

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



*Université Mohammed Seddik BEN YAHIA-Jijel
Faculté des sciences et de la technologie
Département de génie mécanique*

Support de cours

*Destiné aux étudiants de Master 1
Spécialité : Construction Mécanique*

Construction Mécanique 1

Réalisé par :

Dr. Rachid Belhadeb (MCA)

E-mail: rachid.belhadeb@univ-jijel.dz

Année universitaire: 2025/2026

Licence Académique Génie Mécanique
Spécialité: Construction Mécanique

Matière: Construction Mécanique 1

Semestre: 5

Unité d'enseignement: UEF 3.1.1

Volume horaire par semaine:

Crédits: 4

Coefficient: 2

Mode d'évaluation:

cours: 1h30 **TD:** 1h30 **TP:** 0h

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 machine, 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, goudjons, 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 a 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. Conception.....	1
1.1. Fonctions mécaniques élémentaires	1
1.2. Choix d'une solution technologique	2
2. Normalisation.....	3
2.1. Norme.....	4
2.2. Différents types de normes	5
2.3. Organismes internationales de normalisation	5
2.4. Elaboration d'une norme	6
3. Sécurité.....	6
3.1. Facteur de sécurité	7
3.2. Détermination d'un coefficient de sécurité.....	8

Chapitre 2: Assemblage par éléments filetés

1. Généralités.....	9
1.1. Rappels sur l'hélice	10
1.2. Différents profils des filets	10
2. Organes de liaison filetés.....	11
2.1. Les vis.....	11
2.2. Les écrous	13
2.3. Les boulons	14
2.4. Les goujons.....	14
2.5. Freinage des éléments filetés.....	15
3. Calcul des éléments filetés.....	15
3.1. Dimensionnement des éléments filetés.....	16
3.2. Serrage et desserrage	18

Chapitre 3: Assemblage par obstacles

1. Goupilles.....	22
1.1. Classification des goupilles.....	22
1.2. Calcul des goupilles.....	24
2. Clavètes	25
2.1. Classification du clavetage	25
2.2. Calcul des clavettes parallèles	29
3. Segments d'arrêt.....	30
3.1. Classification des segments d'arrêt	30
3.2. Calcul des segments standards.....	32
4. Cannelures et dentelures.....	34
4.1. Classification des assemblages à dentelures ou cannelures.....	34

4.2.	Calcul des cannelures à flancs parallèles.....	36
------	--	----

Chapitre 4: Assemblage par adhérence

1.	Assemblage par emmanchement conique.....	39
1.1.	Caractéristiques d'un assemblage conique	39
1.2.	Calcul des efforts de coincement.....	40
1.3.	Calcul du moment transmissible	41
2.	Assemblage par douilles coniques fendues	41
2.1.	Calcul de l'effort de serrage	42
2.2.	Calcul du moment transmissible	42
3.	Assemblage par pincement	43
3.1.	Calcul d'effort axial	43
3.2.	Calcul du moment transmissible	44

Chapitre 5: Assemblages non démontables

1.	Assemblage par frettage.....	45
1.1.	Procédé de frettage	45
1.2.	Calcul des températures d'échauffement et (ou) de refroidissement	46
1.3.	Calcul de la pression de contact	46
1.4.	Calcul du moment transmissible	47
2.	Assemblage par rivetage	47
2.1.	Classification des rivets.....	48
2.2.	Calcul des rivets.....	48
3.	Assemblage par soudage	49
3.1.	Soudabilité	50
3.2.	Procédés de soudage	50
3.3.	Calcul des joints de soudure.....	51

Bibliographie

Références Bibliographiques	53
-----------------------------------	----

Chapitre 1:

Introduction à la construction

Mécanique

Chapitre 1: Introduction à la construction mécanique

La construction mécanique s'impose comme une science appliquée essentielle, dédiée au développement et à la conception de solutions dans des secteurs industriels variés tels que l'automobile, l'agriculture, le forage ou la haute précision. Les technologies qui y sont associées se focalisent spécifiquement sur l'analyse des composants techniques et de leurs mécanismes. Ainsi, l'utilité opérationnelle de chaque dispositif est intrinsèquement liée aux caractéristiques fonctionnelles et morphologiques de sa propre structure

1. Conception

Les concepteurs et constructeurs de systèmes mécaniques poursuivent deux objectifs fondamentaux : garantir la fiabilité et la sécurité de fonctionnement des mécanismes, tout en minimisant les coûts de production. Pour atteindre cette performance optimale, ils s'appuient en premier lieu sur une sélection rigoureuse des matériaux et des procédés de fabrication. De ce fait, le choix d'une solution constructive adaptée aux fonctions mécaniques élémentaires s'avère crucial pour la viabilité de l'ensemble. Cette ingénierie repose sur une approche logique et méthodologique intégrant l'ensemble des disciplines de la mécanique, notamment la statique, la cinématique, la dynamique, la thermodynamique, ainsi que la résistance des matériaux et l'étude de la fatigue.

1.1. Fonctions mécaniques élémentaires

La liaison mécanique constitue la fonction élémentaire fondamentale à partir de laquelle découlent toutes les autres fonctions techniques. On parle d'état physique de liaison lorsque deux sous-ensembles mécaniques demeurent en contact au niveau de surfaces spécifiques sous l'action d'efforts extérieurs. Selon sa conception, une liaison remplit des rôles essentiels au sein d'un système : elle peut guider ou positionner un ensemble, articuler un mécanisme, ou encore transmettre et transformer un mouvement.

On trouve d'autres fonctions mécaniques supplémentaires telle que:

a. Mise en position (MIP) Dès lors qu'une pièce d'un mécanisme est choisie comme élément de référence, la fonction *mise en position* consiste à définir de manière rigoureuse et univoque la situation spatiale des autres composants par rapport à celle-ci. Selon le nombre de mobilités interdites, on obtient soit un positionnement *complet* (aucun déplacement n'est possible, les six degrés de liberté sont annulés), soit un positionnement *partiel* (la pièce conserve un ou plusieurs degrés de liberté).

b. Guidage Cette fonction a pour objectif de déterminer, de canaliser et de contrôler la trajectoire d'un organe mobile au sein d'un ensemble mécanique. Ici, les degrés de liberté résiduels sont exploités pour permettre le mouvement utile : si le déplacement s'effectue en ligne droite, il s'agit d'un *guidage en translation* ; s'il s'effectue autour d'un axe fixe, il s'agit d'un *guidage en rotation*.

c. Lubrification Le frottement généré entre deux pièces en mouvement relatif provoque des élévations de température locales susceptibles d'altérer les propriétés mécaniques des matériaux et leur résistance globale. De plus, les pressions de contact engendrent un phénomène d'usure prématurée qui dégrade la géométrie des pièces et fausse les trajectoires initiales. La fonction *lubrification* neutralise ces effets par l'interposition d'un fluide entre les

surfaces en contact, assurant ainsi le refroidissement du mécanisme et la réduction de l'usure abrasive.

d. Étanchéité La viabilité d'un mécanisme peut être gravement compromise par l'intrusion de corps étrangers (poussière, eau) ou par la fuite des fluides internes nécessaires au fonctionnement. La fonction *étanchéité* assure la protection du système en faisant barrière aux contaminants externes et en confinant de manière stricte les fluides de lubrification.

1.2. Choix d'une solution technologique La conception d'un mécanisme réside dans l'innovation et le développement d'un schéma fonctionnel capable de répondre à un cahier des charges précis. La concrétisation de ce schéma impose de sélectionner les technologies existantes les plus adaptées, afin d'aboutir à un ensemble d'organes capables d'assurer les fonctions mécaniques élémentaires requises. L'évaluation et le choix de ces solutions doivent impérativement être menés sous trois angles complémentaires : qualitatif, quantitatif et économique.

a. Aspect qualitatif D'une manière générale, la sélection d'une solution constructive repose en premier lieu sur la qualité et la fiabilité du fonctionnement qu'elle garantit. Cet axe d'analyse impose de répondre à une série de questions fondamentales pour caractériser l'environnement technique :

- Quels sont les degrés de liberté à supprimer ou à conserver ?
- Quels sont les efforts, charges et contraintes à supporter ?
- Quel est le niveau de précision géométrique ou dimensionnelle exigé ?
- Quels sont les matériaux les plus adaptés pour les pièces en vis-à-vis ?
- Quelle est la plage de température de fonctionnement du système ?

L'objectif de ce questionnaire est avant tout de développer un véritable esprit d'analyse technique plutôt que d'accumuler de simples connaissances technologiques théoriques.

b. Aspect quantitatif L'étude qualitative doit obligatoirement s'accompagner de réponses chiffrées. En ingénierie, les problèmes de construction se présentent généralement sous la forme d'un texte associant des données littérales et numériques. Par conséquent, la solution finale doit faire l'objet d'une démonstration rigoureuse combinant calculs, schémas, dessins industriels ou spécifications diverses. Ces éléments quantifiables permettent de prouver de manière irréfutable que l'architecture retenue est la mieux dimensionnée.

c. Aspect économique La maîtrise des coûts étant une contrainte omniprésente en milieu industriel, l'analyse économique est un facteur décisif dans le choix technologique. Le concepteur est alors confronté à une triple alternative stratégique : *fabriquer, commander (sur mesure) ou acheter (sur catalogue)* ? > La réponse à cette problématique oriente définitivement la tendance de la conception. Si la fabrication interne permet de contrôler idéalement la qualité requise, elle engendre une perte de temps et de ressources lorsque des fournisseurs spécialisés existent déjà. À l'inverse, l'achat direct s'avère souvent être la solution la plus rationnelle et économique si les composants standardisés sont immédiatement disponibles sur le marché.

2. La Normalisation L'accentuation de la mondialisation complexifie l'environnement économique et intensifie les échanges commerciaux. Dans ce contexte, la recherche d'outils de transaction fiables devient impérative pour sécuriser et clarifier les relations entre les différents partenaires économiques. Les documents normatifs, issus de la collaboration entre chercheurs,

industriels et experts sectoriels, répondent précisément à ces exigences de qualité et de sécurité, tant sur le plan national qu'international.

Face à la diversité de ces documents, plusieurs problématiques clés apparaissent :

- Quelles sont les sources de référence permettant de les identifier ?
- Quelles sont leurs finalités opérationnelles ?
- Quels liens d'interdépendance existent entre eux ?

Les réponses à ces interrogations sont centralisées et gérées par les organismes officiels de normalisation nationaux et internationaux.

2.1. Définitions et valeur ajoutée Le terme « norme » provient du latin *norma*, désignant la règle ou l'équerre. Historiquement développées pour résoudre les problèmes d'interchangeabilité des pièces dans l'électricité et la métallurgie, les normes se sont généralisées à l'ensemble de la production industrielle, avant de s'étendre aujourd'hui aux activités de services, de management et aux cadres réglementaires.

Les organisations officielles définissent les concepts fondamentaux ainsi :

- **La Norme** : Un document de référence 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, visant à garantir un niveau d'ordre optimal dans un contexte donné.
- **La Normalisation** : Une activité d'intérêt général destinée à élaborer de manière consensuelle des référentiels (règles, recommandations, bonnes pratiques) relatifs à des produits, services, processus ou organisations. Elle stimule le développement économique et l'innovation tout en intégrant les impératifs du développement durable.

L'adoption des normes apporte de nombreux avantages stratégiques :

- Instaurer un **langage technique commun** entre les acteurs d'un secteur.
- Harmoniser les pratiques pour ouvrir et développer de nouveaux marchés.
- Garantir la **compatibilité et l'interopérabilité** technique des systèmes.
- Rationaliser les flux de production en maîtrisant les caractéristiques techniques.
- Faciliter les transferts de technologies innovantes vers les entreprises.
- Apporter des preuves concrètes de conformité face aux réglementations.
- Servir de support fiable aux audits et aux démarches de certification.

Il convient de distinguer clairement la *normalisation* de la *certification*. La certification est la procédure formalisée par laquelle une tierce partie indépendante (organisme officiel ou privé agréé) délivre une assurance écrite qu'un produit, un service, un système de management ou des compétences professionnelles répondent scrupuleusement aux exigences d'un référentiel normatif donné.

2.2. Typologie des normes On répertorie quatre grandes catégories de normes :

1. **Les normes fondamentales** : Portent sur les règles de terminologie, les symboles graphiques, les unités de mesure et la métrologie.

2. **Les normes d'essais** : Décrivent les protocoles de test, d'analyse et de mesure des caractéristiques physiques ou mécaniques.
3. **Les normes de spécifications** : Fixent les caractéristiques d'un produit ou d'un service, ses seuils de performance ainsi que son aptitude à l'emploi.
4. **Les normes d'organisation** : Encadrent la modélisation des fonctions, des processus internes et des modes opératoires de management au sein de l'entreprise.

2.3. Organismes internationaux de normalisation

- **L'ISO (Organisation Internationale de Normalisation)** : Fondée en 1946, son nom s'inspire du grec *isos* (égal) pour garantir une appellation unique et universelle, évitant les acronymes divergents selon les langues (OIN ou IOS). Regroupant les instituts nationaux de plus de 160 pays, l'ISO favorise la convergence normative internationale afin de fluidifier le commerce mondial et d'harmoniser les coopérations scientifiques et techniques.
- **La CEI / IEC (Comité Électrotechnique International)** : Établi en 1906 et composé de plus de 80 pays, cet organisme est chargé de la normalisation mondiale des technologies électriques, électroniques et électrotechniques.
- **L'UIT (Union Internationale des Télécommunications)** : Agence spécialisée de l'ONU chargée de la réglementation et de la normalisation des réseaux. Comprenant 192 administrations étatiques et plus de 700 partenaires professionnels, elle gère environ 4 000 spécifications encadrant les équipements de télécommunication et de radiocommunication.

2.4. Processus d'élaboration d'une norme Lorsqu'un problème technique récurrent est identifié, un groupe de travail réunissant l'ensemble des parties prenantes (fabricants, utilisateurs, distributeurs, laboratoires, consommateurs et pouvoirs publics) est constitué. La solution est alors recherchée selon un strict principe de consensus.

