8)$$

**b. Contrainte de cisaillement**

Chaque cannelure subit une force tangentielle qui engendre un cisaillement dans la zone d'encastrement.

$$\zeta_c = \frac{2 \times M t}{d m \times B \times L u \times n} \leq \zeta_{c adm} \tag{5.9}$$

**c. Contrainte de torsion de l'arbre**

Cette contrainte sera contrôlée au niveau du noyau de l'arbre.

$$\zeta_t = \frac{M t}{R t} = \frac{16 \times M t}{\pi d^3} \leq \zeta_{c adm} \tag{5.10}$$

**2.3. Désignation normalisée :**

Arbre (ou moyeu) cannelé à flancs parallèles  $n \times d \times D$  ; NF E 22-131 (tableau 5.1) Exemple :

- Arbre cannelé à flancs parallèles 6 x 28 x 34 ; NF E 22-131

| Série légère |     |     |    |      | Série moyenne |     |     |     |      | Série forte* |                    |     |     |    |
|--------------|-----|-----|----|------|---------------|-----|-----|-----|------|--------------|--------------------|-----|-----|----|
| n            | d   | D   | B  | s    | n             | d   | D   | B   | s    | n            | d                  | D   | B   | s  |
| 6            | 23  | 26  | 6  | 5    | 6             | 11  | 14  | 3   | 5    | 10           | 16                 | 20  | 2,5 | 12 |
|              | 26  | 30  | 6  | 7,2  |               | 13  | 16  | 3,5 | 5    |              | 18                 | 23  | 3   | 16 |
|              | 28  | 32  | 7  | 7,2  |               | 16  | 20  | 4   | 7,2  |              | 21                 | 26  | 3   | 16 |
| 8            | 32  | 36  | 6  | 8,4  |               | 18  | 22  | 5,5 | 7,2  |              | 23                 | 29  | 4   | 19 |
|              | 36  | 40  | 7  | 8,4  |               | 21  | 25  | 5   | 7,2  |              | 26                 | 32  | 4   | 19 |
|              | 42  | 46  | 8  | 8,4  |               | 23  | 28  | 6   | 9,5  |              | 28                 | 35  | 4   | 22 |
|              | 46  | 50  | 9  | 8,4  |               | 26  | 32  | 6   | 10,8 |              | 32                 | 40  | 5   | 25 |
|              | 52  | 58  | 10 | 12   |               | 28  | 34  | 7   | 10,8 |              | 36                 | 45  | 5   | 29 |
|              | 56  | 62  | 10 | 12   |               | 32  | 38  | 6   | 14,4 |              | 42                 | 52  | 6   | 30 |
| 10           | 62  | 68  | 12 | 12   | 8             | 36  | 42  | 7   | 14,4 | 16           | 46                 | 56  | 7   | 30 |
|              | 72  | 78  | 12 | 15   |               | 42  | 48  | 8   | 14,4 |              | 52                 | 60  | 5   | 36 |
|              | 82  | 88  | 12 | 15   |               | 46  | 54  | 9   | 18   |              | 56                 | 65  | 5   | 42 |
|              | 92  | 98  | 14 | 15   |               | 52  | 60  | 10  | 18   |              | 62                 | 72  | 6   | 48 |
|              | 102 | 108 | 16 | 15   |               | 56  | 65  | 10  | 21   |              | 72                 | 82  | 7   | 48 |
| 10           | 112 | 120 | 18 | 22,5 | 10            | 62  | 72  | 12  | 24   | 20           | 82                 | 92  | 6   | 60 |
|              |     |     |    |      |               | 72  | 82  | 12  | 30   |              | 92                 | 102 | 7   | 60 |
|              |     |     |    |      |               | 82  | 92  | 12  | 30   |              | 102                | 115 | 8   | 82 |
|              |     |     |    |      |               | 92  | 102 | 14  | 30   |              | 112                | 125 | 9   | 82 |
|              |     |     |    |      |               | 102 | 112 | 16  | 30   |              | * Emploi à éviter. |     |     |    |
|              |     |     |    | 112  | 125           | 18  | 41  |     |      |              |                    |     |     |    |

**Tableau 5.1-** Normalisation des cannelures à flancs parallèles (NF E 123-131).

### 3. Ressorts

#### 3.1. Fonction des ressorts

Un ressort est un composant élastique conçu pour subir une déformation significative tout en demeurant dans sa plage élastique. Il retrouve sa forme d'origine après avoir été déformé. En raison de leur flexibilité et de leur simplicité, les ressorts se distinguent nettement des autres composants mécaniques, où l'on cherche généralement à réduire les déformations sous charge. En principe, un ressort peut être fabriqué à partir d'un simple fil de fer façonné.

