

République Algérienne Démocratique et Populaire

Université Aboubekr Belkaid -Tlemcen

Faculté de Technologie

Département de Génie-Mécanique



Assemblages par éléments filetés :
Eléments de technologie et dimensionnement

Polycopié

Réalisé par : **Dr. HAMZA-CHERIF Sidi Mohammed**

Année universitaire : **2016-2017**

Sommaire

Chapitre I : Assemblages Filetés	1
I.1. Introduction	1
I.2 Filetage	3
I.2.1 Termes et définitions	3
I.2.2 Caractéristiques principales des éléments filetés	4
Chapitre II : Profils de filetage	9
II.1. Filet métrique ISO	9
II.1.1 Profil de base	9
II.1.2 Dimensions de base en mm	9
II.1.3 Système ISO de tolérance des filetages triangulaires métriques	
II.1.4 Désignation normalisée	16
II.2. Filet Unified Screw Thread « UST »	17
II.2.1 Profil de base	17
II.2.2 Dimensions de base en pouce	18
II.2.3 Séries du filetage UST	19
II.2.4 Tolérances des filets	20
II.2.5 Désignation des filets	22
II.3. Profil Whitworth	24
II.3.1 Profil de base et dimensions	24
II.3.2 Système de tolérancement du filetage Whitworth	25
II.3.3 Désignation normalisée	25
Chapitre III : Vis, boulons et goujons	29
III.1. Vis d'assemblage à métaux	29
III.2. Vis de pression	33
III.3. Ecrous	33
III.4. Rondelles	33
III.5. Désignation normalisée	36
III.6 Représentation normalisée des assemblages filetés	37

Chapitre IV : Propriétés mécaniques des vis et des boulons en acier	40
IV.1. Classes de qualité (résistance)	40
IV.1.1 Vis	40
IV.1.2 Ecrous	41
IV.2. Matériaux et Propriétés mécaniques des vis	41
IV.2.1 Charge minimale de rupture	46
IV.2.2 Charge d'épreuve	46
IV.3. Matériaux et propriétés mécaniques des écrous	47
IV.3.1 Charge de défaillance des classes 04 et 05	50
IV.3.2 Charge d'épreuve	50
IV.4. Couples de classe de qualité appropriés des vis et écrous	51
IV.5. Marquage des vis	51
IV.5.1 Métrique	51
IV.5.2 Boulonnerie américaine	56
Chapitre V : Le serrage contrôlé des assemblages boulonnés	59
V.1. Serrage contrôlé	59
V.2. Principales causes de défaillances des assemblages boulonnés	60
V.3. Rupture d'une liaison vissée	61
V.4. Méthodes de serrage	61
V.4.1 Serrage au couple	62
V.4.2 Serrage à l'angle	67
V.4.3 Serrage à la limite élastique	67
V.4.3 Serrage par allongement hydraulique	67
V.4.4 Serrage par allongement thermique	67
Chapitre VI : Dimensionnement des assemblages vissés précontraints à serrage contrôlé	70
VI.1. Couple de serrage	70
VI.2 Comportement mécanique de l'assemblage sous l'effet de Q	71
VI.2.1 Loi de comportement	72
VI.2.2 Répartition des contraintes dans les pièces serrées	76
VI.2.3 Détermination de la raideur/souplesse en tension de la vis	76
VI.2.4 Modèle VDI 2230 pour le calcul de la raideur/souplesse en compression des pièces serrées	80
VI.3 Comportement d'un assemblage soumis à des charges extérieures axiales	84
VI.3.1 Equation de compatibilité	84
VI.3.2 Equation d'équilibre	85
VI.3.3 loi de comportement	85
VI.3.4 Facteur de charge	87
VI.3.5 Diagramme de chargement de l'assemblage sous l'action de F_{ext}	89

VI.4 Prècharge minimale fonctionnelle \bar{Q}_{min} et Prècharge maximale \bar{Q}_{max}	90
VI.4.1 Facteur de serrage	90
VI.4.2 Force de serrage résiduelle minimale $F_{\text{SR min}}$	91
VI.4.3 Perte de précharge due au fluage des pièces	91
VI.4.4 Précharge minimale fonctionnelle Q_{min}	92
VI.4.5 Précharge maximale Q_{max}	93
VI.5 Sollicitations cycliques	96
VI.5.1 Chargement cyclique	97
VI.5.2 Sollicitation ondulée de traction ($F_{\text{ext min}} < F_{\text{ext}} < F_{\text{ext max}}$)	98
VI.5.3 Sollicitation purement alternée (Traction/compression)	99
VI.5.4 Limite de fatigue	100
Références	105
Annexe	109

Chapitre I : Assemblages Filetés

I.1 Introduction

Un assemblage par éléments filetés assure une liaison ***complète, rigide et démontable*** entre une ou plusieurs pièces à assembler. Les éléments filetés trouvent beaucoup d'applications dans différents domaines mécaniques, civils, aéronautiques et marins et ceci grâce à leur facilité de manipulation. Ils sont utilisés pour supporter des charges statiques ou des charges cycliques de fatigue. Les assemblages boulonnés sont sans aucun doute les systèmes de liaison les plus utilisés en mécanique. Compte tenu de leur nombre et de leur importance dans la construction mécanique, ils représentent un enjeu économique certain. En effet, par exemple, on admet que dans la construction d'un avion, les assemblages par fixations mécaniques représentent, par les conséquences techniques qu'ils induisent, le troisième poste après les moteurs et les équipements. Si on se réfère à la construction automobile, les assemblages auxquels on s'intéresse, sont ceux qui sont critiques pour la pérennité de la machine comme les fixations de tête de bielle, les assemblages du bloc et de la culasse et les fixations des roues (figure 1.1).



Figure 1.1 : Exemples d'applications

La maîtrise de ce genre d'assemblage est bien exploitée par les industriels pour différentes raisons dont on cite :

- Minimiser les volumes des produits finis : Produit en pièces détachées ; tel que les appareils électroménagers, machines de production ;
- Discrétiser le produit pour assurer le transport et la livraison : avion en tronçons, grues... ;
- Faciliter la maintenance des pièces défectueuses : changements des composants mécaniques.

Un assemblage par éléments filetés est constitué par deux ou plusieurs pièces à assembler moyennant un ou plusieurs des éléments de liaison suivants (Figure 1.2) :

Vis : Tige filetée avec ou sans tête équipée d'un dispositif d'entraînement (rainure, forme hexagonale : creux ou tête...)

Écrou : Pièce taraudée ayant un dispositif d'entraînement.

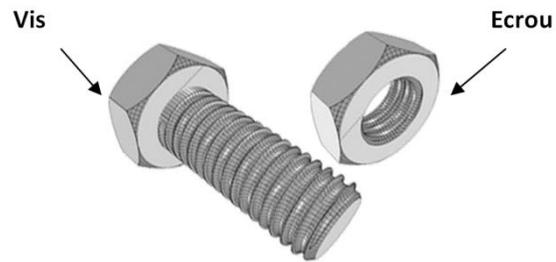


Figure 1.2 : Vis et écrou

Goujon : Tige comportant un filetage à ses deux extrémités.

Boulon : Ensemble constitué d'une vis à tête et un écrou. Un boulon est destiné normalement à assurer un serrage entre la face d'appui de la tête et celle de l'écrou.

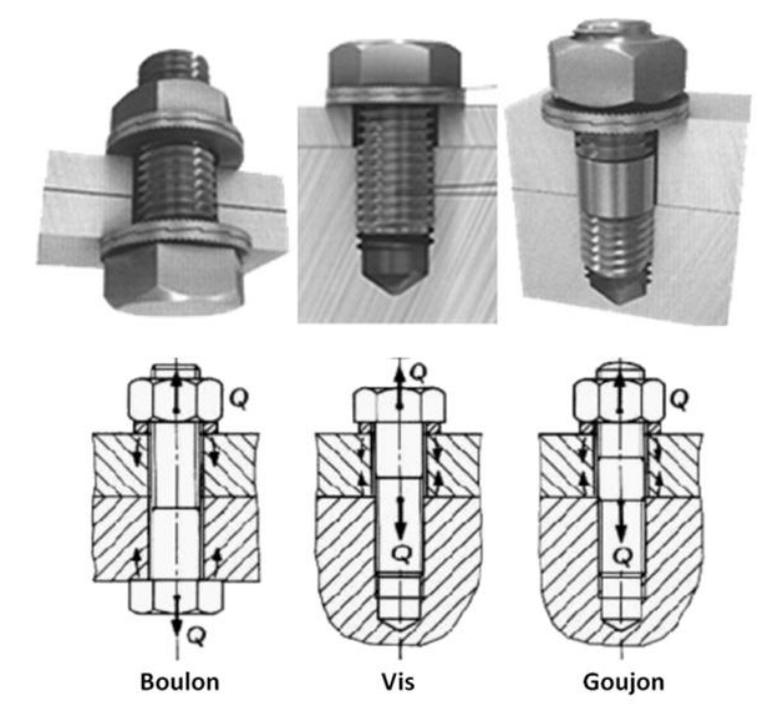


Figure 1.3 : Assemblages filetés

On peut les classer, d'après leur fonction, en

- vis d'assemblage, servant à construire des assemblages démontables ;
- vis de mouvement, permettant de transformer une rotation en une translation ;
- vis de fermeture et d'étanchéité, servant à fermer des orifices, par exemple pour le remplissage et la vidange d'huile, ou à serrer un couvercle à joint ;
- vis de pression, servant à presser une pièce en leur extrémité ;
- vis de mesure (micromètre) ; etc.

I. 2 : Filetage

I.2.1 Termes et définitions

Un filetage est obtenu à partir d'un cylindre ou d'un cône sur lequel on a exécuté une ou plusieurs rainures hélicoïdales. La forme de cette rainure peut être triangulaire, trapézoïdale, carrée ou ronde. La partie pleine restante est appelée **filet**.

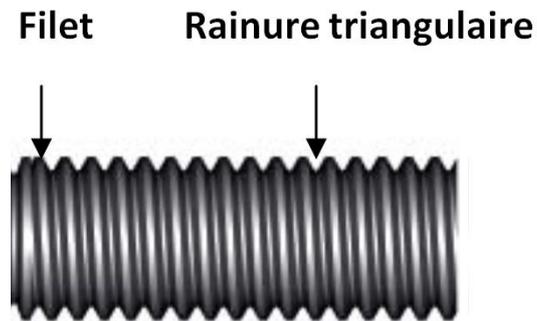


Figure 1.4 : Filet et rainure d'un filetage

- ✓ Les côtés des filets, sont la partie située entre le sommet et le fond notés les **flancs** du filet.
- ✓ La jonction entre deux flancs adjacents est appelée **fond** du filet.
- ✓ La partie extérieure où les deux flancs d'un filet se rejoignent est appelée **sommet** du filet.

L'angle de flanc β est l'angle formé par l'une des traces des deux flancs sur un plan méridien et la perpendiculaire à l'axe du cylindre ou du cône de base contenue dans ce plan. On notera qu'à priori, il peut exister deux angles de flanc différents (filets à profil dissymétrique). L'**angle de flanc** β dépend du type de filet.

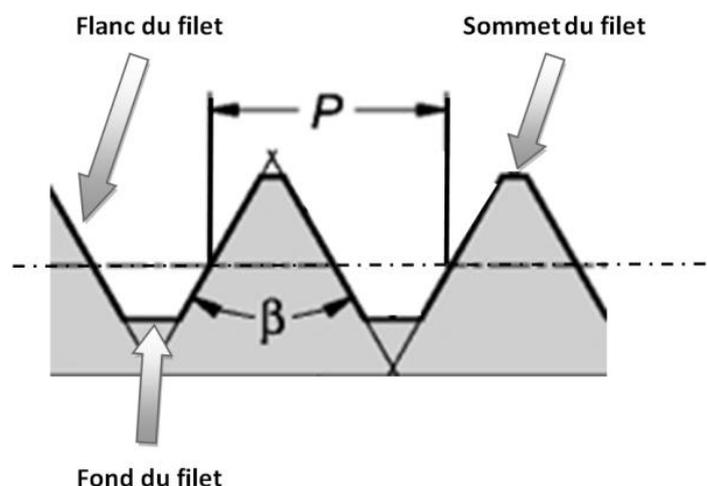


Figure 1.5 : Fond, sommet et flancs d'un filet

On dit qu'une tige est "**filetée**" et qu'un trou est "**taraudé**".

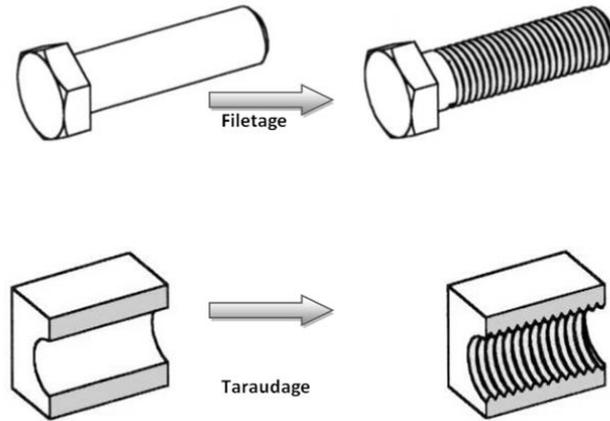


Figure 1.6 : Filetage et taraudage

Une pièce filetée peut comporter un seul filet ou plusieurs filets juxtaposés, identiques et équidistants ; elle est dite, dans le premier cas, à filet simple et dans le second, à filets multiples, voir figure 2.4.

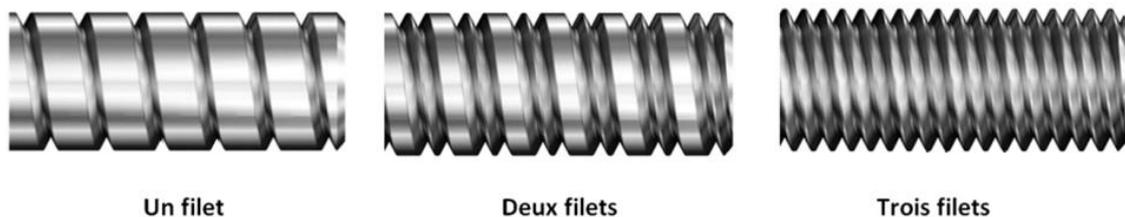


Figure 1.7 : Types de vis

I.2.2 Caractéristiques principales des éléments filetés

L'assemblage d'une vis et d'un écrou nécessite qu'ils aient les mêmes caractéristiques principales, à savoir :

- ✓ diamètre nominal,
- ✓ profil du filet,
- ✓ nombre de filets,
- ✓ pas,
- ✓ sens de l'hélice.

a) Diamètre nominal (d , D)

Ils correspondent aux diamètres d et D mesurés sur le sommet du filet dans le cas de la vis et le fond de filet dans le cas de l'écrou, voir figure 2.5. Par définition, la vis et l'écrou ont le même diamètre nominal : $d = D$

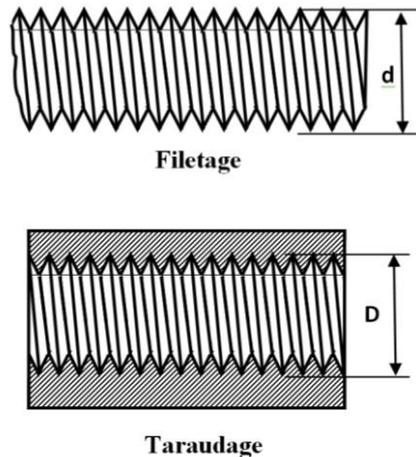


Figure 1.8 : Diamètre nominal dans le cas d'un filetage et d'un taraudage

b) Pas (P)

Le pas est la dimension axiale entre deux filets issus d'une même hélicoïde, voir figure 2.6. C'est aussi la valeur de la translation pour un tour de vissage (ou dévissage). Les normes prévoient pour chaque diamètre nominal un **pas usuel ou pas gros** et un certain nombre de **pas fins d'emploi exceptionnel** (filetage sur tube mince, écrou de faible hauteur, vis d'appareil de mesure, ...). A diamètre nominal égal, **plus un pas est fin, plus les tolérances sont réduites**, et plus celui-ci est précis.

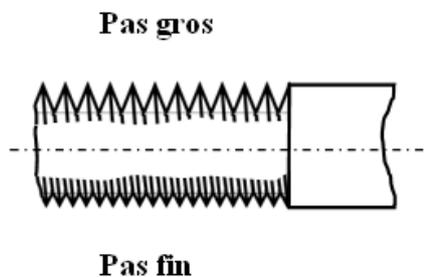


Figure 1.9 : Pas gros et fin d'un filetage

c) Angle d'hélice (φ)

L'angle φ d'inclinaison de l'hélice, ou angle d'inclinaison du filet, est formé par la tangente à l'hélice prise sur la surface cylindrique et un plan perpendiculaire à l'axe passant par le point de tangence, voir figure 2.7

$$\tan\varphi = \frac{P}{\pi d} \quad (1.1)$$



Figure 1.10 : Angle d'hélice d'un filetage

d) Sens d'hélice

Le sens de l'hélice est dit "à droite" si en mettant l'axe de la vis vertical, le filet monte vers la droite. Il est dit "à gauche" si le filet monte vers la gauche. Une vis à droite pénètre dans son écrou immobilisé en tournant dans le sens horaire (sens antihoraire pour une vis à gauche).

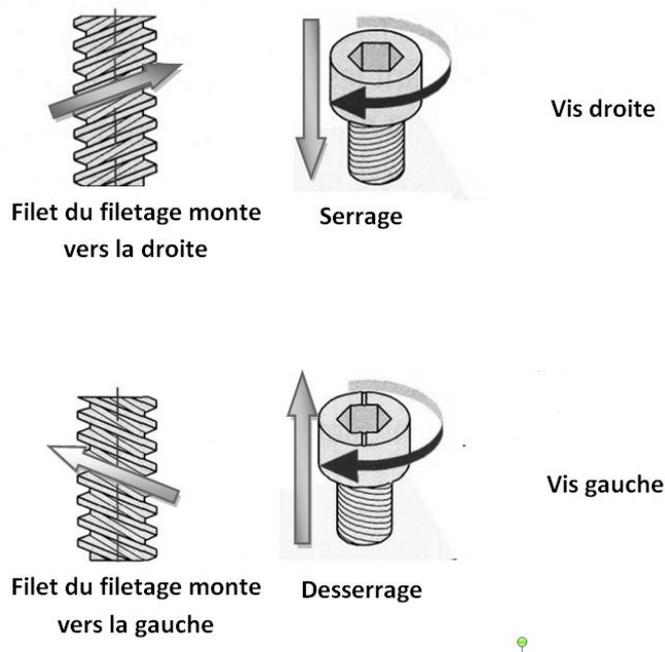


Figure 1.11 : Vis gauche et droite

Si on observe une vis avec filetage à droite, le filet monte en allant de la gauche vers la droite et inversement pour un filetage à gauche. Le serrage d'une vis à droite est réalisé en tournant la tête dans le sens des aiguilles d'une montre (sens inverse trigo) et inversement pour une vis à gauche.

e) Profils

Il existe différents types de profils :

- **Profil triangulaire ISO Métrique et Unified Screw Thread (UST)**

Le profil triangulaire isométrique (angle au filet égal à 60°) est le plus utilisé dans l'industrie mécanique, voir figure 2.9. On trouve le profil métrique et le profil UST.

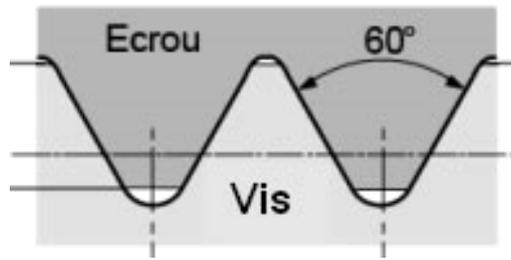


Figure 1.12 : Profil triangulaire

➤ **Profil Whitworth – BSW**

D'origine britannique, le profil Whitworth est construit sur la base d'un triangle d'angle au filet de 55° , voir figure 2.10. Les sommets et les fonds de filets sont arrondis. Il est beaucoup moins fréquent que le profil ISO mais on le rencontre toujours, et pas seulement au Royaume-Uni.

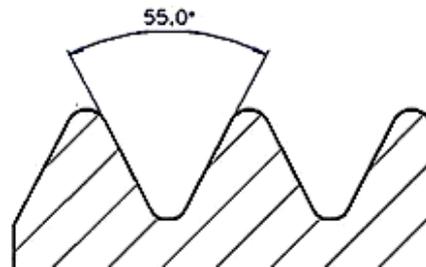


Figure 1.13 : Profil Whitworth

➤ **Profil Trapézoïdal (ISO et ACME)**

Utilisé dans la transformation de mouvement avec efforts importants (étau, vis mère de tour parallèle), voir figure 2.11. Il permet de réaliser des vis de manœuvre ou de transmission d'efforts et accepte mieux les traitements thermiques que le filet triangulaire. Les plus utilisés sont le profil ISO ($\beta=30^\circ$) et ACME ($\beta=29^\circ$).

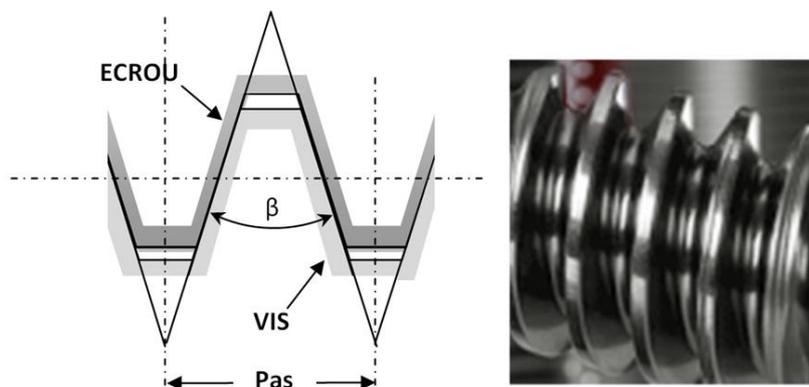


Figure 1.14 : Profil trapézoïdal

➤ Profil Rond

Le profil rond est utilisé pour sa résistance, et en particulier sa résistance aux chocs, mais son coût d'exécution limite son emploi. La forme arrondie des filets facilite l'engagement de la vis dans l'écrou, c'est aussi pour cette raison qu'il est utilisé dans le domaine ferroviaire pour l'attelage de wagons, ou pour les raccords d'accouplement des tubes de forage dans l'industrie pétrolière (filetage conique), voir figure 2.12.

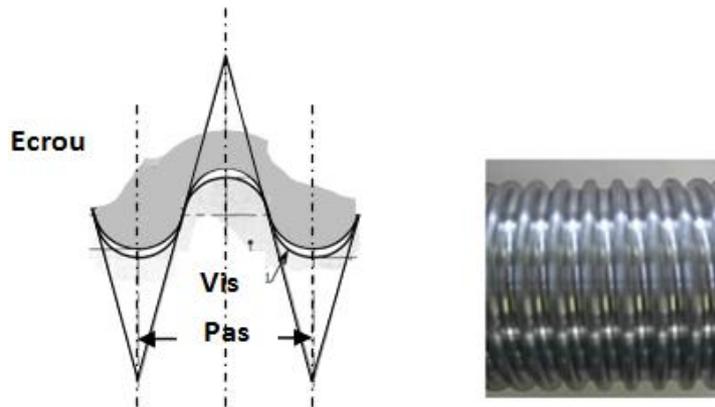


Figure 1.15 : Profil rond

➤ Profil carré

Le filet carré (voir figure 2.13) n'est pas normalisé mais très employé pour remplacer le filet trapézoïdal, car moins onéreux à réaliser. Il est couramment utilisé dans les vis de commande de machines outils ou outillage simples comme les étaux, presseoirs, etc.

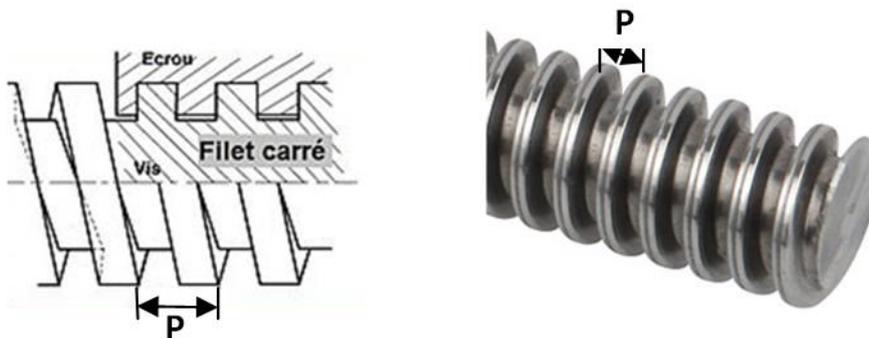


Figure 1.16 : Profil carré

➤ Profil gaz

Le filetage gaz (voir figure 2.14) est un filetage de tuyauterie très utilisé en plomberie, en hydraulique et en pneumatique. Ce filetage est couramment désigné, par le sigle BSP (*British Standard Pipe*).

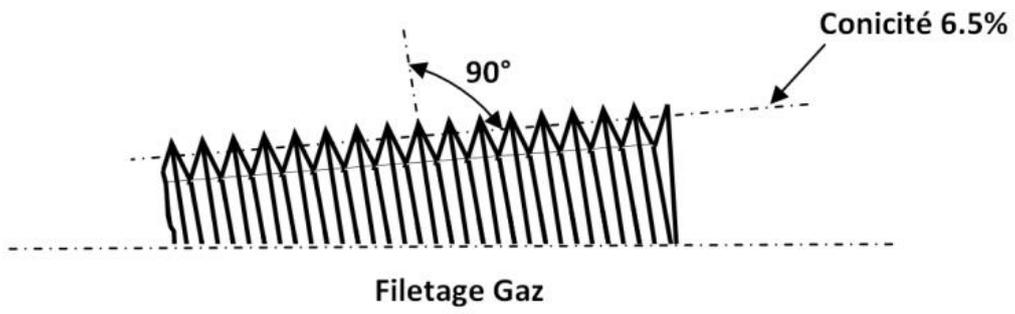


Figure 1.17 : Profil gaz

➤ **Profil dissymétrique**

Utilisé dans la transmission d'efforts importants dans un seul sens, voir figure 2.15.

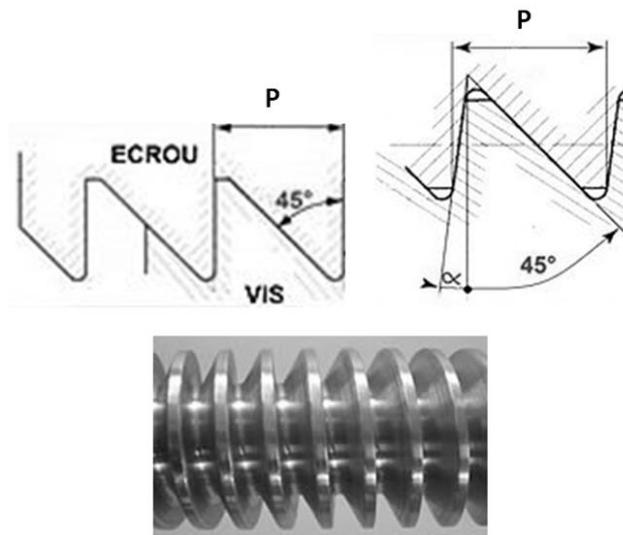


Figure 1.18 : Profil dissymétrique

Chapitre II : Profils de filetage

Le filetage triangulaire est le plus utilisé en visserie-boulonnerie. Le filetage métrique est utilisé principalement en Europe continentale et dans les pays extérieur à la zone anglo-saxonne. Il fut normalisé en 1898 lors d'une conférence à Zürich et modifié par la recommandation ISO R68 afin d'améliorer ses caractéristiques mécaniques. Le profil ISO à 60° est aussi partiellement adopté dans les pays anglo-saxons, appelé filetage unifié ou UST « Unified Screw Thread », les dimensions étant exprimées alors en pouces. Ce profil est défini à partir d'un triangle équilatéral à côté égal au pas P du filetage.

II.1 Filet métrique ISO

Le filet d'un filetage est caractérisé par son profil

II.1.1 Profil de base

Le profil est défini ou construit à partir d'un triangle équilatéral dont chaque côté est égal au pas P . Ce profil est défini par la norme ISO 68-1 :1998.

Le profil théorique de filetage est défini dans un plan axial par les dimensions et les angles théoriques communs pour les filetages intérieurs et extérieurs, voir figure 3.1 suivante.