Le cycle de développement conjointement appliqué par l'ISO et la CEI comprend six étapes successives (dont seules les trois dernières font l'objet d'une consultation publique) :

1. **NP** : Proposition d'étude nouvelle (*New work item proposal*).
2. **WD** : Projet de travail (*Working draft*).
3. **CD** : Projet de comité (*Committee draft*).
4. **DIS** : Projet de norme internationale (*Draft international standard*).
5. **FDIS** : Projet final de norme internationale (*Final draft international standard*).
6. **IS** : Publication officielle de la Norme internationale (*International standard*).

3. La Sécurité en Génie Mécanique

En génie mécanique, la notion de sécurité est souvent mal interprétée en raison de l'usage courant de son antonyme, le « danger », ou de l'assimilation de l'insécurité à une simple erreur humaine ou technique. Il est donc indispensable de clarifier la définition exacte de ce concept dans un cadre industriel.

Pour ce faire, analysons un exemple de sollicitation simple, tel que l'essai d'extension ou d'extraction d'une pièce. Afin de déterminer la contrainte limite que ce composant peut supporter dans des conditions données, on procède à une série d'expérimentations.

Malheureusement, les résultats obtenus sont systématiquement influencés par des facteurs imprévisibles et inévitables :

- Les impuretés et hétérogénéités structurelles du matériau testé.
- L'imprécision intrinsèque des instruments de mesure de laboratoire.
- Les erreurs de lecture ou d'interprétation des données opératoires.

On constate ainsi une dispersion incontournable des résultats expérimentaux. Si l'on intégrait ces données brutes telles quelles dans les applications pratiques, cela générerait un état d'insécurité critique, se traduisant soit par de graves dysfonctionnements, soit par une réduction prématurée de la durée de vie des mécanismes.

En ingénierie de conception, **la sécurité se définit fondamentalement comme la maîtrise et la lutte contre la dispersion des données** liées à un problème technique donné.

3.1. Facteur de sécurité

Afin de garantir la viabilité d'un système, la distribution statistique de la résistance réelle de la pièce (sa courbe de fiabilité **figure 1.1**) doit être confrontée à la distribution de la contrainte appliquée (σ). C'est l'écart mathématique entre ces deux courbes probabilistes qui permet de définir le *facteur de sécurité*, garantissant qu'aucune zone de rupture ou de défaillance ne se produise en conditions de service.

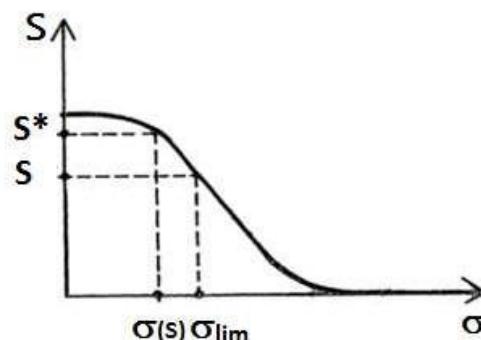


figure 1.1: Courbe fiabilité-contrainte.

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

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

$$FS = \sigma_{lim} / \sigma(S) \dots\dots\dots (1.1)$$

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:

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

3.4. 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:

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

Où

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

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

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

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

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

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

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

1.25 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.

Chapitre 2

Assemblage par éléments filetés

Chapitre 2: Assemblage par éléments filetés

Les composants filetés figurent parmi les organes les plus indispensables et les plus fréquemment employés dans la construction des machines. Un filetage est obtenu en usinant une ou plusieurs rainures hélicoïdales sur la surface externe (filetage proprement dit) ou interne (taraudage) d'une pièce cylindrique. La matière pleine hélicoïdale subsistant entre deux rainures consécutives forme le filet.

L'association de ces formes au sein d'un système vis-écrou permet de remplir deux grandes fonctions technologiques :

- **Assurer un assemblage démontable** : lier de manière rigide mais réversible deux ou plusieurs composants distincts (par exemple, la fixation d'une roue de voiture).
- **Transmettre et transformer un mouvement** : convertir un mouvement de rotation en un mouvement de translation mécanique (par exemple, la vis de serrage d'un étau).

1. Généralités

L'utilisation des filetages repose sur l'union de deux pièces mécaniques au moyen d'une saillie hélicoïdale conjuguée. Le premier composant, appelé vis, prend la forme d'une tige cylindrique dont la surface extérieure est dotée de cette saillie continue. Le second composant, appelé écrou, comporte un alésage (trou cylindrique) dont la surface interne est usinée selon une géométrie inversée et parfaitement complémentaire (le taraudage), permettant ainsi l'ajustement et le serrage du système (Fig. 2.1).

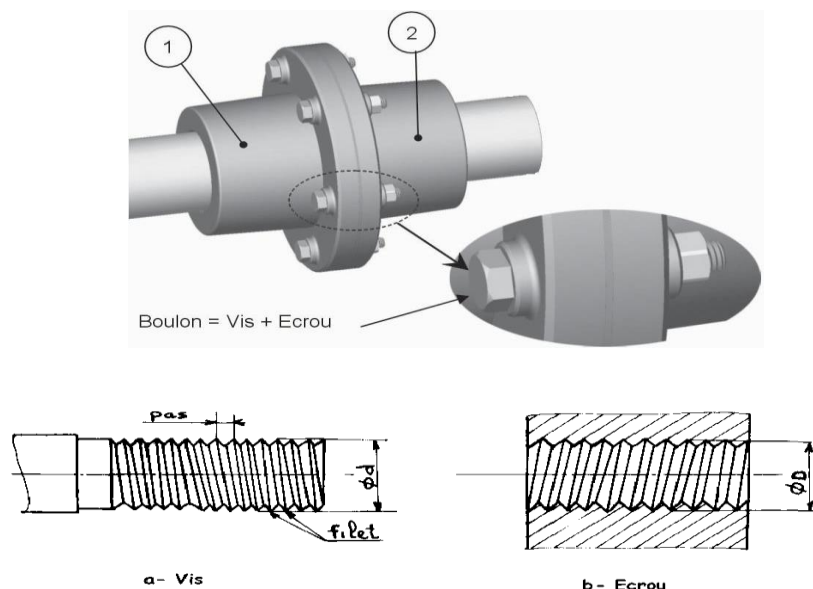


Figure 2.1: Présentation des pièces filetées.

L'assemblage s'effectue en imprimant un mouvement de rotation à la tige filetée au sein de l'alésage taraudé. Cette action rotative engendre simultanément un déplacement linéaire axial. Cette combinaison indissociable d'une rotation et d'une translation définit le mouvement hélicoïdal, dont l'effet immédiat est d'assurer l'imbrication progressive et parfaite des filets des deux pièces en vis-à-vis.

1.1 Rappels sur l'hélice

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

Le pas de l'hélice est la longueur entre deux points consécutifs de l'hélice sur la même génératrice du cylindre sur lequel elle est tracée.

L'angle α de l'hélice est tel que:

$$\tan \alpha = P / (\pi d) \dots\dots\dots (2.1)$$

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

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

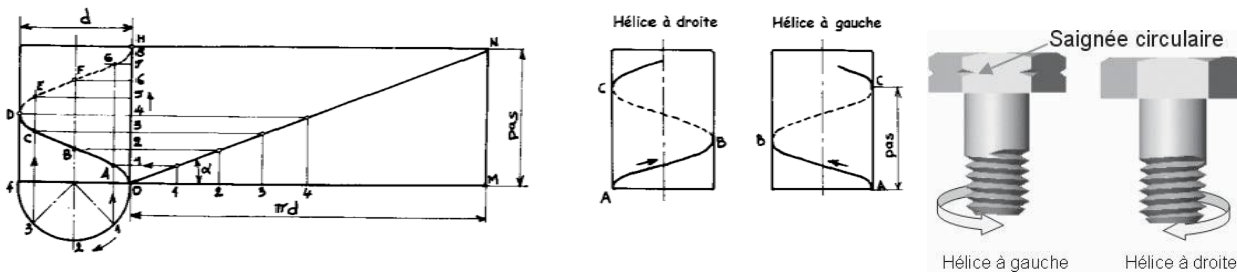


Figure 2.2: Hélice définissant le filetage.

1.2 Différents profils des filets

Les différentes formes des surfaces hélicoïdales constituant les filets sont normalisées. Pour chacune de ces normes, on associe une désignation différente. La figure 2.3 présente les importants profils.

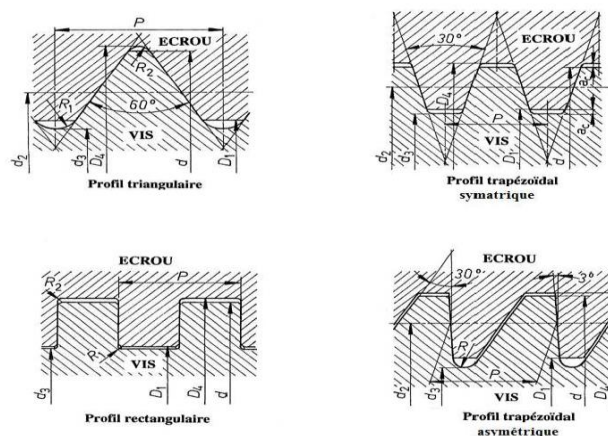


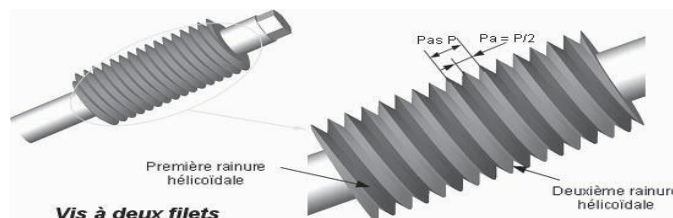
Figure 2.3: Importants profils de filetage.

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

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

Nombre de filets

Habituellement, un filetage ne comporte qu'un seul filet. La vis à plusieurs filets permet d'obtenir un grand déplacement pour un tour de vis. La distance entre deux filets est égale au pas apparent P_a . P est le pas de l'hélice du filet en mm. N est le nombre de filets. $N \cdot P$ est le déplacement pour un tour de vis en mm.



2. Organes de liaison filetés

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

2.1 Les vis

Une vis est un composant fileté muni d'une tête qui réalise l'entraînement ainsi que d'une extrémité qui participe à différentes fonctions mécaniques : assemblage, pression, guidage, arrêt et blocage.

Selon le mode d'action, on trouve deux types de vis:

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

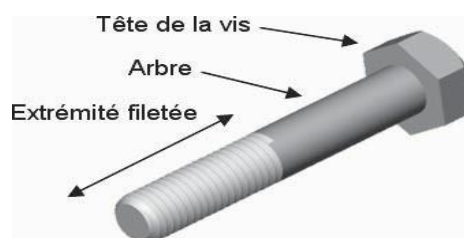


Figure 2.4-a: Présentation des pièces filetées.

Représentation des filetages

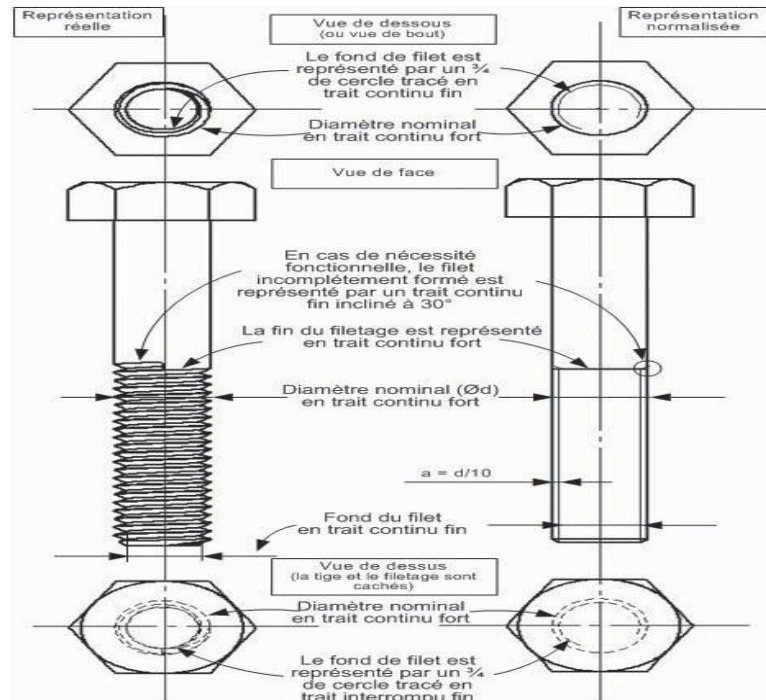


Figure 2.4- b: Représentation des filetages

a. Vis d'assemblage

Ils sont utilisés pour réunir plusieurs pièces les unes sur les autres par pression mutuelle. En effet, la tige d'une vis doit passer librement dans les premières pièces à assemblées et se visse uniquement dans la dernière (Fig 2.4).

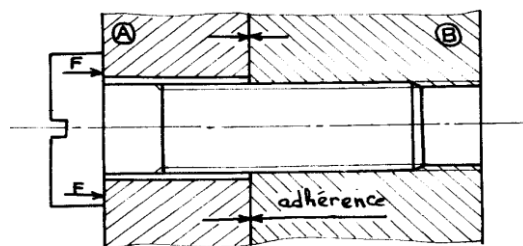


Figure 2.4: Emploi des vis d'assemblage.

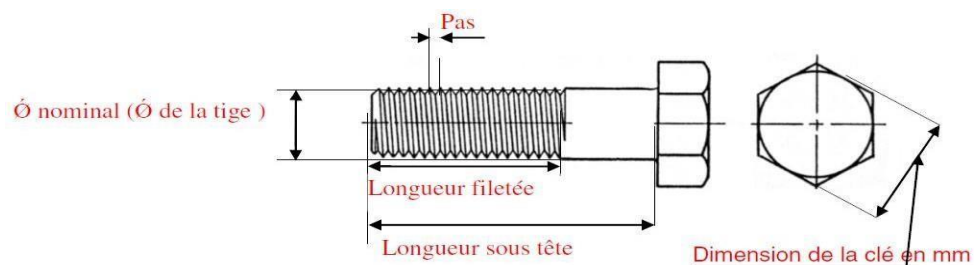


Figure 2.5-a : Désignation d'une vis

Forme des têtes les plus usitées

Vis à tête cylindrique : absence d'arêtes vives extérieures (sécurité et esthétique), transmission faible du couple de serrage.