Les ressorts sont principalement utilisés pour les applications suivantes :

- Absorber et amortir les chocs, comme dans le cas des suspensions de véhicules.
- Exercer des forces de rappel, comme les ressorts de soupape.
- Stocker et restituer de l'énergie, par exemple, les ressorts de montre.
- Mesurer une charge, comme une balance le fait.

#### 3.2. Matériaux des ressorts

Les ressorts sont couramment fabriqués à partir de divers matériaux, notamment : aciers au nickel, aciers trempés, aciers inoxydables, bronze, laiton, cuivre, et d'autres matériaux similaires.

#### 3.3. Types des ressorts

On distingue principalement quatre catégories de ressorts : les ressorts plats, les ressorts cylindriques, les ressorts coniques et les ressorts en forme de rondelles. Il est également possible de les classer en fonction des types de sollicitation qu'ils subissent, tels que la traction, la compression, la torsion ou la flexion.

##### a. Ressorts à plats

Dans cette catégorie de ressorts, on distingue deux types : les ressorts à lames et les ressorts en spirale. Le premier type, les ressorts à lames, est soumis à la flexion, et il peut être composé de plusieurs lames en flexion (voir figure 5.9(a)). Ces ressorts sont utilisés dans les suspensions des véhicules, tels que les voitures et les camions.

Le deuxième type, illustré dans la figure 5.9(b), exerce un couple de torsion de rappel, comme dans le mécanisme des montres.

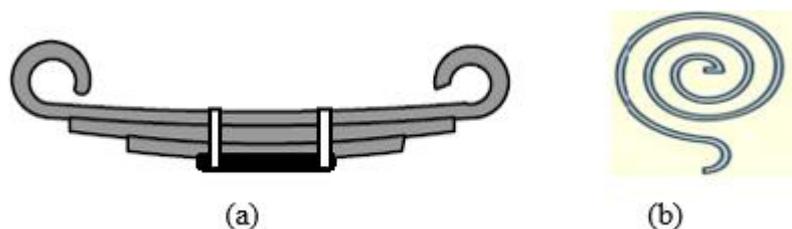


Figure 5.9. Ressort à plats : (a) à lame, (b) spirale.

**b. Ressorts cylindriques hélicoïdaux**

En fonction de l'application, ce type de ressort est conçu pour supporter des charges de compression, de traction ou de torsion, comme indiqué dans la figure 5.10. Ces ressorts sont généralement fabriqués à partir de fil rond, carré ou rectangulaire.

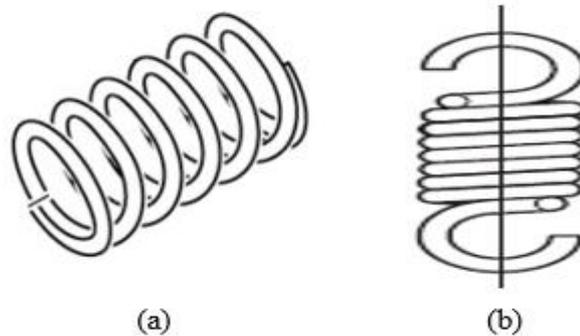


Figure 5.10. Ressort cylindrique hélicoïdal : (a) compression, (b) traction.

**c. Ressorts coniques hélicoïdaux**

Ce type de ressort présente un rayon d'enroulement variable entre les spires, ce qui lui confère sa forme conique, comme illustré dans la figure 5.11.