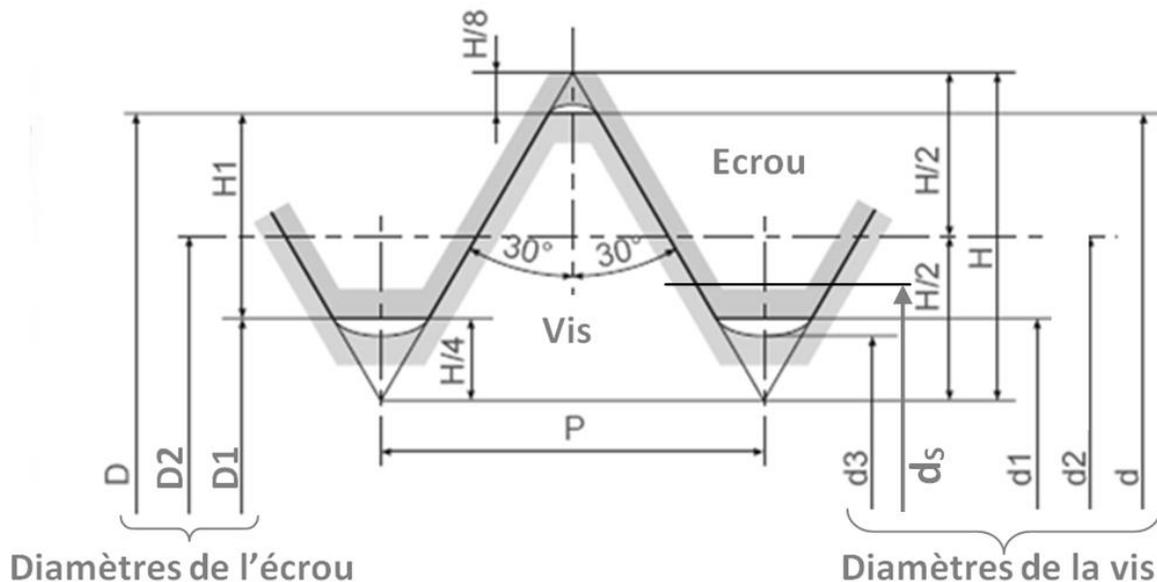


Figure 2.1 : Profil de base d'un filet métrique selon ISO 68-1 :1998

II.1.2 Dimensions de base en mm

Les dimensions de base du profil ainsi que les symboles utilisées sont définis par la norme ISO 724 : 1993: et qui sont donnés par les tableaux 3.1 et 3.2 suivants

Tableau 2.1 : Définition des différents symboles du profil de base selon ISO 724 : 1993

Symbole	Signification
<i>D</i>	diamètre extérieur de base du filetage intérieur
<i>D</i> ₁	diamètre intérieur de base du filetage intérieur
<i>D</i> ₂	diamètre sur flancs de base du filetage intérieur
<i>d</i>	diamètre extérieur de base du filetage extérieur
<i>d</i> ₁	diamètre intérieur de base du filetage extérieur
<i>d</i> ₂	diamètre sur flancs de base du filetage extérieur
<i>d</i> ₃	diamètre intérieur du filetage extérieur (voir Figure 3.1)
<i>P</i>	pas
<i>H</i>	hauteur du triangle primitif
<i>S</i>	désignation pour le groupe de longueurs en prise «court»
<i>N</i>	désignation pour le groupe de longueurs en prise «normal»
<i>L</i>	désignation pour le groupe de longueurs en prise «long»
<i>T</i>	tolérance
<i>T</i> _{D1} , <i>T</i> _{D2} , <i>T</i> _d , <i>T</i> _{d2}	tolérances sur <i>D</i> ₁ , <i>D</i> ₂ , <i>d</i> et <i>d</i> ₂
<i>ei</i> , <i>EI</i>	écarts limites inférieurs (voir Figure 3.2)
<i>es</i> , <i>ES</i>	écarts limites supérieurs (voir Figure 3.2)
<i>R</i>	rayon d'arrondi du filetage extérieur (voir Figure 3.1)
<i>C</i>	troncature à fond de filet du filetage extérieur (voir Figure 3.1)
<i>d</i> _s	Diamètre résistant ou équivalent

Les relations entre les différentes dimensions sont exprimées en fonction du diamètre *d* et du pas *P*, données par le tableau 3.2 suivant

Tableau 2.2 : Relations générales entre les différentes dimensions du profil triangulaire métrique selon ISO 724 : 1993.

Symbole	Equation
D	d
H	$\frac{\sqrt{3}}{2}P$
$d_1 = D_1$	$d - \frac{5}{4}H = d - \frac{5\sqrt{3}}{8}P$
$d_2 = D_2$	$d - \frac{3}{4}H = d - \frac{3\sqrt{3}}{8}P$
d_3	$d - 1.2268P$
C_1	$\frac{H}{4}$
C_2	$\frac{H}{8}$
R_{\min}^*	0.125P
d_s	$\frac{d_2 + d_3}{2}$

*Pour les filetages haute résistance à la fatigue et au choc

Pour les vis et écrous d'usage courant, la forme et la profondeur du vide à fond de filet ne sont pas imposés.

Il faut noter que la troncature à fond de filetage intérieur (taraudage) a pour avantage de faciliter l'usinage et la troncature à fond de filetage extérieur (filetage) a pour avantage d'augmenter la section du noyau de la vis

II.1.3. Système ISO de tolérance des filetages triangulaires métriques

Afin d'assurer l'interchangeabilité des deux constituants vis et écrou, ces deux pièces doivent présenter un jeu pour permettre :

- d'apporter une couche de protection sur les flancs du filetage,
- d'assurer un montage par vissage ne présentant aucune difficulté,
- de supporter par l'intermédiaire du filetage les efforts prévus dans la vis.

Le système de tolérance est défini par les normes ISO 965-1 : Novembre 2013, ISO 965-2, 3, 4 et 5 pour les filetages métriques. Le filetage est normalisé pour les qualités *fines* , *moyennes* et *grossières* (voir tableau 3.3) et pour des longueurs en prise : *longue (L)* , *courte (S)* et *normale (N)* .

Tableau 2.3 : Domaines d'applications des différentes qualités du système de tolérance

Qualité	Applications	longueur en prise
fines	Aérospatiale, nucléaire, mécanique miniature, instruments de mesure et de contrôle (palmer), ...	courte (S)
moyennes	Mécanique générale, automobile, machines industrielles, ...	normale (N)
grossières	Barre filetée roulée à chaud,...	longue (L)

Les limites de la longueur en prise sont données par le Tableau 2.4 suivant :

Tableau 2.4 : longueurs en prise

Courte (S)	Normale (N)	Longue (L)
$L < 2.24 P d^{0.2}$	$2.24 P d^{0.2} \leq L \leq 6.7 P d^{0.2}$	$L > 6.7 P d^{0.2}$

La classe de tolérance d'un filetage de diamètre *d* et de pas *P* donnés est désignée par un symbole composé d'un numéro de tolérance et d'une lettre d'écart dans l'ordre et sans séparation selon le tableau 2.5 suivant :

Tableau 2.5 : Classes de tolérance

	Numéro de tolérance	Lettre d'écart *
Vis (filetage)	3 à 9	e–f–g– h
Ecrou (taraudage)	4 à 8	G–H

* Pour les filetages extérieurs l'écart est spécifié par une lettre *minuscule* et pour les taraudages par une lettre *majuscule*

Selon le système ISO, les tolérances portent sur : *d* , *D₁* , *d₂* et *D₂* dont les numéros de tolérance sont répartis de la façon suivante (voir Tableau 2.6)

Tableau 2.6 : Numéros de tolérance

Diamètre	Numéros de tolérance
d	4, 6, 8
D ₁	4, 5, 6, 7, 8
d ₂	3, 4, 5, 6, 7, 8, 9
D ₂	4, 5, 6, 7, 8

a) Règles de tolérancement :

Les règles suivantes doivent être utilisées dans le tolérancement :

- 1) En général la tolérance sur flanc (**d₂** et **D₂**) est toujours suivi par la tolérance sur sommet (**d** et **D₁**)

Exemple :

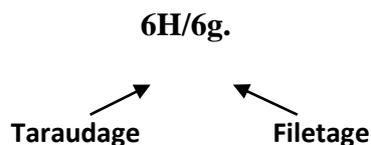
- Filetage extérieur (vis) : **5g6g**
- Taraudage : **4H5H**

- 2) Si le numéro de tolérance est le même sur flancs et sur sommets, on l'inscrit une seule fois, par exemple :

- Filetage extérieur (vis) : **5g5g** on l'écrit **5g**
- Taraudage : **4H4H** on l'écrit **4H**

- 3) Un **ajustement** fileté est désigné par l'indication dans l'ordre de la classe de tolérance du taraudage et de celle du filetage séparée par un trait oblique.

Exemple : un ajustement d'un assemblage fileté entre vis et écrou est donné par :



- 4) Dans le cas où la longueur en prise est **longue (L)** ou **courte (S)** le symbole relatif doit être ajouté dans la désignation et séparée par un tiret.

Exemple :

- Longueur en prise courte : M20x2-5H- S
- Longueur en prise longue : M6 - 7H/7g6g -L

- 5) L'absence du symbole de la longueur en prise dans la désignation signifie que la longueur est **normale**.

Exemple :

Longueur en prise normale : M20x2–5H

6) L'absence de la classe de tolérance dans la désignation signifie que le filetage est de qualité **moyenne** avec les classes suivantes :

➤ *Filetage intérieur :*

5H pour $d \leq 1.4$

6H pour $d \geq 1.6$

➤ *Filetage extérieur :*

6h pour $d \leq 1.4$

6g pour $d \geq 1.6$

b) Classes de tolérances recommandées

Le tableau 2.7 suivant donne les classes de tolérances recommandées (plus utilisées en mécanique) en fonction de la longueur en prise.

Tableau 2.7 : Classes de tolérances recommandées

Longueur en prise	Normale	Longue	Courte
Taraudage			
<i>Qualité fine</i>	4H / 5H	6H	4H
<i>Qualité moyenne</i>	6G / 6H	(7G) / 7H	(5G) / 5H
<i>Qualité grossière</i>	(7G) / 7H	(8G) / 8H	–
Vis			
<i>Qualité fine</i>		4h	(4h / 5h)
<i>Qualité moyenne</i>	<i>Avec écart</i>	(6e) / (6f) / 6g	(6g / 7g)
	<i>Avec écart nul</i>	6h	(6h / 7h)
<i>Qualité grossière</i>		8g	(8g / 9g)

Les classes présentées en **gras** sont les classes les plus utilisées en industrie mécanique.

Les classes () sont moins utilisées en industrie mécanique.

Remarques :

- En général la qualité fine est adoptée par l'industrie aérospatiale : 4H5H/4h (norme NF.L.05.223 et 05.224 Février 1990), alors que les autres qualités sont employées en filetages pour usages généraux: 6H/6g (**ISO 965-1**).

- La qualité normale pour le filetage métrique est la qualité 6. Plus le chiffre est élevé, plus la tolérance est grande. Les valeurs en dessous de 6 sont recommandées pour des exécutions fines ou précises ainsi que pour des longueurs en prise entre filetages, courtes. Au-dessus de 6, les tolérances plus grandes, sont recommandées pour des exigences plus "grossières" avec des longueurs en prise assez longue.
- Toutefois, afin d'éviter toutes les combinaisons possibles, les classes de tolérances devraient de préférence être disposé pour former les classes suivantes H/g, H/h ou G/h.
- Pour les diamètres inférieures à 1.4 mm les combinaisons préférables sont : 5H/6h et 4H/6h.

c) Ecartes supérieures et inférieures

La figure 3.2 suivante donne la position des tolérances par rapport à la ligne 0. Les valeurs des différents écarts supérieurs et inférieures sont exprimés par

➤ *Ecartes inférieures*

$$EI_G = 15 + 11P \quad (2.1)$$

$$EI_H = 0 \quad (2.2)$$

➤ *Ecartes supérieures*

$$es_e = -(60 + 11P) \quad (2.3)$$

$$es_f = -(30 + 11P) \quad (2.4)$$

$$es_g = -(15 + 11P) \quad (2.5)$$

$$es_h = 0 \quad (2.6)$$

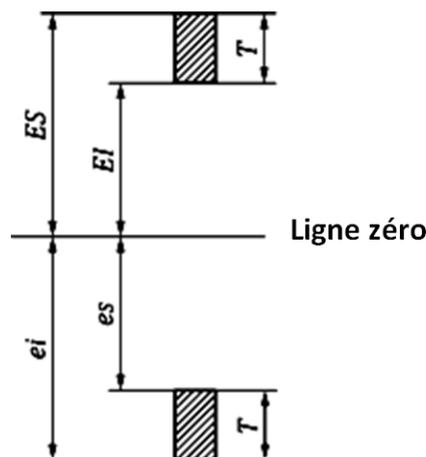


Figure 2.2 : Position des tolérances par rapport à la ligne 0 (profil de base)

où EI et es sont exprimés en μm et P en mm .

d) Tolérances sur d , D_1 , d_2 et D_2

Les tolérances relatives aux diamètres : d , D_1 , d_2 et D_2 sont données dans le tableau 2.8 suivant en fonction du pas P et du diamètre nominal d

Tableau 2.8 : Tolérances relatives aux diamètres : d , D_1 , d_2 et D_2

Tolérances sur le diamètre extérieur d des vis			
Classe	6	4	8
T_d	$T_d(6) = 180\sqrt[3]{P^2} - \frac{3.15}{\sqrt{P}}$	$0.63T_d(6)$	$1.6T_d(6)$

Tolérances sur le diamètre intérieur D_1 des écrous					
	Tolérance T_{D1}				
Classe	6	4	5	7	8
$0.2 \leq P \leq 0.8$	$433P - 190P^{1.22}$	$0.63T_{D1}(6)$	$0.8T_{D1}(6)$	$1.25T_{D1}(6)$	$1.6T_{D1}(6)$
$P \geq 1$	$230P^{0.7}$	$0.63T_{D1}(6)$	$0.8T_{D1}(6)$	$1.25T_{D1}(6)$	$1.6T_{D1}(6)$

Tolérances sur le diamètre d_2 des vis							
Classe	6	3	4	5	7	8	9
T_{d2}	$90P^{0.4}d^{0.1}$	$0.5T_{d2}(6)$	$0.63T_{d2}(6)$	$0.8T_{d2}(6)$	$1.25T_{d2}(6)$	$1.6T_{d2}(6)$	$2T_{d2}(6)$

Tolérances sur le diamètre D_2 des écrous					
Classe	4	5	6	7	8
T_{D2}	$0.85T_{d2}(6)$	$1.06T_{d2}(6)$	$1.32T_{d2}(6)$	$1.70T_{d2}(6)$	$2.12T_{d2}(6)$

II.1.4. Désignation normalisée

Le profil métrique ISO est utilisé pour la majorité des pièces filetées. Il se désigne de la façon suivante :

- Symbole **M** (mécanique générale) ou **MJ** (aéronautique et aérospatiale)
- diamètre nominal **d**

- pas **P**
- séparés par le signe de multiplication
- classe de qualité
- écart du filetage.

Exemples

1) Filetage extérieur **M8x1.25 – 5g6g**

M8x1.25 : filetage métrique de diamètre $d = 8$ mm et un pas $P = 1.25$ mm

5g : tolérance sur flancs et sa position

6g : tolérance sur diamètre extérieur et sa position

2) Taraudage M12 x 1 – 4H5H

M12 x 1 : filetage métrique de diamètre $d = 12$ mm et un pas $P = 1$ mm

4H : tolérance sur flancs et sa position

5H : tolérance sur diamètre intérieur et sa position

3) Taraudage M16 – 6H

6H : mêmes tolérances et positions sur flancs et diamètre intérieur,

4) Filetage extérieur M16 – 6g

6g : mêmes tolérances et positions sur flancs et diamètre extérieur.

5) Ajustement M16 – 6H/6g

6H/6g : ajustement taraudage 6H, vis 6g

II.2 Filet Unified Screw Thread « UST » ISO

II.2.1. Profil de base

Normalisé aux USA, en Grande Bretagne et au Canada. Il a le même profil de base (triangle équilatéral) que le filetage métrique ISO à filet triangulaire. Il est basé sur un triangle de 60° mais avec un arc de cercle de *rayon r en fond et sommet de filet pour la vis*. Pour l'écrou : *rayon en fond de filet et sommet tronqué*, ce qui facilite l'usinage et diminue les concentrations de contraintes (amorces de ruptures). Les dimensions géométriques du filetage unifié sont données par la figure suivante d'après **American Society of Mechanical Engineering ASME B1.1 2003**.

Le pas P exprimé par le nombre de filets contenus dans un pouce

$$P = \frac{1''(\text{pouce})}{n} = \frac{25.4(\text{mm})}{n} \quad (2.8)$$

n : Nombre de filets par pouce

Exemple : dans l'exemple suivant donné par la figure 3.5, le diamètre de la vis est $\frac{1}{2}$ et le nombre de filets est de 7, exprimer en mm par :

Tableau 2.10 : Dimensions en pouce et en millimètre

	Pouce	mm
d	0.500	12.700
P	1/7	1.629

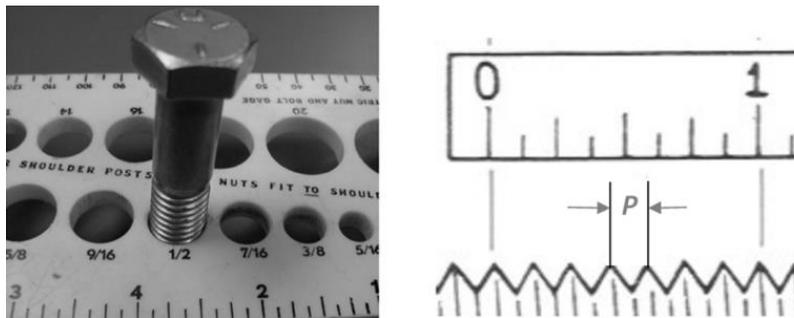


Figure 2.5: Exemple d'une vis UST

Les relations entre les différentes dimensions sont identiques à celles du filet métrique données par le tableau 2.2.

3.2.3. Séries du filetage UST

Contrairement au filetage métrique qui ne contient que deux séries : pas gros et pas fin, le filetage UST comprend plusieurs séries dont la description est donnée par la suite.

1) Séries principales

Se sont des séries à pas variable, elles comprennent

- **Unified National Coarse UNC :** série à pas gros, c'est la série de base à utiliser en premier, elle est essentiellement employée en visserie-boulonnerie pour tous les usages courants (vibrations à éviter) et dans le cas des métaux non ferreux. La série est adaptée pour une utilisation avec faible résistance à la traction, tels que la fonte, l'acier doux et les matériaux léger (laiton, aluminium, plastique, etc.). Elle est adaptée pour des assemblages nécessitant un montage et démontage rapide.

- **Unified National Fine UNF** : série à pas fin, elle est régulièrement utilisée dans l'industrie automobile et en aéronautique et en aérospatiale. Elle résiste mieux aux vibrations.
- **Unified National Extra Fine UNEF** : série à pas extra fin, elle est utilisée dans l'instrumentation, notamment en aéronautique et aussi lorsqu'il y a des vibrations importantes et des chocs.
- **Unified National Special UNS** : filet dont le pas n'est pas standard.

2) Séries complémentaires à pas constant

Lorsque les séries à pas variable sont inadaptés ou inadéquates, les séries à pas constants sont utilisées, elles sont destinées à des travaux de conception générale. Elles complètent les séries précédentes :

- **4-thread (4N)** : tous les filetages ont 4 filets par pouce, remplace le pas gros aux grands diamètres dont le diamètre nominal d est compris entre $2 \frac{5}{8}$ et 6 pouces.
- **6-Thread (6 UN) : 6 filets par pouce.** Cette série offre un filetage robuste utilisée dans la mécanique lourde avec un grand encombrement. Le diamètre nominal d est compris entre $1 \frac{7}{16}$ et 6 pouces.
- **8-thread (8N)** : tous les filetages ont 8 filets par pouce, remplace le pas gros aux grands diamètres (>1 pouce), initialement développée pour des étanchéités à haute pression. Largement utilisée aux États-Unis d'Amérique en effet elle remplace la série UNC avec diamètre supérieur à 1 pouce. Elle est adaptée pour les boulons travaillants à haute température. Le diamètre nominal d est compris entre $1 \frac{1}{16}$ et 6 pouces.
- **12-thread (12UN ou 12N)** : tous les filetages ont 12 filets par pouce, située à mi-chemin entre le pas gros et le pas fin, cette série complète celle des pas fins aux grands diamètres ($>1,5$ pouces). Le diamètre nominal d est compris entre $\frac{5}{8}$ et 6 pouces.
- **16-thread (16UN ou 16N)** : tous les filetages ont 16 filets par pouce, remplace les pas fins aux grands diamètres (>2 pouces), cette série complète celle des pas extra-fins. Le diamètre nominal d est compris entre $\frac{7}{16}$ et 6 pouces.
- **20-threads (20 UN)** : tous les filetages ont 20 filets par pouce. Très pratique pour les diamètres modérés à pas fins. Le diamètre nominal d est compris entre $\frac{5}{16}$ et 3 pouces.
- **28-threads (28 UN)** : utilisée pour des diamètres petits à modérés. Le diamètre nominal d est compris entre $\frac{5}{16}$ pouce et $1 \frac{1}{2}$ pouce avec 28 filets par pouce.
- **32-threads (32 UN)** : diamètre nominal compris entre $\frac{7}{16}$ pouces et 1 pouce

Les séries 28UN et 32UN remplacent les séries 20 UN pour les petits diamètres du moment que le pas de cette série 20UN est inadapté pour les petits diamètres.

II.2.4. Tolérances des filets

Les filetages unifiés sont repartis en trois classes qui correspondent à la tolérance du filetage, voir figure 3.6.

- **classe "1"** : est utilisée pour les filetages nécessitant un jeu important. Elle convient généralement pour des assemblages très manipulés et où la friction doit être limitée.
- **classe "2"** : est la plus répandue, elle convient à un usage général. Les tolérances sont plus serrées que la classe 1.
- **classe "3"** : est pour un ajustement plus précis, généralement utilisé en aviation.

L'indice de classe est suivi d'une lettre représentant le genre de filetage :

- A** : filetage extérieur (vis),
- B** : filetage intérieur (écrou).

Les filetages sont à droite par défaut, les filetages à gauches étant spécifiés par LH (pour left hand)

		
Tolérance grossière	1A	1B
Tolérance moyenne	2A	2B
Tolérance serrée	3A	3B

Figure 2.6: Classes de Tolérance d'un filetage Unified Screw Thread

Exemples :

- Filetage extérieur (vis) : **2A**
- Taraudage : **3B**

Les tolérances relatives aux diamètres : d , D_1 , d_2 et D_2 sont données dans les tableaux suivants en fonction du pas, du diamètre nominal d et la longueur en prise L_E .

Tableau 2.11: Tolérances des diamètres : d , D_1 , d_2 et D_2 du filetage UST

Filetage							
Classe	d		d_2		d_1		
	d_{max}	T_d	d_{2max}	T_{d2}	d_{1max}	T_{d1}	
1A	$D - G$	$0.09\sqrt[3]{P^2}$	$E - G$	$1.5 Eq$	$D - G - 1\frac{5}{12}H$	$1.5 Eq + H/12$	
2A	$D - G$	$0.06\sqrt[3]{P^2}$	$E - G$	Eq	$D - G - 1\frac{5}{12}H$	$Eq + H/12$	
3A	$D - G$	$0.06\sqrt[3]{P^2}$	E	$0.75 Eq$	$D - G - 1\frac{5}{12}H$	$0.75 Eq + H/12$	
Taraudage							
Classe	D		D_2		D_1		
	D_{min}	T_D	D_{2min}	T_{D2}	D_{1min}	T_{D1}	n
1B	D	Non spécifié	E	$1.95 Eq$	$D - 1\frac{1}{4}H$	$0.25P - 0.4P^2$	$4 \leq n \leq 80$
						$0.15P$	$n < 4$
2B	D	Non spécifié	E	$1.3 Eq$	$D - 1\frac{1}{4}H$	$0.25P - 0.4P^2$	$4 \leq n \leq 80$
						$0.15P$	$n < 4$
3B	D	Non spécifié	E	$0.975 Eq$	$D - 1\frac{1}{4}H$	$0.05\sqrt[3]{P^2}$ $+ \frac{0.03P}{D} - 0.002$	$13 \leq n \leq 80$
						Minimum : $0.23P - 1.5P^2$	$n < 13$

n : Nombre de filets par pouce

avec

$$Eq = 0.0015\sqrt[3]{D} + 0.0015\sqrt{L_E} + 0.015\sqrt[3]{P^2} \quad (2.9)$$

$$E = D - \frac{3}{4}H \quad (2.10)$$

$$es = G = 0.3Eq \quad (2.11)$$

$$\frac{2}{3}d \leq L_E \leq 1 \frac{1}{2}d \quad (2.12)$$

Les relations entre les diamètres et les tolérances sont données par le tableau 2.12.

Tableau 2.12 : Relations entre les diamètres et les tolérances

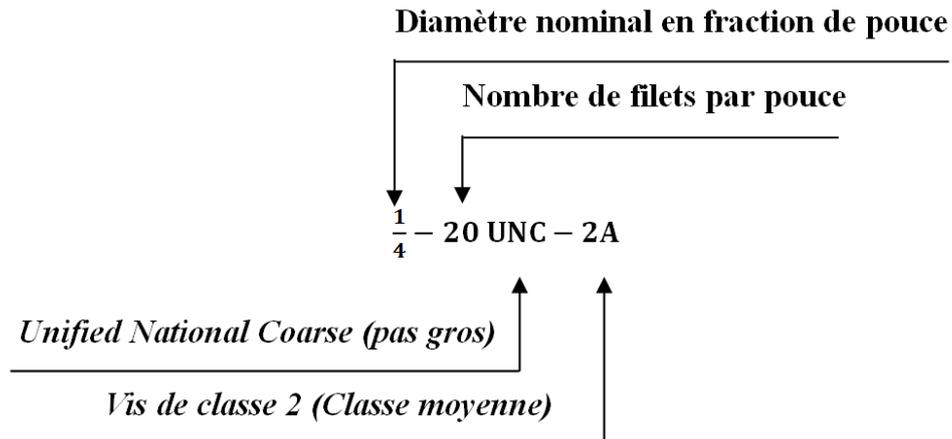
Symbole	Equation
d_{min}	$d_{min} = d_{max} - T_d$
d_{2min}	$d_{2min} = d_{2max} - T_{d2}$
d_{1min}	$d_{1min} - T_{d1}$
d_{3max}	$d_{3max} = d_3 - es$
D_{2max}	$D_{2max} = D_{2min} + T_{D2}$
D_{1max}	$D_{1max} = D_{1min} + T_{D1}$

II.2.5. Désignation des filets

La désignation de base comprend les éléments suivants:

- le diamètre nominal d (major diameter) exprimée en fraction ou en nombre décimal avec *quatre chiffres après la virgule*.
- nombre de filets par pouce
- série de filetage
- classe des filets
- type : vis ou écrou
- si le filetage est gauche la désignation doit être suivie par LH
- pour une longueur en prise spéciale différente des longueurs standards, le symbole de la classe doit être précédé par SE. La longueur en prise (LE) doit également être donnée à deux décimales.

Une désignation typique de filet UN se présente comme suit :



Exemple 1 ; vis avec filetage gauche

.4375 – 20 UNF – 3A – LH

.4375 : Diamètre nominal en fraction de pouce (= 11.112 mm)

20 : Nombre de filets par pouce

UNF : Unified National Fine (pas fin)

3A : Vis de classe 3 (tolérance serrée)

LH : filetage gauche (Left Hand)

Exemple 2 : vis avec engagement spécial

1/2— 13 UNC — SE 2A

LE 1.00

1/2 : Diamètre nominal en fraction de pouce (= 12.70 mm)

13 : Nombre de filets par pouce

UNC : Unified National Coarse (pas gros)

SE : engagement spéciale (special engagement)

2A : Vis de classe 2 (tolérance moyenne)

LE : longueur en prise = 1.00 pouce

II.3. Profil Whitworth

II.3.1. Profil de base et dimensions

Le filetage Whitworth est caractérisé par un filet de forme triangulaire : triangle isocèle avec angle au sommet de 55° contrairement au triangle équilatéral défini par ISO, voir figure 2.7. Le filet est tronqué au sommet et à la base de $1/6$ de sa hauteur par des rayons. Aucun jeu n'existe à fond de filet entre la vis et l'écrou. Une vis système Whitworth est déterminée par le diamètre extérieur d exprimé en pouce ou fractions de pouce et par le pas P exprimé par le nombre de filets contenus dans un pouce.

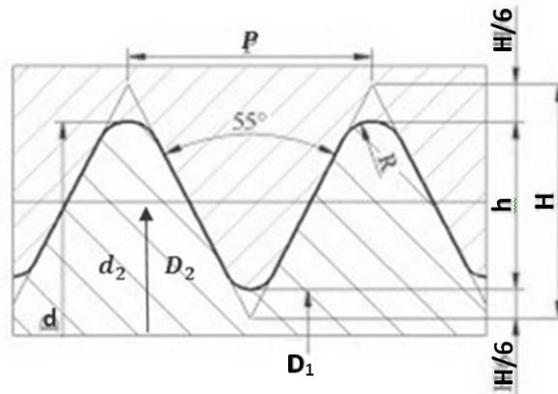


Figure 2.7 : Profil de base d'un filet Withworth

Les hauteurs H et h sont données par

$$H = \cot g \left(\frac{55^\circ}{2} \right) \frac{P}{2} = 0.96049106P \quad (2.13)$$

$$h = H - 2 \left(\frac{1}{6} H \right) = 0.64032738P \quad (2.14)$$

où P est le pas du filetage et n le nombre de filets par pouce.

Diamètre d_1 du noyau de la vis qui est aussi le diamètre d'alésage de l'écrou :

$$d_1 = D_1 = d - 2h = d - 2(0.64032738P) = d - 1.28065476P \quad (2.15)$$

Diamètre à flanc de filets delta ou diamètre moyen dm :

$$dm = d_2 - 0.64032738P \quad (2.16)$$

Rayon des tronçatures

$$R = 0,137329P \quad (2.17)$$

Le filetage Whitworth est basé sur deux séries :

- BSW (British Standard Whitworth) : série à pas courants.
- BSF (British Standard Fine) : série à pas fins.

II.3.2. Système de tolérancement du filetage Whitworth

Les filetages Whitworth sont repartis en trois classes pour les filetages extérieurs et deux classes pour les filetages intérieurs.

1) Filetage extérieur

CLOSE : classe fine.

MEDIUM : classe moyenne.

FREE : classe libre (qualité commerciale courante)

2) Filetage intérieur

MEDIUM : classe moyenne.

NORMAL : classe normale.

3.3.3. Désignation normalisée

Les filetages WITHWORTH se désignent en indiquant dans l'ordre :

1) Diamètre nominal du filetage

D : exprimé par sa valeur en pouce ou fraction de pouce.

2) Valeur du pas

P : exprimé en nombre de filets par pouce.

3) Symbole de la série

BSW : série à pas courants.

BSF : série à pas fins.

4) Symbole de la classe

➤ **Filetage extérieurs : vis**

« Close » : classe fine.

« Medium » : classe moyenne.