Vis à tête hexagonale : bonne transmission du couple de serrage. Bon nombre de positions de serrage/desserrage.

Vis à tête carrée : s'arrondit moins facilement, excellente transmission du couple de serrage, faible positions de serrage/desserrage.

Selon la forme de la tête, qui a un double rôle; la constitution d'une surface d'appui et la permission de manipulation (blocage) de la vis, on trouve plusieurs modèles (fig 2.5).

Vis à tête hexagonale mâle	Vis à tête hexagonale femelle	Vis à tête empreinte torx femelle	Vis parkers tête chanfreinée	Vis à bois à tête bombé
				
clé tête hexagonale femelle	clé tête hexagonale mâle	clé mal torx	Tourne vis cruciforme	Tourne vis plat

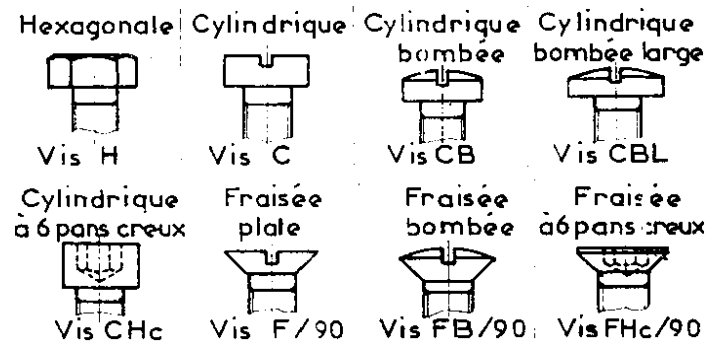


Figure 2.5-b: Caractéristiques des vis d'assemblages.

Désignation d'une vis : vis H, M 10 – 100 / 70 – 8.8

- H Forme de la tête (H : hexagonale , C : cylindrique, Q : carré)
- M 10 Filetage métrique (ISO) Diamètre nominal 10 mm
- 100 Longueur sous tête
- 70 Longueur filetée
- 8.8 Classe de qualité

La classe de qualité

La classe est indiquée par deux chiffres S.Y On en déduit $Re = S*Y*10$ en MPa et $Rr =$



- Les classes de qualité pour vis et goujons :

{3. 6 – 4. 6 – 4. 8 – 5. 6 – 5. 8 – 6. 6 – 6. 8 – 6. 9}

{8. 8 – 10. 9 – 12. 9 – 14. 9} Qualité HR : Haute Résistance

- Les classes de qualité pour écrou : {4 – 5 – 6 – 8 – 10 – 12 – 14}

Un écrou assemblé avec une vis de même classe (exemple : écrou 6 avec une vis 6.8) résiste jusqu'à la rupture de la vis.

La figure 2.6 présente, à travers un exemple simple, les conditions fonctionnelles nécessaires pour l'emploi d'une vis d'assemblage.

Longueur minimale d'implantation j :

Vis :

Métaux durs : $j \geq d$ Métaux tendres : $j \geq 1,5d$

Goujon :

Métaux durs : $j \geq 1,5d$ Métaux tendres : $j \geq 2d$

La réserve de filetage p doit être de 3 à 4 pas

($p = j+3p$)

La réserve de perçage q doit être de 8 à 9 pas

($q = j+8p$)

Md: diamètre nominal de la vis,
L: longueur nominal de la vis,
X: longueur filetée de la vis,
 ϕ : diamètre de la tête de la vis,
H: épaisseur de la pièce A,
T: diamètre du trou de passage de la vis,
M: longueur taraudée de la pièce B,
N: longueur percée de la pièce B

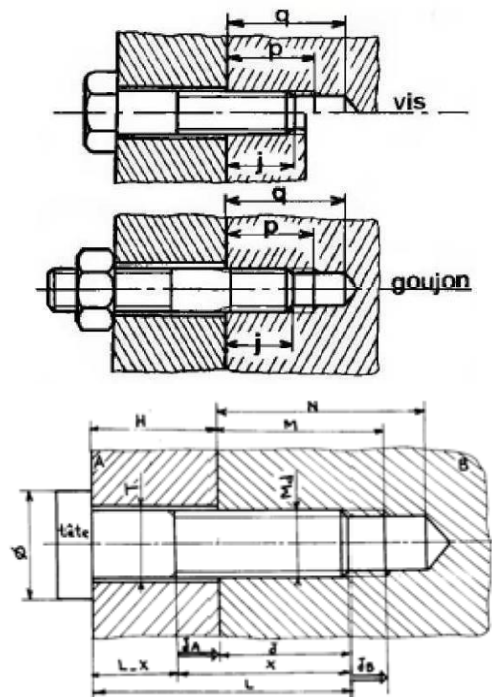


Figure 2.6: Conditions fonctionnelles d'emploi des vis d'assemblage.

b. Vis de pression

Les vis de pression se différencient de celles d'assemblage par leurs longueurs totalement filetées et leurs extrémités. Elles sont utilisées dans les montages demandant peu de précision et un effort sur l'extrémité (fig 2.7).

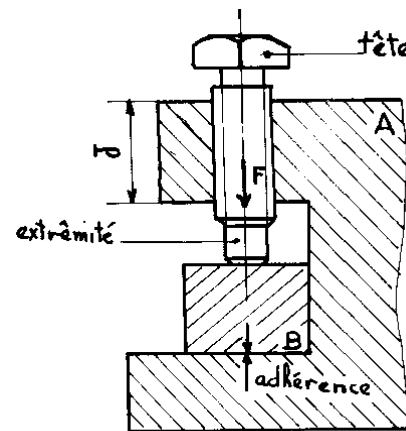


Figure 2.7: Emploi des vis de pression.

La tête d'une vis de pression ne doit pas servir en blocage. Par conséquent, ses dimensions sont réduites.

La figure 2.8 présente les formes de tête et d'extrémité rencontrées en construction mécanique.

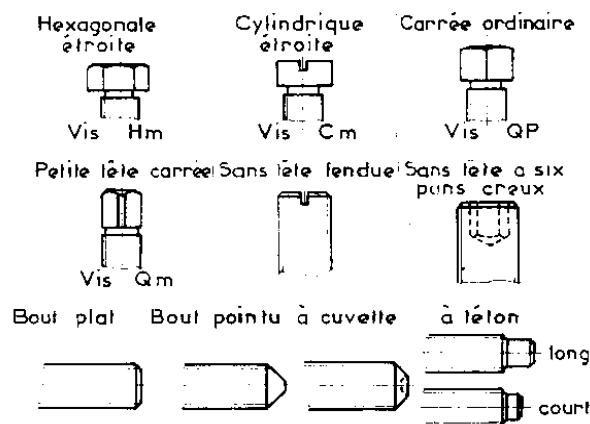


Figure 2.8: Caractéristiques des vis de pression.

Les vis d'assemblage peuvent servir de vis d'arrêt ou de guidage. Ces applications sont surtout valables pour les petits mécanismes, faiblement sollicités.

2.2 Les écrous

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

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

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

La figure 2.9 présente les écrous les plus utilisés en construction.

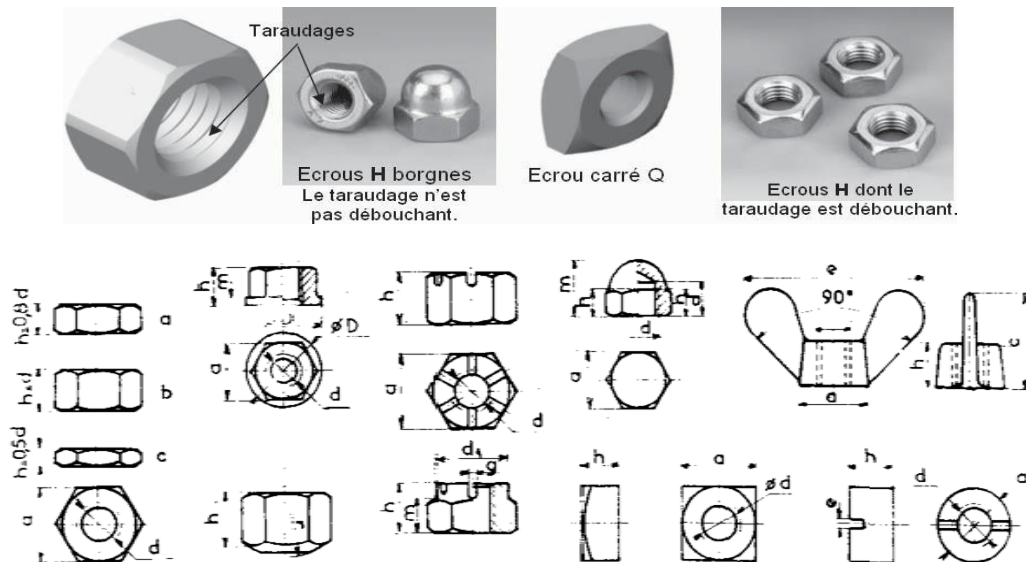


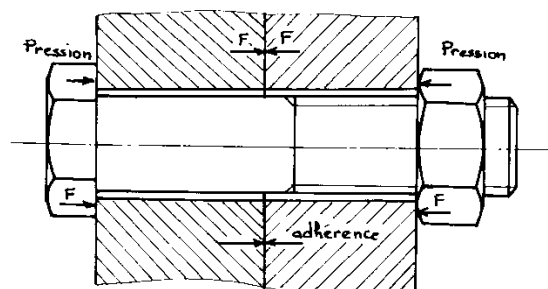
Figure 2.9: Caractéristiques des écrous.

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

2.3 Les boulons

Un boulon est composé d'une vis et d'un écrou (Fig 2.10). L'hors d'emploi, on peut utiliser tous types de vis avec un écrou H. Les pièces assemblées sont simplement percées de trous lisses. On obtient ainsi un assemblage économique de plusieurs pièces par pression.

Figure 2.10: Assemblage par boulon.



Dans les cas de serrage fort, la tête de la vis doit être immobilisée. L'immobilisation s'effectue parfois à l'aide d'un ergot rapporté ou venu directement par la forme de la tête.

La figure 2.11 présente les techniques les plus fréquemment utilisées en construction mécanique.

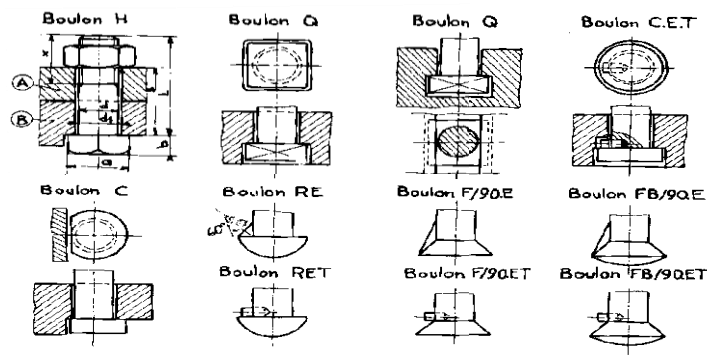


Figure 2.11: Blocage des boulons.

2.4 Les goujons

Un goujon est tige filetée sur deux extrémités. Les deux filetages doivent être séparés par une partie lisse. Afin d'assembler deux pièces à l'aide de cet organe, on doit implanter l'une des extrémités dans la première pièce et passer le reste librement dans la deuxième. Le blocage est effectué à l'aide d'un écrou (Fig 2.12).

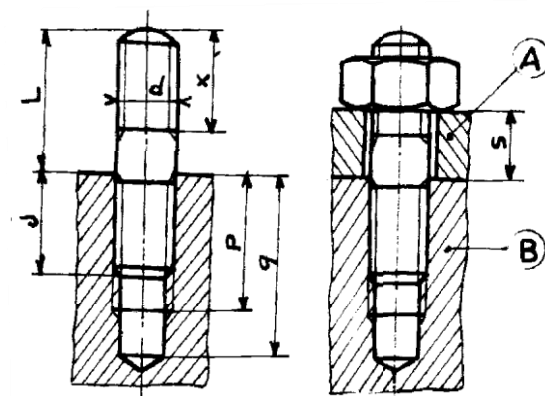


Figure 2.12: Assemblage par goujon.

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

2.5 Freinage des éléments filetés

La fonction du freinage est de s'opposer au desserrage des vis et des écrous soumis aux chocs, vibrations, différences de températures ...etc.

La réalisation de cette fonction peut être atteinte par adhérence (phénomène de frottement) ou par obstacle. La figure 2.13 présente les différentes techniques rencontrées en construction.

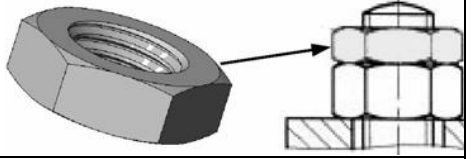
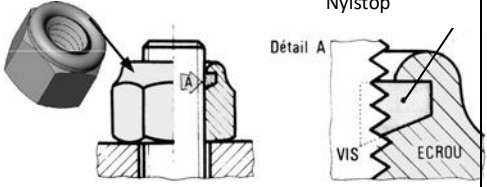
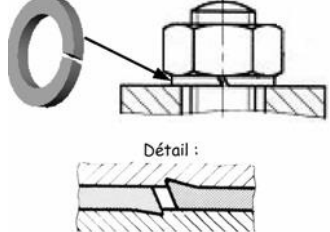
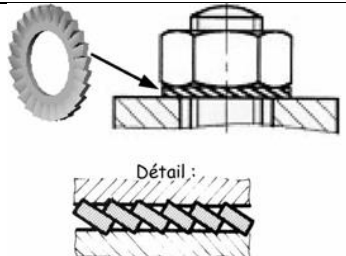
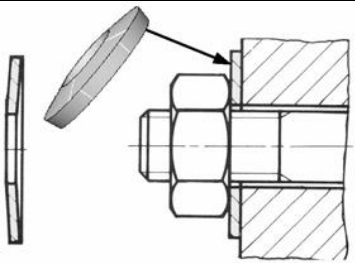
Freinage	Description du fonctionnement	Schéma
Contre écrou	Deux écrous bloqués sur les filets de la vis.	
Ecrou auto freiné	Le freinage est obtenu grâce à la bague en nylon comprimée à l'intérieur de l'écrou.	
Rondelle élastique (Grower)	Le freinage est obtenu grâce à l'élasticité de la rondelle. L'efficacité est augmentée par l'incrustation des bords de la rondelle dans l'écrou et dans la pièce.	
Rondelle à dents	Le freinage est obtenu grâce à l'élasticité des dents de la rondelle. L'efficacité est augmentée par l'incrustation des arrêtes des dents dans l'écrou et dans la pièce.	
Rondelle conique lisse ((Belleville))	Après serrage, la rondelle agit comme un fort ressort axial qui applique une pression sur les filets de la vis par les filets de l'écrou.	