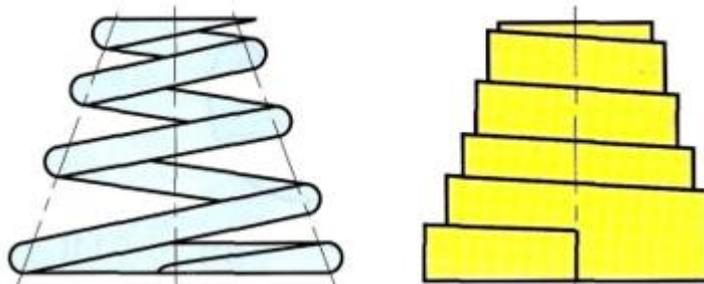


Figure 5.11. Ressort conique hélicoïdal.

**d. Ressorts à disque (rondelles : Belleville)**

Les rondelles Belleville sont des ressorts circulaires courbés à leurs extrémités, prenant une forme tronconique. On peut les utiliser de différentes manières, soit en les empilant en série, en parallèle, ou même en combinant les deux approches (voir figure 5.22). Ces ressorts sont sollicités axialement et offrent la possibilité de concevoir des dispositifs de ressorts compacts capables de supporter des charges importantes.

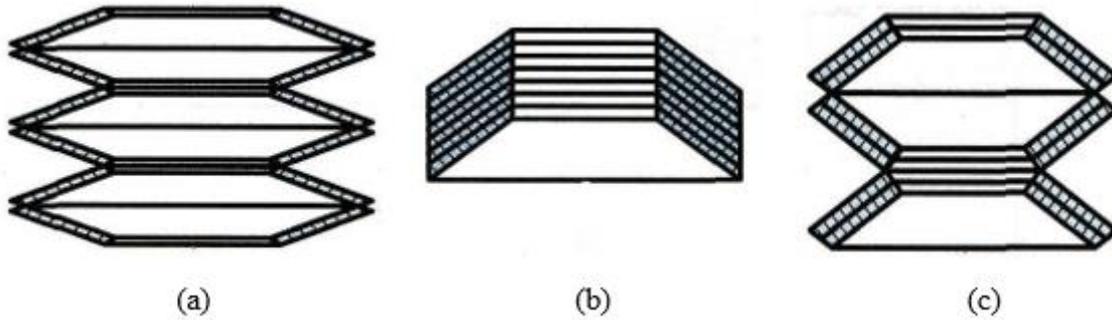


Figure 5.12. Ressort à disque : (a) en série (b) en parallèle et (c) en série et en parallèle.

### 3.4. Caractéristiques des ressorts

#### a. Caractéristiques géométriques

La figure 5.23 illustre les caractéristiques géométriques d'un ressort.

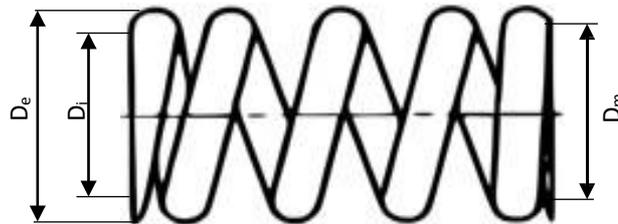


Figure 5.13. Caractéristiques géométriques de ressort.

- ☞  $D_m$  : diamètre moyen d'enroulement,
- ☞  $D_e$  : diamètre extérieur  $D_e = D_i + 2 \times d$ ,
- ☞  $D_i$  : diamètre intérieur  $D_i = D_m - d$ ,
- ☞  $d$  : diamètre du fil.

#### b. Caractéristiques mécaniques

Constante d'élasticité  $C$  (raideur) : ce paramètre détermine la résistance du ressort lors de sa compression,

Constante de flexibilité :  $\varphi = \frac{1}{C}$

**Exercices d'application**

**Exercice N° 01 :**

Destiner la longueur d'une clavette parallèle de forme A et établir sa désignation normalisée. Toutefois, vérifier la contrainte de cisaillement.