« Free » : classe libre (qualité commerciale courante)

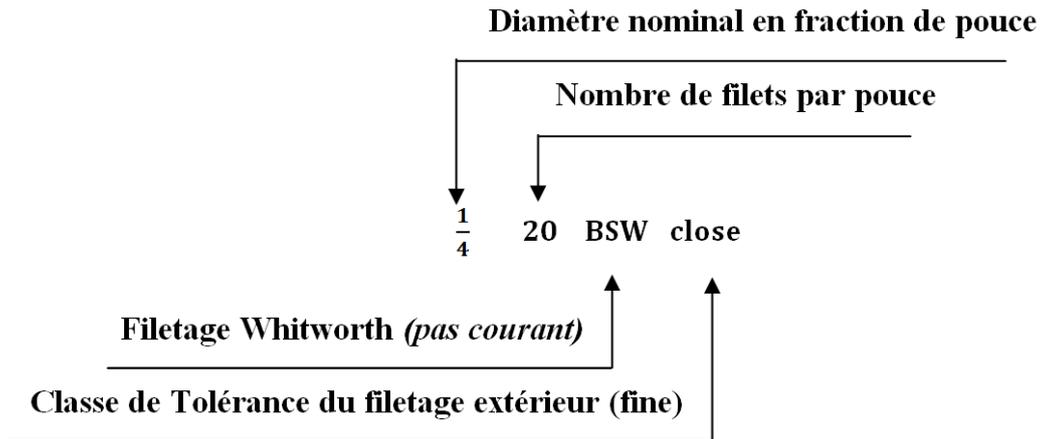
➤ **Filetage intérieurs : écrou ou taraudage**

« Medium » : classe moyenne.

« Normal » : classe normale.

Exemple:

Une désignation typique de filet Whitworth se présente comme suit :



CHAPITRE III : Vis, boulons et goujons

Une vis se définit par son usage : vis à bois, vis agglomérés, vis à tôle, vis à métaux, etc. Les vis de fixation se divisent en deux grands groupes :

- Vis d'assemblage
- Vis de pression

III.1 Vis d'assemblage à métaux

Une vis d'assemblage est un organe mécanique comportant une tige filetée et une tête, voir figure 3.1. Elle est destinée à réaliser la fixation d'une ou de plusieurs pièces.



Figure 3.1 : Vis d'assemblage

Tête de la vis : La tête de la vis est un élément fonctionnel indispensable, elle est utilisée pour maintenir la pression sur les pièces à assembler et d'appliquer un couple de serrage au moyen d'un outil de serrage, voir Tableau 3.1. Les serrages les plus efficaces sont obtenus avec des têtes Hexagonal « H » puis par les vis CHC qui présentent l'avantage de pouvoir être logé dans un lamage ou un chambrage.

Longueur sous tête : La longueur sous tête est normalisée, et en général appelée " ℓ ", elle peut être entièrement ou partiellement filetée. La longueur filetée est normalisée, voir figure 3.2.

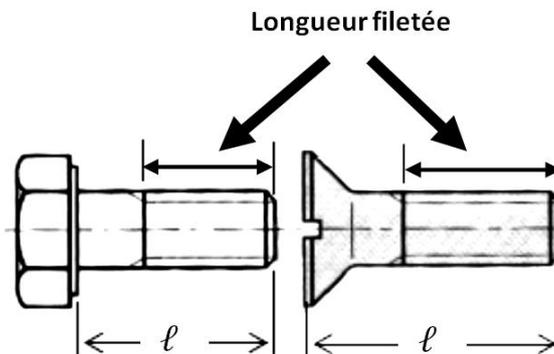
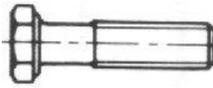


Figure 3.2 : Longueur sous tête d'une vis

Tableau 3.1 : Vis d'assemblage à métaux

Forme de la Tête		forme manœuvre	de	Désignation	Normes	Classification selon le serrage
Hexagonale : H						
 			Hexagonale	Vis à tête hexagonale (partiellement filetée), Grades A et B	ISO 4014	Serrage énergétique
				Vis à tête hexagonale à filetage métrique à pas fin partiellement filetées, Grades A et B	ISO 8765	
				Vis à tête hexagonale partiellement filetées, Grade C	ISO 4016	
				Vis à tête hexagonale partiellement filetées, Grade B, Tige réduite (diamètre de tige approximativement égal au diamètre sur flanc de filet)	ISO 4015	
				Vis à tête hexagonale (entièrement filetée) Grade A et B	ISO 4017	
				Vis à tête hexagonale (entièrement filetée) Grade C	ISO 4018	
				Vis à tête hexagonale à filetage métrique à pas fin entièrement filetées, Grades A et B	ISO 8676	
				Vis à tête hexagonale à embase cylindro-tronconique, série étroite Grade A	ISO 15071	
				Vis à tête hexagonale à embase cylindro-tronconique, à filetage métrique à pas fin, Série étroite, Grade A	ISO 15072	
				Vis à tête hexagonale à embase cylindro-tronconique, Série étroite	ISO 4162	

					Hexagonale Creux	HC	Vis à tête fraisée à six pans creux	ISO 10642	Peu utilisé en mécanique
Carré : Q									
									Serrage énergétique Peu utilisé Non normalisée

III.2 Vis de pression

Les vis de pression sont utilisées pour réaliser un guidage, un réglage ou un blocage (figure 4.3).

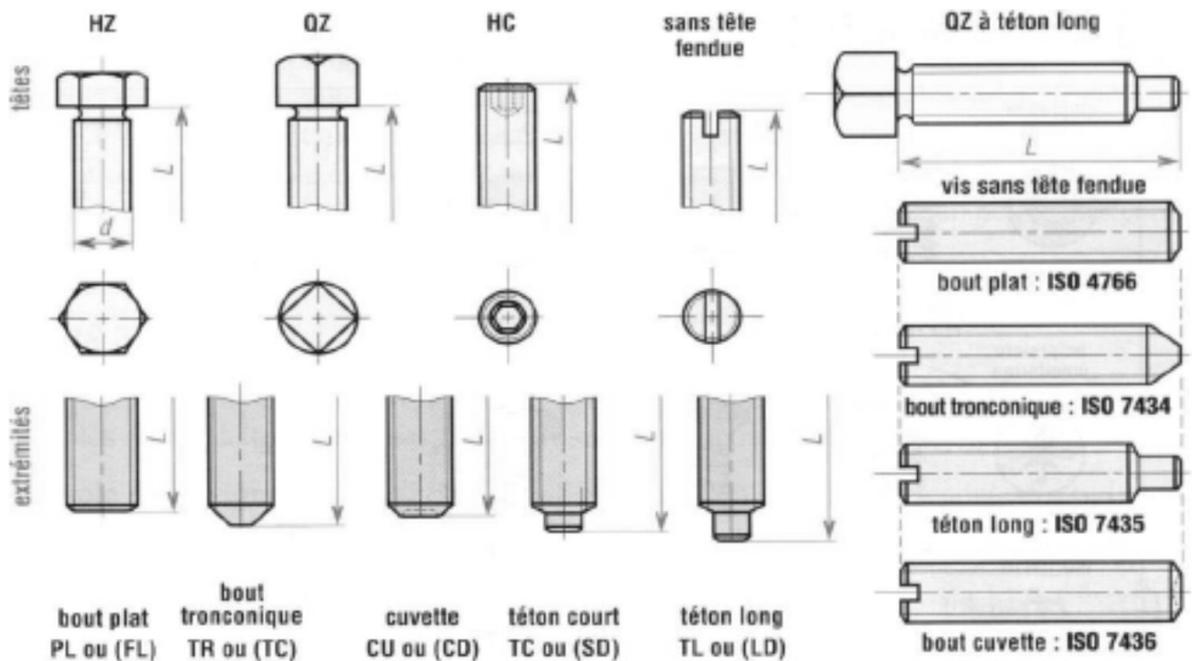


Figure 3.3 : Vis de pression

III.3 Ecrous

Un écrou est une pièce taraudée munie d'un dispositif de manœuvre pour en permettre le serrage. Les plus utilisés sont (voir Tableau 3.2) :

- Ecrous manœuvrables par clés :
- Ecrous autofreinés : Le freinage des écrous est obtenu à partir d'un système incorporé ou obtenu par déformation de la partie taraudée.
- Ecrous standards manœuvrables à la main

III.4 Rondelles

III.4.1 Rondelles d'appui

Elles augmentent la surface d'appui et réduisent ainsi la pression de serrage, cela évite le marquage des pièces tendres. Il existe différentes rondelles d'appui adaptées aux types de vis et d'écrous existants :

III.4.2 Rondelles frein

Leur fonction est d'éviter le desserrage de la vis ou de l'écrou. Il en existe différents types on peut citer : les rondelles frein élastique et les rondelles freins à dents

Tableau 3.2 : Différents types d'écrous

Type			Norme	Observations	
Écrous manœuvrés par clés					
 			Ecrou hexagonal H	ISO 4032 pas gros grade A et B ISO 8673 pas fin grade A et B	
			Ecrou hexagonal bas Hm	ISO 4035 pas gros grade A et B ISO 4036 pas gros grade C ISO 8675 pas fin grade A et B	
			Ecrou hexagonal haut Hh	ISO 4033 pas gros grade A et B ISO 4034 pas gros grade C ISO 8674 pas fin grade A et B	
				Ecrou hexagonal à collerette	
				Ecrou hexagonal à embase	DIN 6331
				Ecrou hexagonal à embase crantée	ISO 4161
 		Ecrou à créneaux Hk	ISO 9618 ISO 7035		
		Ecrou à créneaux dégagé			
		Ecrou hexagonal borgne	DIN 1587 NFE 27543		
		Ecrou hexagonal à portée sphérique	DIN 6330		
			Ecrou carré	DIN 557	
			Ecrou carré bas	DIN 562	
			Ecrou cylindrique fondu	DIN 546	
			Écrous hexagonaux normaux autofreinés (à anneau non métallique)	ISO 7040 Classes de qualité 5, 8 et 10	
			Écrous hexagonaux autofreinés (à anneau non métallique) style 2	ISO 7041 -- Classes de qualité 9 et 12	
			Écrous hexagonaux normaux autofreinés tout métal	ISO 7719 Classes de qualité 5, 8 et 10	

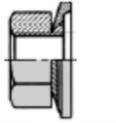
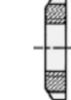
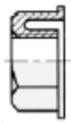
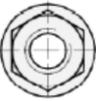
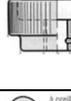
Ecrus auto freinés						
			Ecrus à rondelle sertie Twolok			
			Ecrus à encoches		DIN 1804	
			Ecrus élastique serpress SP			
			Ecrus haute température MHT		NFE 25411	
Ecrus manœuvrables à la main						
			Ecrus à croisillons			
			Ecrus moletés		DIN 466 DIN 467	
			Ecrus à oreilles		DIN 315	

Tableau : 3.3 : Différents types de rondelles

Rondelle plate		ISO 7089 ISO 7093
Rondelle cuvette		NF E27-619
Rondelle à portée sphérique		
Rondelles frein élastique « Grower »		DIN 127 B
Rondelles freins à dents		NF E27-624

III.5 Désignation normalisée

a) Ancienne normalisation

La désignation normalisée d'une vis, écrou, goujon et boulon se compose de :

- Type d'élément d'assemblage «Vis, Ecrou, Goujon, Boulon »
- Type de tête « **H, CHC, ...** »
- Symbole du filetage métrique « **M** »
- Diamètre nominal « **d** »
- Symbole « **x** »
- Longueur sous tête « ℓ »
- Symbole « **x** »
- Longueur filetée
- Symbole « **,** »
- Classe de qualité

Exemples :

A. Vis :

Vis H M10x50, 6.8

Vis à tête hexagonale de diamètre nominal 10 mm au pas métrique, de longueur sous tête $\ell = 50$ mm de classe de qualité 6.8.

B. Ecrans :

Ecrou H, M12 – 8

Ecrou hexagonale de diamètre nominal 12 mm au pas métrique de classe de qualité 8.

C. Boulons :

Boulon H, M12-30 - 8.8

Boulon composé d'une vis à tête hexagonale et d'un écrou hexagonal de diamètre nominal 12 mm, au pas métrique, longueur sous tête 30 mm, de classe de qualité 8.8

D. Goujons :

Goujon M12 – 50, bm 12, classe 8.8

Goujon de diamètre nominal de 12 mm, au pas métrique, longueur libre ($l=50$ mm), implantation ($bm=12$ mm), classe de qualité 8.8.

b) Nouvelle normalisation

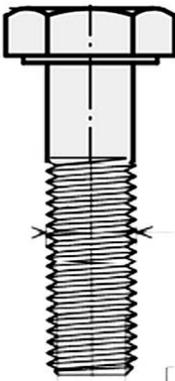
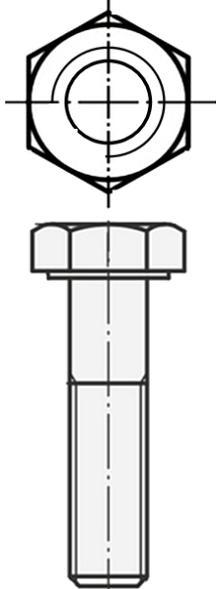
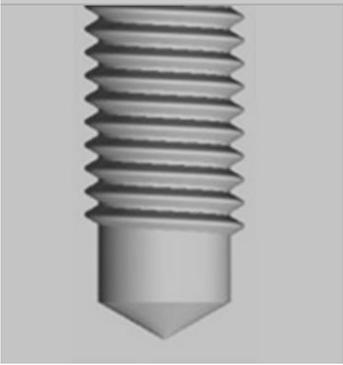
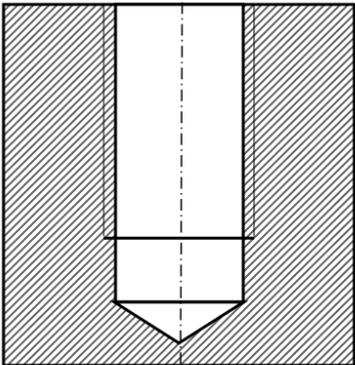
La désignation normalisée d'une vis (écrou, boulon et goujon) se compose de :

- Désignation de la vis (écrou, boulon et goujon) (voir tableau 4.1 et 4.2)
- Norme ISO
- Symbole du filetage métrique « **M** »
- Diamètre nominal « **d** »
- Symbole « **x** »
- Longueur sous tête « ℓ »
- Symbole « **x** »
- Longueur filetée
- Symbole « **,** »
- Classe de qualité

Exemple : Vis à tête hexagonale ISO 4014 M10x50, 6.8

IV.6 Représentation normalisée des assemblages filetés

La représentation normalisée du filetage est donnée par la figure suivante :

Elément	Représentation réelle	Représentation normalisée
vis		
Pièce taraudée		

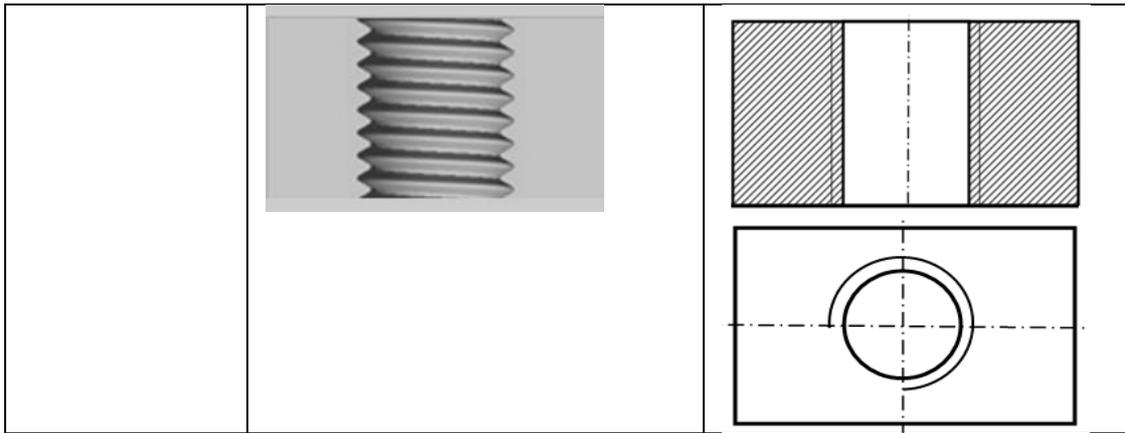
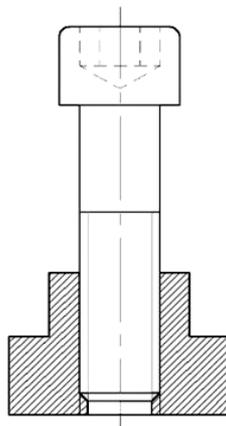


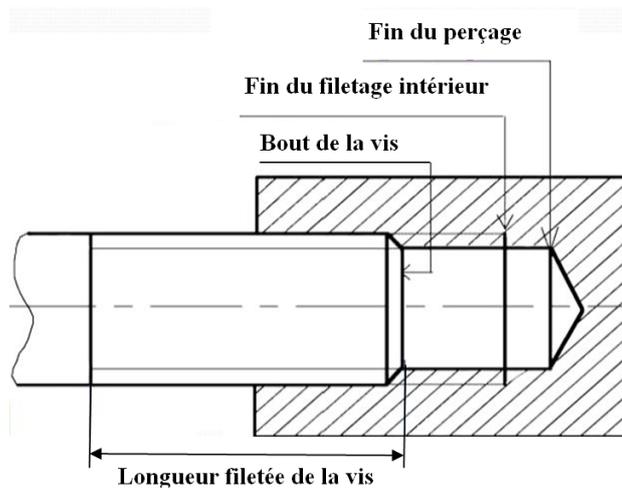
Figure 3.4 : Représentation réelle et normalisée des éléments filetés

Exemples

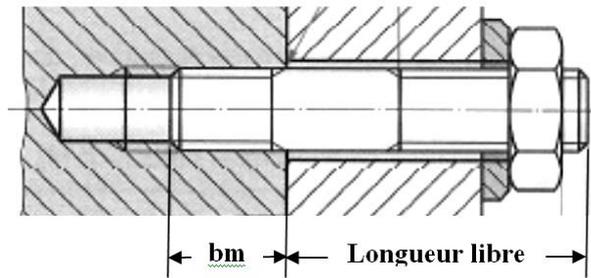
1) Montage d'une vis CHC dans une pièce taraudée (trou débouchant)



2) Montage d'une vis dans une pièce taraudée (trou borgne)



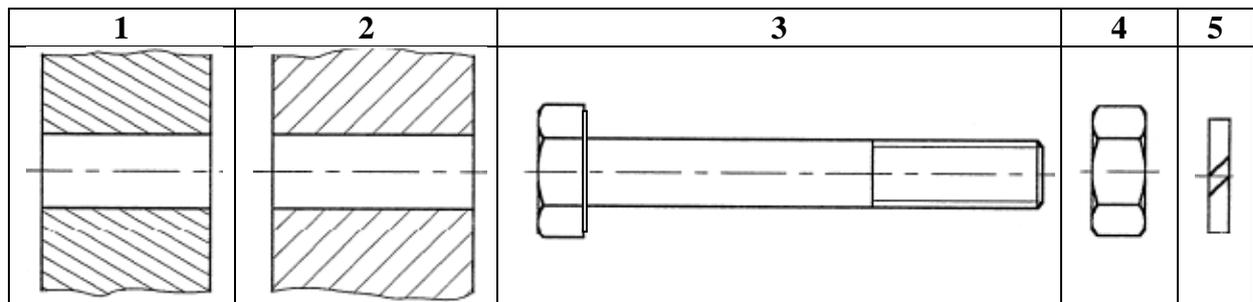
3) Montage par goujon



bm : Implantation du goujon

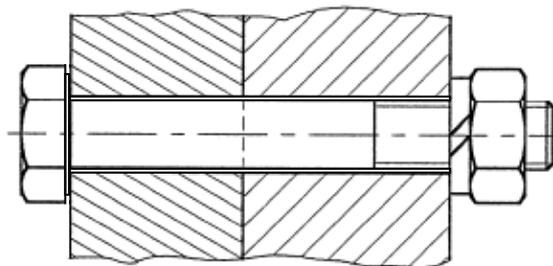
Exercice :

Soit à réaliser l'assemblage de deux pièces 1 et 2 par l'intermédiaire d'un boulon à tête hexagonale composé d'une vis 3 d'un écrou 4 et d'une rondelle élastique 5.



Solution :

L'assemblage par l'intermédiaire d'un boulon est donné par



Chapitre IV : Propriétés mécaniques des vis et des boulons en acier

Pour le constructeur, le facteur critique d'un assemblage boulonné est sa capacité de charge (résistance des éléments de l'assemblage), qui est déterminé par leurs propriétés mécaniques. Il faut noter que les propriétés d'une vis ou d'un boulon en générale présente des propriétés différentes du matériau d'origine due au procédé de réalisation soit à chaud ou à froid.

IV.1 Classes de qualité (résistance)

La classe de **qualité ou de résistance** désigne les propriétés mécaniques de la vis ou de l'écrou.

IV.1.1 Vis

Selon la norme ISO 898-1:1988 (remplaçant la norme ISO/R 898-3:1969), la classe est notée par deux nombres entiers($n1.n2$), par ex. « 5.6 », « 8.8 », « 10.9 » ou « 12.9 ». et qui est gravée sur les têtes de vis (figure 4.1), voir plus loin marquage des boulonneries.



Figure 4.1 : Marquage des vis montrant la classe de qualité

Dix classes de résistance sont utilisées pour classer les vis en acier, voir tableau 4.1 suivant.

Tableau 4.1 : Classes de qualité des vis

Classes de qualité								
3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9

Le premier nombre représente la résistance à la rupture R_m de l'acier en MPa (ou N/mm²) :

$$R_m = n1 \times 100 \quad (4.1)$$

Le second représente le rapport entre la limite élastique R_e et la résistance à la traction R_m :

$$R_e = 0,1 \times n2 \times R_m \quad (4.2)$$

Exemple : pour une vis de classe 10.9 on a :

$$R_m = 100 \cdot 10 = 1000 \text{ MPa}$$

$$R_e = \frac{9}{10} R_m = 900 \text{ MPa}$$

IV.1.2 Ecrous

La classe de qualité est symbolisée par un nombre allant de 4 à 12 (par exemple 8). Ce nombre correspond sensiblement au 100ème de la contrainte minimale (exprimée en MPa) sous charge d'épreuve (voir la suite de ce chapitre pour plus de détails).

a) $0,5D \leq$ Hauteur nominale de l'écrou $< 0,8D$:

Les écrous dont la hauteur est comprise entre $0,5D$ et $0,8D$ sont désignés par une combinaison de deux chiffres, voir tableau 4.2

- Le premier chiffre indique que la capacité de charge d'un ensemble vis-écrou est réduite en comparaison avec la capacité de charge de l'écrou.
- Le deuxième indique la contrainte nominale sous charge d'épreuve.

b) Hauteur nominale de l'écrou $\geq 0,8D$:

Les écrous dont la hauteur est supérieure ou égale à $0,8D$ sont désignés par un seul chiffre: indiquant la contrainte nominale sous charge d'épreuve, voir tableau 4.2.

Tableau 4.2 : Classes de qualité des écrous

	Classe de qualité						
	$0,5D \leq$ Hauteur nominale de l'écrou $< 0,8D$	04	05	–	–	–	–
Hauteur nominale de l'écrou $\geq 0,8D$	4	5	6	8	9	10	12

IV.2 Matériaux et Propriétés mécaniques des vis

Les vis en acier sont réalisées à partir d'aciers au carbone avec ou sans éléments d'alliage. Les éléments d'alliage modifient les caractéristiques mécaniques des aciers :

- ✓ Bore (B) : améliore la trempabilité des aciers.
- ✓ Manganèse (Mn) : augmente la limite élastique et la trempabilité.
- ✓ Chrome (Cr) : augmente la résistance à l'usure et à la corrosion.
- ✓ Molybdène (Mo) : augmente la résistance à l'usure et à la chaleur.

Le tableau 5.3 indique les limites de la composition chimique des aciers et des températures de revenu minimales pour les différentes classes de qualité des vis et goujons.

Le tableau 5.4 donne les propriétés mécaniques en fonction des différentes classes de qualité

Tableau 4.3 : Matériaux et leurs Compositions chimiques

Classe	Matériau	Composition chimique					Temp. de revenu
		C		P	S	B ²⁾	°C
		min	max	max	max	max	min
4.6 ^{3),4)}	Acier au carbone ou Acier au carbone avec éléments d'alliage	—	0.550	0.05	0.06	Non spécifié	—
4.8 ⁴⁾							
5.6 ³⁾		0.13	0.550	0.05	0.06		
5.8 ⁴⁾		—	0.550	0.05	0.06		
6.8 ⁴⁾		0.15	0.550	0.05	0.06		
8.8 ⁶⁾	Acier au carbone avec éléments d'alliage (par exemple Bore, Mn, ou Cr) trempé et revenu	0.15 ⁵⁾	0.4	0.025	0.025	0.003	425
	Ou Acier au carbone trempé et revenu	0.25	0.55	0.025	0.025		
	Ou Acier allié trempé et revenu ⁷⁾	0.20	0.55	0.025	0.025		
9.8 ⁶⁾	Acier au carbone avec éléments d'alliage (par exemple Bore, Mn, ou Cr) trempé et revenu	0.15 ⁵⁾	0.40	0.025	0.025	0.003	425
	Ou Acier au carbone trempé et revenu	0.25	0.55	0.025	0.025		
	Ou Acier allié trempé et revenu ⁷⁾	0.20	0.55	0.025	0.025		
10.9 ⁶⁾	Acier au carbone avec éléments d'alliage (par exemple Bore, Mn, ou Cr) trempé et revenu	0.20 ⁵⁾	0.55	0.025	0.025	0.003	425

	Ou Acier au carbone trempé et revenu	0.25	0.55	0.025	0.025		
	Ou Acier allié trempé et revenu ⁷	0.20	0.55	0.025	0.025		
12.9 ⁶⁾⁸⁾⁹⁾	Acier allié trempé et revenu ⁷	0.30	0.50	0.025	0.025	0.003	425
<u>12.9</u> ⁶⁾⁸⁾⁹⁾	Acier au carbone avec éléments d'alliage (par exemple Bore, Mn, ou Cr ou Mo) trempé et revenu	0.28	0.50	0.025	0.025	0.003	380

¹⁾ En cas de litige, l'analyse sur produit s'applique.

²⁾ La teneur en bore peut atteindre 0,005 %, à condition que le bore non efficace soit contrôlé par l'adjonction de titane et/ou d'aluminium.

³⁾ Pour les éléments de fixation forgés à froid de classes de qualité 4.6 et 5.6, un traitement thermique du fil utilisé pour le forgeage à froid ou un traitement thermique des éléments de fixation forgés à froid peut être nécessaire, afin d'obtenir la ductilité requise.

⁴⁾ L'acier de décolletage est autorisé pour ces classes de qualité à condition que la teneur en soufre, phosphore et plomb ne dépasse pas les valeurs suivantes: soufre 0,34 %; phosphore 0,11 %; plomb 0,35 %.

⁵⁾ Pour les aciers au bore dont la teneur en carbone est inférieure à 0,25% (analyse de coulée), la teneur minimale en manganèse doit être de 0,6% pour la classe de qualité 8.8 et de 0,7% pour les classes de qualité 9.8 et 10.9.

⁶⁾ Les matériaux de ces classes de qualité doivent être d'une trempabilité suffisante afin d'obtenir une structure présentant approximativement 90% de martensite à cœur dans la partie filetée des éléments de fixation à l'état trempé, avant le revenu.

⁷⁾ Cet acier allié doit contenir au moins l'un des éléments suivants dans la quantité minimale donnée: chrome 0,3%, nickel 0,3%, molybdène 0,2%, vanadium 0,1%. Lorsque les éléments sont combinés par deux, trois ou quatre et ont des teneurs en alliages inférieures à celles indiquées ci-dessus, la valeur limite à appliquer pour la détermination de la classe d'acier est 70% de la somme des valeurs limites individuelles ci-dessus pour les deux, trois ou quatre éléments concernés.

⁸⁾ Une couche enrichie de phosphore blanc détectable de manière métallographique n'est pas permise pour la classe de qualité 12.9/12.9. Elle doit être détectée au moyen d'une méthode d'essai appropriée.

⁹⁾ La classe de qualité 12.9/12.9 doit être utilisée avec précaution. Il convient de tenir compte de l'aptitude du fabricant d'éléments de fixation des conditions de fonctionnement et de l'assemblage. L'environnement peut générer des fissures de corrosion sous contrainte des éléments de fixation, qu'ils soient revêtus ou non.

Tableau 4.4 : Propriétés mécaniques des vis en fonction des classes de qualité

				3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
Résistance à la traction	R_m	(MPa)	nom.	300	400	400	500	500	600	800	900	1000	1200
			min.	330	400	420	600	520	600	830	900	1040	1220
Limite conventionnelle d'élasticité à 0.2%	$R_{p0.2}$	(MPa)	nom.	-	-	-	-	-	-	640	720	900	1080
			min.	-	-	-	-	-	-	660	720	940	1100
Contrainte à la charge d'épreuve	S_p	(MPa)	nom.	180	225	310	280	380	440	600	650	830	970
Rapport des contraintes nominales	$S_p/R_{p0.2}$			0.94	0.94	0.91	0.93	0.90	0.92	0.91	0.90	0.88	0.88
Allongement après rupture sur éprouvette	A	%	min.	25	22	-	20	-	-	12	10	9	9
Solidité de la tête				Pas de rupture									
Dureté Vickers, $F \geq 98N$	HV		min.	95	120	130	155	160	190	255	290	320	385
			max.	220	220	220	220	220	320	335	360	380	435
Dureté Brinell, $F = 30D^2$	HBW		min.	90	114	124	147	152	181	242	276	304	366
			max.	209	209	209	209	209	238	318	342	361	414
Dureté Rockwell	HRB		min.	52	67	71	79	82	89	-	-	-	-

			max.	95	95	95	95	95	99.5	-	-	-	-
Dureté Rockwell	<i>HRC</i>		min.	-	-	-	-	-	-	23	28	32	39
			max.	-	-	-	-	-	-	34	37	39	44
Dureté superficielle	<i>HV 0.3</i>		max.	-	-	-	-	-	-	9	9	9	9
Hauteur de la zone non décarburée dans le filetage	<i>E</i>	mm	min.	-	-	-	-	-	-	½ H ₁	½ H ₁	¾ H ₁	¾ H ₁
Profondeur de décarburation totale dans le filetage	<i>G</i>	mm	max.	-	-	-	-	-	-	0.015			
Réduction de dureté après deuxième revenu	<i>HV</i>		max.	-	-	-	-	-	-	Réduction de dureté de 20 HV maximum			
Résilience	<i>KU</i>	(Joules)	min.	-	-	-	25	-	-	30	25	20	15
Défauts de surface, conformément à				En accordance avec ISO 6157-1 et 6157-3									

D'après le Tableau 4.4, on remarque que lorsque la résistance augmente la résilience diminue d'où augmentation du risque de rupture en cas de choc brutal à basse température. En pratique on évite la classe 12.9 sauf dans des cas spéciaux.