Tableau 1.1: Freinage par adhérence.**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:

$$P / (\pi d) < 0,05 \dots\dots\dots (2.2)$$

D'où:

$$P < d / 6,4 \dots\dots\dots (2.3)$$

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

3.4 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 côté sur la tige de la vis et d'autre côté sur les filets.

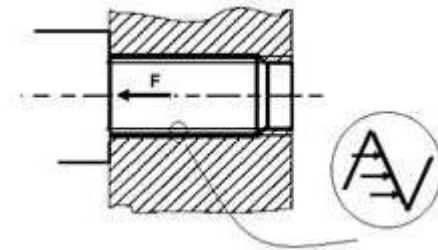


Figure 2.14: Efforts de serrage.

On trouve ainsi que la vis subit deux sollicitations:

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

$$\sigma = F / S \dots\dots\dots (2.4)$$

Où S est la section du noyau de la tige.

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

$$\tau = F / (N S_f) \dots\dots\dots (2.5)$$

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

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

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &\leq R_e / FS \\ \tau_{max} &\leq R_{pg} / FS \dots\dots\dots (2.6) \end{aligned}$$

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

La section du noyau d'une tige filetée est souvent exprimée par la relation suivante: $\pi d^2 / k$

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

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

$$F \cdot k / (\pi d^2) \leq R_e / FS \dots\dots\dots (2.7)$$

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

$$d \geq \sqrt{(F \cdot k \cdot FS / (\pi R_e))} \dots\dots\dots (2.8)$$

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

$$d_{min} = \sqrt{(F \cdot k \cdot FS / (\pi R_e))} \dots\dots\dots (2.9)$$

a. 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:

$$F / (N \pi d P) \leq R_{pg} / FS \dots\dots\dots (2.10)$$

D'où

$$N \geq F \cdot FS / (\pi d P R_{pg}) \dots\dots\dots (2.11)$$

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

$$N_{min} = F \cdot FS / (\pi d P R_{pg}) \dots\dots\dots (2.12)$$

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

$$l_{min} = F \cdot FS / (\pi d P R_{pg}) \dots\dots\dots (2.13)$$

Exemple 1:

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

Résistance à l'extension:

$$\sigma = \frac{F \cdot k}{\pi \cdot d^2} = \frac{18000 \cdot 2,5}{\pi \cdot 12^2} = 99,47 \text{ MPa} < \frac{R_e}{FS} = \frac{240}{2} = 120 \text{ MPa}; \text{ la tige de la vis peut alors résister.}$$

Implantation minimale:

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

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 2.15 présente quelques exemples sur les actions de serrage. C_s représente le couple de serrage et F est la force de blocage entre les pièces assemblées.

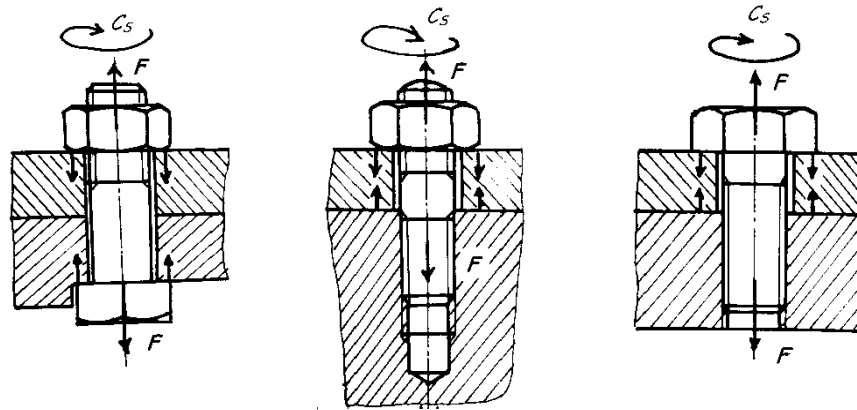


Figure 2.15: Actions de serrage dans les assemblages filetés.

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:

$$C_s = C_1 + C_2 \dots \dots \dots (2.14)$$

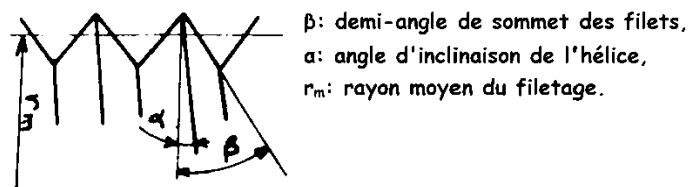


Figure 2.16: spécification des filets métriques.

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

$$C_1 = F r_m \tan(\alpha + \phi_1) \dots \dots \dots (2.15)$$

Où ϕ_1 est l'angle de frottement entre filets, donné par: $\tan \phi_1 = \mu_1 / \cos \beta = \mu'_1$.

Puisque α et ϕ_1 sont des petits angles, on peut écrire: $\tan(\alpha + \phi_1) = \alpha + \phi_1$.

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

D'où:

$$C_1 = F (P / 2\pi + (d/2) \mu'_1) \dots \dots \dots (2.16)$$

Le couple C_2 peut être exprimé par la relation:
Construction mécanique 1

$$C_2 = F R_m \tan \phi_2 \dots \dots \dots (2.17)$$

Où ϕ_2 est l'angle de frottement, $\tan \phi_2 = \mu_2$. D'où:

$$C_2 = F R_m \mu_2 \dots \dots \dots (2.18)$$

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

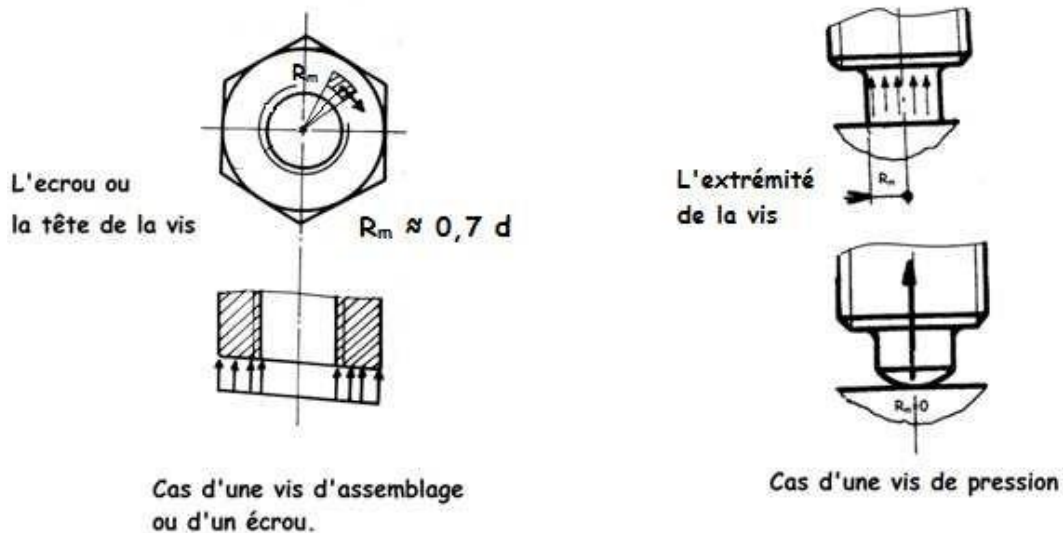


Figure 2.17: Rayon moyen de frottement dans les assemblages filetés.

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

$$C_s = F \left(\frac{P}{2\pi} + \left(\frac{d}{2} \right) \mu'_1 + R_m \mu_2 \right) \dots \dots \dots (2.19)$$

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,
- $F \left(\frac{d}{2} \right) \mu_1$: Couple nécessaire pour vaincre les frottements entre les filets,
- $F(R_m \mu_2)$: Couple nécessaire les frottements entre l'élément de serrage et les pièces à assemblées.

Dans le cas d'une vis de pression à extrémité ronde, la surface de contact entre l'élément de serrage et la pièce à bloquer est présentée par un point (fig 2.17). 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'élément d'assemblage et les pièces assemblées ne se produisent pas à cause de perte
Construction mécanique 1

instantané de contact entre ces éléments. Par conséquent le couple nécessaire au desserrage C_d est exprimé uniquement à l'aide du couple dû aux frottements entre les filets.

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

$$C_d = F r_m \tan(\varphi_1 - \alpha) \dots\dots\dots (2.20)$$

De la même manière, on trouve:

$$C_d = F \left(\left(\frac{d}{2} \right) \mu'_1 - P / 2\pi \right) \dots\dots\dots (2.21)$$

Exemple 2:

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

On a:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu \quad \text{et} \quad \mu'_1 = \frac{\mu_1}{\cos 30} = \frac{0,14}{0,86} = 0,16$$

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

Couple de serrage:

$$C_s = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2} \mu'_1 + R_m \mu_2 \right) = F \left(\frac{1,5}{2\pi} + \frac{10}{2} \times 0,16 + 7 \times 0,14 \right) = 2,01F$$

Couple de desserrage:

$$C_d = F \left(\frac{d}{2} \mu'_1 - \frac{P}{2\pi} \right) = F \left(\frac{10}{2} \times 0,16 - \frac{1,5}{2\pi} \right) = 0,56F$$

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:

$$\eta = (F P) / (C_s 2\pi) \dots\dots\dots (2.22)$$

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

$$\eta = \tan \alpha / \tan(\varphi_1 + \alpha) \dots\dots\dots (2.23)$$

Dans le cas de desserrage:

$$\eta = \tan \alpha / \tan(\varphi_1 - \alpha) \dots\dots\dots (2.24)$$

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

Chapitre 03

Assemblage par Obstacles

Chapitre 3: Assemblage par obstacles

Dans les systèmes d'assemblage par emboîtement (ou par obstacle), l'annulation des mouvements relatifs entre les pièces est obtenue grâce à la géométrie spécifique d'un élément d'interposition, généralement logé au sein d'une ou de plusieurs pièces. La fiabilité et la sécurité de ce type de liaison dépendent non seulement des caractéristiques de l'organe d'obstacle lui-même, mais également de la configuration des pièces adjacentes. L'assemblage d'un arbre (ou axe) avec un moyeu constitue l'application la plus courante de cette catégorie de solutions technologiques.

1. Les goupilles Les goupilles sont des composants mécaniques principalement utilisés pour assurer le centrage (positionnement précis) ou la fixation de deux ou plusieurs pièces (Fig. 3.1). Elles peuvent également servir à transmettre des efforts ou, à l'inverse, à protéger un mécanisme en limitant les charges par cisaillement de leur section résistante.

Le dimensionnement et le contrôle de ces éléments reposent généralement sur des hypothèses de calcul simplifiées. Leurs dimensions transversales standard, comprises entre 1 et 20 mm, restreignent leur utilisation à des ensembles mécaniques de dimensions modérées. Pour faciliter les opérations de montage et de démontage, il est fortement recommandé de concevoir des trous débouchant sur l'ensemble des pièces assemblées.

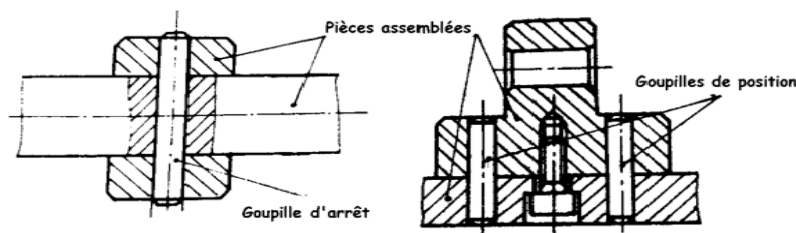


Figure 3.1: Assemblage par goupillage.

1.1. Classification et caractéristiques des goupilles Le choix d'un type de goupille dépend étroitement de la fonction mécanique à assurer et des contraintes de fabrication. Chaque variante possède une géométrie propre adaptée à son rôle fonctionnel (Fig. 3.2) :

- a. Goupilles cylindriques** : Essentiellement dédiées au centrage précis de deux pièces l'une par rapport à l'autre. Elles sont généralement montées serrées (chassées) dans la pièce massive et ajustées glissantes dans la pièce mobile. La pression de contact résultante reste difficile à évaluer précisément en raison de la complexité géométrique des pièces réelles.

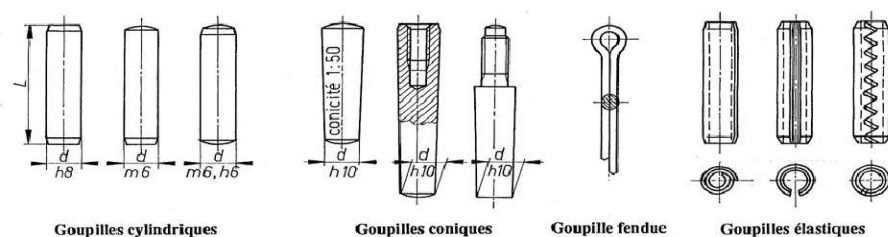


Figure 3.2: Typologie des goupilles.

