

<i>CHAPITRE 5. CISAILLEMENT</i> .....	<b>- 5.1 -</b>
<i>5.1. Exemples de pièces cisailées</i> .....	<b>- 5.1 -</b>
<i>5.2 Cisaillement pur - Théorie élémentaire</i> .....	<b>- 5.2 -</b>
<i>5.3. Cisaillement technologique</i> .....	<b>- 5.3 -</b>
<i>5.4. Expression de la contrainte tangentielle</i> .....	<b>- 5.4 -</b>
<i>5.5. Dimensionnement ( contraintes admissibles )</i> .....	<b>- 5.4 -</b>
<i>5.6. Calcul élémentaire d'assemblages</i> .....	<b>- 5.5 -</b>
<i>5.6.1. Dimensionnement d'une clavette</i> .....	<b>- 5.5 -</b>
<i>A) Dimensionnement au cisaillement</i> .....	<b>- 5.5 -</b>
<i>B) Dimensionnement au matage</i> .....	<b>- 5.5 -</b>
<i>C) Remarques pratiques</i> .....	<b>- 5.6 -</b>
<i>5.6.2. Dimensionnement d'une goupille (rivet - boulon)</i> .....	<b>- 5.9 -</b>
<i>A) Dimensionnement au cisaillement</i> .....	<b>- 5.9 -</b>
<i>B) Dimensionnement au matage (pression diamétrale)</i> .....	<b>- 5.10 -</b>
<i>C) Dimensionnement à la traction</i> .....	<b>- 5.11 -</b>
<i>D) Dimensionnement au cisaillement de la plaque</i> .....	<b>- 5.11 -</b>
<i>5.6.3. Calcul d'une rivure</i> .....	<b>- 5.13 -</b>
<i>A) Calculs théoriques</i> .....	<b>- 5.13 -</b>
<i>B) Calculs pratiques</i> .....	<b>- 5.14 -</b>
<i>5.6.4. Dimensionnement d'un joint collé</i> .....	<b>- 5.17 -</b>
<i>A) Joints à recouvrement</i> .....	<b>- 5.17 -</b>
<i>B) Emmanchement cylindrique sollicité en traction</i> .....	<b>- 5.18 -</b>
<i>5.6.5. Cisailage, poinçonnage</i> .....	<b>- 5.20 -</b>
<i>5.6.6. Calcul d'assemblages soudés</i> .....	<b>- 5.22 -</b>
<i>A) Généralités</i> .....	<b>- 5.22 -</b>
<i>B) Calcul des assemblages bout-à-bout</i> .....	<b>- 5.23 -</b>
<i>C) Calcul des assemblages par cordons d'angle</i> .....	<b>- 5.23 -</b>
<i>D) Calcul des assemblages suivant l'EUROCODE</i> .....	<b>- 5.26 -</b>

## CHAPITRE 5. CISAILLEMENT

### 5.1. Exemples de pièces cisillées

De tels exemples ne manquent pas dans la pratique; en voici cinq pour lesquels l'étudiant s'attachera dès à présent à bien y voir où se situe(nt) la (les) section(s) cisillée(s), ainsi que l'effort responsable de ce cisaillement, afin de pouvoir en déduire ultérieurement les contraintes tangentielles de cisaillement.

1) La tôle cisillée à la cisaille-guillotine, le fil ou la feuille de papier découpé au moyen d'une paire de ciseaux, etc ... (fig. 5.1.)