Pour les classes supérieures à 10.9 et après traitement de surface par électrodéposition le matériau est fragilisé par la présence d'hydrogène ce qui peut entraîner une rupture spontanée de la vis même en présence d'un dégazage après traitement.

a) Relation entre résistance mécanique et limite d'élasticité en fonction de la classe de qualité

La relation entre la résistance à la traction R_m et Limite conventionnelle d'élasticité à 0.2% $R_{\rho 0.2}$ est exprimée par la relation suivante

$$\frac{R_{\rho 0.2, nom}}{R_{m, nom}} = \alpha \quad (4.3)$$

où le coefficient α est donné par le Tableau 5.5 en fonction de la classe de qualité

Tableau 4.5 : Relation entre la résistance à la traction R_m et Limite conventionnelle d'élasticité $R_{\rho 0.2}$

Classe de qualité	x. 6	x. 8	x. 9
α	0.6	0.8	0.9

x prend les valeurs 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12

IV.2.1 Charge minimale de rupture

La charge minimale de rupture $F_{m, min}$ peut être calculée directement à partir de la résistance mécanique minimale $R_{m, min}$

$$F_{m, min} = R_{m, min} A_s \quad (4.4)$$

Où A_s est la section résistante de la vis (voir chapitre 3)

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} \quad (4.5)$$

5.2.2. Charge d'épreuve

La charge d'épreuve F_p peut être calculée directement à partir de la contrainte à la charge d'épreuve S_p

$$F_p = S_{p, nom} A_s \quad (4.6)$$

Exemple : calculer la charge minimale de rupture $F_{m,min}$ et la charge d'épreuve F_p d'une vis H M16x2x70,10-9

Données	d	mm	16	
	P	mm	2	
	$R_{m,min}$	N/mm^2	1040	
	$S_{p,nom}$	N/mm^2	830	
Paramètres calculer	à	$d_2 = d - \frac{3\sqrt{3}}{8}P$	mm	14.701
		$d_3 = d - 1.2268P$	mm	13.546
		$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$	mm	14.124
		$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4}$	mm^2	156.67
Résultats	$F_{m,min}$	N	162936.738	
	F_p	N	130036.05	

IV.3 Matériaux et propriétés mécaniques des écrous

Les classes de qualité peuvent être divisées en trois groupes selon leurs résistances (ISO 898, partie 2) :

- Groupe 1 (indiqué par ¹⁾ dans le tableau 4.6) : composé des classes de faible résistance : 04, 4, 5 et 6, en générale on utilise des aciers au carbone et des aciers de décolletage (utilisées à des températures inférieures à 250 °C).
- Groupe 2 (indiqué par ²⁾ dans le tableau 4.6) : composé des classes de grande résistance : 05, 10 et 12, ou des aciers au carbone avec des éléments d'alliage sont utilisées pour améliorer la tenue des écrous.
- Groupe 3 : composé des classes de résistance moyenne 8 et 9. Les écrous sont réalisés à partir des aciers au carbone et aciers faiblement alliés.

Le tableau 4.6 suivant donne la composition chimique des aciers en fonction des classes de qualité des écrous.

Seuls la contrainte d'épreuve S_p et la dureté Vickers HV sont considérées lors des essais mécaniques des écrous. Le tableau 4.7 suivant donne la variation de ces deux paramètres en fonction des classes de qualité et du diamètre nominale de l'écrou.

Tableau 4.6 : Composition chimique des matériaux des écrous selon ISO 898, partie 2

Classe		Composition chimique comme rapport de masse en % (analyse sur pièce)			
		C	Mn	P	S
		max	min	max	max
4 ¹⁾ , 5 ¹⁾ , 6 ¹⁾	–	0.50	–	0.060	0.150
8,9	04 ¹⁾	0.58	0.25	0.060	0.150
10 ²⁾	05 ²⁾	0.58	0.30	0.048	0.058
12 ²⁾	–	0.58	0.45	0.048	0.058

¹⁾ les écrous de ces classes peuvent être fabriqués à partir d'un acier de décolletage avec les teneurs suivantes (Soufre 0.34%, Phosphore 0.11% et Plomb 0.35%).
²⁾ pour ces classes de qualité il est nécessaire des éléments d'alliage pour obtenir les caractéristiques mécaniques des écrous.

Les indices ¹⁾, ²⁾ et ³⁾ du tableau 4.7 sont explicités dans le tableau 4.8 suivant.

Tableau 4.8 : Spécification des écrous relatifs au tableau 4.7

	Hauteur nominale de l'écrou		Type selon ISO 4032
¹⁾	0.9 d		écrou type 1
²⁾	1.0 d		écrou type 2
³⁾	Classe	Diamètre nominal	Type
	8	≤ M16	seulement type 1 (non amélioré)
		> M16	type 1 amélioré et type 2 non amélioré

où les écrous de type 1 et 2 relatifs au tableau 4.8 sont donnés par le tableau 4.9.

Tableau 4.9 : Ecrous de type 1 et 2

Classe de qualité	Ecrou	Filetage
05 jusqu'à 8	Type 1	Filetage à pas gros > M16
05 jusqu'à 8	Type 2	Filetage à pas fin
10 et 12	–	Filetage à pas gros Filetage à pas fin

Remarque :

- Les duretés minimales sont seulement déterminées si les écrous ne peuvent pas être soumis à l'essai de charge d'épreuve ou si les écrous ont été améliorés. Dans les autres cas les duretés minimales à titre indicatif.
- Les duretés minimales pour les écrous de diamètre nominal supérieur à 39 et jusqu'à 100 mm servent seulement d'information.
- Les caractéristiques mécaniques se réfèrent à des écrous améliorés.

Tableau 4.7 : Caractéristiques mécaniques des écrous avec filetage à pas gros

Classe de qualité		Diamètre nominal de filetage					
		jusqu'à M4	> M4 jusqu'à M7	> M7 jusqu'à M10	> M10 jusqu'à M16	> M16 jusqu'à M39	
04	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		380	380	380	380	380
	Duréte Vickers HV	min.	188	188	188	188	188
		max.	302	302	302	302	302
05	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		500	500	500	500	500
	Duréte Vickers HV	min.	272	272	272	272	272
		max.	353	353	353	353	353
4	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		–	–	–	–	510
	Duréte Vickers HV	min.	–	–	–	–	117
		max.	–	–	–	–	302
5	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		520	580	590	610	630
	Duréte Vickers HV	min.	130	130	130	130	146
		max.	302	302	302	302	302
6	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		600	670	680	700	720
	Duréte Vickers HV	min.	150	150	150	150	170
		max.	302	302	302	302	302
8 ³⁾	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		800	855	870	880	920
	Duréte Vickers HV	min.	180	200	200	200	233
		max.	302	302	302	302	353
9	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		900	915	940	950	920
	Duréte Vickers HV	min.	170	188	188	188	188
		max.	302	302	302	302	302
10	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		1 040	1 040	1 040	1 050	1 060
	Duréte Vickers HV	min.	272	272	272	272	272
		max.	353	353	353	353	353
12 ¹⁾	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		1 140	1 140	1 140	1 170	–
	Duréte Vickers HV	min.	295	295	295	295	–
		max.	353	353	353	353	–
12 ²⁾	Contrainte d'épreuve, S_p , [N/mm ²]		1 150	1 150	1 160	1 190	1 200
	Duréte Vickers HV	min.	272	272	272	272	272
		max.	353	353	353	353	353

IV.3.1 Charge de défaillance des classes 04 et 05

La charge de défaillance est la charge qui peut provoquer un arrachement des filets. Les écrous dont la hauteur est comprise entre $0,5D$ et $0,8D$ nommés par les classes de qualité 04 et 05 sont soumis à un arrachement des filets. Si la classe de qualité de l'écrou est supérieure à la classe de qualité de la vis un arrachement des filets de la vis est possible. Lorsque la classe de qualité de la vis est supérieure à celle de l'écrou on peut s'attendre à l'arrachement du filetage de l'écrou.

Le tableau suivant donne la contrainte minimale dans la vis avant l'arrachement des filets en fonction des différents couples de classe de qualité vis-écrou.

Tableau 4.10 : Contrainte d'épreuve et contrainte minimale selon la classe de qualité de l'écrou

Classe de qualité de l'écrou	Contrainte d'épreuve de l'écrou [N/mm ²]	Contrainte minimale dans le corps de la vis avant l'arrachement lors de l'appariement avec des vis de classes de qualité [N/mm ²]			
		6.8	8.8	10.9	12.9
04	380	260	300	330	350
05	500	290	370	410	480

IV.3.2 Charge d'épreuve

La charge d'épreuve F_p peut être calculée directement à partir de la Contrainte d'épreuve S_p

$$F_p = S_{p,nom} A_s$$

Exemple : calculer la charge d'épreuve F_p d'un écrou H, M16-10

Données	classe		10	
	d	mm	16	
	P	mm	2	
	$S_{p,nom}$	N/mm^2	1050	
Paramètres calculer	à	$d_2 = d - \frac{3\sqrt{3}}{8}P$	mm	14.701
		$d_3 = d - 1.2268P$	mm	13.546
		$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$	mm	14.124
		$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4}$	mm^2	156.67
		F_p	N	164503.437

IV.4 Couples de classe de qualité appropriés des vis et écrous

Un boulon ou une vis de diamètre nominal compris entre 5 et 39 mm assemblés avec un écrou d'une classe de qualité appropriée, conformément au tableau 5.11, est destiné à fournir un assemblage susceptible d'être serré à la charge d'épreuve du boulon sans qu'il y est un arrachement des filets.

Les écrous de classe de qualité supérieure sont toujours préférés à ceux de classe de qualité inférieure, surtout dans un assemblage sollicité au dessus de la limite d'élasticité ou de la contrainte d'épreuve.

Remarque : Pour pouvoir transmettre correctement la charge axiale entre la vis et l'écrou, ce dernier doit être au moins de la même qualité que la vis ou d'une qualité directement supérieure. La hauteur de l'écrou doit être au moins égale ou supérieur à 0,8 fois le diamètre nominal de la vis.

Cas des boulons

Leur symbolisation est identique à celle des vis. Un boulon de classe 10.9 doit être constitué d'une vis de classe 10.9 et d'un écrou de classe 10. De plus, en boulonnerie haute résistance, il faut utiliser des rondelles de la même classe que les vis.

IV.5 Marquage des vis

Le marquage des vis permet d'identifier la vis ou l'écrou. Les normes régissant la **boulonnerie** imposent un marquage sur tête de la visserie. Celui-ci représente la classe d'acier de la vis et son origine.

IV.5.1 Métrique

C'est le fabricant de vis et d'écrous qui garantit les caractéristiques mécaniques associées à la classe de qualité. Pour cela, chaque élément de boulonnerie doit comporter, forgé en creux ou en relief, l'indication de la classe de qualité et le sigle du fabricant.

a) *Vis hexagonal ou hexalobé*

Le marquage se fait suivant la classe de qualité de la vis. Le tableau suivant donne les symboles à utiliser sur la tête de la vis pour représenter la classe respective.

Le marquage de l'identification du fabricant et de la classe de qualité est exigé pour les vis à tête hexagonale 4.6 à 12.9 ainsi que pour les vis à tête cylindrique à six pans creux et six lobes internes 8.8 à 12.9 pour un diamètre de filetage supérieure ou égale à 5mm, voir figure 4.2 et tableau 4.13 .

Tableau 4.11 : Couple de classes appropriées d'un assemblage vis-écrous pour Hauteur nominale de l'écrou $\geq 0,8d$

Vis correspondante		Ecrrou			
		Classe de qualité	Gamme de diamètre		
Classe de qualité	Gamme de diamètre		Type 1	Type 2	Type 0,5 d
3.6 bis 12.9 capacité de charge réduite	$\leq M39$	04	-	-	< M39
		05	-	-	< M39 ¹⁾
3.6, 4.6, 4.8	> M16	4	> M16	-	-
3.6, 4.6, 4.8	$\leq M16$	5	$\leq M16$	-	-
5.6, 5.8	$\leq M39$		> M16 \leq M39		
6.8	$\leq M39$	6	$\leq M39$	-	-
08.8 capacité de charge réduite	$\leq M39$	8	$\leq M16$	> M16 \leq M39	-
			> M16 \leq M39 ¹⁾		
8.8	$\leq M39$	8	$\leq M16$	> M16 \leq M39	-
			> M16 \leq M39 ¹⁾		
9.8	$\leq M16$	9	-	$\leq M16$	-
10.9	$\leq M39$	10	$\leq M39$ ¹⁾	-	-
12.9	$\leq M39$	12	$\leq M16$ ¹⁾	$\leq M39$ ¹⁾	-

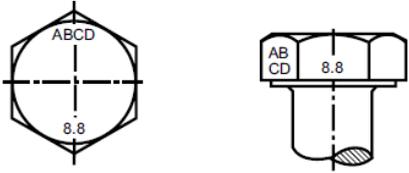
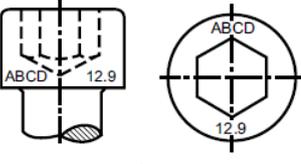
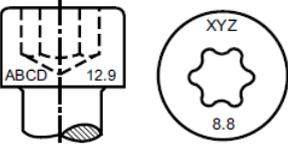
¹⁾ Matière améliorée

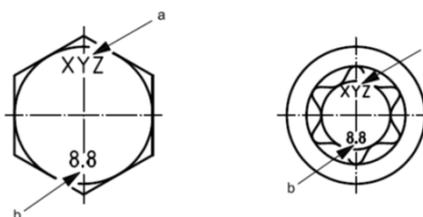
Tableau 4.12 : Symboles utilisés pour les différentes classes de qualité

Marquage	Classe de qualité									
	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9	12.9
Symbole de marquage pour vis à capacité de charge intégrale ¹⁾	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9	<u>12.9</u>
Symbole de marquage pour vis à capacité de charge réduite ¹⁾	04.6	04.8	05.6	05.8	06.8	08.8	09.8	010.9	012.9	<u>012.9</u>

¹⁾ Le point entre les chiffres du symbole de marquage peut être supprimé.

Tableau 4.13 : Marquage des vis

Vis	Marquage	Classes de qualité concernée par le marquage
tête hexagonale		4.6 à 12.9
tête cylindrique à six pans creux		8.8 à 12.9
tête cylindrique à six lobes internes		8.8 à 12.9



a : Identifiant du fabricant.
b : Classe selon tableau suivant.

Figure 4.2 : Identifiant du fabricant et classe de qualité

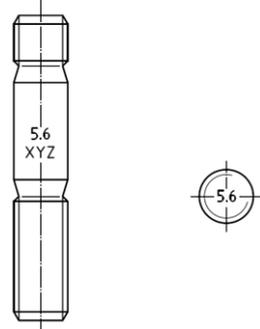
NB : Le marquage est obligatoire pour toute les vis ayant un diamètre nominal $d \geq 5$ mm

b) Goujons

Le marquage doit être sur la partie non fileté du goujon si c'est possible si non sur son extrémité et la marque d'identification du fabricant peut être omise (voir tableau 4.14).

Pour un goujon avec ajustement serré, le marquage de la classe doit être à l'extrémité du goujon sans l'identifiant du fabricant.

Tableau 4.14 : Marquage des goujons

Marquage	Classes de qualité concernée par le marquage
	5.6 à 12.9

Les symboles suivants peuvent être utilisés comme alternatives

Tableau 4.15 : Marquage alternatif

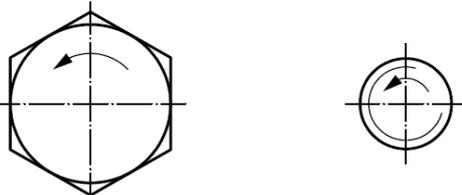
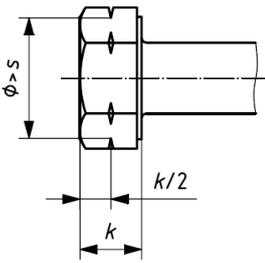
Classe de qualité	5.6	8.8	9.8	10.9	12.9
Marque distinctive	—	○	+	□	△

NB : Le marquage est obligatoire pour tous les goujons ayant un diamètre nominal $d \geq 5$ mm

c) Filetage gauche

Le marquage du filetage gauche se fait de la façon suivante, voir tableau 4.16 :

Tableau 4.16 : Marquage des filetages gauches

marquage



d) Vis de petits diamètres

Dans le cas de petites vis, ou lorsque la forme de la tête ne permet pas le marquage conformément aux règles précédentes, le marquage sous forme de symboles d'horloge peut être utilisé voir tableau suivant.

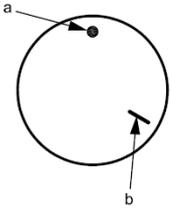
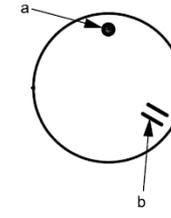
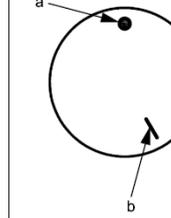
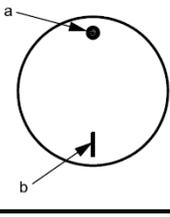
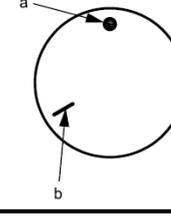
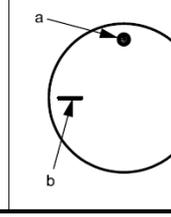
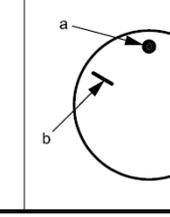
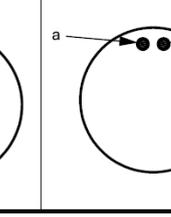
4.6	4.8	5.6	5.8	
				
6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
				

Figure 4.3 : Marquage des petits diamètres à la façon du cadran horaire d'une montre

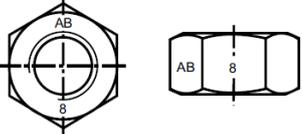
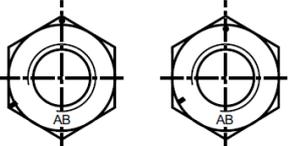
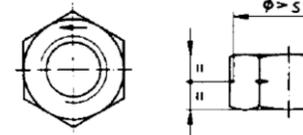
a : la grande aiguille de la montre indique la position 12h pile, elle sert au marquage de l'identifiant du fabriquant.

b : la petite aiguille de la montre indique l'heure et qui correspond à la classe de qualité, elle est marquée par 1 tiret (4.6, 5.6, 6.8, 8.8, 9.8 et 10.9) ou 2 tirets (4.8 et 5.8) ou 1 point (12.9).

e) Écrous

Le tableau 4.17 suivant montre le marquage des écrous.

Tableau 4.17 : Marquage des écrous

Type	marquage
$d \geq 5$	
Petits diamètres	
Filetage gauche	

f) Marquage pour des boulons à charge réduite

Le marquage des boulons à charge réduite est donné par la tableau suivant

Tableau 4.18 : Marquage des boulons à charge réduite

4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9	<u>12.9</u>
04.6	04.8	05.6	05.8	06.8	08.8	09.8	010.9	012.9	<u>012.9</u>

g) Exemple d'un marquage d'une vis métrique

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



Figure 4.4 : Exemple de marquage d'une vis selon AFNOR

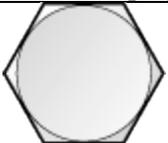
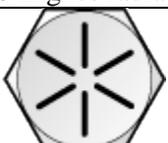
IV.5.2 Boulonnerie américaine

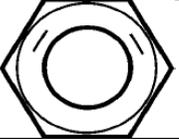
Il est difficile de différencier une vis en pouce (*système américain*) d'une vis système métrique. Pour faciliter l'identification il faut se référer au marquage sur la tête de la vis. Pour le système américain, ce marquage est soit un marquage par repères radiaux selon **Society of Automotive Engineers SAE** (voir tableau 5.19 et 5.20), soit un marquage par grade d'acier selon **American Society for Testing and Materials ASTM**. La tête porte parfois la mention « UNC » ou « UNF » pour indiquer le type de filetage utilisé. La figure suivante donne un exemple de marquage d'une vis UST selon SAE et ASTM.



Figure 4.5 : Marquage des éléments UST selon SAE et ASTM

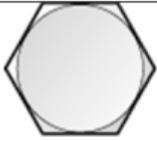
Tableau 4.19 : Marquage de la boulonnerie américaine selon SAE J429 et J995

Marquage	Grade et matériaux	Diamètre nominale (pouce)	Propriétés mécaniques				Dureté Rockwell	
			Charge d'épreuve (psi)	limite d'élasticité (psi)	Résistance à la traction (psi)	Min.	Max.	
VIS (SAE J429)								
 aucun marquage	Grade 1 Acier au carbone (de faible à moyenne teneur en carbone)	$1/4 \leq d \leq 1 1/2$	33 000.00	36000.00	60000.00	B70	B100	
 aucun marquage	Grade 2 Acier au carbone (de faible à moyenne teneur en carbone)	$1/4 \leq d \leq 3/4$	55 000.00	57,000	74,000	B80	B100	
		$\frac{7}{8} < d \leq 1 1/2$	33 000.00	36,000	60,000	B70	B100	
 3 Lignes radiaux	Grade 5 Acier au carbone (moyenne teneur en carbone) trempé et revenu	$1/4 \leq d \leq 1$	85,000	92,000	120,000	C25	C34	
		$1 < d \leq 1 1/2$	74,000	81,000	105,000	C19	C30	
 6 Lignes radiaux	Grade 8 Acier allié trempé et revenu	$\frac{1}{4} \leq d \leq 1 1/2$	120,000	130,000	150,000	C33	C39	

ECROUS (SAE J995)							
	Grade 5 Acier au carbone	$\frac{1}{4} \leq d \leq 4$	120,000	-	-	-	C32
		$1 < d \leq 1 \frac{1}{2}$	105,000	-	-		C32
	Grade 8 Acier au carbone (moyenne teneur en carbone), acier allié, acier trempé et revenu	$\frac{1}{4} \leq d \leq \frac{5}{8}$	150,000	-	-	C24	C32
		$\frac{5}{8} < d \leq 1$		-	-	C26	C34
		$1 < d \leq 1 \frac{1}{2}$		-	-	C26	C36

Le tableau 4.20 suivant donne l'équivalence entre le système américain SAE et ISO.

Tableau 4.20 : Equivalence entre SAE J429 et ISO

SAE J429	ISO				
 Grade 1 et 2					
 Grade 5					
 Grade 8					

Chapitre V : Le serrage contrôlé des assemblages boulonnés

Lors du montage d'un boulon à l'aide d'une clé, nous appliquons à l'écrou un couple de serrage à l'aide d'une clé, qui va entraîner un effort de tension dans le boulon (goujon, vis,...), et par réciprocité un effort de compression dans les pièces assemblées. Cet effort est appelé **effort de serrage**, appelé aussi **précharge** ou **précontrainte** et noté **Q**, voir figure 5.1.

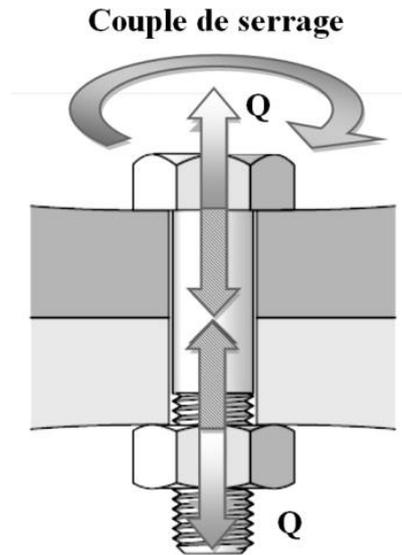


Figure 5.1 : Effort de serrage Q

Cette précontrainte permet de tenir les éléments en contact, et de compenser les efforts extérieurs additionnels provoquer par la pression d'un fluide, des chocs, des vibrations, la dilatation ou contraction due à des variations thermiques.

En général, l'effort de serrage est destiné principalement, selon les applications, à :

- assurer la rigidité du montage et lui permettre de supporter les sollicitations extérieures de traction, compression, flexion et cisaillement.
- garantir et maintenir une étanchéité
- éviter le travail au cisaillement des boulons
- résister aux effets de desserrage spontané
- réduire l'influence des sollicitations dynamiques externes sur la fatigue de la boulonnerie (voir figure 5.2).

V.1 Serrage contrôlé

Prenant par exemple le cas d'une culasse d'un moteur ou le serrage de cette culasse sur le bloc moteur doit être **précis** et bien **maitriser**, si non, s'il est :

- trop faible, l'assemblage risque de présenter des fuites du mélange air/combustible d'où perte de pression ou peut être même un desserrage des goujons dans certains cas ;
- trop fort, on risque de détériorer les pièces, par exemple écraser le joint de culasse ce qui provoquera des fuites, ou bien de casser le goujon.

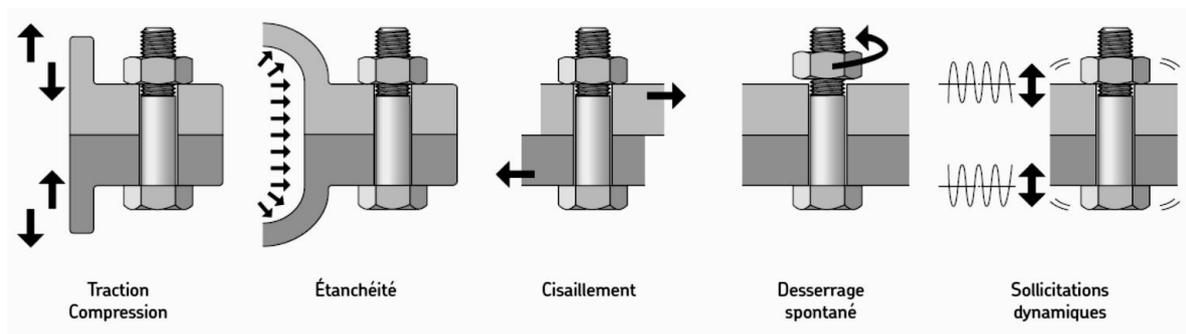


Figure 5.2 : Fonctions principales du serrage précontraint [35]

En pratique, pour serrer les goujons de la culasse on exerce un couple, appelé couple de serrage par le biais d'une clé dynamométrique réglée à la valeur du couple désiré qui est donné par le constructeur (par exemple 100 Nm). Ce couple de serrage va induire un effort de serrage bien défini dans l'assemblage, alors dans ce cas on parle de **serrage contrôlé**.

Actuellement, dans les véhicules modernes, en plus de la culasse un bon nombre d'assemblages filetés sont soumis au serrage contrôlé. En effet, des roues aux organes moteur (culasse, paliers de vilebrequin...) en passant par les poulies, les ceintures de sécurité, les sièges, les triangles de suspension, le volant, les biellettes de direction...), pratiquement plus un organe ne peut échapper à cette rigueur de serrage.

V.2 Principales causes de défaillances des assemblages boulonnés

Le serrage contrôlé est devenu actuellement un gage de sécurité dans tous les secteurs de l'industrie. En effet, on sait maintenant que le serrage, insuffisant, excessif ou hétérogène, représente à lui seul 30% des défaillances, et 45% des incidents de fatigue sont dus à un défaut de montage. Sans oublier les défauts de fabrication, de conception et de contrôle et les problèmes de surcharge qui viennent s'ajouter aux problèmes de montage et qui constituent une grande contrainte à la bonne mise en œuvre d'un assemblage boulonné.

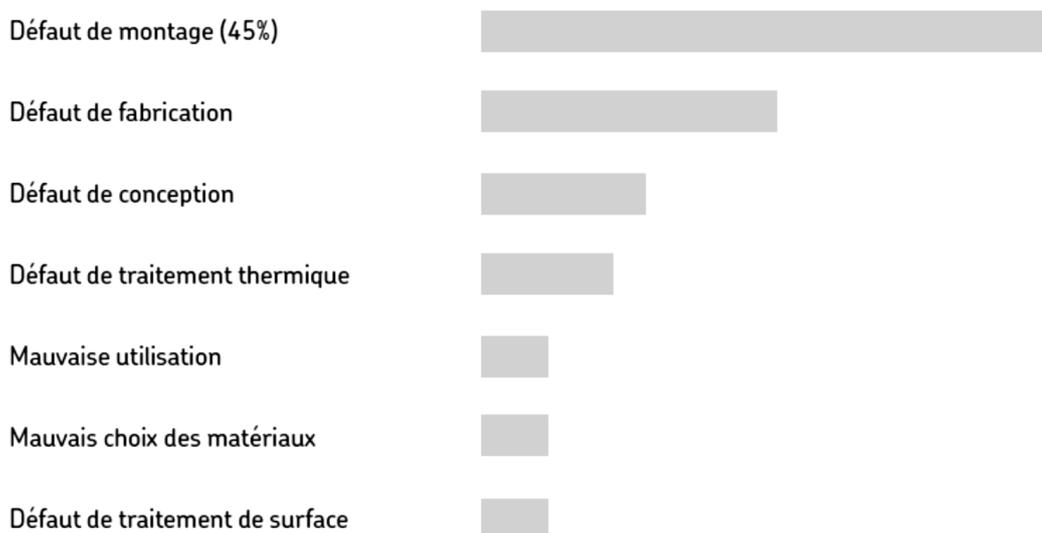


Figure 5.3 : Principales causes des défaillances des assemblages boulonnés [35]

V.3 Rupture d'une liaison vissée

Nous avons vu que les raisons possibles d'une défaillance sont multiples, les conséquences sont :

- Arrachement du taraudage : les classes de qualité de la vis et de l'écrou sont inadaptées, la longueur de filetage en prise est insuffisante, la classe de tolérance non respectée.