- **b. Goupilles coniques** : Présentent une conicité standard de 1/50 (le diamètre augmente de 1 mm pour 50 mm de longueur). La dimension nominale est mesurée sur le petit diamètre du tronc de cône. Elles comportent souvent un trou taraudé ou un téton fileté pour faciliter leur extraction à l'aide d'une vis ou d'un écrou, notamment lorsque le logement est borgne. Leur utilisation impose des ajustements longitudinaux et diamétraux très rigoureux. En raison d'un coût d'usinage élevé, elles sont réservées aux applications exigeant des impératifs sévères de positionnement.
- **c. Goupilles fendues** : Conçues en acier zingué avec une section transversale demi-cylindrique (diamètres de 1 à 8 mm). Les goupilles simples ou doubles à ressort sont quant à elles constituées d'un fil d'acier cintré. Elles servent exclusivement d'éléments de sécurité ou d'arrêts axiaux dans des mécanismes très peu sollicités.
- **d. Goupilles élastiques** : Permettent une conception simplifiée de la liaison grâce à un montage par simple perçage brut. La pression radiale exercée par l'élasticité du tube fendu suffit à maintenir l'assemblage sous des charges modérées. Cependant, si les efforts sont importants, variables ou si un positionnement de haute précision est requis, seules les goupilles à section pleine s'avèrent satisfaisantes.
- **e. Goupilles cannelées** : Caractérisées par une section circulaire pleine munie de cannelures longitudinales formant des lèvres saillantes (Fig. 3.3). Lors de l'introduction dans l'alésage, ces lèvres subissent une déformation plastique et élastique qui assure une excellente tenue aux vibrations, tandis que les pièces mobiles se déplacent sur la portée cylindrique non entaillée.

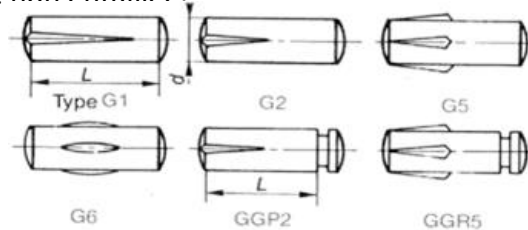


Figure 3.3: Goupilles cannelées.

1.1. Calcul des goupilles

Pour des raisons de simplification, ces organes sont considérés sollicités qu'au cisaillement. En effet, et si S est la section cisailée de la goupille (en mm^2), où ; $S = \pi d^2/4$, n est le nombre de sections cisailées et T est la charge de cisaillement (en N),

La contrainte de cisaillement (en MPa) est donnée par:

$$\tau = T / (n S) \leq R_{pg} \dots\dots\dots (3.1)$$

D'où:

$$T_{\text{max}} = (\pi d^2 R_{pg}) / 4 \dots\dots\dots (3.2)$$

Ce calcul n'est valable que pour les goupilles pleines. Le contrôle des goupilles creuses (élastiques) s'effectue d'une manière expérimentale.

Exemple 1:

Déterminer la charge de cisaillement maximale supportée par une goupille de diamètre 15 mm, fabriquée d'un matériau dont $R_{pg} = 150 \text{ MPa}$, montée en chape?

On a:

$$T_{max} = \frac{\pi n d^2 R_{pg}}{4} \quad \text{où} \quad n = 2$$

D'où

$$T_{max} = \frac{\pi \times 2 \times 15^2 \times 150}{4} = 53000 \text{ N}$$

2. Les Clavettes

Dans la conception des liaisons arbre-moyeu, la **clavette** constitue l'organe d'obstacle mécanique le plus fréquemment employé. L'assemblage comprend un arbre (comportant une rainure usinée par fraise-doigt ou fraise-disque) et un moyeu (dont le logement interne s'obtient par mortaisage ou par brochage de l'alésage).

Il est fondamental de noter que la majorité des clavettes standards réalisent **exclusivement une fixation tangentielle** (reprise du couple mécanique). L'arrêt en translation axiale doit obligatoirement être assuré par un dispositif complémentaire, tel qu'une vis de pression, un ajustement serré, des anneaux élastiques (circlips) ou un écrou en bout d'arbre.

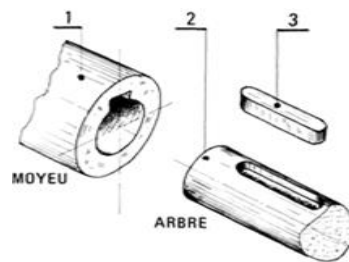


Figure 3.4: Clavetage.

2.1. Classification des modes de clavetage

Selon l'orientation de l'organe d'obstacle et sa méthode de montage, le clavetage se subdivise en trois grandes familles :

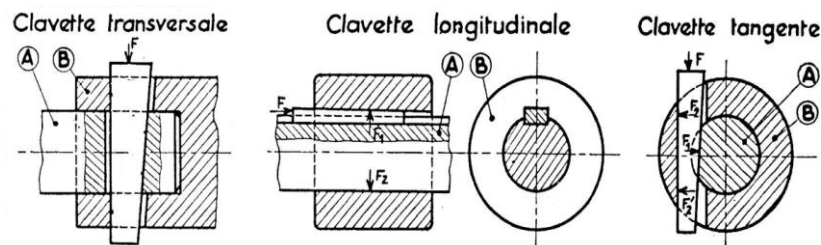


Figure 3.5: Types de clavetages.

- **Le clavetage longitudinal** : Les clavettes sont disposées parallèlement à l'axe géométrique des pièces assemblées. C'est la catégorie la plus répandue en construction mécanique.
- **Le clavetage transversal** : Les clavettes sont insérées perpendiculairement à l'axe des pièces.
- **Le clavetage tangentiel** : Les clavettes sont positionnées radialement, suivant la tangente de la surface de contact (portée) entre l'arbre et le moyeu.

Le groupe des clavettes longitudinales se décline en deux variantes fonctionnelles :

- **a. Clavetage longitudinal forcé (Clavettes inclinées)**

Ce mode utilise des clavettes dotées d'une face supérieure inclinée. La liaison arbre-moyeu est alors assurée par l'effet de **coincement radial** de la clavette sur ses portées.

- *Avantage* : L'élimination simultanée de la rotation et de la translation permet d'obtenir une liaison complète.
- *Inconvénient* : L'effort radial induit un léger défaut de coaxialité (désaxage) du moyeu par rapport à l'arbre.

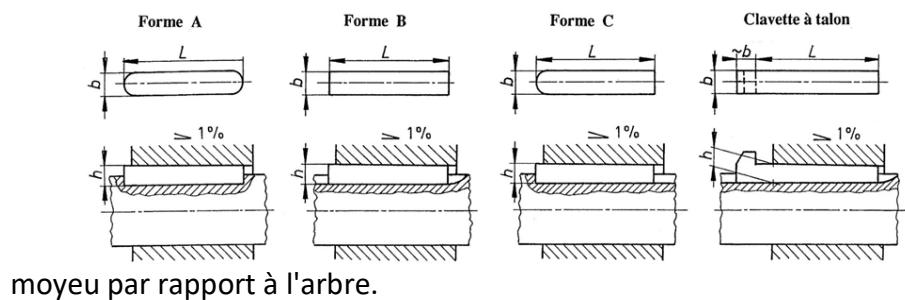


Figure 3.6: clavettes inclinées.

- **b. Clavetage longitudinal libre (Clavettes parallèles ou disques)**

Faisant appel à des clavettes à faces parallèles, ce système n'assure que le blocage en rotation, laissant l'arbre libre de coulisser axialement dans le moyeu.

- *Clavettes ordinaires* : Montées avec un léger jeu fonctionnel (ce qui peut réduire la précision cinématique sous couples alternés), leur usage est restreint aux assemblages courts. Pour les régimes de rotation élevés, un collage structural est parfois recommandé.

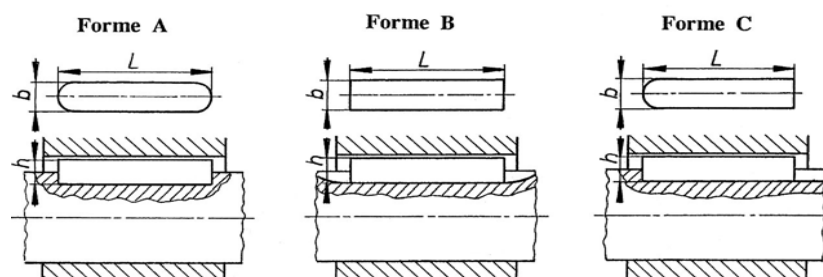


Figure 3.7: clavettes parallèles ordinaires.

- *Clavettes fixées par vis* : Adaptées aux assemblages longs, notamment lorsqu'un déplacement axial relatif du moyeu se produit sous charge. Les clavettes (de forme A ou B) disposent de filetages adaptés, dont un trou central taraudé dédié à l'extraction lors du démontage.

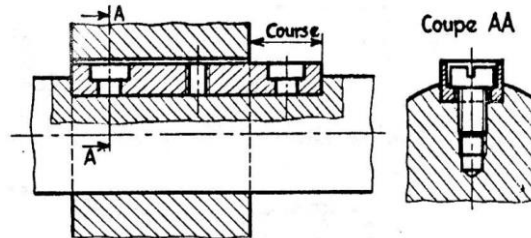


Figure 3.8: clavette parallèle, fixée par vis.

- *Clavettes disques (ou demi-lune)* : Logées dans une empreinte circulaire usinée à la fraise-disque, elles facilitent grandement le montage. Bien qu'elles réduisent localement la section résistante de l'arbre, elles s'avèrent idéales pour les arbres coniques ou de faible diamètre transmettant de petits efforts.

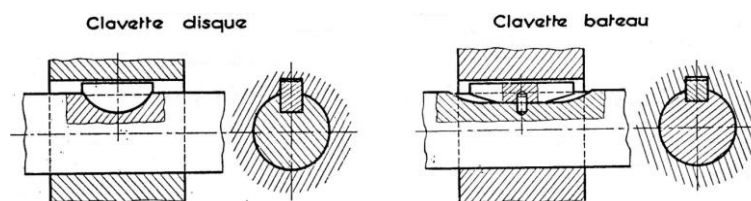


Figure 3.9: clavette disque et clavette bateau.

• c. Clavetage transversal

Cette technique est employée pour immobiliser de manière rigide, en rotation comme en translation, deux composants généralement coaxiaux. Ce type de liaison robuste est capable de transmettre d'importants efforts axiaux conjugués à des couples élevés.

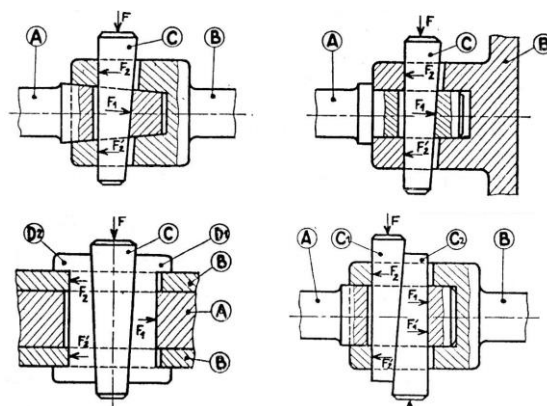


Figure 3.10: clavetage transversal.

- **d. Clavetage tangent**

Réservé à des applications cinématiques simples, ce mode de clavetage permet d'obtenir une liaison complète pour la transmission de couples faibles. Un exemple classique réside dans le clavetage des manivelles de pédalier sur les bicyclettes anciennes.

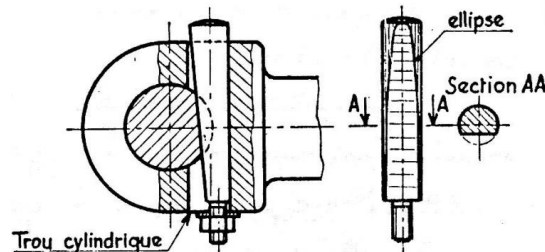


Figure 3.11: clavetage tangentiel.

1.2. Calcul des clavettes parallèles

Les clavettes parallèles assurent la liaison en rotation entre un arbre et un moyeu. Le moment transmis engendre une force uniformément répartie sur les demi surfaces latérales de la clavette (Fig 3.12). La longueur l de la clavette peut être calculée au matage:

$$p = F_t / (l b / 2) \leq p_a \dots \dots \dots (3.3)$$

où

p_a est la pression admissible en MPa, F_t en N.

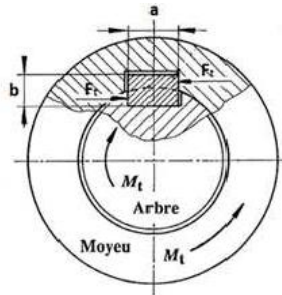


Figure 3.12: Etat de chargement d'une clavette.

D'où l : est égale au minimum au:

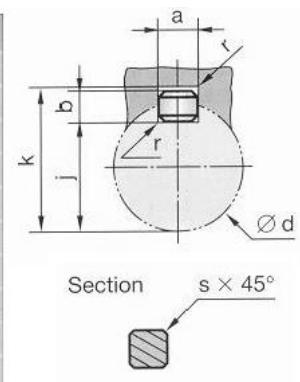
$$l_{min} = 2 F_t / (b p_a) \dots \dots \dots (3.4)$$

Ensuite cette longueur doit être vérifiée en cisaillement:

$$\tau = F_t / (l a) \leq R_{pg} \dots \dots \dots (3.5)$$

La largeur et l'épaisseur des clavettes sont normalisés. Ils sont déterminés en fonction du diamètre de l'arbre. Ces dimensions normalisées sont données dans le tableau ci-dessous.

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4



Exemple 2:

Une clavette parallèle employée dans un arbre-moyeu d'un diamètre de 50 mm et transmettant un couple de 500 Nm.

1. A partir du tableau des dimensions normalisées, déterminer l'épaisseur et la largeur de cette clavette,

$$D = 50 \text{ mm}; a = 14 \text{ mm et } b = 9 \text{ mm}$$

2. Calculer sa longueur $P_a = 100 \text{ MPa}$,

$$F_t = \frac{2M}{D} = \frac{2 \times 500000}{50} = 20000 \text{ N}$$

Et

$$l = \frac{2F_t}{bP_a} = \frac{2 \times 20000}{9 \times 100} = 45 \text{ mm}$$

3. Vérifier sa résistance au cisaillement $R_{pg} = 40 \text{ MPa}$.

$$\tau = \frac{F_t}{la} = \frac{20000}{45 \times 14} = 31,75 \text{ MPa} < R_{pg} = 40 \text{ MPa}$$

2. Segments d'arrêt

Appelés aussi les circlips, les segments d'arrêt sont des organes d'assemblage utilisés souvent pour immobiliser en translation des pièces cylindriques sollicitées par des charges axiales constantes ou peu variables. Monté dans un alésage ou sur un axe, le but de segment est de former un épaulement frontal qui bloque les pièces appuyées contre lui tout en occupant une place très limitée. Ces éléments ont la forme d'un anneau ouvert de section transversale, habituellement, rectangulaire afin de faciliter le montage.