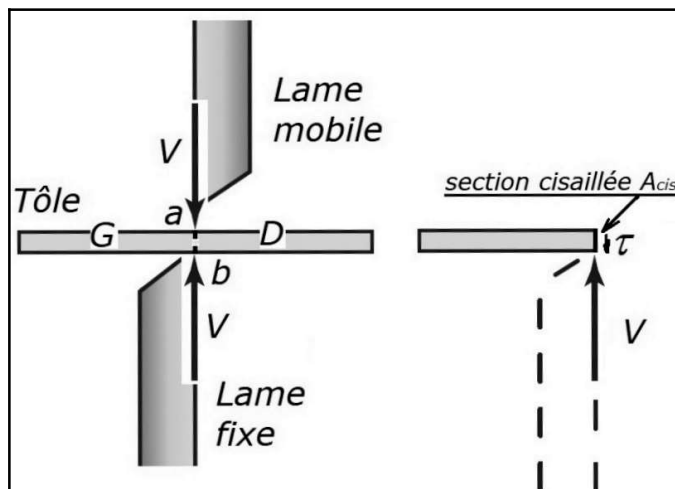


fig. 5.1. - Cisaillement.

Il suffit d'un léger décalage des efforts de cisaillement  $V$  pour que la pièce soit cisillée sur une section  $A_{cis}$  dite "section cisillée", dont la trace est  $\overline{ab}$  sur le schéma ci-contre.

En application du principe général d'équilibre intérieur, ou principe de la coupe, la partie de gauche G ne peut être en équilibre de translation verticale que si l'on fait apparaître dans la section A des contraintes tangentielles  $\tau$  exercées par la partie de droite D sur la partie de gauche G, et dont la résultante vaut  $V$  afin d'annuler l'effet de  $V$  sur G. La pièce sera coupée en 2, ou cisillée, dès que  $V$  aura provoqué des contraintes  $\tau$  supérieures à la résistance matériau. Précisons de suite que celle-ci est inférieure à la résistance à la traction ou à la compression du même matériau, et que les contraintes  $\tau$  ne sont pas nécessairement uniformes sur  $A_{cis}$ , ni égales à  $V/A_{cis}$ , comme on aurait pu le penser en extrapolant ce qui a été dit lors de la traction.

2) Les joints collés entre 2 tôles. (fig. 5.2.)

Les contraintes  $\tau$  qui règnent au sein de la couche de colle sont plus ou moins uniformément réparties; pareil type d'assemblage a un bel avenir dans les constructions légères et dans la restauration (renforcement de structures).

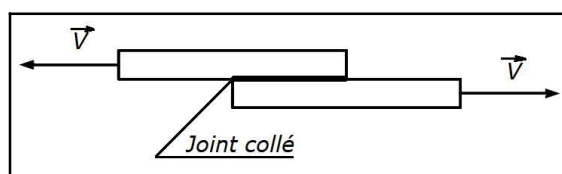


fig. 5.2. - Joint collé.

3) Deux plats assemblés par des cordons de soudure latéraux. (fig. 5.3.)

Il y aura cisaillement dans le plan de séparation entre le métal d'apport (soudure) et le métal de base (plat en acier) dû à l'effort  $N$  de traction qui sollicite l'assemblage; nous aurons l'occasion d'y revenir plus en détails dans ce chapitre.

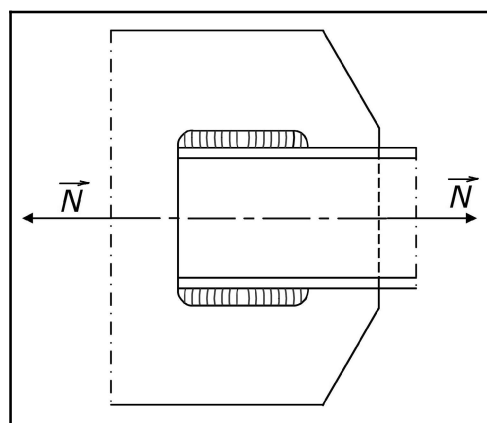


fig. 5.3. - Cordons de soudure latéraux.

4) L'âme d'une poutre fléchie. (fig. 5.4.)

Aux environs des deux appuis, l'âme de la poutre fléchie ci-dessous par les efforts  $P, P', \dots$  est le siège de contraintes de cisaillement importantes; l'étude détaillée de ces contraintes sera faite au chapitre sur la flexion.