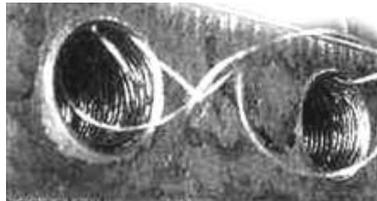


Figure 5.4 : Arrachement des filets du taraudage

- Rupture de la vis : L'effort dans le boulon dépasse la limite de rupture.



Figure 5.5 : Rupture de la vis

V.4 Méthodes de serrage

Nous savons que pour imposer un effort de serrage à l'assemblage boulonné le moyen le plus connu et rudimentaire est la clé manuelle : clé à fourche ou clé à pipe, par exemple. La clé dynamométrique, comme nous l'avons précisé, permet d'obtenir un serrage contrôlé contrairement aux clés manuelles. Dans les deux cas de figures pour obtenir l'effort de serrage (précharge ou précontrainte) il faut appliquer un couple de serrage, cette méthode est appelée serrage au couple. C'est incontestablement la méthode de serrage la plus répandue, du moment que sa mise en œuvre est très simple, mais son inconvénient majeure réside dans l'imprécision de l'effort de serrage et dans la contrainte parasite de torsion induite par ce serrage. D'autres méthodes différentes dans leur principe que dans la qualité du serrage ont été développées pour remédier aux imprécisions de la méthode de serrage au couple et qui consistent à allonger mécaniquement ou thermiquement le boulon sans induire aucune torsion dans l'assemblage.

V.4.1 Serrage au couple

La mise en œuvre est généralement aisée avec des outillages courants. Mais elle nécessite :

- une bonne connaissance de la relation entre couple de serrage et la précharge ou l'effort de serrage,
- une bonne maîtrise des paramètres influents (coefficients de frottement, outils de serrage, ...).

En pratique tous ces paramètres sont difficiles à déterminer avec précision d'où une imprécision dans le serrage.

a) Outils de serrage au couple

Il existe trois types d'outils de serrage :

- Manuels : clés plates, à pipes, dynamométrique,...
- Motorisés : clé à percussion,
- Robotisé : automate.

b) Imprécision de l'effort de serrage

Le résultat du serrage final dépend en particulier *des coefficients de frottement* au niveau du *contact écrou/surface* et au niveau des *filets écrou/vis*. Or, en pratique ces paramètres sont difficiles à déterminer avec précision d'où une imprécision dans le serrage. Ainsi, pour un même couple nominal appliqué, la dispersion dans la précharge de serrage variera entre 20% et 60% en fonction du moyen de serrage utilisé (tableau 5.1).

Tableau 5.1 : Précision de l'effort de serrage en fonction des moyens de serrage selon NF E 25-030

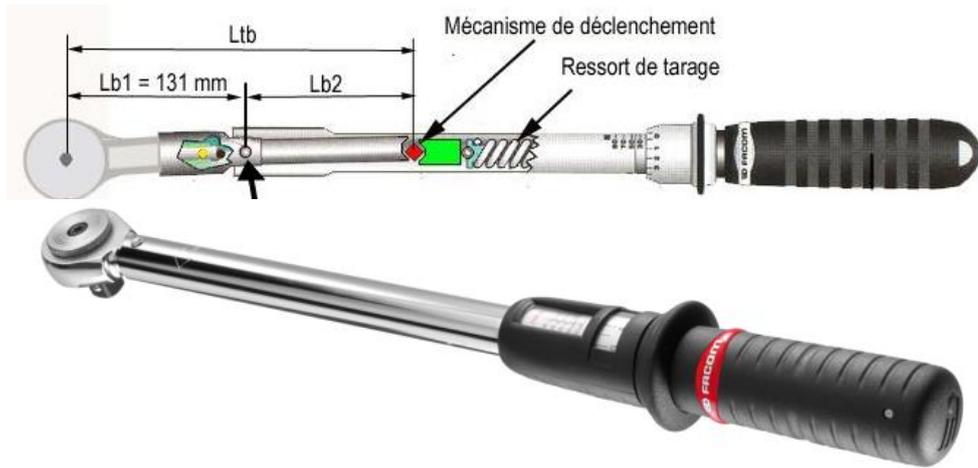
Moyen de serrage	Précision sur la précharge	α
Clé dynamométrique	±20%	1,5
Visseuse rotative avec étalonnage périodique sur le montage (mesure d'allongement de la vis ou mesure à la clé dynamométrique du couple de serrage)	±20%	1,5
Clé à chocs avec adaptation de rigidité et étalonnage calibration périodique sur le montage (au moins aux mesures à la clé dynamométrique du couple de serrage par lot)	±40%	2,5
Clé à main	±60%	4
Clé à chocs sans étalonnage	±60%	4

Cette grande dispersion est due à la combinaison de trois phénomènes :

- l'imprécision sur le couple de serrage appliqué qui peut varier de 5% à 50% selon l'outil utilisé,



Serrage à la clé dynamométrique



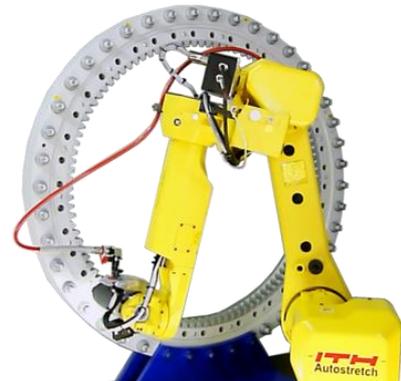
Clé dynamométrique



Clés plates



serrage à choc



serrage robotisé

Figure 5.5 : Méthodes de serrage au couple

- les défauts géométriques et les états de surface des pièces assemblées et de la boulonnerie,
- la lubrification des surfaces en contact.

c) Inconvénients de la méthode :

Les inconvénients de la méthode sont :

1. Introduction de contraintes parasites de torsion qui peuvent atteindre plus de 30% de la contrainte de traction,

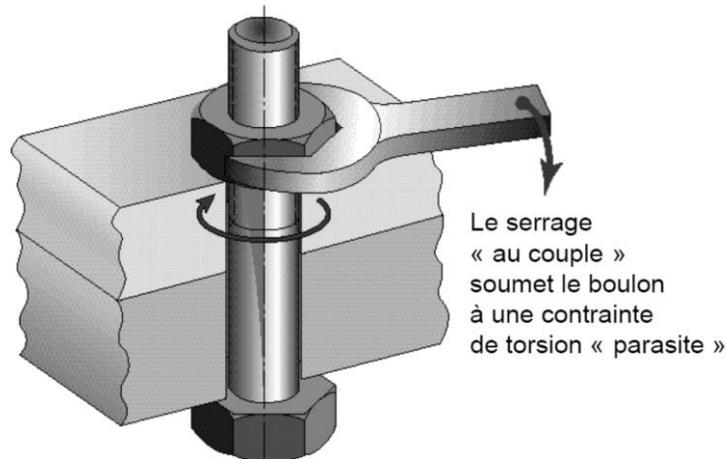


Figure 5.3 : Torsion parasite dans la vis

2. le frottement des pièces sous des efforts importants provoque des détériorations des surfaces en contact : filets vis/écrou et faces écrou/structure serrée.
3. difficultés de desserrage provoquées par la dégradation des surfaces déjà évoquée et les problèmes de corrosion,
4. l'application d'un couple de desserrage important (supérieur au couple de serrage) peut provoquer la détérioration des éléments l'assemblage.



Figure 5.4 : Détérioration des surfaces de contact lors du montage-démontage

Tableau 5.2 : Classes de précision du couple de serrage en fonction des moyens de serrage

Classe de précision du couple de serrage	Matériel		Utilisation
	Manuel portatif	Motorisé portatif	
D $\pm 20\%$ à $\pm 50\%$		Clés à chocs simples	≥ 50 Nm
		Visseuses à crabots	≤ 50 Nm
C $\pm 10\%$ à $\pm 20\%$		Visseuses simples à calage pneumatique	≤ 10 Nm
		Visseuses simples à calage électrique	≤ 10 Nm
		Clés à chocs à énergie emmagasinée (barre de torsion ou autre procédé)	≥ 10 Nm
		Clés à renvoi d'angle à calage	≤ 20 Nm
		Clés dynamométriques à déclenchement simple (voir E 74-325)	≤ 400 Nm
			Moteurs pneumatiques simples
B $\pm 5\%$ à $\pm 10\%$			Visseuses hydrauliques
		Clés dynamométriques à déclenchement à réarmement automatique	≤ 800 Nm
		Clés dynamométriques à lecture directe à cadran	$\leq 2\,000$ Nm

A < ±5%

Clés dynamométriques
électroniques

Clés à renvoi d'angle à
déclenchement

	≤ 80 Nm
Moteurs pneumatiques à contrôle de couple	Sans limitation
Moteurs à pulsations	Sans limitation
Visseuses électriques	Sans limitation
	≤ 400 Nm
Moteurs à deux vitesses	Sans limitation
Moteurs asservis électroniquement	Sans limitation

V.4.2 Serrage à l'angle

le serrage s'effectue en deux temps : on applique d'abord un couple de serrage initiale légèrement inférieure au couple nominal théorique, ensuite on impose un angle de rotation précis. Les mêmes problèmes de dispersions dans le serrage sont constatés.

V.4.3 Serrage à la limite élastique

Le principe de la méthode repose essentiellement sur le contrôle de l'allongement du corps de la vis, l'amélioration au niveau de la précision est plus sensible si on la compare aux deux autres méthodes. Plusieurs techniques peuvent ainsi être utilisées :

- Méthode de la pige à molette
- Mesure par comparateur ou capteur d'élongation inductif LVDT
- Méthode des ultrasons (US)
- Méthode des jauges de contrainte
- La rondelle de mesure

V.4.4 Serrage par allongement hydraulique

Le principe de la technique consiste à appliquer sur la vis un effort de traction par l'intermédiaire d'un vérin (figure 5.5). Une fois la vis allongée, l'écrou est serré à la main ou en exerçant un léger couple de serrage. La pression dans le vérin est alors relâchée et l'effort hydraulique est transféré sur l'écrou par la vis et celui-ci vient alors serrer les pièces. Cette mise en précontrainte par traction de la vis et compression des pièces permet de supprimer les contraintes de torsion dans la vis. Le coefficient de frottement vis-écrou n'intervient donc plus dans la mise en place de la contrainte. Ce type de serrage est particulièrement bien adapté pour le serrage simultané de plusieurs vis en améliorant la vitesse et la qualité du serrage. L'inconvénient majeur de ce type d'appareil est son encombrement en diamètre qui impose un écartement entre deux vis successives bien plus important que dans le cas d'utilisation de visseuses. Il est également nécessaire de prévoir une hauteur de vis suffisante pour permettre l'accrochage du vérin et la transmission de l'effort de tension maximal. Enfin on ne peut installer comme précharge qu'une partie de l'effort axial maximal admissible par la vis.

La principale difficulté rencontrée lors de la mise en œuvre du serrage par tendeur hydraulique est la connaissance précise de l'effort de précharge installé dans la vis.

V.4.5 Serrage par allongement thermique

Cette méthode consiste à chauffer le boulon et à provoquer ainsi son allongement par dilatation thermique, voir figure 5.6. Le serrage s'effectue suivant un cycle qui consiste donc à :

1. chauffer le boulon à l'aide d'une canne chauffante, voir figure,
2. accoster l'écrou de serrage sans effort de couple particulier,
3. attendre le refroidissement uniforme de l'assemblage,
4. mesurer la tension résiduelle dans l'assemblage.

Il est systématiquement nécessaire d'ajuster le niveau de serrage en reproduisant ce cycle plusieurs fois.

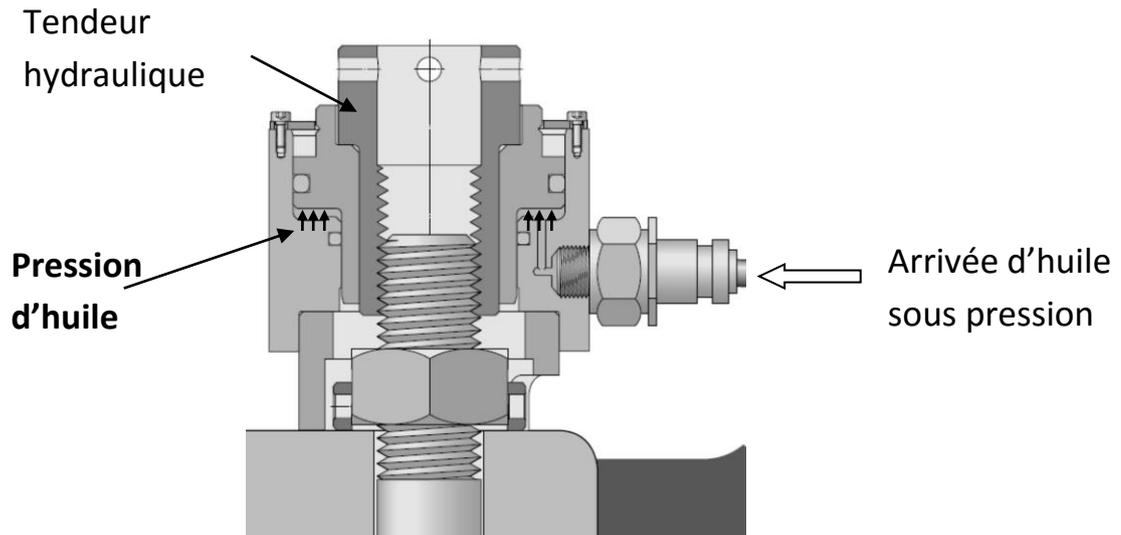


Figure 5.5 : Serrage par tendeur hydraulique [35]

Bien que cette méthode autorise théoriquement le serrage simultané, elle présente elle aussi de nombreux inconvénients :

- d'abord, les boulons doivent être percés au centre sur toute la longueur pour permettre la mise en place de la canne chauffante.
- Ensuite, la mise en œuvre nécessite des moyens de chauffage, de contrôle de température et de manipulation qui peuvent être importants, surtout pour le serrage simultané.
- Bien souvent la température à atteindre pour obtenir l'élongation voulue est trop élevée et risquerait d'entraîner une modification des caractéristiques mécaniques de la matière.
- Enfin, l'opération est longue puisque ce n'est qu'après refroidissement que l'on peut connaître la valeur de la tension résiduelle dans le boulon (à condition d'avoir prévu les moyens pour la mesurer).

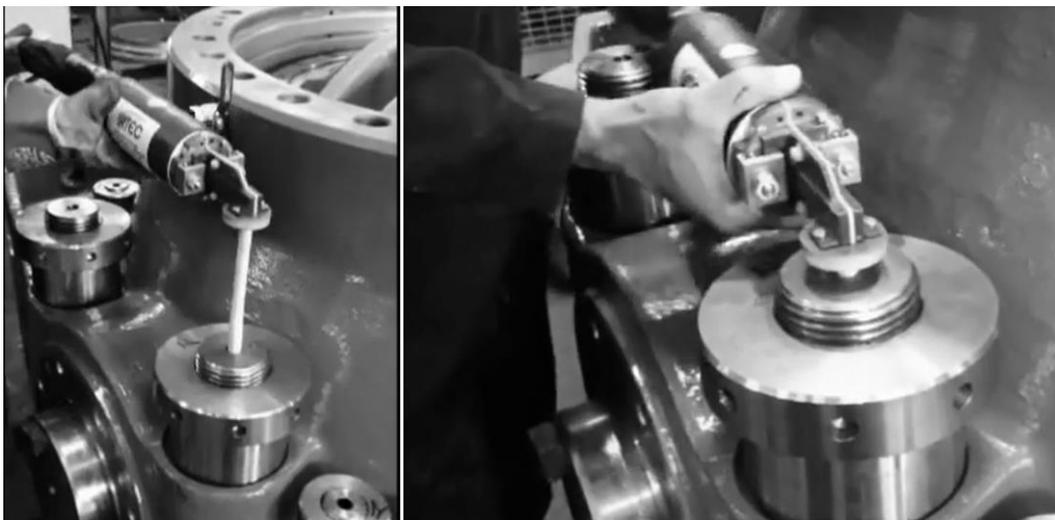


Figure 5.6 : Serrage par induction thermique

Souvent, l'élongation thermique n'étant pas suffisante, il faut lui superposer un serrage au couple, contrôlé par mesure de l'angle imposé à l'écrou.

Le serrage par élongation thermique est en fait assez peu utilisé. Les quelques applications connues concernent les boulons de grande dimension (diamètre supérieur à 100 mm).

Chapitre VI : Dimensionnement des assemblages vissés précontraints à serrage contrôlé

La conception et la mise en œuvre d'un assemblage boulonné nécessitent une méthodologie rigoureuse correspondant parfaitement à la préconisation du constructeur, car des erreurs peuvent provoquer des défaillances aux conséquences extrêmement lourdes, souvent très coûteuses et parfois dramatiques.

VI.1 Couple de serrage

Pour réaliser un assemblage boulonné, il est nécessaire d'introduire une force de serrage Q dans la liaison. Pour cela, on applique en général à l'écrou (ou à la tête de la vis) un couple moteur de serrage C à l'aide d'une clé. Le couple résistant égal et de signe opposé résulte des actions sur l'écrou des forces de contact des filets de la vis et des pièces assemblées (ou de la rondelle), voir figure 6.1.

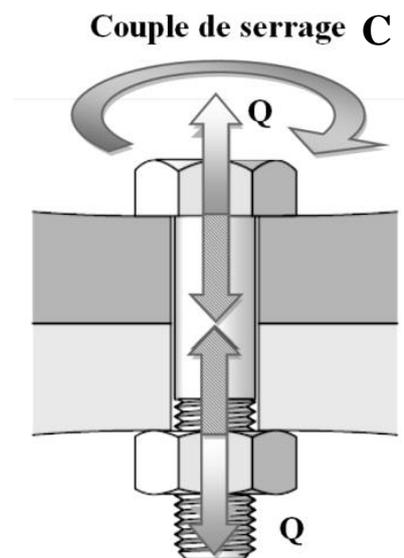


Figure 6.1 : Couple de serrage C

Kellermann et Klein ont donné une expression du couple appliqué en fonction de l'effort de serrage qui traduit les coefficients en fonction des paramètres géométriques normalisés du filetage

$$C = Q[0.159 P + 0.583 f_1 d_2 + f_2 r_m] \quad (6.1)$$

f_1 : Coefficient de frottement dans le filetage (voir Tableau 6.1).

f_2 : Coefficient de frottement sous tête ou sous écrou (voir Tableau 6.2).

r_m : Rayon moyen d'appui sous tête ou sous écrou (voir Tableau 6.3).

$$r_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad (6.2)$$

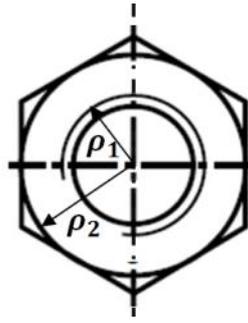


Figure 6.2 : Rayon moyen d'appui sous tête ou sous écrou

VI.2 Comportement mécanique de l'assemblage sous l'effet de Q

Dans le cas général où l'assemblage est sollicité par des charges axiales sans la flexion, la vis est soumise à une traction d'effort normal F_B et une torsion de couple de torsion M_B engendrés par le serrage (serrage au couple), voir figure 6.3.

Tableau 6.1: Coefficient de frottement dans le filetage

Filetage de la VIS (en acier)	Filetage dans l'écrou ou dans la pièce				
	Lisse	Acier Galvanisé Zn	Galvanisé Cd	Fonte Ft GTS fileté	Alliages Al Mg fileté
Roulé, sec Noir ou phosphaté	0,12 à 0,18	0,10 à 0,16	0,08 à 0,14	–	–
Roulé, huilé Noir ou phosphaté	0,10 à 0,16	–	–	0,10 à 0,18	0,08 à 0,20
Roulé, MoS2 Noir ou phosphaté	0,08 à 0,12	–	–	–	–
Taillé, huilé Noir ou phosphaté	0,10 à 0,16	–	–	0,10 à 0,18	–
Taillé, roulé, galvanisé Zn Sec	–	0,12 à 0,20	–	–	–
Taillé, roulé, galvanisé Zn Huilé	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	–	0,10 à 0,16	–
Taillé, roulé, galvanisé Cd Sec	–	–	0,12 à 0,16	–	–
Taillé, roulé, galvanisé Cd Huilé	0,08 à 0,14	–	0,12 à 0,14	0,08 à 0,16	–
Taillé ou roulé Collé	0,16 à 0,25	0,14 à 0,25	–	–	–

Le tableau est valable à température ambiante.

Classe du coef. de frottement	Domaine pour μ_G und μ_K	Choix d'exemples typiques pour:			
		Matériau / surface	Lubrifiants		
A	0,04–0,10	métallique clair amélioré noir phosphaté revêtements électrolytiques comme Zn, Zn/Fe, Zn/Ni revêtements de lamelles de zinc	lubrifiants solides MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI en laques glissantes, comme Top-Coats ou en pâtes cire fondue dispersion de cire		
B	0,08–0,16	métallique clair amélioré noir phosphaté revêtements électrolytiques comme Zn, Zn/Fe, Zn/Ni revêtements de lamelles de zinc alliages Al et Mg	lubrifiants solides MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI en laques glissantes, comme Top-Coats ou en pâtes cire fondue dispersion de cire, graisses, huiles état à la livraison		
				zingué au feu	MoS ₂ , graphite, dispersion de cire
				revêtements organiques	avec lubrifiant solide intégré ou dispersion de cire
				acier austénitique	lubrifiants solides ou cires pâtes
C	0,14–0,24	acier austénitique	dispersion de cire, pâtes		
		métallique clair phosphaté	état à la livraison (légèremetn huilé)		
		revêtements électrolytiques comme Zn, Zn/Fe, Zn/Ni revêtements de lamelles de zinc colle	sans		
D	0,20–0,35	acier austénitique	huile		
		revêtements électrolytiques comme Zn, Zn/Fe zingué au feu	sans		
E	≥ 0,30	revêtements électrolytiques comme Zn/Fe, Zn/Ni acier austénitique alliages Al et Mg	sans		

Tableau 6.2: Coefficient de frottement sous tête ou sous écrou

Etat de surface de la tête de la vis ou de l'écrou (acier)	Pièces (surfaces sèches)					
	Lisse rectifiée	Acier			Fontes : Ft/GTS	
		Lisse usinée	Galvan. Zn usinée	Galvan. Cd usinée	Lisse rectifiée	Lisse usinée
Pressée, sec Noir ou phosphaté	–	0,12 à 0,18	0,10 à 0,16	0,08 à 0,16	–	–
Pressée, huilée Noir ou phosphaté	0,16 à 0,22	0,10 à 0,18	0,10 à 0,16	0,08 à 0,16	0,10 à 0,18	0,14 à 0,20
Pressée, MoS2 Noir ou phosphaté	–	0,08 à 0,12	–	0,08 à 0,16	–	–
Tournée, huilée Noir ou phosphaté	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	0,10 à 0,16	0,08 à 0,16	–	0,10 à 0,18
Tournée, MoS2 Noir ou phosphaté	–	0,08 à 0,12	–	0,08 à 0,16	–	–
Rectifiée, huilée Noir ou phosphaté	0,16 à 0,22	–	0,10 à 0,18	0,08 à 0,16	0,10 à 0,18	0,14 à 0,22
Pressée, sec Galvanisé (Zn)	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	0,16 à 0,20	–	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18
Pressée, huilée Galvanisé (Zn)	–	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	–	0,10 à 0,18	0,10 à 0,16
Pressée, sec Galvanisé (Cd)	0,08 à 0,16	0,08 à 0,16	–	0,12 à 0,20	0,08 à 0,16	0,08 à 0,16
Pressée, huilée Galvanisé (Cd)	–	0,08 à 0,14	–	0,12 à 0,14	–	–

Le calcul de résistance des matériaux ne donne pas une idée exacte de la résistance de la vis. Les causes d'imprécision du calcul sont dues à :

- 1) Influence des concentrations de contraintes au niveau des filets et au voisinage de la tête de la vis : les coefficients de concentration de contraintes K_t ne peuvent être estimés qu'avec une précision médiocre (Figures 6.3, 6.4 et 6.6).
- 2) Influence de la répartition de la charge entre l'écrou et la vis : La rupture d'une vis au serrage ou en utilisation se produit pratiquement toujours au niveau du premier filet en prise. Dans le cas d'un écrou normal, le premier filet supporte environ 34% de la charge totale (Figure 6.4).

VI.2.1 Loi de comportement

Pour une déformation élastique suivant la loi de Hooke, la Précontrainte Q conduit la vis (goujon) à s'allonger d'une quantité ΔL_{0B} et l'assemblage de pièces à se raccourcir de ΔL_{0P} (Figures 6.5 et 6.6).

Tableau 6.3 : Rayon moyen d'appui sous tête ou sous écrou

Diamètre nominal (mm)	ρ_1 d / 2 (mm)	s (mm)	ρ_2 s / 2 (mm)
1.6	0.8	3.2	1.6
2	1	4	2
2.5	1.25	5	2.5
3	1.5	5.5	2.75
4	2	7	3.5
5	2.5	8	4
6	3	10	5
8	4	13	6.5
10	5	16	8
12	6	18	9
14	7	21	10.5
16	8	24	12
20	10	30	15
24	12	36	18
30	15	46	23

D'après la loi de Hooke :

$$\text{Vis :} \quad Q = K_B \Delta L_{0B} \quad (6.3)$$

$$\text{Pièces serrées :} \quad Q = K_P \Delta L_{0P} \quad (6.4)$$

Où : K_B et K_P sont les raideurs en tension du boulon et de la pièce serrée, respectivement.

$$K_B = \frac{1}{\delta_B} = \frac{\Delta L_{0B}}{Q} \quad (6.5)$$

$$K_P = \frac{1}{\delta_P} = \frac{\Delta L_{0P}}{Q} \quad (6.6)$$

δ_B et δ_P sont appelés les souplesses du boulon et de la pièce serrée, respectivement.

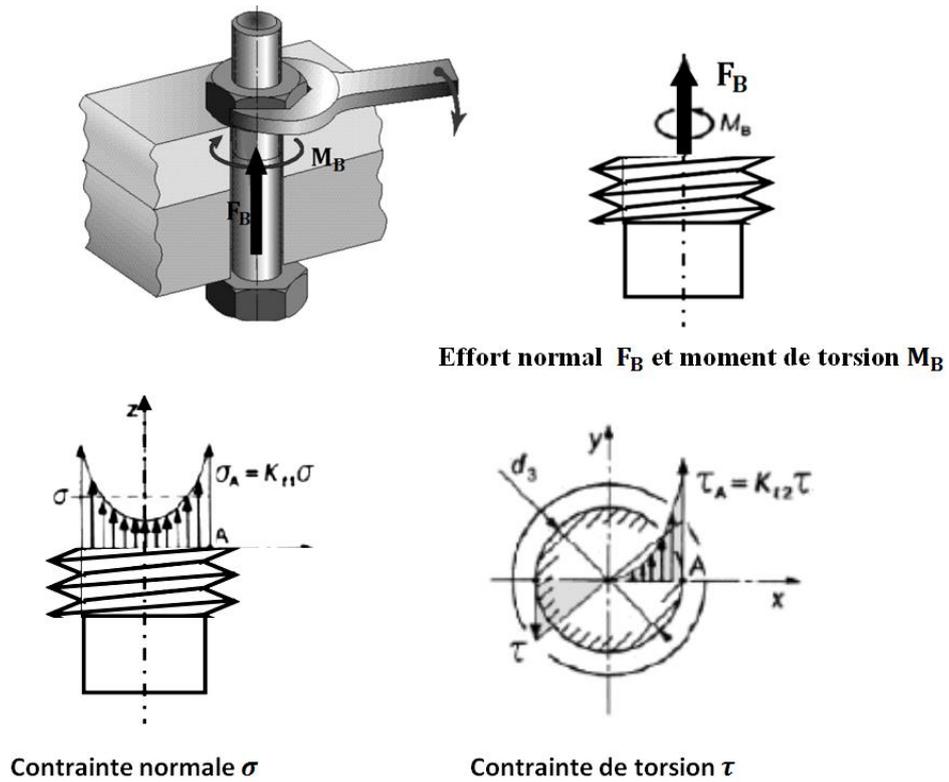


Figure 6.3 : Efforts et contraintes appliqués sur la vis

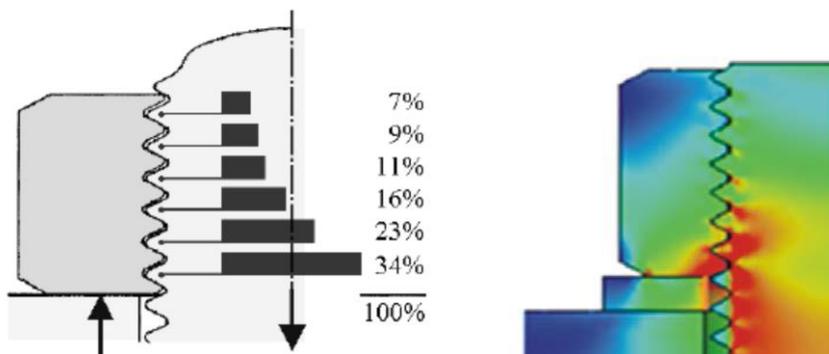


Figure 6.4 : Répartition de la charge entre les filets [55]

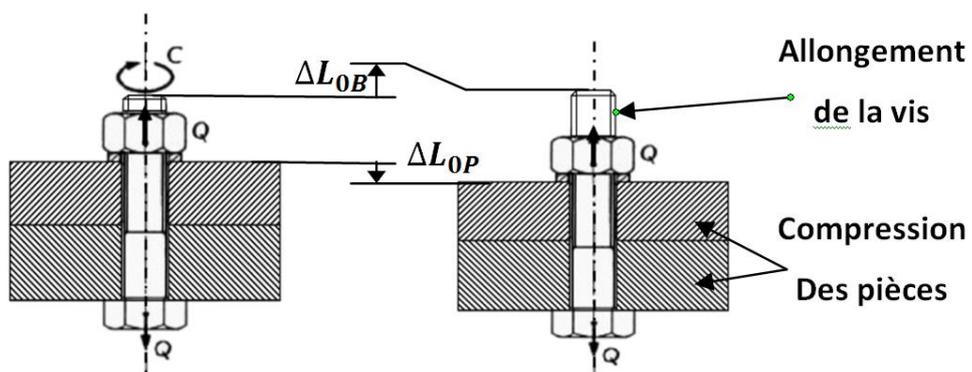


Figure 6.5 : Tension de la vis et compression des pièces

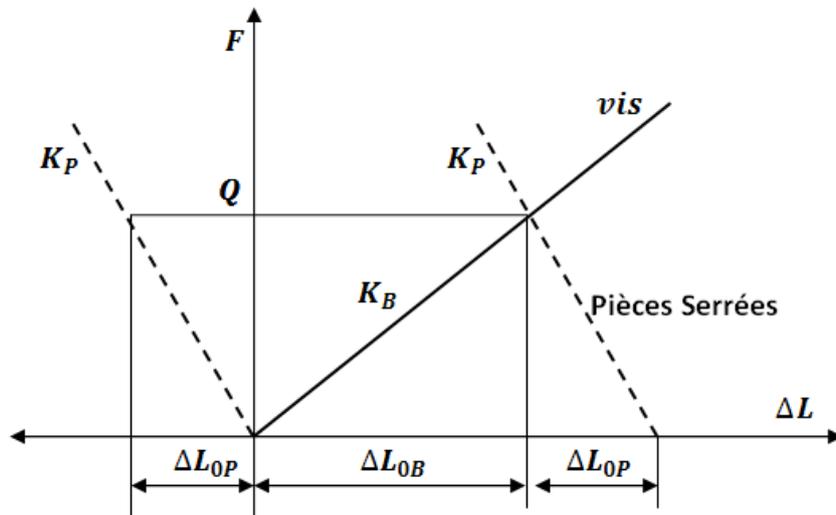


Figure 6.6 : Diagramme de chargement de l'assemblage sous l'effet de Q

VI.2.2 Répartition des contraintes dans les pièces serrées

Le calcul des pièces serrées est relativement difficile car la répartition des déformations sous la tête de vis dépend de la géométrie des pièces et de la répartition des contraintes dans les parties massives. Partant de la surface circulaire de contact de la tête de la vis, cette déformation correspond approximativement à celle d'un corps tronconique allant en s'agrandissant vers la surface de contact des pièces, voir figure 6.7.