2.1. Classification des segments d'arrêt

Ces éléments d'assemblage sont partiellement normalisés mais il existe des formes moins courantes. Ces types sont utilisés dans des montages particuliers. Nous citons dans cette section que types les plus couramment rencontrés dans la construction.

a. Segments standards

La famille des segments d'arrêt standards regroupe les segments d'arrêt à montage axial dans des gorges. on trouve dans cette famille trois normes (Fig 3.13): la norme f contenant les segments universels capables de transmettre des efforts axiaux importants entre la pièce exerçant la poussée et la paroi de la gorge, la norme J caractérisée par une hauteur radiale de montage inférieur à celle de f et forme un épaulement concentrique ce qui permet de les utilisés dans les cas d'espace radial réduit et la norme K possédant des expansions uniformément réparties sur le périphérique qui assurent ainsi une meilleur fixation.

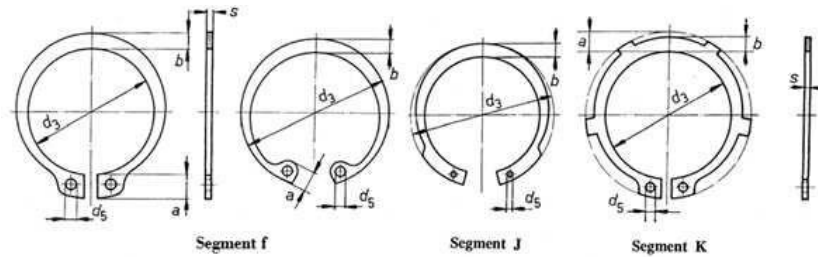


Figure 3.13: Segments d'arrêt standards.

b. Segments à verrouillage autonome

Ce type de segments est utilisé dans le cas des arbres ou alésages lisses dépourvus de gorge. Il regroupe les normes suivantes (Fig 3.14): Les segments collier utilisés sur les arbres lisses sans gorge, de faible diamètre. Les triangles de blocage de forme transversale bombée, menée de trois languettes renforcées exerçant un effet de ressort. Enfoncés, dans le sens de la face intérieur du bombage, sur un arbre lisse, ce segment assure un blocage parfait des pièces montées sur l'arbre à des triangles intérieurs. la poussée dans le sens opposé bloque les triangles sur l'arbre et rend le démontage impossible. Les anneaux dentelés ont la même fonction des triangles de blocage tout en possédant une hauteur de montage réduite.

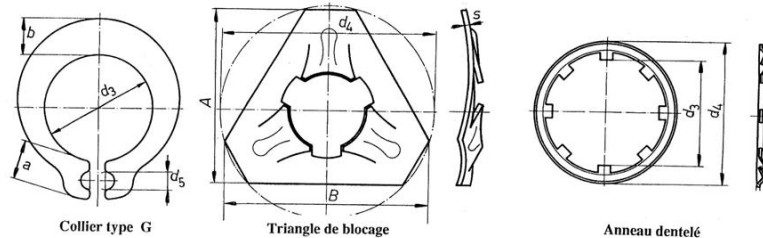


Figure 3.14: Segments à verrouillage autonome.

c. Segments compensant le jeu axial

Ces segments ont le caractère de compenser élastiquement le jeu axial dû au cumule des écarts d'usinage de la gorge et des pièces montées. La figure 3.15 présente les trois normes les plus fréquemment rencontrées.

Les segments de type L ont la forme des segments K en tenant leur élasticité de l'inclinaison des expansions. Les segments W peuvent compenser des jeux sensiblement plus importants tous en exerçant un effort plus faible. Les rondelles SL, à montage radial, possède une forme bossée dans un sens ce qui permet la compensation des jeux axiaux.

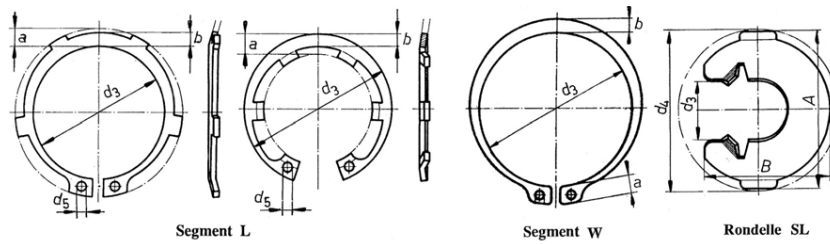


Figure 3.15: Segments d'arrêt compensant le jeu axial.

d. Segments à montage radial

Le montage radial assure deux avantages liés, d'un côté au choix libre de la profondeur de la gorge et d'un autre à la possibilité de montage manuel. Cette famille de segment comporte les types suivant (Fig 3.16): Les segments cavaliers et les segments colliers ayant une force de portance élevée grâce à leur largeur importante. Ils sont employés pour les petits axes. Les segments croissant sont les seuls segments à montage radial qui possèdent une hauteur d'épaule faible. Ainsi, les anneaux en deux pièces sont les seuls segments qui résistent à la force centrifuge.

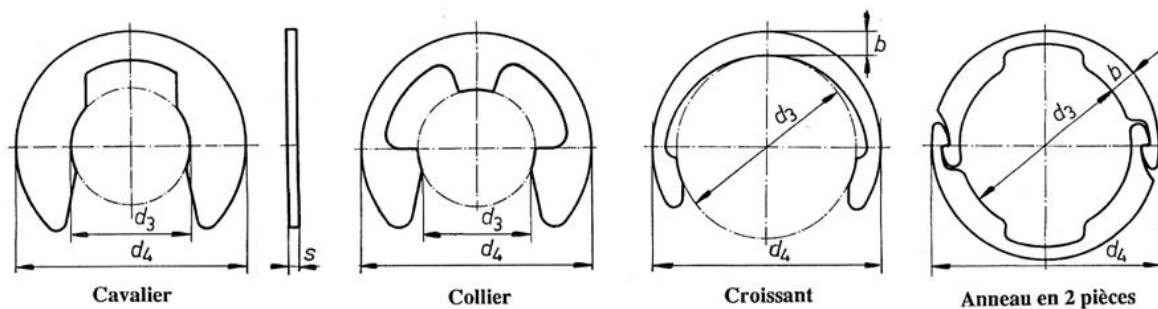


Figure 3.16: Segments à montage radial.

2.2. Calcul des segments standards

La transmission de la poussée axiale dans un assemblage utilisant un segment d'arrêt dépend non seulement de la forme du segment, mais aussi de la géométrie des pièces assemblées. La transmission entre une bague, sollicitée par une charge axiale, et le segment d'arrêt monté dans la gorge de l'axe (Fig 3.17), fait intervenir une modification brusque des lignes de forces accompagnée de concentrations de contraintes locales.

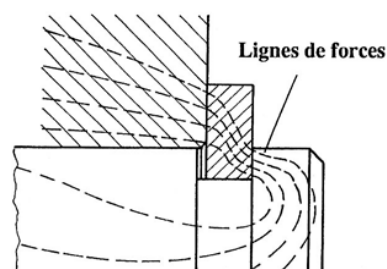


Figure 3.17: Transmission de la poussée.

Le contrôle d'un tel assemblage utilisant s'effectue par la vérification de la capacité de

charge axiale du segment et de la gorge. Ainsi, il est parfois utile de vérifier la fréquence de rotation maximale de l'arbre afin d'assurer la fonction des segments extérieurs.

a. Calcul de la gorge

La résistance de la gorge dépend de la pression moyenne de contact avec le segment. La surface théorique de contact est donnée par:

- Segment monté sur un arbre: $A = (d_1^2 - d_2^2)/4$
- Segment monté sur un moyeu: $A = (d_2^2 - d_1^2)/4$

Où d_1 et d_2 sont respectivement le diamètre l'élément et du fond de la gorge.

La contrainte maximale de compression doit vérifier la condition de résistance suivante:

$$\sigma = F_a / A \leq R_e / FS \dots\dots\dots (3.6)$$

Où F_a est la force axiale et R_e est la limite élastique de l'élément sur lequel le segment est monté.

A partir de cette condition, la force axiale maximale peut être donnée par:

$$F_{a_max} = (R_e A) / FS \dots\dots\dots (3.7)$$

Dans le cas d'une charge statique, le coefficient de sécurité doit être ou moins égal à 3.

b. Calcul du segment

Le segment subit, sous l'effet de la poussée axiale des pièces assemblées, un moment fléchissant engendré par le décalage des lignes d'action des poussées (Fig 3.17). Le bras de levier réel h dépend de la déformation des pièces et de la forme de l'arête de la contre - pièce. Il peut se trouver par les relations proposées dans la Figure 3.18. La capacité de charge du segment dépend de l'angle de gauchissement limite ψ , exprimé en radian, donné par la figure 3.19 en fonction du diamètre nominal d_1 du segment, et du bras de levier.

Figure 3.18: Position du segment sous charge axiale.

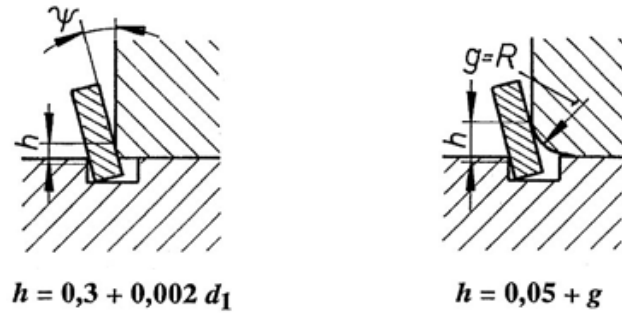
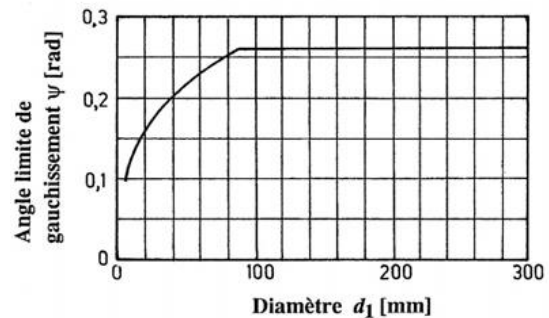


Figure 3.19: Angle de gauchissement admissible.



La force axiale admissible sur le segment s'exprime par la relation générale :

$$F_a \leq \psi K / (h FS) \dots\dots\dots (3.8)$$

Où K est la constante d'élasticité du segment et FS est le facteur de sécurité.

3. Cannelures et dentelures

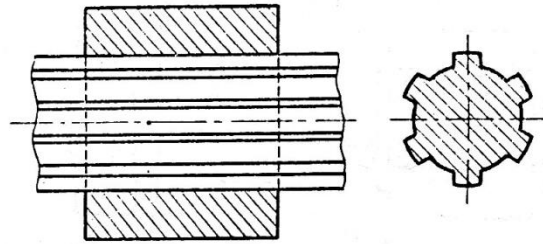
Si l'arbre de transmission doit supporter un couple de torsion relativement élevé par un assemblage à clavette, la pression maximale entre la clavette, l'arbre et le moyeu devient trop grande, donc inadmissible. Dans ce cas, l'introduction de deux clavettes n'est pas recommandée. Il est préférable de prévoir un assemblage à arbre-moyeu cannelés ou dentelés.

3.1. Classification des assemblages à dentelures ou cannelures

Il existe plusieurs techniques d'assemblages qui utilisent les dentelures ou cannelures.

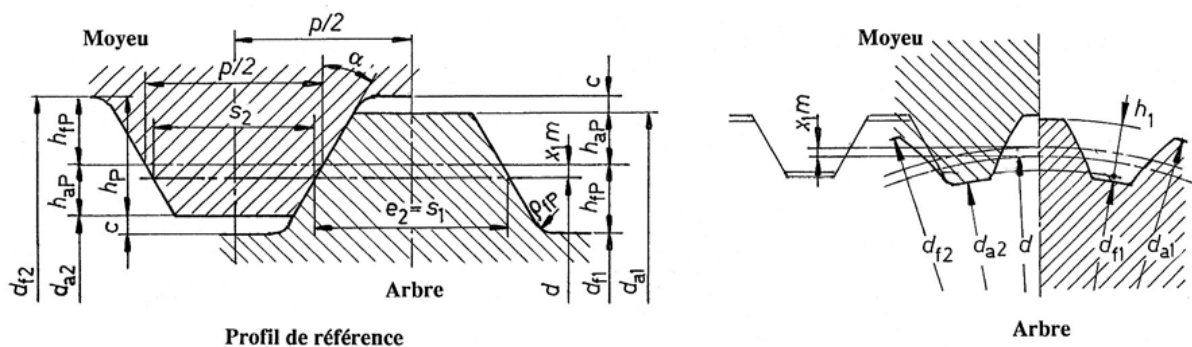
a. Cannelures à flancs parallèles

Les cannelures sont taillées dans l'arbre, sa forme, ses dimensions et leur nombre étant normés. Le couple de torsion devrait pouvoir se transmettre uniformément par toutes les faces portantes des cannelures (Fig 3.20). Cet assemblage est similaire à l'emploi multiple des clavettes parallèles.

Figure 3.20: Arbre-moyeu cannelé.**b. Cannelures à flancs en développante**

Les assemblages à denture basse, dites cannelures à flancs en développante, servent à créer des assemblages entre arbre et moyeu démontables, coulissants ou serrés permettant de transmettre des couples importants et de centrer les pièces tout en facilitant la fabrication des composantes. Les bases de la normalisation sont :

- des profils de référence communs pour tous les modules d'où relations générales pour la définition de toutes les dimensions (Fig 3.21),
- centrage sur les flancs des dents, exceptionnellement sur le diamètre intérieur ou extérieur de l'arbre,
- système de tolérance fixant les écarts sur les dimensions des dents de l'arbre et des creux dans le moyeu, les classes de qualité.

**Figure 3.21:** Cannelures à flancs en développante.**c. Dentelures rectilignes**

L'avantage essentiel de l'utilisation des dentelures rectilignes est de pouvoir orienter facilement la position du moyeu par rapport à celle de l'arbre en décalant les deux pièces d'un ou de plusieurs pas circonférentiels. La denture est à profil triangulaire sur l'arbre, l'angle au sommet du triangle étant généralement 60° (Fig 3.22).