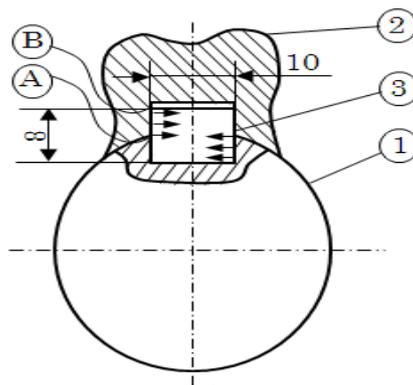
Cas de charge II,  $P = 0,3 \text{ kW}$ ,  $n = 500 \text{ tr/min}$ ,  $d_{ar} = 11 \text{ mm}$ ,  $b = 4 \text{ mm}$ ,  $S_E = 2,5$

Matériau : Ac50-2 [arbre, moyeu et clavette]

**Exercice N° 02 :**

On considère un arbre transmettant un mouvement de rotation à un moyeu par l'intermédiaire d'une clavette. L'arbre cylindrique, de diamètre  $d = 32 \text{ mm}$ , est en acier XC18 pour lequel  $R_e = 265 \text{ Mpa}$ . Le couple transmis à une valeur  $C = 65 \text{ Nm}$ . On se propose de déterminer la longueur d'une clavette parallèle, forme B (à bout plat), de section  $10 \times 8$ , en acier E24 pour lequel  $\tau_{pe} = 108 \text{ Mpa}$ . On adopte un coefficient de sécurité  $s = 3$ . La pression maximale admissible au matage sur le flanc AB du contact clavette-moyeu est  $P_{mat} = 30 \text{ Mpa}$ . On donne  $AB = 4 \text{ mm}$ . On admet que la résultante  $F$  des actions mécaniques de contact sur le flanc de la clavette est perpendiculaire à la surface de contact et son support est situé à la distance  $d/2$  de l'axe de l'arbre.

1. Déterminer la norme de  $F$
2. A partir de la condition de non-matage du flanc de la clavette, déterminer la longueur  $l$  minimale de celle-ci
3. Vérifier la longueur de la clavette à partir la condition de résistance au cisaillement de celle-ci.



# *Bibliographie*

**Références Bibliographiques**

- T. AMEUR : Cours Construction Mécanique 1. Département de génie mécanique, université KASDI MERBAH ouargla, 2016-2017.
- H. Longeot, L. Jourdan, Construction industrielle. Paris, Dunod, 1982.
- R. Quatremer, J-P Trotignon, M. Dejans, H. Lehu, Précis de Construction Mécanique, Tome 1, Projets études, composants, normalisation, Afnor, Nathan 2001
- M. Szwarcman, Eléments de machines, édition Lavoisier 1983.
- Igor Troïtski, Cours de construction mécanique 2, ENPA, Alger 1984
- M. Szwarcman, Eléments de machines, édition Lavoisier 1983.
- Igor Troïtski, Cours de construction mécanique 2, ENPA, Alger 1984.
- André Chevalier, Normalisation en construction mécanique, Techniques de l'Ingénieur – traité Génie mécanique, BM 5 000.
- A. Cherfia et S. Benissaad, *Dessin Industriel Technologie de Construction*, 1ière Partie, Office des Publications Universitaires, 1994.
- A. Chevalier, Guide de Dessinateur Industriel, HACHETTE Technique, 2004.
- D. Sacquepey et D. Spenlé, *Précis de Construction Mécanique*, Tomme 3, AFNOR-NATHAN, 1984.
- G. Drouin, M. Gou, P. Thiry, R. Vinet, H. Yelle et Y. A. Youssef, *Eléments de Machines*, Editions de l'Ecole Polytechnique de Montréal, CANADA, 1986.
- G.R. Nicolet, *Conception et Calcul des Eléments de Machines*, Ecole d'Ingénieurs de FRIBOURG (E.I.F.), 2006.
- H. Longeot et L. Jourdan, *Construction Industrielle*, Dunod, 1982.
- J.F. Debongnie, *Conception et Calcul des Eléments de Machines*, DEBONGNIE (Jean-François), Liège, Belgium, 2011.
- G. Lenormand, R. Mignée, L. Tinel : Construction mécanique, éléments de technologie. Tome 1, les éditions foucher, 128, rue de Rivoli, PARIS, 1983.
- G. SABATIER, F. RAGUSA, H. ANTZ : Manuel de technologie mécanique. Dunod, Paris, ISBN 2 10 049992 0, 2006.
- Debongnie, J. F. (2013). Conception et calcul des éléments de machine.
- H. Longeot, L. Jourdan, Construction industrielle. Paris, Dunod, 1982.