L'allure de la répartition des contraintes au sein de l'assemblage met en évidence les *zones de compression* des pièces et les *fortes concentrations* au voisinage de la tête de la vis. La zone comprimée des pièces est relativement limitée et est souvent comprise dans une plage angulaire de $30^\circ < \phi < 45^\circ$ (encore appelé cône de Rötcher). Cependant, sur l'exemple de la Figure 6.7, si les pièces sont massives (pièce 2), on remarque que l'étendue de la zone de compression se stabilise et qu'une augmentation de l'épaisseur a peu d'influence sur la surface de contact S_p .

VI.2.3 Détermination de la raideur/souplesse en tension de la vis

La maîtrise des rigidités des différents éléments composant un assemblage boulonné est essentielle pour conduire une étude de dimensionnement efficace de celui-ci. En effet, ces grandeurs caractérisent le comportement sous charge de ces liaisons, c'est à dire les déplacements mesurés sur l'axe du boulon en fonction des efforts extérieurs appliqués.

La Figure 6.8 représente un assemblage de pièces mécaniques de longueur totale L_p par un boulon composé d'une vis et d'un écrou. Le calcul de la souplesse δ_B de la vis est déterminé à partir d'un modèle considéré comme soumis à un effort de tension Q uniforme. Ce modèle prend en compte l'influence de la rigidité de la tête de la vis et de la liaison fileté vis-écrou. On introduit deux longueurs équivalentes supplémentaires en fonction du diamètre nominal d et qui dépendent de coefficients associés aux types de fixation (vis-écrou, pièce taraudée).

Le modèle global correspond à la somme de quatre raideurs :

- raideur de la tête ;
- raideur des tronçons lisses, partie con fileté de la vis ;
- raideur de la partie fileté non en prise ;
- raideur de la partie des filets en prise de la vis et de la pièce taraudée.

Selon le modèle de calcul la raideur relative à chaque zone est donnée par

Zone I :	Tête de la vis	$K_{B1} = \frac{1}{\delta_{B1}} = \frac{E_B A_1}{L_G}$	(6.7)
Zone II :	Longueur non fileté ou partie lisse de la vis	$K_{B2} = \frac{1}{\delta_{B2}} = E_B \left[\sum_{i=1}^n \frac{A_i}{L_{bi}} \right]$	(6.8)
Zone III :	Longueur fileté non en prise de la vis	$K_{B3} = \frac{1}{\delta_{B3}} = \frac{1 E_B A_s}{L_f}$	(6.9)
Zone VI :	Partie des filets en prise de la vis et de la pièce taraudée	$K_{B4} = \frac{1}{\delta_{B4}} = \frac{E_B A_s}{L_{GM}}$	(6.10)

L_G est la longueur équivalente de la tête de la vis correspondant à la zone I donnée par

$$L_G = \alpha_G d_{b1} \quad (6.11)$$

où les A_i représentent les surfaces des sections droites de diamètre d_i de la partie non fileté de la vis et qui correspond à la zone II

$$A_i = \frac{\pi d_{bi}^2}{4}, \quad i = 1, 2, \dots \quad (6.12)$$

La longueur totale de la partie non fileté L_b est donnée par

$$L_b = \sum_{i=1}^n L_{bi} \quad (6.13)$$

où L_{bi} représente la longueur du tronçon i de la partie non fileté de la vis de diamètre d_i .

L_{GM} est la longueur équivalente de l'écrou correspondant à la zone IV donnée par

$$L_{GM} = \alpha_{GM} d \quad (6.14)$$

Sachant que la longueur fileté non en prise L_f correspondant à la zone III est donnée par

$$L_f = L_P - \sum_{i=1}^n L_{bi} \quad (6.15)$$

où L_P est la Longueur totale des pièces serrées

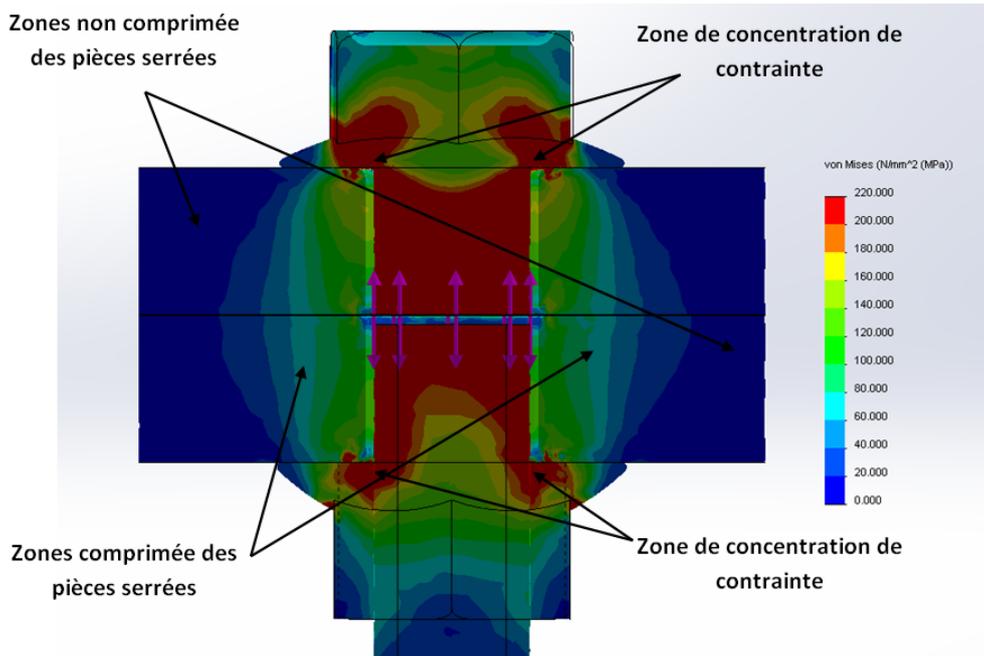
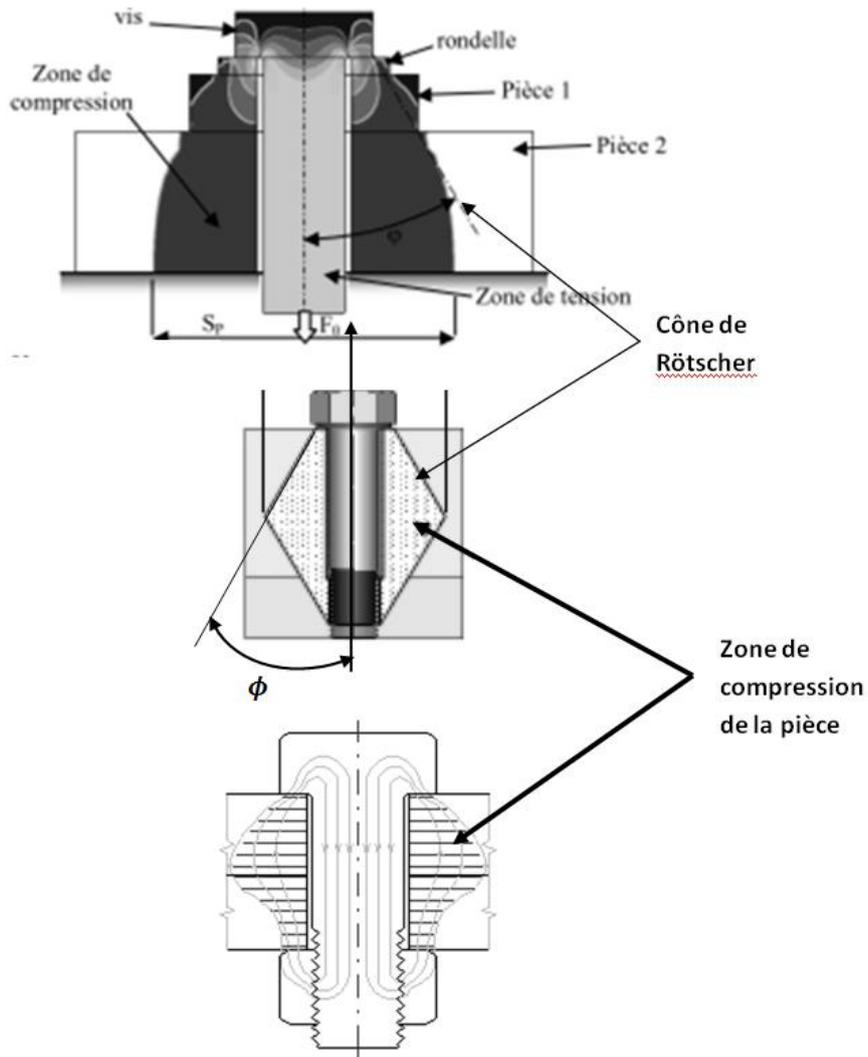


Figure 6.7 : Zones de compression et de concentration de contraintes [56]

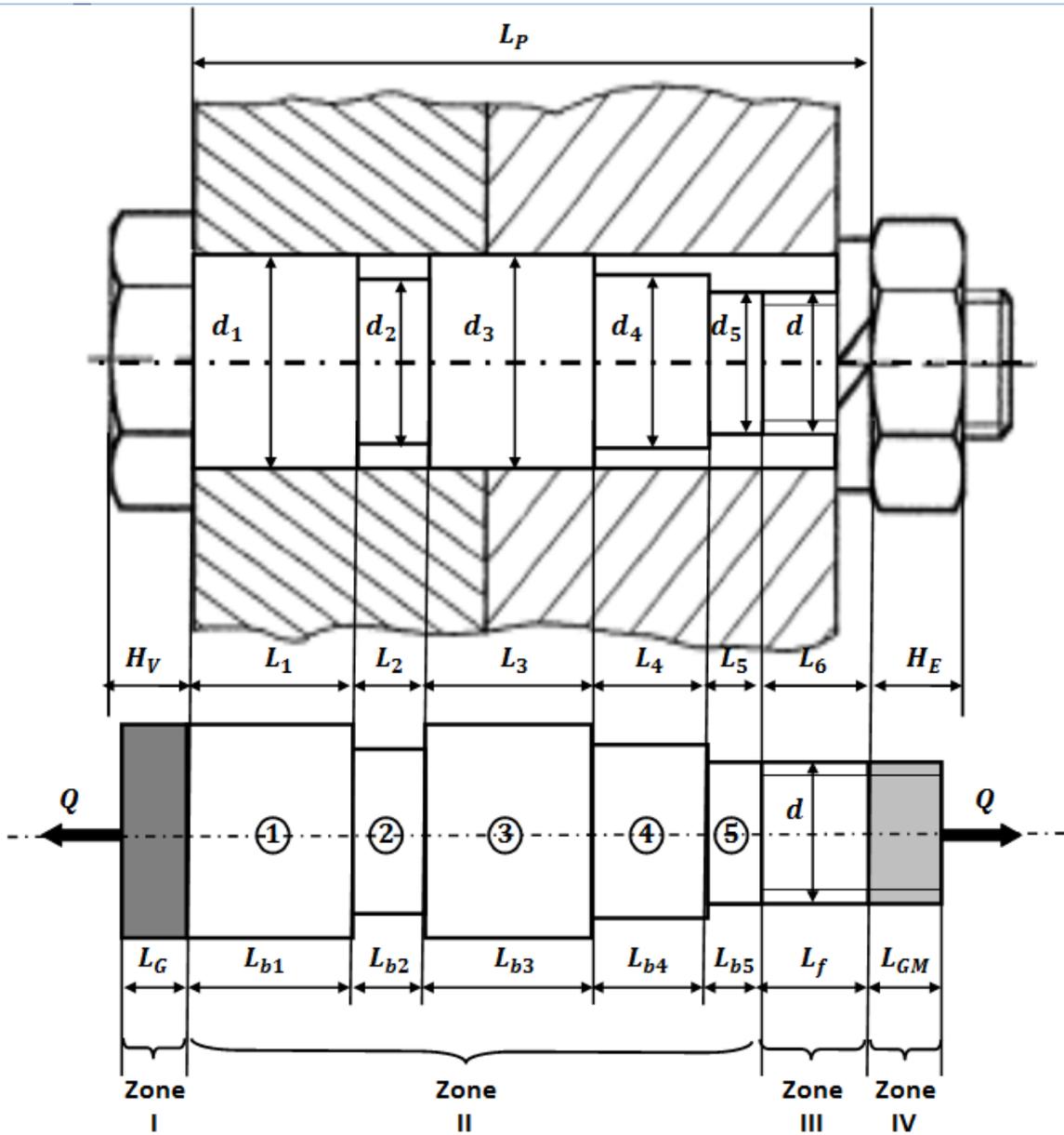


Figure 6.8 : Modèle de calcul de la raideur de la fixation

La souplesse δ_B de la vis est la somme des souplesses de chaque zone, d'où

$$\delta_B = \delta_{B1} + \delta_{B2} + \delta_{B3} + \delta_{B4} \quad (6.16)$$

$$\delta_B = \frac{1}{K_B} = \frac{1}{E_B} \left[\frac{\alpha_G d_1}{A_1} + \sum_{i=1}^n \frac{L_{bi}}{A_i} + \frac{L_P - \sum_{i=1}^n L_{bi}}{A_s} + \frac{\alpha_{GM} d}{A_s} \right] \quad (6.17)$$

avec :

E_B : Module d'élasticité de la fixation (boulon)

A_s : Section résistante associée au diamètre d_s

La section résistante A_s est donnée par $A_s = \frac{\pi}{4} (d_s)^2$

Le diamètre résistant d_s est donné par $d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$

Les coefficients α_G et α_{GM} sont données par le tableau 6.4 suivant

Tableau 6.4 : Coefficients α_G et α_{GM}

	Tête de vis	Vis-écrou	Pièce taraudée
α_G	0.47	—	—
α_{GM}	—	1.1	0.8

V.2.4 Modèle VDI 2230 pour le calcul de la raideur/souplesse en compression des pièces serrées

Le calcul de la raideur en compression K_p des pièces est déduit d'une modélisation du champ de contrainte. La plupart des modèles de calcul se ramènent à un chargement axisymétrique de l'assemblage boulonné avec des pièces cylindriques de section circulaire.

Le document **VDI 2230 :2003 (partie 1)**, d'origine allemande, est une référence internationale reconnue dans le domaine du calcul et de la conception des assemblages vissés. Il est à l'origine de nombreux documents techniques et normatifs (FDE 25030, ESA PSS 03-208, PSA B18 3530 et B13 3120, ...). Ce document VDI 2230 est mis à jour régulièrement et la dernière version de février 2003 comporte des évolutions majeures. Pour des assemblages qui dans la pratique ne sont pas cylindriques (brides rectangulaires, structures assemblées par plusieurs boulons), il n'existe toujours pas de modèle de calcul analytique de la souplesse. Dans la VDI, ces géométries sont approchées par un cylindre équivalent.

a) Cône de compression

La méthode VDI s'appuie sur le calcul de l'angle ϕ du cône de Röttscher déduit de simulations en éléments finis,

Pour un assemblage par boulon :

$$\tan(\phi) = 0.362 + 0.032 \ln\left(\frac{L_p^*}{2}\right) + 0.153 \ln D_p^* \quad (6.18)$$

Pour un assemblage par vis :

$$\tan(\phi) = 0.348 + 0.013 \ln L_p^* + 0.193 \ln D_p^* \quad (6.19)$$

Les paramètres adimensionnels L_P^* et D_P^* sont données par

$$L_P^* = \frac{L_P}{d_w} \quad (6.20)$$

$$D_P^* = \frac{D_P}{d_w} \quad (6.21)$$

$$d_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \quad (6.22)$$

Pour les pièces en acier, fonte et aluminium l'angle ϕ est compris entre 25° et 33°.

La méthode VDI s'appuie sur le calcul de l'angle ϕ du cône déduit de simulations en éléments finis,

L_P , D_P , d_{w1} et d_{w2} sont la longueur des pièces serrées, diamètre des pièces serrées, diamètres d'appuis de la tête de la vis et diamètre d'appuis de l'écrou, respectivement (Figure 7.9).

La limitation de la dimension de la base du cône $D_{P \text{ limite}}$ est donnée par

$$D_{P \text{ limite}} = d_w + w L_P \tan(\phi) \quad (6.23)$$

Pour ce calcul on intègre un paramètre w pour distinguer les deux types d'assemblage

$w = 1$: assemblages par boulon

$w = 2$: assemblages par vis

b) Raideur/souplesse des pièces serrées

La raideur des pièces serrées dépend de $D_{P \text{ limite}}$

Cas 1 : $D_P \geq D_{P \text{ limite}}$

On va se trouver dans la situation décrite (Figure 6.9), la zone de compression étant constituée de deux cônes équivalents. On a alors :

$$K_P = \frac{1}{\delta_P} = \frac{w E_P \pi D_h \tan(\phi)}{2 \ln \left[\frac{(d_w + D_h)(d_w + w L_P \tan(\phi) - D_h)}{(d_w - D_h)(d_w + w L_P \tan(\phi) + D_h)} \right]} \quad (6.24)$$

E_P : module d'élasticité des pièces serrées

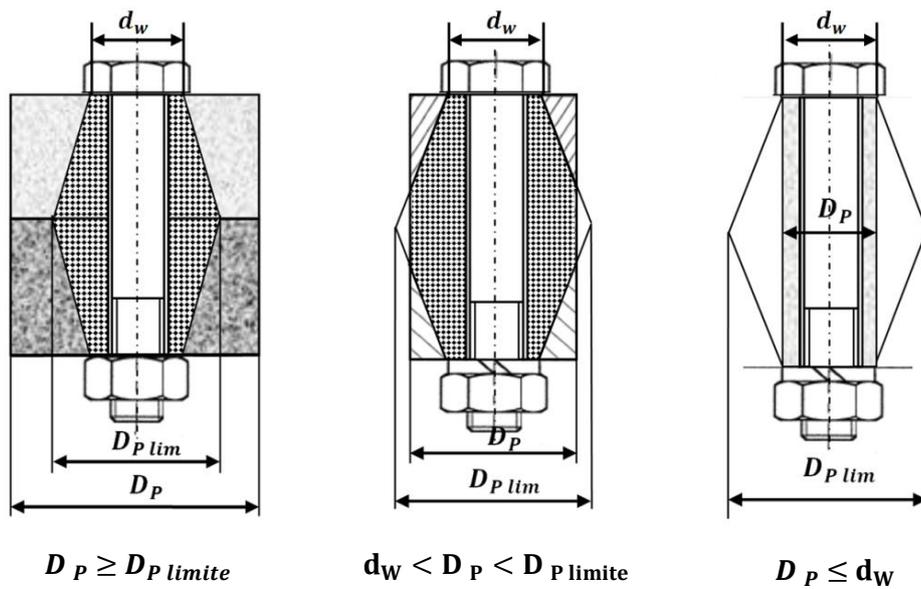
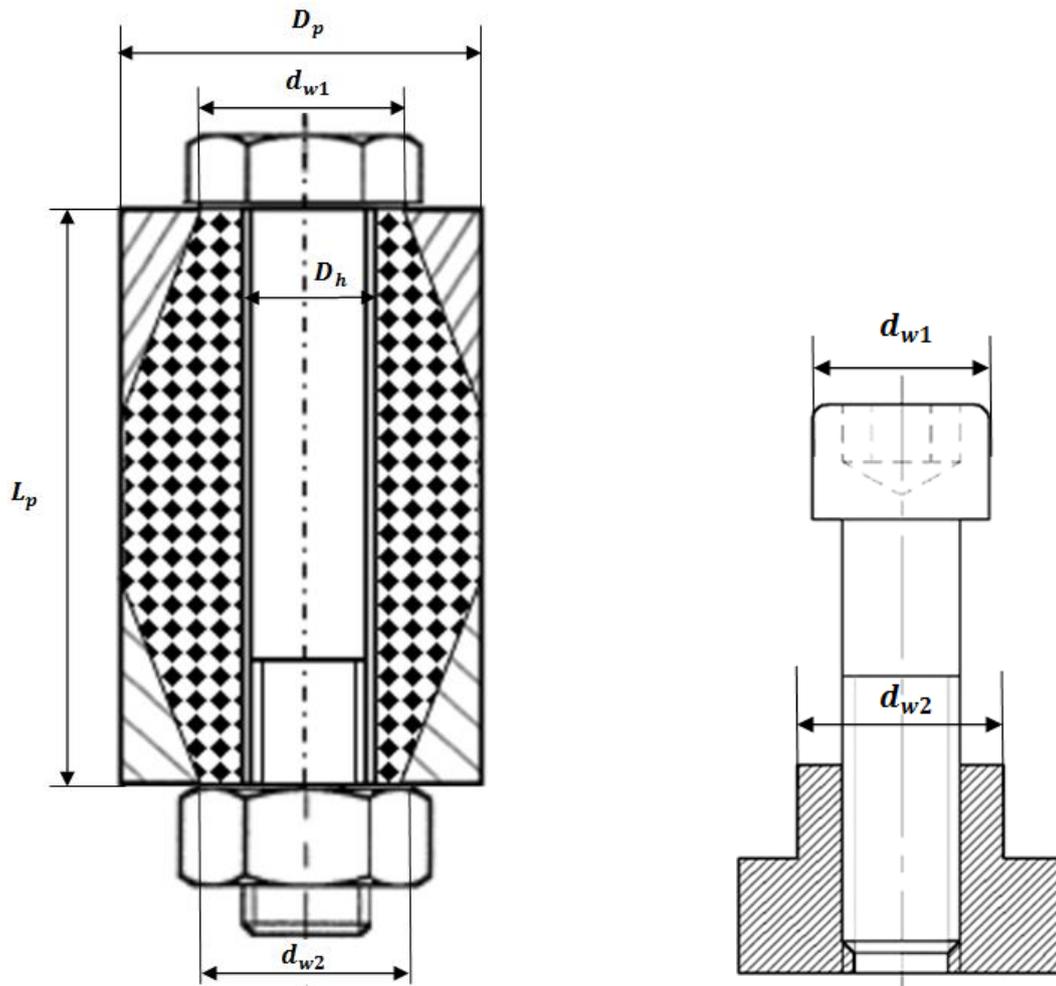


Figure 6.9 : Modèle de calcul de la souplesse des pièces serrées

Cas 2 : $d_w < D_p < D_p$ limite

La zone de compression équivalente est constituée de cône(s) et de cylindre (Figure 6.9) :

$$K_P = \frac{1}{\delta_P} = \frac{E_P \pi}{\frac{2}{w D_h \tan(\phi)} \ln \left[\frac{(d_w + D_h)(D_p - D_h)}{(d_w - D_h)(D_p + D_h)} \right] + \frac{4}{d_w^2 - D_h^2} \left[L_P - \frac{(D_p - d_w)}{w \tan(\phi)} \right]} \quad (6.25)$$

Où : D_h est le diamètre de passage de la vis

Cas 3 : $D_p \leq d_w$

La pièce à serrer est soumise à une compression uniforme

$$\delta_P = \frac{1}{K_P} = \frac{E_P \pi (D_p^2 - D_h^2)}{4 L_P} \quad (6.26)$$

Remarque : Les assemblages par vis qui ont une dimension à l'interface peu différente de la dimension de contact sous tête d_w (D_p pièce taraudée $\leq 1,4 d_w$), et qui ont des dimensions du corps fondamental plus grandes que la zone de compression, doivent être considérés comme des assemblages avec boulons.

c) Généralisation de la méthode dans le cas des matériaux différents

Lorsque l'on a des matériaux différents pour les pièces, on doit calculer séparément les souplesses des différentes parties (coniques et cylindriques).

Alors, on peut calculer la raideur du tronc de cône K_{PC} :

$$K_{PC} = \frac{1}{\delta_{PC}} = \frac{E_P \pi w D_h \tan(\phi)}{\ln \left[\frac{(d_w + D_h)(d_w + 2 L_C \tan(\phi) - D_h)}{(d_w - D_h)(d_w + 2 L_C \tan(\phi) + D_h)} \right]} \quad (6.27)$$

Avec la longueur du tronc de cône L_C telle que définie sur la Figure 13a :

$$L_C = \frac{(D_p - d_{wi})}{2 \tan(\phi)} \quad (6.28)$$

Ce qui donne pour la longueur de la partie cylindrique :

$$L_{Cyl} = L_P - \frac{2 L_C}{w} \quad (6.29)$$

Et pour la souplesse de la partie cylindrique :

$$K_{PCyl} = \frac{1}{\delta_{PCyl}} = \frac{E_P \pi (D_p^2 - D_h^2)}{4 L_{Cyl}} \quad (6.30)$$

La raideur totale de la pièce vaut alors :

$$K_P = \frac{1}{\delta_P} = \frac{1}{\frac{2}{W} \delta_{PC} + \delta_{PCyl}} \quad (6.31)$$

Dans le cas où les pièces assemblées sont en matériaux différents, il faut décomposer les parties de même module d'élasticité en parties cylindriques et coniques. La somme des longueurs des différentes parties L_i constitue la longueur de serrage L_P :

$$L_P = \sum_i L_i \quad (6.32)$$

A partir de la tête de vis ou de l'écrou, le grand diamètre de la précédente ($i - 1$) correspond au diamètre d'appui d_w de la partie considérée (i) :

$$d_{wi} = d_w + 2 \tan(\phi) \sum_i L_{i-1} \quad (6.33)$$

La souplesse de l'assemblage est alors la somme des souplesses des différents éléments :

$$\delta_P = \sum_i \delta_{P_i} \quad (6.34)$$

VI.3 Comportement d'un assemblage soumis à des charges extérieures axiales

La sécurité d'un assemblage fileté dépend de la charge réelle appliquée et de la charge maximale qu'il peut supporter.

Supposons que l'assemblage est soumis à une force extérieure F_{ext} selon la direction proposée dans la figure 6.10. Sous l'effet de cette force extérieure, la vis subira une force axiale de traction notée F_B , tandis que les pièces serrées subiront la force de serrage noté F_P , voir figure 6.11.

Notons que F_B et F_P sont inconnues et dépendent de la force F_{ext} et ne peuvent pas être déterminées directement par les équations de la statique du moment que le système est hyperstatique. La résolution du système exige l'utilisation des équations de compatibilité, d'équilibre et les lois de comportement.

VI.3.1 Equation de compatibilité

Sous l'effet de cette force extérieure, la force axiale dans la vis, notée F_B augmente tandis que la force de serrage des pièces noté F_P diminue proportionnellement à la déformation axiale de l'assemblage.

Comme les deux déformations doivent rester identiques (Tant que l'effort extérieur F_{ext} n'entraîne pas le décollement relatif des faces en contact), la variation de longueur ΔL de l'assemblage sous l'action de F_{ext} est la même pour le boulon et pour les pièces.

$$\Delta L = \Delta L_B - \Delta L_{0B} = \Delta L_{0P} - \Delta L_P \quad (6.35)$$

VI.3.2 Equation d'équilibre

L'équilibre des forces appliquées sur l'assemblage permet d'écrire :

$$F_{ext} = F_B - F_P \quad (6.36)$$

L'assemblage est un montage hyperstatique, par conséquent, l'équation 6.36 ne peut pas être résolue directement sauf si elle est combinée avec l'équation 6.35.