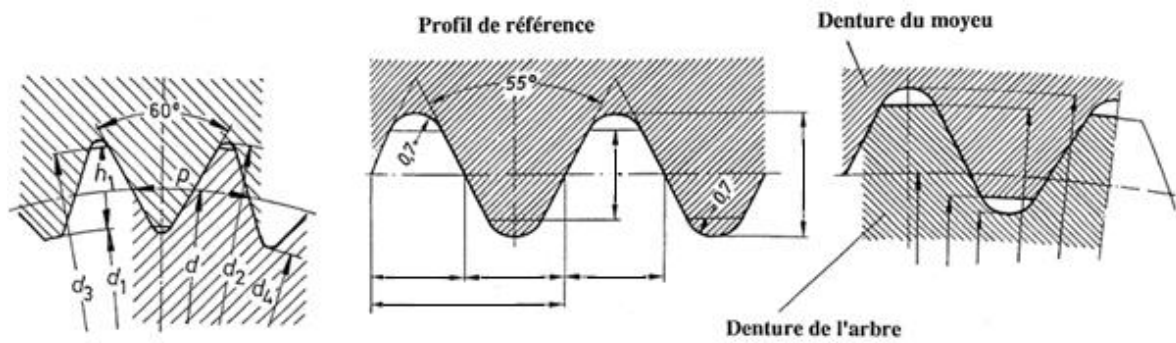


Figure 3.22: Assemblage à dentelures rectilignes.

d. Stries radiales

L'utilisation des stries radiales, dit dentelures frontales, permet la réalisation des accouplements de précision et, le plus souvent, de position angulaire réglable. La figure 3.23 représente un exemple d'accouplement à stries radiales. Elle illustre quelques spécifications de ce type d'assemblage.

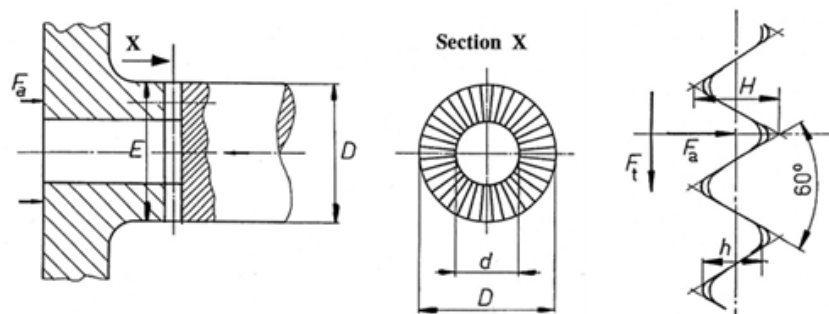


Figure 3.23: Assemblage à dentelures frontales.

3.2. Calcul des cannelures à flancs parallèles

Les normes prévoient trois gammes d'assemblages (Fig 3.24):

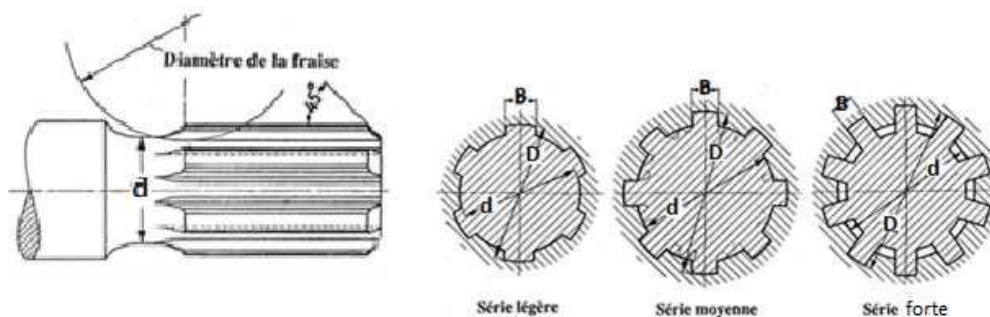


Figure 3.24: Gamme des cannelures à flancs parallèles.

Les dimensions liées à chacune de ces séries sont données dans le tableau au-dessous.

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
	62	68	12	12		36	42	7	14,4		46	56	7	30
10	72	78	12	15	8	42	48	8	14,4	16	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
	112	120	18	22,5		62	72	12	24	20	82	92	6	60
						72	82	12	30		92	102	7	60
n = nombre de cannelures. s = surface réelle d'appui des cannelures par millimètre de longueur.					10	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					

- Série légère : pour des faibles couples et faible sollicitation de l'arbre à la torsion transmis principalement par des arbres creux. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : inférieur à 1,5 .
- Série moyenne : pour des couples élevés et sollicitation maximale de l'arbre à la torsion, mais sans déplacement axial du moyeu par rapport à l'arbre ou avec déplacement axial du moyeu mais sans charge. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : environ 1,5 à 2 .
- Série forte : pour des couples et sollicitation maximales de l'arbre en torsion pendant le déplacement du moyeu par rapport à l'arbre. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : environ 1,5 à 2 .

La détermination des dimensions des arbre-moyeu cannelés se fait généralement en deux étapes; choix d'une série, vérification de la longueur des cannelures.

L'effort tangentiel exercé sur l'arbre se manifeste sous forme d'une sollicitation de pression. Cette pression doit être supportée d'une manière équitable par la totalité des cannelures.

D'où

$$p = F_t / S \leq p_{adm} \dots\dots\dots (3.9)$$

Où

F_t est l'effort tangentiel, p_{adm} est la pression admissible et S est la section sollicitée.

En effet, la section minimale nécessaire soit donnée par:

$$S = F_t / p_{adm} \dots\dots\dots (3.10)$$

En fonction du diamètre de l'arbre, on trouve trois choix (séries légère, moyenne et forte) dont chacune propose une surface réelle d'appui s .

La longueur des cannelures est donnée par:

$$l = S / s \dots\dots\dots (3.11)$$

Cette longueur doit être comprise dans les limites spécifiques à la série choisie.

Exemple 3:

Un arbre cannelé de diamètre 52 mm transmettant un couple de 1200 Nm. Sachant que l'arbre-moyeu fonctionne avec glissement sans charge, déterminer la série convenable et puis la longueur des cannelures ($p_{adm} = 30 \text{ MPa}$).

Cette situation impose le choix de la série moyenne:

$$n = 8, s = 18 \text{ mm}$$

Et on a:

$$F_t = \frac{2M}{D} = \frac{2 \times 1200000}{52} = 46153,8 \text{ N}$$

Ainsi:

$$S = \frac{F_t}{p_{adm}} = \frac{46153,8}{30} = 1538,46 \text{ mm}^2$$

Et:

$$l = \frac{S}{s} = \frac{1538,46}{18} = 85,47 \text{ mm}$$

On aura:

$$\frac{l}{d} = \frac{85,47}{52} = 1,64$$

En effet;

$$1,5 < \frac{l}{d} < 2 \quad \text{Ce qui justifié le choix.}$$

Chapitre 4:

Assemblage par adhérence et

Frottement

Chapitre 4 : Assemblages par adhérence et frottement

Dans les assemblages travaillant par frottement, la transmission des efforts mécaniques entre les différents composants est assurée par la création d'une ou de plusieurs pressions de contact élevées sur les surfaces en vis-à-vis. L'objectif technologique est de garantir que la force de frottement d'adhérence générée soit strictement supérieure aux sollicitations extérieures appliquées à l'ensemble.

La sécurité de ce type de montage est définie par le rapport entre l'effort limite provoquant le glissement des surfaces et l'effort réellement appliqué en condition de service. Pour optimiser la fiabilité de ces liaisons, la géométrie et la qualité des zones de contact jouent un rôle primordial ; il est donc fortement avantageux de réaliser des états de surface d'une grande perfection (par rectification ou rodage).

1. Assemblage par emmanchement conique

Les assemblages par cônes ajustés constituent une solution simple et performante pour lier un arbre et un moyeu de formes tronconiques complémentaires. Le centrage réciproque et rigoureux des deux pièces est directement garanti par l'identité des conicités sur les deux éléments.

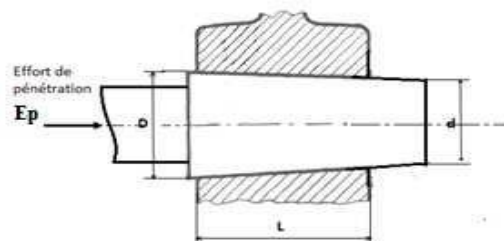
1.1. Caractéristiques et variantes de l'assemblage conique

L'intérêt opérationnel essentiel de ce mode de montage réside dans sa grande facilité de manœuvre : l'arbre et le moyeu peuvent être mis en position à la main nue, sans nécessiter d'outillage spécifique. De plus, ces liaisons offrent une excellente coaxialité et garantissent un démontage rapide. En contrepartie, leur coût de fabrication reste élevé en raison de l'usinage de haute précision exigé pour assurer la coïncidence parfaite des portées coniques.

Selon l'intensité des efforts à transmettre et les angles de dépouille, on distingue deux configurations d'usage :

- **Maintien par obstacle fileté** : Dans le cas de transmissions de couples ou d'efforts axiaux importants, l'adhérence pure peut être insuffisante. Il est alors nécessaire de sécuriser le maintien de l'emmanchement à l'aide d'un élément fileté mécanique (écrou en bout d'arbre ou vis de pression).
- **Cônes irréversibles (coincement autosuffisant)** : Lorsque l'angle de conicité est inférieur à l'angle de frottement des matériaux, le système devient irréversible. Ces cônes s'emploient seuls, sans dispositif de verrouillage complémentaire, principalement dans les broches et outillages de machines-outils (par exemple, les contre-pointes de tour ou les queues de forets à cône Morse).

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 compris entre les deux génératrices de cône,
- Le rapport entre la différence de diamètre et la longueur de contact, appelé conicité;

$$C = (D - d) / L = 2 \tan(\alpha/2) \dots\dots\dots (4.1)$$

- Surface latérale de contact, mesuré par;
- $S = \pi (D + d)/2 \cdot L / \cos(\alpha/2) \dots\dots\dots (4.2)$

1.2 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 exercent un effort résistant F incliné d'une et d'une angle d'adhérence (Fig 4.2). Cet effort est décomposé en deux efforts: tangentiel et normale;

$$F = F_t + F_n \dots\dots\dots (4.3)$$

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

$$\begin{aligned} F_n &= p S \\ F_t &= p S \tan \varphi \dots\dots\dots (4.4) \end{aligned}$$

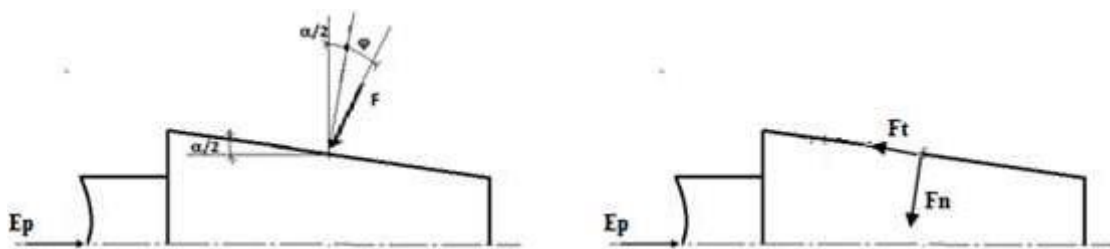


Figure 4.2: Efforts de coincement.

En effet,

$$E_p = F_t \cos(\alpha/2) + F_n \sin(\alpha/2) \dots\dots\dots (4.5)$$

En remplaçant F_t et F_n par les relations 4.4 et S par sa valeur (relation 4.2), on trouve:

$$E_p = (p \pi (D^2 - d^2)/4) (\tan \varphi / \tan(\alpha/2) + 1) \dots (4.6)$$

Afin que l'assemblage puisse 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.

De la même manière, l'effort d'extraction E_x peut être donné par:

$$E_x = (p \pi (D^2 - d^2)/4) (\tan \varphi / \tan(\alpha/2) - 1) \dots (4.7)$$

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

$$\tan \varphi > \tan(\alpha/2) \dots \dots \dots (4.8)$$

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

1.3 Calcul du moment transmissible

Ce montage peut transmettre un couple maximale donné par:

$$M = (p \pi (D^3 - d^3) / 12) (\tan \varphi / \sin(\alpha/2)) 10^{-3} \dots (4.9)$$

Le dépassement de cette valeur conduit, le plus souvent, au glissement entre l'arbre et le moyeu.

Exemple 1:

Considérons le montage en face. La vis assure une force de 1000 N. La conicité des pièces A et B est de 0,25. Sachant que le coefficient de frottement est égal à 0,15, calculer la pression de contact et le moment transmissible. $D_b = 20$ mm, $d_a = 15$ mm.

On a:

$$Ep = p\pi \frac{(D^2 - d^2)}{4} \left(\frac{\tan \varphi}{\tan \alpha/2} + 1 \right)$$

Où

$$\tan \varphi = \mu = 0,15 \text{ et } \tan \alpha/2 = c/2 = 0,25/2 = 0,125$$

D'où

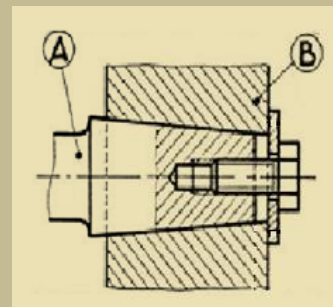
$$p = \frac{4Ep}{(D^2 - d^2) \left(\frac{\tan \varphi}{\tan \alpha/2} + 1 \right)} = \frac{4 \times 1000}{(20^2 - 15^2) \left(\frac{0,15}{0,125} + 1 \right)} = 3,3 \text{ MPa}$$

Le moment est donné par:

$$M = p\pi \frac{(D^3 - d^3)}{12} \frac{\tan \varphi}{\sin \alpha/2} 10^{-3} \quad \text{où} \quad \sin \alpha/2 \approx \tan \alpha/2$$

Donc

$$M = 3,3\pi \frac{(20^3 - 15^3)}{12} \frac{0,15}{0,125} 10^{-3} = 4,8 \text{ Nm}$$



2. 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.