VI.3.3 loi de comportement

➤ Phase en service (charge)

D'après la loi de Hooke, les allongements respectifs du boulon et des pièces serrées sous l'effet des forces F_B et F_P sont :

$$\Delta L_B = \frac{F_B}{K_B} \quad (6.37)$$

$$\Delta L_P = \frac{F_P}{K_P} \quad (6.38)$$

➤ Phase serrage

D'après la loi de Hooke, les allongements respectifs du boulon et des pièces serrées sous l'effet de Q sont données par :

$$\Delta L_{0B} = \frac{Q}{K_B} \quad (6.39)$$

$$\Delta L_{0P} = \frac{Q}{K_P} \quad (6.40)$$

En fonction des raideurs, l'équation 6.35 s'exprime par

$$\frac{F_B - Q}{K_B} = \frac{Q - F_P}{K_P} \quad (6.41)$$

Qu'on peut l'écrire ainsi

$$\frac{\Delta F_B}{K_B} = \frac{\Delta F_P}{K_P} \quad (6.42)$$

où ΔF_B et ΔF_P représentent les variations de la force axiale entre l'effort interne pendant le serrage et en service, dans la vis et dans les pièces serrées, respectivement,

$$\Delta F_B = F_B - Q \quad (6.43)$$

$$\Delta F_P = Q - F_P \quad (6.44)$$

A partir de l'équation d'équilibre 6.36 et l'équation 6.41 on obtient un système d'équations à deux inconnues F_B et F_P

$$F_{ext} - F_B + F_P = 0 \quad (6.45)$$

$$\frac{F_B - Q}{K_B} - \frac{Q - F_P}{K_P} = 0 \quad (6.46)$$

On obtient après résolution

$$F_B = Q + F_{ext} \left(\frac{K_B}{K_P + K_B} \right) \quad (6.47)$$

$$F_P = Q - F_{ext} \left(1 - \frac{K_B}{K_P + K_B} \right) \quad (6.48)$$

Qu'on peut l'écrire ainsi

$$F_B = Q + F_{ext} \Psi \quad (6.49)$$

$$F_P = Q - F_{ext} (1 - \Psi) \quad (6.50)$$

où Ψ est le coefficient de raideur de l'assemblage donné par

$$\Psi = \left(\frac{K_B}{K_P + K_B} \right) = \left(\frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_B} \right) \quad (6.51)$$

et qui sera toujours inférieur à 1,

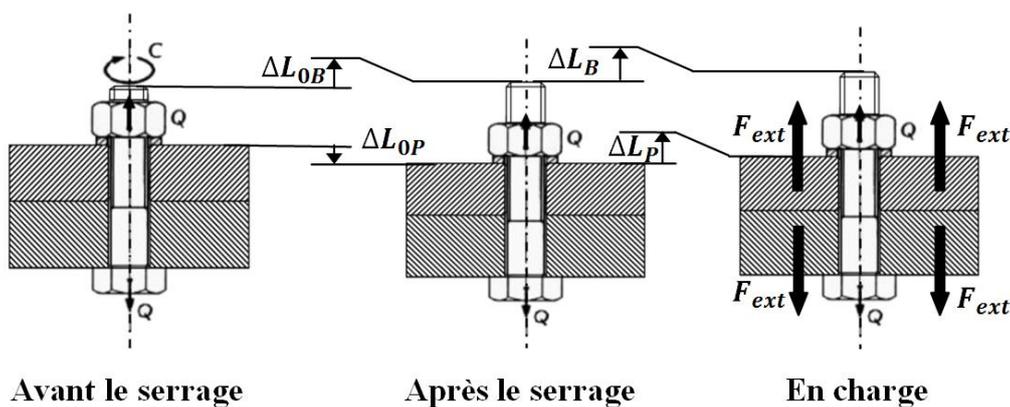


Figure 6.9 : Déformation de l'assemblage sous l'action de la force F_{ext}

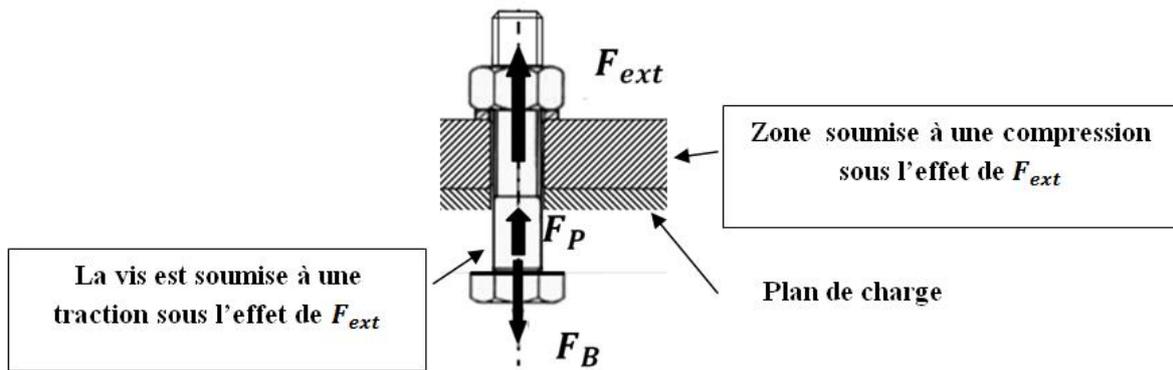


Figure 6.10 : Equilibre de forces appliquées sur l'assemblage

On peut aussi exprimer la variation de la force axiale dans la vis ΔF_B en fonction du coefficient de raideur Ψ

$$\Delta F_B = F_{ext} \Psi \quad (6.52)$$

De même pour ΔF_P

$$\Delta F_P = F_{ext} (1 - \Psi) \quad (6.53)$$

On peut aussi exprimer l'équation d'équilibre 7.45 par :

$$(F_B - Q) + (Q - F_P) = F_{ext} \quad (6.54)$$

d'où

$$\Delta F_B + \Delta F_P = F_{ext} \quad (6.55)$$

L'équation 6.55 représente une autre forme de l'équation d'équilibre en fonction des variations de forces ΔF_B et ΔF_P .

VI.3.4 Facteur de charge

On définit le facteur d'introduction de charge qui tient compte de la position de l'application de la charge (plan de charge) par le rapport β

$$\beta = \frac{x}{L_P} \quad (6.56)$$

où x représente la position du plan de charge par rapport au plan de l'interface des deux pièces serrées.

Suivant la forme des pièces assemblées, la sollicitation sera différente suivant que l'introduction de l'effort sera voisine de la tête de vis, quelconque ou voisine du plan de l'interface des deux pièces. Dans la plupart des cas, le niveau d'introduction de la charge se situe à l'intérieur des pièces assemblées et une partie de la rigidité des pièces participe

différemment au comportement dynamique de l'assemblage (Figure 7.12). Le facteur d'introduction de charge β varie par conséquent en fonction de l'application de la force extérieure (plan de charge). La figure 7.12 donne des valeurs de β pour différentes configurations d'assemblage couramment utilisées.

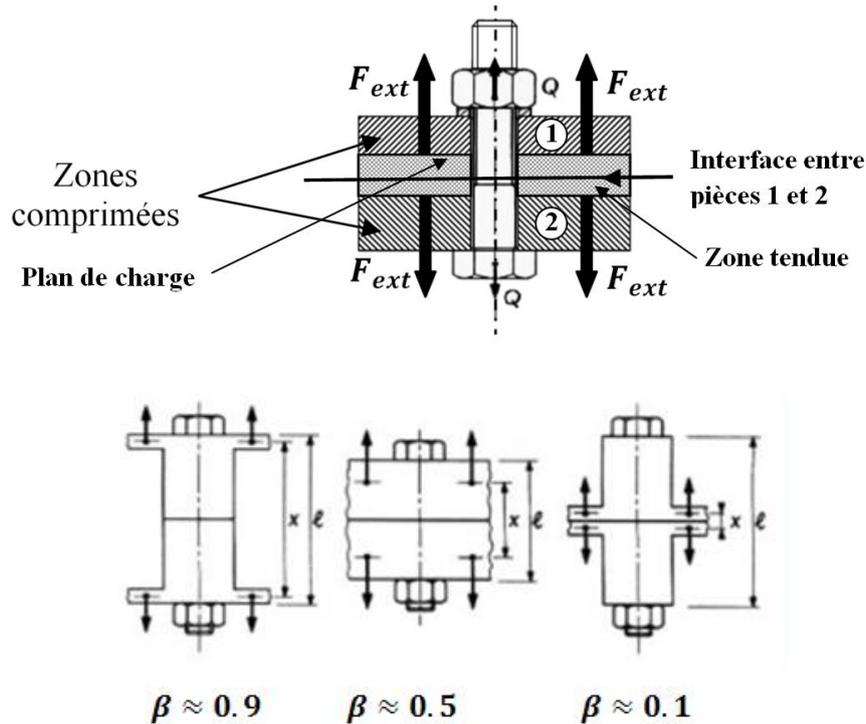


Figure 6.12 : Facteur d'introduction de charge

Les expressions générales des forces exercées dans le boulon et dans les pièces, lorsque la position de l'introduction de la force extérieure est quelconque, sont :

$$F_B = Q + \beta \Psi F_{ext} \quad (6.57)$$

$$F_P = Q - (1 - \beta \Psi) F_{ext} \quad (6.58)$$

Qu'on peut les écrire ainsi

$$F_B = Q + \lambda F_{ext} \quad (6.57)$$

$$F_P = Q - (1 - \lambda) F_{ext} \quad (6.58)$$

où λ est appelé le facteur de charge de l'assemblage défini par :

$$\lambda = \beta \Psi = \beta \left(\frac{K_B}{K_P + K_B} \right) = \beta \left(\frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_B} \right) \quad (6.59)$$

En tenant compte de cette notation, on a :

$$\Delta F_B = \lambda F_{ext} \quad (6.60)$$

$$\Delta F_P = (1 - \lambda)F_{ext} \quad (6.61)$$

ΔF_B représente l'accroissement d'effort dans le boulon par rapport à la valeur de la précharge Q , dû à l'application de F_{ext} et ΔF_P représente la diminution du serrage des pièces due à l'application de F_{ext} par rapport à la valeur de la précharge Q .

VI.3.5 Diagramme de chargement de l'assemblage sous l'action de F_{ext}

Le diagramme de chargement de l'assemblage représenté par la figure 6.14 est très important pour l'analyse du comportement du système ou on peut mettre en évidence tous les paramètres fondamentaux de l'assemblage : forces, déplacements et raideurs. Les coordonnées du point d'intersection des deux droites K_B et K_P sont définies par une abscisse ΔL_{0B} et une ordonnée Q . Le point d'intersection de la droite K_P avec l'axe des abscisses représente $\Delta L_{0B} + \Delta L_{0P}$. Une fois les variations de forces ΔF_B et ΔF_P connues (fonctions de F_{ext} et λ), les paramètres inconnus de l'assemblage peuvent être déterminés tels que F_B , F_P , ΔL_B , ΔL_P et ΔL , voir le schéma de calcul suivant donné par la figure 6.13.

Nous constatons qu'un effort extérieur F_{ext} appliqué sur un assemblage précontraint va induire un supplément d'effort dans le boulon proportionnel à F_{ext} et au coefficient Ψ et qui se traduit par une augmentation de l'allongement et de la force appliquée sur la vis ou le boulon (d'après le diagramme on voit bien que l'allongement ΔL_B en service est supérieure à ΔL_{0B} pendant le serrage). Contrairement au boulon, la force extérieure provoque un desserrage des pièces qui se traduit par une diminution de l'allongement et de la force appliquée sur les pièces serrées ($F_P < Q$ et $\Delta L_P < \Delta L_{0P}$).

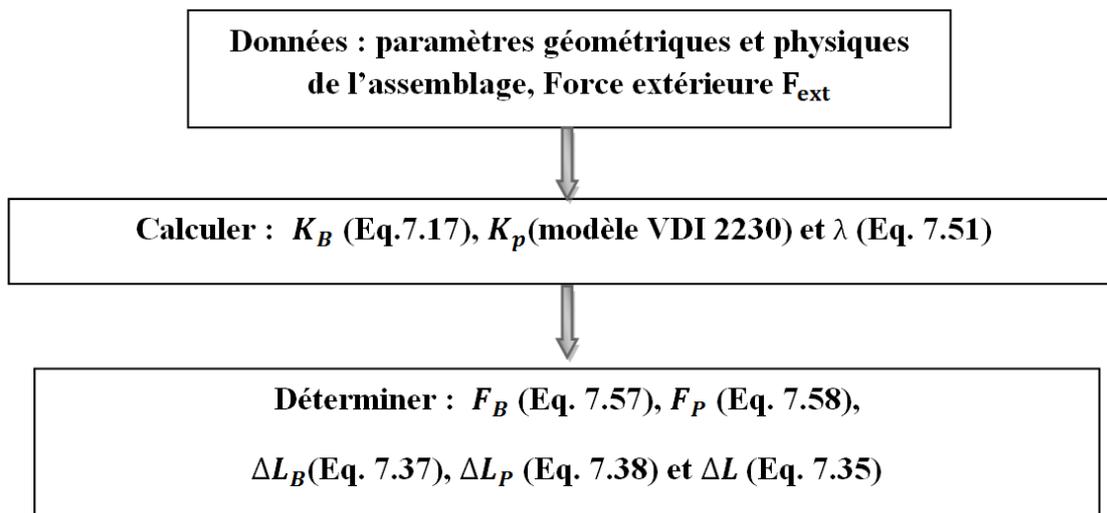


Figure 6.12 : Schéma de calcul

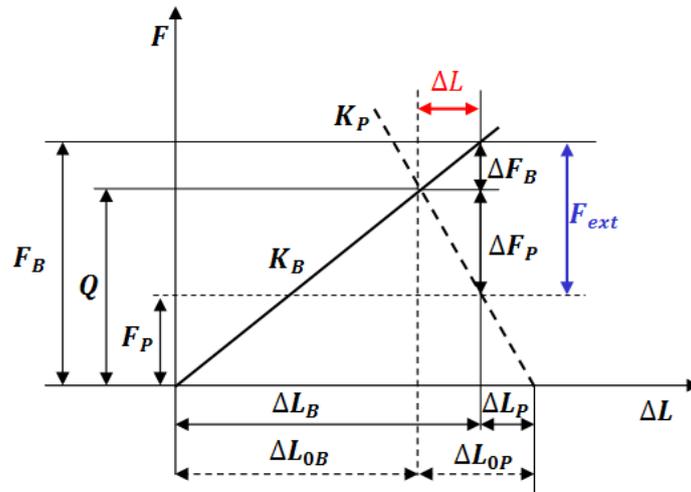


Figure 6.14 : Diagramme de chargement de l'assemblage sous l'action de F_{ext}

VI.4 Prècharge minimale fonctionnelle Q_{min} et Prècharge maximale Q_{max}

VI.4.1 Facteur de serrage

Le dimensionnement de la vis ainsi que le choix de la classe de qualité découle de la force de serrage nécessaire. La tension dans la vis pendant l'opération de montage peut s'engendrer par diverses méthodes de serrage. Toutes ces méthodes provoquent une certaine dispersion dans l'effort de serrage, voir tableau 5.1, d'où l'introduction du facteur de serrage α_A . Ce facteur est le rapport entre la force maximale de montage Q_{max} , et la force minimale de montage Q_{min} , nécessaire pour transmettre l'effort prévu tout en assurant les fonctionnalités de l'assemblage:

$$\alpha_A = \frac{Q_{max}}{Q_{min}} \quad (6.62)$$

avec :

Q_{max} : Force de montage maximale sollicitant l'assemblage.

Q_{min} : Force de montage minimale assurant la fonctionnalité de l'assemblage : assurer la rigidité et supporter les sollicitations extérieures, garantir et maintenir une étanchéité, éviter le travail au cisaillement et résister aux effets de desserrage spontané et réduire l'influence des sollicitations dynamiques externes sur la fatigue de l'assemblage (voir figure 5.2).

Le serrage des pièces est diminué par l'action de forces axiales extérieures et ce serrage doit être en mesure de transmettre des forces tangentielles par frottement si ces forces existent (condition de non glissement). De plus, les surfaces serrées doivent rester en contact et ne pas subir de décollement incompatible avec la fonction de l'assemblage. Pour assurer pleinement la fonction de l'assemblage, il est nécessaire de connaître la Prècharge minimale fonctionnelle.

VI.4.2 Force de serrage résiduelle minimale $F_{SR\ min}$

La valeur de $F_{SR\ min}$ est fixée par les conditions de fonctionnement de l'assemblage et elle constitue un des facteurs décisifs du dimensionnement.

a) *Décollement des surfaces*

Lorsque les pièces serrées sont soumises à un effort extérieur axial centré de compression (l'effort axial est maximal), la précharge doit être suffisante pour empêcher le décollement sous-tête et/ou sous-écrou de la fixation. $F_{P\ min}$ est un supplément de précharge (dite « précharge résiduelle ») pour ne pas avoir une pression nulle aux plans de joint lorsque l'effort axial est maximal (limite de décollement). Pour assurer la stabilité de l'assemblage (éviter son desserrage), en première estimation on peut considérer :

$$F_{SR\ min} \approx \xi F_{ext\ max} \quad (6.63)$$

avec $3\% \leq \xi \leq 5\%$.

b) *Glissement des surfaces*

Si l'assemblage est sollicité par un effort transversal F_T , il y a lieu de prendre en compte une valeur de serrage minimale pour éviter le risque de glissement à l'interface des pièces serrées. Pour cette configuration de non-glissement, on respectera la condition suivante :

$$F_{SR\ min} \geq \frac{F_T}{f} \quad (6.64)$$

avec f : coefficient d'adhérence à l'interface des pièces serrées, quelques valeurs indicatives sont données par la suite

- $f = 0.45$: construction métallique, acier $R_{\rho 0.2} = 300\text{MPa}$, surfaces grenillées, sablées, passées au chalumeau, moyennant des essais préalables avec 90% de succès ;
- 0.60 : mêmes conditions, acier $R_{\rho 0.2} = 360\text{MPa}$;
- 0.30 : constructions métalliques, surfaces brossées ;
- 0.10 à 0.15 : construction mécanique, surfaces contaminées.

VI.4.3 Perte de précharge due au fluage des pièces

- **Définition** : La déformation d'un matériau induite pendant le maintien constant de la température et de la contrainte est appelée fluage. Cette déformation est de nature viscoplastique et dépendante du temps de maintien.
- En plus des déformations élastiques dans un assemblage fileté, Il existe un tassement des pièces ΔL_e immédiatement après la mise en place de la liaison et pendant le fonctionnement. Ce tassement se caractérise par des pertes de serrage ΔF_Z provoquées par le nivellement plastique des rugosités des surfaces en contact. La relation entre la perte de serrage en force ΔF_Z et le facteur de perte de serrage f_Z se trouve à partir de la relation suivante :

$$\Delta F_Z = \frac{f_Z}{\delta_P + \delta_B} \quad (6.65)$$

Tableau 6.5 : Valeurs approchées du facteur de serrage α_A

Facteur α_A	Tolérance \pm	Moyens de serrage - Moyens de réglage R e m a r q u e s
1,0	5 % à 12 %	Serrage automatique ou manuel contrôlé par rapport à R_e . La tolérance de la force de serrage dépend de la valeur de R_e de la vis.
1,0	5 % à 12 %	Serrage automatique ou manuel contrôlé par rotation. Détermination du couple de serrage par essais. La tolérance de la force de serrage dépend de R_e de la vis. La vis est dimensionnées pour $F_{M\ min}$.
1,2 à 1,6	9 % à 23 %	Serrage hydraulique. Réglage par mesure de la longueur ou de la pression. Petites valeurs pour les vis longues, grandes valeurs pour les vis courtes : $l_k / d \leq 2$.
1,4 à 1,6	17 % à 23 %	Serrage avec clef dynamométrique avec mesure dynamique du couple de serrage. Recherche du couple par essais sur pièce originale. Petites valeurs pour grand nombre d'essais.
1,6 à 1,8	23 % à 28 %	Détermination du couple de serrage par estimation du coefficient de frottement. Petites valeurs pour clefs dynamométriques avec mesure du couple. Plus grandes valeurs pour clefs avec limitation du couple.
1,7 à 2,5	26 % à 43 %	Serrage avec clef dynamométrique avec contrôle du couple. La clef est réglée pour le couple de serrage de contrôle qui se compose du couple nominal + une sécurité + coefficient de frottement estimé.
2,5 à 4,0	43 % à 60 %	Serrage avec moteur à percussion. La clef est réglée pour le couple de contrôle qui se compose du couple nominal + un supplément. Plus petites valeurs pour un grand nombre de contrôles.

Avec

$$f_z = 3.29 \cdot 10^{-3} \left(\frac{L_P}{d} \right)^{0.34} [mm] \quad (6.66)$$

Le facteur calculé par cette relation n'est valable que si la pression superficielle entre vis et pièces serrées ne dépasse pas la valeur admissible (voir suite du cours). La précharge minimale doit être augmentée de ΔF_z pour tenir compte du tassement et éviter ainsi le desserrage.

VI.4.4 Précharge minimale fonctionnelle Q_{\min}

La précharge minimale fonctionnelle Q_{\min} doit satisfaire à tous les critères décrits ci-dessus, c'est-à-dire le non glissement, le non-décollement des plans de joint ainsi que le fluage ou tassement. Nous avons d'après l'équation (6.58)

$$Q_{\min} = (1 - \lambda)F_{\text{ext max}} + F_{SR \min} + \Delta F_z \quad (6.67)$$

NB. Dans le cas où la force F_{ext} est variable, nous prenons toujours la valeur maximale.

VI.4.5 Précharge maximale Q_{max}

La précharge maximale Q_{max} admissible dépendra des conditions de résistance de la vis ou du goujon. D'après l'équation 6.57 l'effort maximal de tension dans la tige du boulon $F_{B max}$ est donné par :

$$F_{B max} = Q_{max} + \lambda F_{ext max} \quad (6.68)$$

où Q_{max} est la précharge maximale et $F_{ext max}$ est la charge maximale appliquée sur l'assemblage.

Le couple de torsion maximal dans la tige du boulon $M_{B max}$ est donné par :

$$M_{B max} = Q_{max}[0.161 P + 0.583 f_1 d_2] \quad (6.69)$$

La contrainte normale maximale est donnée par

$$\sigma_{max} = \frac{F_{B max}}{A_S} \quad (6.70)$$

La contrainte maximale de torsion est :

$$\tau_{max} = \frac{16 M_{B max}}{\pi d_S^3} \quad (6.71)$$

La contrainte de Von Mises dans ce cas est donnée par

$$\sigma_{eVMax} = \sqrt{(\sigma_{max})^2 + 3(\tau_{max})^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{B max}}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{16 M_{B max}}{\pi d_S^3}\right)^2} \quad (6.72)$$

En injectant

$$\sigma_{eVMax} = \sqrt{\left(\frac{Q_{max} + \lambda F_{ext max}}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{16 Q_{max}(0.161 P + 0.583 f_1 d_2)}{\pi d_S^3}\right)^2} \quad (6.73)$$

Remarque importante : Il faut noter que la contrainte de torsion τ est une contrainte parasite provoquée par le couple de torsion M_B due à la méthode de serrage utilisée qui est la méthode de serrage au couple. Par conséquent, si la méthode de serrage est autre, c'est-à-dire par allongement thermique ou allongement hydraulique cette contrainte de torsion est nulle.

La précharge maximale Q_{max} admise pendant le serrage peut être limité par :

a) la limite élastique $R_{e min}$

On se fixe un seuil de la contrainte admissible de Von Mises en fonction d'un pourcentage de la limite élastique R_e

$$\sigma_{eVMmax} \leq \gamma_E R_{e min} \quad (6.74)$$

En pratique on prend $0.8 \leq \gamma_E \leq 0.9$.

Donc la valeur de la précharge maximale Q_{max} admissible est celle qui vérifie l'équation 7.70 suivante

$$\sqrt{\left(\frac{Q_{max} + \lambda F_{ext max}}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{16 Q_{max}(0.161 P + 0.583 f_1 d_2)}{\pi d_S^3}\right)^2} \leq \gamma_E R_{e min} \quad (6.75)$$

b) Pression superficielle entre les Pièces et la fixation

La pression superficielle à l'interface entre la tête de la vis et la pièce provoquée par l'effort normal maximal dans la vis ne devrait pas dépasser la pression superficielle limite p_G (pression de matage du matériau le moins résistant) valable pour la matière des pièces serrées (voir Tableau 7.5). Cette pression se trouve par :

$$p = \frac{F_{B max}}{A_P} \leq p_G \quad (6.76)$$

$$A_P = \pi \frac{d_W^2 - D_h^2}{4} \quad (6.77)$$

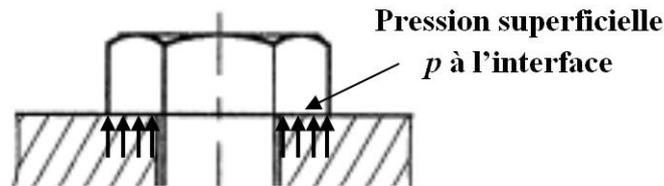


Figure 6.15 : Pression superficielle entre la tête de la vis et la pièce

c) Limite conventionnelle d'élasticité à 0.2%

La variation de la force axiale dans la vis ΔF_B ne doit pas provoquer une variation de contrainte idéale supérieure à 10 % de $R_{\rho 0,2}$. Il en découle que :

$$F_{B max} \leq 0.1 R_{\rho 0,2} A_S \quad (6.78)$$

$R_{p0,2}$ Limite conventionnelle d'élasticité à 0.2% (Contrainte appliquée nécessaire pour causer un allongement plastique permanent de 0.2%, voir tableau 5.4. Souvent utilisée quand il est difficile de déterminer la limite élastique de manière précise).

d) moyens de serrage

En fonction des moyens conventionnels et de la méthode de serrage, la norme FD E 25-030 propose un coefficient d'incertitude de serrage α_A . Le Tableau 6.5 récapitule les valeurs de coefficient α_A à utiliser en fonction du matériel de serrage.

Tableau 6.6 : Pression superficielle admissible entre la fixation et pièces serrées

Matière	Module d'élasticité E en N/mm^2	Pression superficielle Admissible p_G en N/mm^2
Ac 37	205 000	260
Ac 50	205 000	420
C 45	205 000	700
42 CrMo 4	205 000	850
30 CrNiMo 8	205 000	750
X 5 CrNiMo 1810	200 000	210
X 10 Cr Ni Mo 189	200 000	220
Acier inoxydable	200 000	1000 à 1250
Titane non allié	70 000	300
Ti-Al-4V	70 000	1000
Ft 15	103 000	600
Ft 25	118 000	800
Ft 35	154 600	900
Ft 40	191 300	1100
FGS 35.3	172 000	480
GD-MgAl 9	44 000	220 (140)
GC-MgAl 9	44 000	140 (220)
GC-AlSi 6 Cu 4	70 000	200
AlZnMg Cu 0.5	70 000	370
Al 99	70 000	140
Composite CFV	–	120
Composite CFC	–	140

Suite tableau 6.6 (selon VDI 2230)

Abréviation du matériau désignation EN	Numéro de matériau	Résistance à la traction $R_{m \min}$ [N/mm ²]	Pression de surface admissible ^{1) 4)} P_G [N/mm ²]
USt 37-2 (S235 JRG1)	1.0036	340	490
St 50-2 (E295)	1.0050	470	710
St 52-3U (S355 JO)	1.0553	510	760
Cq 45	1.1192	700	630 ²⁾
34 CrMo 4	1.7720	1 000	870 ²⁾
34 CrNiMo 6	1.6582	1 200	1 080 ²⁾
38 MnSi-VS 5-BY	1.5231	900	810 ²⁾
16 MnCr 5	1.7131	1 000	900 ²⁾
X5 CrNi 18 12	1.4303	500	630
X5 CrNiMo 17 12 2	1.4401	510	460 ²⁾
X5 NiCrTi 26 15	1.4980	960	860 ²⁾
NiCr20TiAl	2.4952	1 000	700
GG-25 (GJL-250)	0.6020	250	850 ^{2) 3)}
GGG-40 (GJS-400)	0.7040	400	600 ^{2) 3)}
GGG-50 (GJS-500)	0.7050	500	750 ^{2) 3)}
GGG-60 (GJS-600)	0.7060	600	900 ^{2) 3)}
AlMgSi 1 F31 (AW-6082)	3.2315.62	290	260 ²⁾
AlMgSi 1 F28	3.2315.61	260	230 ²⁾
AlMg4.5Mn F27 (AW-5083)	3.3547.08	260	230 ²⁾
AlZnMgCu 1.5 (AW-7075)	3.4365.71	540	410 ²⁾
GK-AlSi9Cu3	3.2163.02	180	220 ²⁾
GD-AlSi9Cu3	3.2163.05	240	290 ²⁾
GK-AlSi7Mg wa	3.2371.62	250	380 ²⁾
AZ 91	(3.5812)	310	280 ²⁾
TiAl6V4	3.7165.10	890	890 ²⁾

VI.5 Sollicitations cycliques

Dans la plus part des cas les assemblages boulonnés précontraints sont soumis à des forces extérieures axiales qui varient en fonction du temps, d'intensité variable. Cette force extérieure même si elle est de faible intensité comparée à une force statique constitue un grand danger pour l'assemblage. En effet lorsque le chargement est cyclique, la vis (boulon, goujon) se trouve alors soumise à une sollicitation de fatigue. Par expérience on sait que la tenue en fatigue d'une vis est très faible en regard de sa tenue sous contrainte statique. Par exemple, une vis de classe 10.9 donnée pour une résistance élastique minimale égale à 900 MPa, admet une limite de fatigue de l'ordre de 50 MPa. Cette situation doit inciter le concepteur à la prudence dans le dimensionnement des boulons, surtout que, la rupture en fatigue concerne un cas sur deux des assemblages vissés.

VI.5.1 Chargement cyclique

Une sollicitation est dite cyclique lorsque la charge ou le déplacement varie de façon cyclique au cours du temps. Au bout d'un certain nombre de cycle de chargement la rupture intervient, on parle alors de fatigue.

Une sollicitation cyclique est définie par une contrainte maximale σ_{max} et une contrainte minimale σ_{min} et le cycle de chargement, voir figure 7.16.

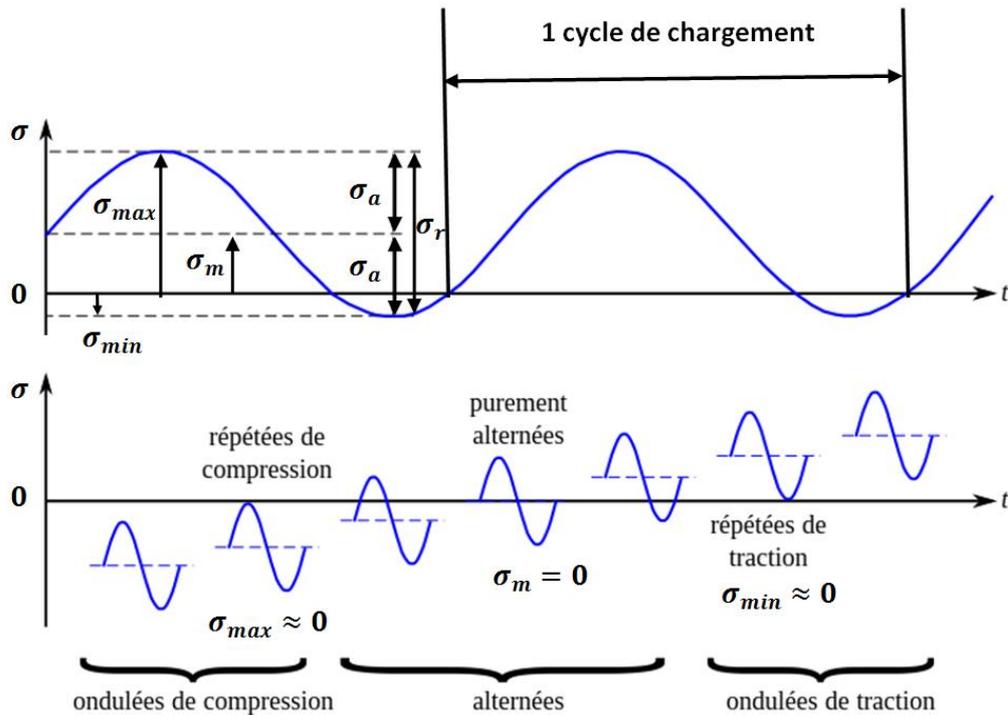


Figure 6.16 : Différents types de sollicitations cycliques

Un cycle de sollicitation est une succession de sollicitations appliquées au corps au cours d'une période de sollicitation périodique.

Dans le cas d'un chargement périodique σ_a et σ_m sont utilisées

où σ_a est la **contrainte alternée** (demi amplitude du cycle) définie par

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (6.79)$$

et σ_m représente la contrainte moyenne, donnée par

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \sigma_{min} + \sigma_a \quad (6.80)$$

La contrainte moyenne σ_m est constante dans le temps.

d'après la figure 6.16 σ_r est donnée par

$$\sigma_r = |\sigma_{max} - \sigma_{min}| \quad (6.81)$$

avec

σ_{max} : contrainte maximale

σ_{min} : contrainte minimale

On peut définir aussi le :

➤ **Ratio de contrainte R**

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (6.82)$$

➤ **Ratio d'amplitude A**

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (6.83)$$

Trois types de sollicitations peuvent être appliqués :

- Ondulée de compression : si en plus $\sigma_{max} \approx 0$, on parle alors de sollicitation répétée de compression.
- Alternée : si en plus $\sigma_m = 0$, on dit que c'est une sollicitation purement alternée.
- Ondulée de traction : si en plus $\sigma_{min} \approx 0$, on parle alors de sollicitation répétée de traction.

VI.5.2 Sollicitation ondulée de traction ($F_{ext min} < F_{ext} < F_{ext max}$)

Une sollicitation ondulée est considérée comme la superposition d'une contrainte moyenne σ_m (constante) et d'une contrainte alternée σ_a , voir figure 6.16.

a) **Contrainte moyenne :**

Du moment que

$$\sigma_{max} = \lambda \frac{F_{ext max}}{A_S}, \quad (6.84)$$

$$\sigma_{min} = \lambda \frac{F_{ext min}}{A_S} \quad (6.85)$$

Alors la contrainte moyenne σ_m est donnée par la relation suivante

$$\sigma_m = \lambda \frac{F_{ext max} + F_{ext min}}{2A_S} \quad (6.86)$$

Pour déterminer la contrainte équivalente moyenne de Von Mises appliquée sur la tige de la vis il suffit d'injecter l'équation 6.86 dans l'équation 6.72

$$\sigma_{eVM m} = \sqrt{\left(\frac{Q}{A_S} + \lambda \frac{(F_{ext max} + F_{ext min})}{2A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{16 M_B}{\pi d_S^3}\right)^2} \quad (6.87)$$

b) Contrainte alternée :

De même pour la contrainte alternée

$$\sigma_a = \lambda \frac{(F_{ext max} - F_{ext min})}{2A_S} \quad (6.88)$$

VI.5.3 Sollicitation purement alternée (Traction/compression)

Dans le cas d'une sollicitation purement alternée $\sigma_m = 0$, la contrainte de traction est la contrainte maximale

$$\sigma_{max} = \sigma_T = \lambda \frac{F_{ext T}}{A_S} \quad (6.89)$$

Alors que la contrainte de compression est la contrainte minimale

$$\sigma_{max} = \sigma_C = \lambda \frac{F_{ext C}}{A_S} \quad (6.90)$$

Où $F_{ext T}$ est l'effort de traction alors que $F_{ext C}$ est l'effort de compression.

La contrainte moyenne de Von Mises appliquée sur la tige de la vis et la contrainte alternée sont données par

a) Contrainte moyenne de Von Mises :

$$\sigma_{eVM m} = \sqrt{\left(\frac{Q}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{16 M_B}{\pi d_S^3}\right)^2} \quad (6.91)$$

b) Contrainte alternée :

$$\sigma_a = \frac{\lambda(F_{ext T} + F_{ext C})}{2A_S} \quad (6.92)$$

VI.5.4 Limite de fatigue

la limite de fatigue c'est la valeur de la contrainte alternée symétrique que peut subir une éprouvette sur un nombre infini de cycles de fatigue.

La limite de fatigue pour différentes classes de résistance pour une limite d'endurance à $3 \cdot 10^6$ cycles est donnée par le tableau 6.7 suivant :

Tableau 6.7 : Valeurs minimales admissibles de la limite de fatigue σ_D selon AFNOR NFE 25-0.30 pour une limite d'endurance à $3 \cdot 10^6$ cycles

Diamètre des boulons	M4 à M8	M10 à M16	M18 à M30
σ_D (MPa)	60	50	40
$\sigma_D (3 \cdot 10^6)$ (MPa), classe 8.8	73	66	55
$\sigma_D (3 \cdot 10^6)$ (MPa), classe 10.9	60	53	40
$\sigma_D (3 \cdot 10^6)$ (MPa), classe 12.9	54	49	40

Le calcul à la fatigue consiste à déterminer la contrainte alternée et la comparer à la limite de fatigue admissible :

$$\sigma_a \leq K_N \sigma_D \quad (6.93)$$

K_N : Coefficient de correction de tenue dynamique (voir Figure 7.18).

σ_D : Limite de fatigue de la vis considérée.

La limite de fatigue d'une vis se situe aux alentours de la valeur communément admise de 50 MPa.

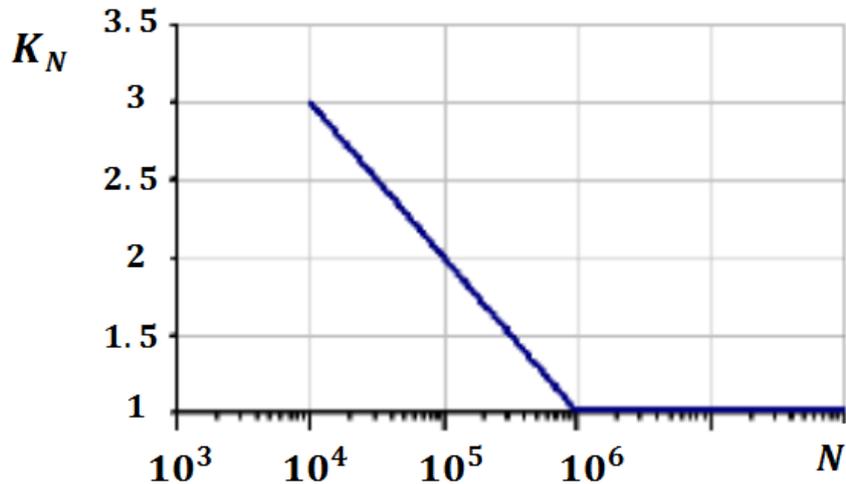


Figure 6.17 : Coefficient de correction de tenue dynamique K_N en fonction du nombre de cycle N

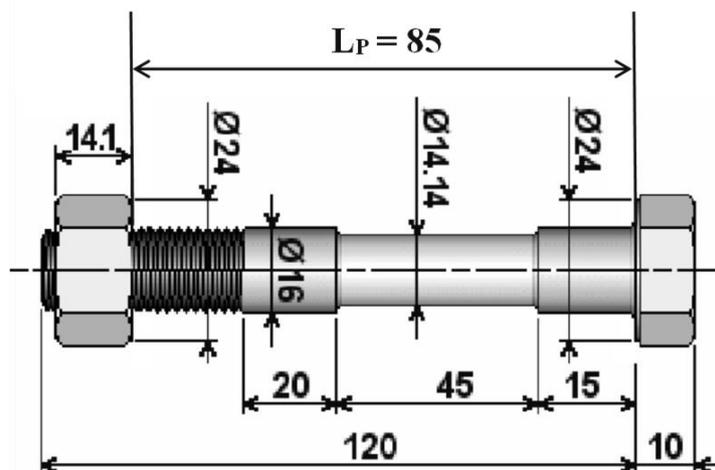
NB : dans le cas d'un chargement en fatigue, il faut avoir des boulons souples (c'est à dire de diamètre mini et de longueur suffisante) et des pièces rigides. L'amélioration de la

tenue en fatigue peut se faire par roulage des filets de la vis après traitement thermique ou après écrouissage.

Exercice 1

Pour le serrage d'un ensemble de pièces de longueur totale $L_P = 85$ mm on utilise un boulon en acier, de diamètre nominal $d = 16$ mm, de longueur sous tête $L_B = 120$ mm avec une longueur filetée de 40 mm,. Le filetage utilisé est un filetage triangulaire métrique à pas gros. La vis utilisée est de classe de qualité 8.8.

- 1) Déterminer les caractéristiques géométriques du filetage
- 2) A) Calculer les tolérances sur les diamètres d_2 et D_2 dans le cas des ajustements suivants :
 - 4H/4h
 - 6G/6h
- B) En déduire les diamètres maxi et mini de d_2 et D_2 .
- 3) Déterminer la raideur/souplesse de la vis
- 4) Donner la classe de qualité de l'écrou qui convient au montage (expliquer brièvement).
- 5) Donner la composition chimique ainsi que le type d'acier utilisé pour la fabrication de la vis.



Exercice 2

Soit la vis suivante dont les dimensions sont représentées dans la figure 3.18 suivante.

- 1) Représenter par un schéma le modèle de calcul de la raideur de la vis
- 2) Calculer
 - raideur de la tête ;
 - raideur des tronçons lisses, partie con filetée de la vis ;
 - raideur de la partie filetée non en prise ;
 - raideur de la partie des filets en prise de la vis et de la pièce taraudée.
- 3) En déduire la raideur globale de la vis

Calculer :

- 1) souplesse de la vis et souplesse des pièces serrées,
- 2) facteur de charge de l'assemblage,
- 3) contrainte dynamique dans la vis (tenue en fatigue),
- 4) précharge minimale requise pour assurer le non-décollement des pièces en service,
- 5) précharge maximale admissible au montage,
- 6) couple de serrage et précharge réalisée au montage,
- 7) contraintes maximales dans la vis,
- 8) pressions maximales aux plans de joint,
- 9) allongements de la vis et le piston.

Tableau 1 : Caractéristiques mécaniques de l'assemblage

Eléments	Propriétés		unité
Vis	Acier	classe 10.9	
	E_B	205 000	N/mm ²
	d_{w1}	17,23	mm
Piston	Acier	C45V	
	E_p	205 000	N/mm ²
	P_G	700	N/mm ²
Tige	Acier	C45V	
	E_p	205 000	N/mm ²
	P_G	700	N/mm ²

Tableau 2 : Conditions de serrage

Niveau	maxi
Taux de serrage limite	90 % de Re
Précision de la visseuse	± 17 %
Frottement dans les filetages	0,14 ± 0,03
Frottement sous tête	0,10 ± 0,02
Précharge résiduelle mini	1000 N
Facteur d'introduction de charge β	0.3

Références

- 1) **ISO 68-1 : 1998** : Filetages ISO pour usages généraux - Profil de base - Partie 1: Filetages métriques
- 2) **ISO 261:1998** , Filetages métriques ISO pour usages généraux - Vue d'ensemble
- 3) **ISO 262:1998** Filetages métriques ISO pour usages généraux - Sélection de dimensions pour la boulonnerie
- 4) **ISO 263:1973** Filetages ISO en inches - Vue d'ensemble et sélection pour boulonnerie -Diamètres de 0,06 à 6 in
- 5) **ISO 724:1993** : Filetages métriques ISO pour usages généraux - Dimensions de base (ISO 724:1993/Cor 1:2009)
- 6) **ISO 1502**, Filetages métriques ISO pour usages généraux - Calibres à limites et vérification
- 7) **ISO 5408**, Filetages - Vocabulaire
- 8) **ISO 965 : 2013** : spécifie un système de tolérances pour les filetages métriques ISO pour usages généraux (M) selon l'ISO 261. Le système de tolérances se rapporte au profil de base selon l'ISO 68-1. Cette quatrième édition annule et remplace la troisième édition (ISO 965-1:1998), qui a fait l'objet d'une révision technique. Elle incorpore également le Rectificatif technique ISO 965-1:1998/Cor.1:2009. L'ISO 965 comprend les parties suivantes, présentées sous le titre général Filetages métriques ISO pour usages généraux - Tolérance:
 - Partie 1: Principes et données fondamentales
 - Partie 2: Dimensions limites pour filetages intérieurs et extérieurs d'usages généraux — Qualité moyenne
 - Partie 3: Écarts pour filetages de construction
 - Partie 4: Dimensions limites pour filetages extérieurs galvanisés à chaud pour assemblages avec des filetages intérieurs de position de tolérance H ou G après galvanisation
 - Partie 5: Dimensions limites pour filetages intérieurs pour assemblages avec des filetages extérieurs galvanisés à chaud de position de tolérance maximale h avant galvanisation
- 9) **ISO 273:1979** : Éléments de fixation -Trous de passage pour vis
- 10) **ISO 898-1:2013** : Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation en acier au carbone et en acier allié - Partie 1: Vis, goujons et tiges filetées de classes de qualité spécifiées - Filetages à pas gros et filetages à pas fin.
- 11) **ISO 898-2:2012** : Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation en acier au carbone et en acier allié - Partie 2: Écrous de classes de qualité spécifiées - Filetages à pas gros et filetages à pas fin.
- 12) **ISO 898-6:1994** Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation - Partie 6: Écrous avec charges d'épreuve spécifiées - Filetage à pas fin
- 13) **ISO 16047 2005** Éléments de fixation — Essais couple/tension
- 14) **ISO 4014:1999** : Vis à tête hexagonale partiellement filetées - Grades A et B
- 15) **ISO 4017:2014** Fixations - Vis à tête hexagonale entièrement filetées - Grades A et B
- 16) **ISO 4032:1999** Écrous hexagonaux, style 1 - Grades A et B
- 17) **ISO 4033:2012** Écrous hexagonaux hauts (style 2) -- Grades A et B

- 18) **ISO 4759-1:2000** Tolérances des éléments de fixation - Partie 1: Vis, goujons et écrous - Grades A, B et C
- 19) **ISO 4762:2004** Vis à tête cylindrique à six pans creux
- 20) **ISO 8673:2012** Écrous hexagonaux normaux (style 1) à filetage métrique à pas fin -- Grades A et B
- 21) **ISO 8674:2012** Écrous hexagonaux hauts (style 2) à filetage métrique à pas fin - Grades A et B
- 22) **ASME B1.1 2003** Unified Inch Screw Threads (UN and UNR Thread Form) Revision of ASME B1.1-1989 (R2001)
- 23) **ISO 7089:2000** Rondelles plates - Série normale - Grade A
- 24) **ISO 4042:1999** Éléments de fixation - Revêtements électrolytiques
- 25) **ISO 4288:1996** Spécification géométrique des produits (GPS) - État de surface: Méthode du profil - Règles et procédures pour l'évaluation de l'état de surface
- 26) **ISO 18265:2013** Matériaux métalliques - Conversion des valeurs de dureté
- 27) Ralph S. Shoberg, P.E., Review of the Application of Design Guideline VDI 2230 Using SR1 for PCs, *11th Annual Technical Conference on Fastening Technology*, Clemson University Radisson Hotel, Cleveland, Ohio, September 9, 1999.
- 28) Kellermann, R. and Klein, H-C. Investigations on the influence of friction on the clamp force and the tightening torque of bolted joints. R. *Konstruktion*, **2**, 1955. Springer-Verlag.
- 29) Oberg, E. , Jones ,F.D. , Horton H.L. , Ryffel H.H., (2016). *Machinery's Handbook* . 30th edition. Industrial Press Inc.
- 30) Oberg, E. , Jones ,F.D. , Horton H.L. , Ryffel H.H., (2012). *Machinery's Handbook* . 29th edition. Industrial Press Inc.
- 31) Shigley J., Charles Mischke, and Richard Budynas. *Mechanical Engineering Design*. Boston, MA: McGraw-Hill, 2003.
- 32) Norton, Robert L. *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*. Boston, MA: McGraw-Hill, 2007.
- 33) Michael R. Lindeburg PE *Mechanical Engineering Reference Manual for the PE Exam*, 13th Edition
- 34) Richard T. Barrett, Fastener Design Course, *NASA Reference Publication 1228*, 1990
- 35) SKF, *Le guide technique du serrage*, **PUB MT/P7 10061 FR** · Septembre 2009
- 36) Michel Aublin, René Boncompain, Michel Boulaton, Daniel Caron, *Systèmes mécaniques : Théorie et dimensionnement*, Collection: Sciences Sup, Dunod 2005.
- 37) Martin Culpepper. *2.72 Elements of Mechanical Design*. Spring 2009. Massachusetts Institute of Technology: MIT Open CourseWare, <https://ocw.mit.edu>. License: Creative Commons BY-NC-SA.
- 38) Guillot J. *Assemblages par éléments filetés – Calculs*, Techniques de l'ingénieur - Tome 1 - B5560 à B5562, 1987.
- 39) Guillot J. modélisation et calcul des assemblages vissés, Techniques de l'ingénieur - bm5560, 2007.

- 40) Brand A., *Calcul des pièces à la fatigue. Méthode du gradient*. Cetim (1980).
- 41) Aublin M. et al., *Systèmes mécaniques : théorie et dimensionnement*. Dunod Paris.
- 42) Alemany B. et Albert B., *Boulons précontraints pour assemblages à haute rigidité*. Dunod Paris.
- 43) Sayettat C., Faurie J.P. et Peyret M., *Assemblages boulonnés. Conception et montage*. Cetim (1980).
- 44) VDI 2230. – *Systematische Berechnung Hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*. VDI/Richtlinien, févr. 2003.
- 45) Souvignet R. et Durand A., *Assemblages vissés - Manuel théorique - Logiciel CETIM COBRA PC.03*. Service assemblage et essais - 1994.
- 46) Document HYDROCAM SKF, *Tendeurs HYDROCAM (effort de 14 à 135 tonnes)*. - SKF DM 10049.

Sites web

- 47) <http://www.onweb.fr/8836-R-20503/Vis-%2B-Ecrou.htm>
- 48) <http://www.amesweb.info/Screws/AsmeUnifiedInchScrewThread.aspx>
- 49) http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/visserie.htm
- 50) <http://www.hexagon.de/rs/review%20design%20guideline%20VDI2230fda.pdf>
- 51) http://www.skf.com/binary/57-126662/Serrage-hydraulique_10061_FR.pdf
- 52) https://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-72-elements-of-mechanical-design-spring-2009/lecture-notes/MIT2_72s09_lec10.pdf
- 53) http://www.utc.fr/~tthomass/Themes/Unites/unites/infos/normes/Les_normes.pdf
- 54) <http://blog.gxsc.com/.a/6a00d8349cbbac69e2019aff2b9183970b-pi>
- 55) http://file.scirp.org/Html/5-1860157_43267.htm
- 56) http://blog.gxsc.com/graphics_systems_solidnot/2013/09/bolted-joints-in-fea.html

Normes :

Une norme désigne un ensemble de spécifications décrivant un objet, un être ou une manière d'opérer. Il en résulte un principe servant de règle et de référence technique.

Une norme n'est pas obligatoire, son adhésion est un acte volontaire. Certaines sont rendues obligatoires par un texte réglementaire ou décret de loi.

Attention à la confusion entre Standard et Norme. Le standard résulte d'un consensus plus restreint que pour la norme, il est élaboré entre des industriels au sein de consortiums et non par des organismes nationaux. La différence est cependant faible et les anglo-saxons utilisent le terme de « standard » pour désigner une norme.

Les normes sont élaborées par des organismes dont les plus connus sont :

➤ **Organismes internationaux :**

CEI : Commission électrotechnique internationale,

CEN : Comité européen de normalisation (siège à Brussels / Toutes les Nations européennes participent)

ISO : International organisation for standardisation : L'Organisation internationale de normalisation, (siège à Genève / 157 Nations participent)

➤ **Organismes nationaux :**

DIN : Deutsches Institut für Normung

ASTM International : American society for testing and material (Elabore les standards matériaux/produits)

SAE : Society of Automotive Engineers (son siège aux États-Unis comptant plus de 84 000 membres (ingénieurs, chefs d'entreprise, professeurs et étudiants de plus de 97 pays) qui échangent des informations et des idées pour tout ce qui touche à l'ingénierie des véhicules, par exemple dans le domaine de l'automobile ou dans celui de l'aéronautique.)

API: American Petroleum Institute (Elabore des codes de construction, dimensionnement, robinetterie etc.),

ASME: American Society of Mechanical Engineers (Elabore les codes de construction),

ANSI: American National Standards Institute (Elabore les standards dimensionnement / utilisation /produits),

MSS: Manufacturers Standardization Society of the Valve & Fittings Industry (Elabore des normes utilisation / /matériaux/produits)

AFNOR : Association française de normalisation

BSI : British Standards Institute

Annexe A : Diamètres et pas normalisés

Les tableaux suivants donnent les diamètres et pas recommandés selon ISO et ASME

Tableau A.1 : Diamètres et pas normalisés en mm pour les filetages métriques

Diamètre Nominal (d,D)		Pas (P)		
1er choix	2eme choix	gros	fin	
1.6		0.35		
	1.8	0.35		
2		0.4		
2.5		0.45		
3		0.5		
	3.5	0.6		
4		0.7		
5		0.8		
6		1		
	7	1		
8		1.25	1	
10		1.5	1.25	1
12		1.75	1.5	1.25
	14	2	1.5	
16		2	1.5	
	18	2.5	2	1.5
20		2.5	2	1.5
	22	2.5	2	1.5
24		3	2	
30		3.5	2	
36		4	3	
42		4.5	3	
48		5	3	
56		5.5	4	
	60	5.5	4	
64		6	4	

Tableau A.2 : Diamètres et pas normalisés en pouce pour les filetages UST

		Pas (nombre de filets/pouce)													
Cote Nominale, pouce		Diamètre nominal d,D	UNC	UNF	UNEF	Séries à Pas constant								Nominal Size, in.	
1er choix	2eme choix					4- UN	6- UN	8- UN	12- UN	16- UN	20- UN	28- UN	32- UN		
0	--	0.0600	--	80	--	--	--	--	--	--	--	--	--	0	
--	1	0.0730	64	72	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1	
2	--	0.0860	56	64	--	--	--	--	--	--	--	--	--	2	
--	3	0.0990	48	56	--	--	--	--	--	--	--	--	--	3	
4	--	0.1120	40	48	--	--	--	--	--	--	--	--	--	4	
5	--	0.1250	40	44	--	--	--	--	--	--	--	--	--	5	
6	--	0.1380	32	40	--	--	--	--	--	--	--	--	UNC	6	
8	--	0.1640	32	36	--	--	--	--	--	--	--	--	UNC	8	
10	--	0.1900	24	32	--	--	--	--	--	--	--	--	UNF	10	
--	12	0.2160	24	28	32	--	--	--	--	--	--	UNF	UNEF	12	
1/4	--	0.2500	20	28	32	--	--	--	--	--	UNC	UNF	UNEF	1/4	
5/16	--	0.3125	18	24	32	--	--	--	--	--	20	28	UNEF	5/16	
3/8	--	0.3750	16	24	32	--	--	--	--	UNC	20	28	UNEF	3/8	
7/16	--	0.4375	14	20	28	--	--	--	--	16	UNF	UNEF	32	7/16	
1/2	--	0.5000	13	20	28	--	--	--	--	16	UNF	UNEF	32	1/2	
9/16	--	0.5625	12	18	24	--	--	--	UNC	16	20	28	32	9/16	
5/8	--	0.6250	11	18	24	--	--	--	12	16	20	28	32	5/8	
--	11/16	0.6875	--	--	24	--	--	--	12	16	20	28	32	11/16	
3/4	--	0.7500	10	16	20	--	--	--	12	UNF	UNEF	28	32	3/4	

--	13/16	0.8125	--	--	20	--	--	--	12	16	UNEF	28	32	13/16
7/8	--	0.8750	9	14	20	--	--	--	12	16	UNEF	28	32	7/8
--	15/16	0.9375	--	--	20	--	--	--	12	16	UNEF	28	32	15/16
1	--	1.0000	8	12	20	--	--	UNC	UNF	16	UNEF	28	32	1
--	1 1/16	1.0625	--	--	18	--	--	8	12	16	20	28	--	1 1/16
1 1/8	--	1.1250	7	12	18	--	--	8	UNF	16	20	28	--	1 1/8
--	1 3/16	1.1875	--	--	18	--	--	8	12	16	20	28	--	1 3/16
1 1/4	--	1.2500	7	12	18	--	--	8	UNF	16	20	28	--	1 1/4
--	1 5/16	1.3125	--	--	18	--	--	8	12	16	20	28	--	1 5/16
1 3/8	--	1.3750	6	12	18	--	UNC	8	UNF	16	20	28	--	1 3/8
--	1 7/16	1.4375	--	--	18	--	6	8	12	16	20	28	--	1 7/16
1 1/2	--	1.5000	6	12	18	--	UNC	8	UNF	16	20	28	--	1 1/2
--	1 9/16	1.5625	--	--	18	--	6	8	12	16	20	--	--	1 9/16
1 5/8	--	1.6250	--	--	18	--	6	8	12	16	20	--	--	1 5/8
--	1 11/16	1.6875	--	--	18	-	6	8	12	16	20	--	--	1 11/16
1 3/4	--	1.7500	5	--	--	--	6	8	12	16	20	--	--	1 3/4
--	1 13/16	1.8125	--	--	--	--	6	8	12	16	20	--	--	1 13/16
1 7/8	--	1.8750	--	--	--	--	6	8	12	16	20	--	-	1 7/8
--	1 15/16	1.9375	--	--	--	--	6	8	12	16	20	--	--	1 15/16
2	--	2.000	4 1/2	--	--	--	6	8	12	16	20	--	--	2

Filetage anglais (British Standard Fine) – Pas fin								
Dimension nominale	Type	d=D mm	P mm	Nombre de filets/pouce	d2=D2 mm	d3 mm	H1 mm	Tap Drill Diameter mm
3/16"	BSF	4.763	0.794	32	4.255	3.747	0.508	4.00
7/32"	BSF	5.556	0.907	28	4.975	4.394	0.581	4.60
1/4"	BSF	6.350	0.977	26	5.725	5.100	0.625	5.30
9/32"	BSF	7.142	0.977	26	6.518	5.893	0.625	6.10
5/16"	BSF	7.938	1.156	22	7.199	6.459	0.739	6.80
3/8"	BSF	9.525	1.27	20	8.712	7.899	0.813	8.30
7/16"	BSF	11.113	1.411	18	10.209	9.304	0.904	9.70
1/2"	BSF	12.700	1.588	16	11.684	10.668	1.017	11.10
9/16"	BSF	14.288	1.588	16	13.272	12.256	1.017	12.70
5/8"	BSF	15.875	1.814	14	14.712	13.549	1.162	14.00
11/16"	BSF	17.463	1.814	14	16.300	15.137	1.162	15.50
3/4"	BSF	19.050	2.117	12	17.693	16.336	1.355	16.75
13/16"	BSF	20.638	2.117	12	19.281	17.924	1.355	18.25
7/8"	BSF	22.225	2.309	11	20.747	19.269	1.479	19.75
1"	BSF	25.400	2.54	10	23.774	22.148	1.627	22.75
1 1/8"	BSF	28.575	2.822	9	26.769	24.963	1.807	26.50
1 1/4"	BSF	31.750	2.822	9	29.944	28.138	1.807	28.75
1 3/8"	BSF	34.925	3.175	8	32.893	30.861	2.033	31.50
1 1/2"	BSF	38.100	3.175	8	36.068	34.036	2.033	34.50
1 5/8"	BSF	41.275	3.175	8	39.243	37.211	2.033	38.00
1 3/4"	BSF	44.450	3.629	7	42.126	39.802	2.324	40.50
2"	BSF	50.800	3.629	7	48.476	46.152	2.324	47.00
2 1/4"	BSF	57.150	4.234	6	54.440	51.730	2.711	53.00
2 1/2"	BSF	63.500	4.234	6	60.790	58.080	2.711	59.00
2 3/4"	BSF	69.850	4.234	6	67.140	64.430	2.711	n/a
3"	BSF	76.200	5.08	5	72.946	69.692	3.253	n/a
3 1/4"	BSF	82.550	5.08	5	79.296	76.042	3.253	n/a
3 1/2"	BSF	88.900	5.645	4 1/2	85.285	81.670	3.614	n/a
3 3/4"	BSF	95.250	5.645	4 1/2	91.635	88.020	3.614	n/a
4"	BSF	101.600	5.645	4 1/2	97.985	94.370	3.614	n/a
4 1/4"	BSF	107.950	6.35	4	103.886	99.822	4.066	n/a