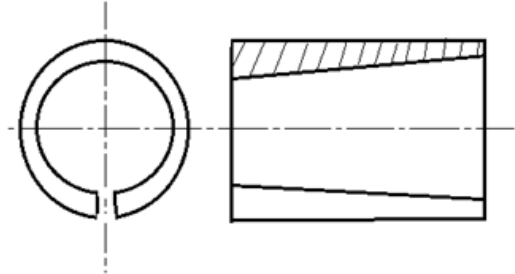


Figure 4.3: Douille conique fendue.

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.

2.1. Calcul de l'effort de serrage

La connaissance de la pression limite de résistance p permet de déterminer l'effort de serrage nécessairement appliqué aux éléments filetés (Fig 4.4).

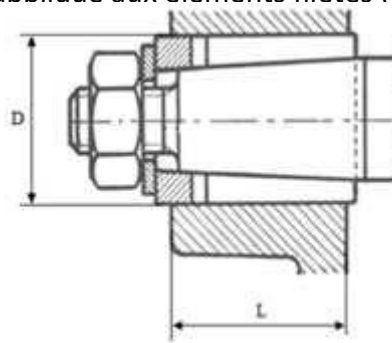


Figure 4.4: Montage par douille conique.

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

$$T = \mu N = \mu \pi D L p \dots\dots\dots (4.10)$$

Où μ est le coefficient de frottement.

2.2. Calcul du moment transmissible

Ce montage permet de transmettre un couple limite de:

$$M = \mu N D / 2 = \mu \pi (D^2 / 2) L p \dots\dots\dots (4.11)$$

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

3. 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 le collier fondue est serrée à l'aide de deux rangées de n vis. Cette solution s'utilise pour la fixation de poulies et volants en deux parties. Elle permet la transmission de couples 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.

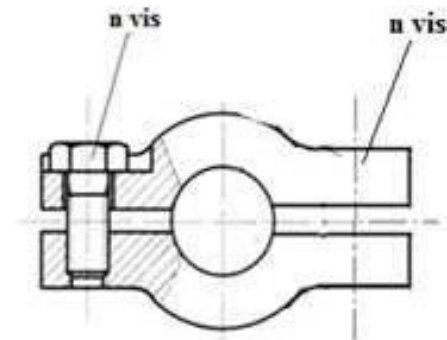


Figure 4.5: Montage par collier fondue.

3.1. Calcul d'effort axial

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

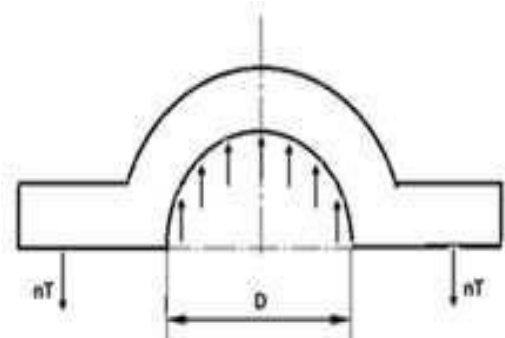


Figure 4.5: Répartition des efforts dans une collier.

L'équation d'équilibre appliquée au collier donne:

$$2 n T = \pi D L p \dots\dots\dots (4.12)$$

D'où

$$p = (2 n T) / (\pi D L) \dots\dots\dots (4.13)$$

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.

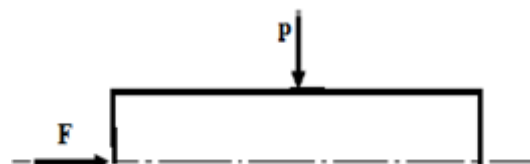


Figure 4.6: Chargement de l'arbre.

Appliquons maintenant l'équilibre pour l'arbre (Fig 4.6);

$$F = \mu p S = \mu \pi D L p \dots\dots\dots (4.14)$$

D'où:

$$F = 2 \mu n T \dots\dots\dots (4.15)$$

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

3.2. Calcul du moment transmissible

Ce montage peut transmettre aussi un couple limite de:

$$M = F D / 2 = \mu n T D \dots\dots\dots (4.16)$$

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

Exemple 2:

Un accouplement utilisant une collier fondue sur un arbre de diamètre 40 mm transmet un moment de 150 Nm. La collier est maintenue par deux boulons (à chaque coté). Sachant que la longueur de cette 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:

Assemblages non démontables

Chapitre 5: Assemblages non démontables

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

1. Assemblage par frettage

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

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

1.1. Procédé de frettage

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

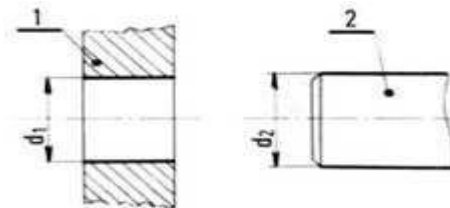


Figure 5.1: Montage par emmanchement forcé.

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.

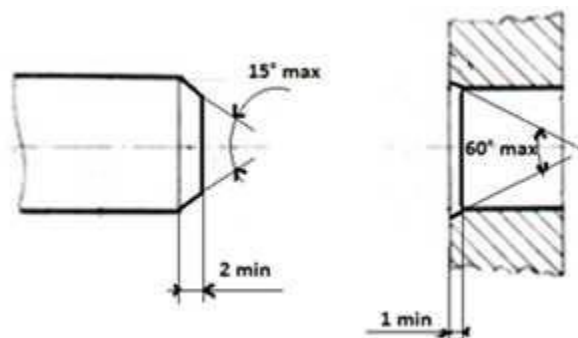


Figure 5.2: Préparation de l'arbre et du moyeu.

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

A la presse: la difficulté de mise en place n'impose pas que l'ménagement des extrémités de l'arbre et l'alésage (Fig 5.2) 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.

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

θ_c (°C) ou refroidir l'arbre à une température θ_r telles que:

$$\begin{aligned}\theta_c &= \theta_0 + (s + j)/(\alpha d) \\ \theta_r &= \theta_0 - (s + j)/(\alpha d) \dots\dots\dots (5.1)\end{aligned}$$

Où θ_0 : température ambiante (°C), α : 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:

$$p = (E s) / (2 d) \dots\dots\dots (5.2)$$

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 μ est le coefficient de frottement, l'assemblage peut supporter un effort axial A tel que:

$$A = \mu p S \dots\dots\dots (5.3)$$

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

Il vient donc que cet effort soit exprimé par:

$$A = \pi \mu p d L \dots\dots\dots (5.4)$$

Ainsi, cet assemblage peut transmettre un couple limite:

$$M = (\pi/2) \mu p d^2 L \dots\dots\dots (5.5)$$

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

Exemple 1:

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

On a:

$$\theta_c = \theta_0 + \frac{s+j}{\alpha.d} = 25 + \frac{0,02+0,01}{10^{-5}.50} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$$

La pression de contact sera:

$$p = \frac{E.s}{2d} = \frac{207 \times 10^3 \times 20 \times 10^{-3}}{2 \times 50} = 41,4 \text{ MPa}$$

Le moment est donné par:

$$M = \frac{\pi}{2} \mu . p . d^2 . L = \frac{\pi}{2} \times 0,15 \times 41,4 \times 50^2 \times 35 = 853,5 \text{ Nm}$$

2. Assemblage par rivetage

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

La liaison entre deux pièces minces (toles) est réalisée par la déformation de l'extrémité du rivet en formant la deuxième tête. Cette opération, appelée « rivure », résulte un double épaulement qui fixe les pièces à assembler l'une contre l'autre (Fig 5.3).

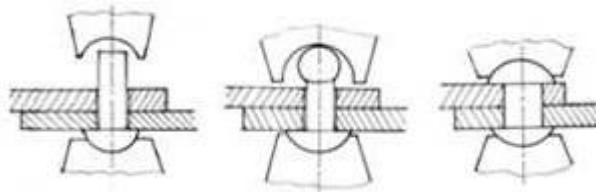


Figure 5.3: Procédé de rivetage.

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

2.1. Classification des rivets

Selon la forme géométrique, on trouve plusieurs types de rivet. La figure 5.4 représente les modèles les plus rencontrés en pratique.

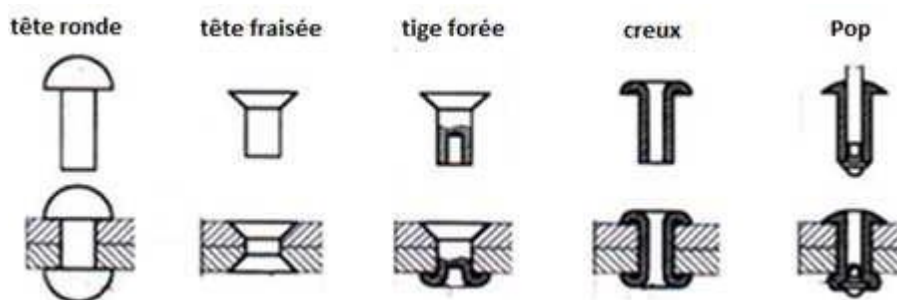


Figure 5.4: Types de rivets.

2.2. Calcul des rivets

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

$$d = 45 s / (15 + s) \dots\dots\dots (5.6)$$

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

$$n = 8 \times 10^{-4} \cdot (F / R_{pg}) (15/s + 1)^2 \dots\dots (5.7)$$

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

Exemple 2:

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

On a:

$$d = \frac{45.s}{15+s} = \frac{45.10}{15+10} = 18 \text{ mm}$$

Le nombre de rivet sera:

$$n = 8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{F}{R_{pg}} \left(\frac{15}{s} + 1\right)^2 = 8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{15000}{80} \left(\frac{15}{10} + 1\right)^2 \cong 3$$

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.

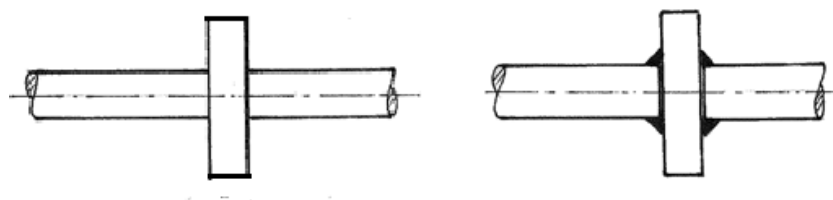


Figure 5.5: Joints de soudure.

Ainsi, pour fabriquer la pièce de la figure 5.5, un usinage au tour nécessiterait l'enlèvement d'une quantité de matière supérieure à celle de la pièce, ce qui n'est pas économique. Mais il est également possible de la réaliser par soudage. Cependant, à ces propriétés avantageuses, il faut en ajouter d'autres qui le sont un peu moins. Le refroidissement du cordon de soudure s'accompagne d'un retrait, et celui-ci peut provoquer des déformations modifiant les positions ou les cotes des pièces (Fig 5.6). Si ces déformations sont empêchées, il en résulte des contraintes résiduelles qui peuvent être dangereuses.

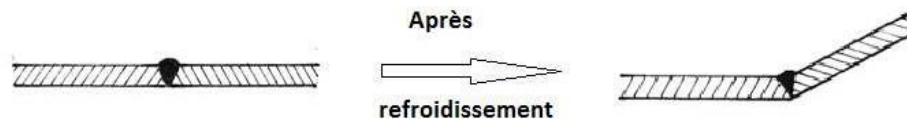


Figure 5.6: Déformation de retrait.

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 5.7).

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.

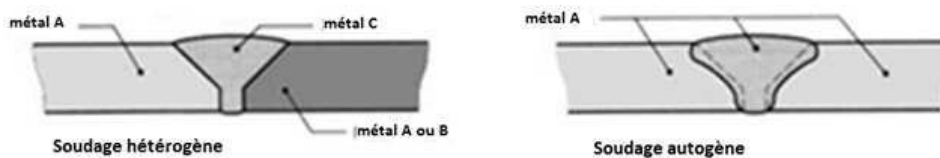


Figure 5.7: Procédé de soudage.

Selon la nécessité et le matériau soudé, on distingue plusieurs types de soudages. La distinction 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 CO₂) ou sous atmosphère active (MAG : le taux de CO₂ est plus important). Le gaz, actif ou inerte, conditionne la profondeur de pénétration de la soudure. Ainsi la soudure pénètre plus profondément pour le MAG que pour le MIG.

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. Calcul des joints de soudure

Dans le cas d'une soudure en bout, le cordon a sa racine d'un côté des pièces et son épaisseur a est égale à celle des tôles (Fig 5.8).

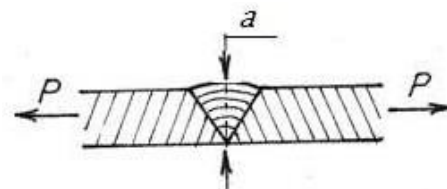


Figure 5.8: Soudure en bout.

Dans le cas d'une soudure d'angle (Fig 5.9), on définit l'épaisseur du joint a comme étant la plus petite distance de sa racine à la surface libre. Cependant, si le joint est convexe, l'épaisseur est limitée à la corde du joint. La longueur l du joint est toujours limité, au moins de $2a$, pour tenir compte des cratères d'extrémité.

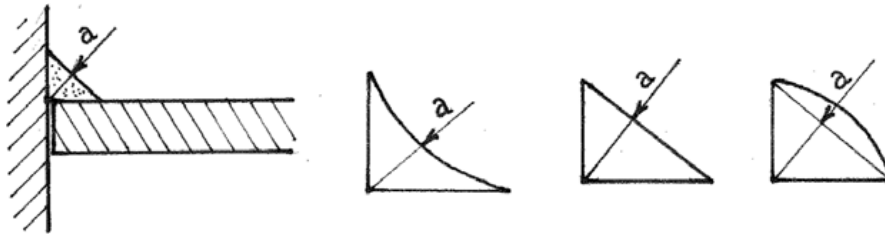


Figure 5.9: Soudure en angle.

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

Dans tous les cas, on a :

$$\sigma_{env} = \sqrt{3} F / (a l) \leq R_r \dots\dots\dots (5.8)$$

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

Bibliographie

Références Bibliographiques

- A. Cherfia et S. Benissaad, *Dessin Industriel Technologie de Construction*, 1^{ière} 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.