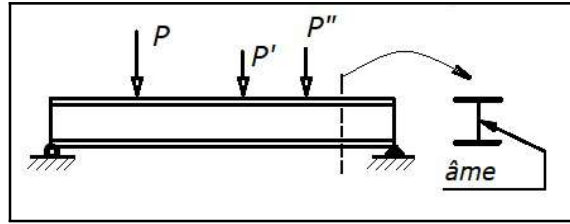


fig. 5.4. - Poutre soumise à des forces ponctuelles.

5) Deux plats assemblés par un rivet (fig. 5.5.)

Celui-ci sera cisailé, à cause de l'effort  $N$  sur l'assemblage, dans une section suivant  $\overline{ab}$ ; nous examinerons ce cas plus en détails c-après.

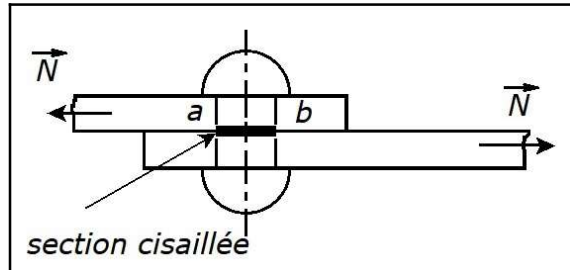


fig. 5.5. - Rivet.

5.2 Cisaillement pur - Théorie élémentaire

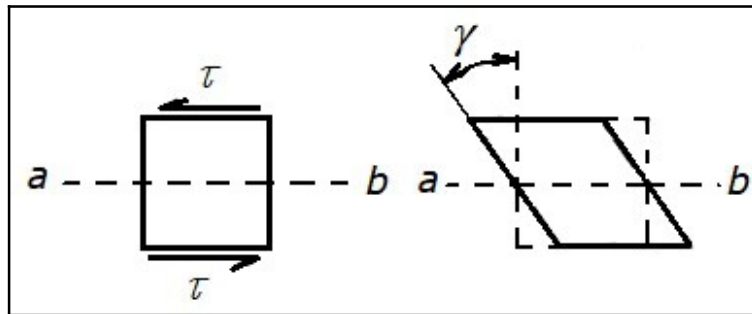


fig. 5.6. - Théorie élémentaire.

Revenons un instant encore au dernier exemple du § 5.1 et imaginons un cube de matière infiniment petit situé à cheval sur la ligne  $ab$

A cause du phénomène de cisaillement, la face supérieure et la face inférieure du cube sont soumises aux contraintes de cisaillement  $\tau$ . Si l'on admet que ces faces sont libres de toute autre contrainte que  $\tau$ , alors on dit qu'elles sont sollicitées en *cisaillement pur*.

Sous l'influence de ces contraintes, le cube va se déformer et les 2 faces en question vont glisser l'une par rapport à l'autre. L'angle  $\gamma$ , infiniment petit, qui définit cette distorsion, s'appelle "angle de glissement".

Au § 2.9 de l'Introduction à ce cours, on a vu que, dans le domaine élastique, les déformations étaient proportionnelles à leur cause, c'est-à-dire les contraintes. La loi de Hooke  $\sigma = \varepsilon E$  en constituait l'expression mathématique dans le cas de la traction.

Dans le cas du cisaillement, il en est de même et l'on dira que l'angle de glissement  $\gamma$  est proportionnel à sa cause, c'est-à-dire à la contrainte tangentielle de cisaillement  $\tau$ . Cela s'exprime de la façon suivante :

$$\tau = \gamma G \quad \text{(éq. 5.5.)}$$

avec :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (\text{éq. 5.6.})$$

<u>Notation</u> :	$G$	caractéristique du matériau, appelée module <i>d'élasticité transversale</i> , ou <i>module de glissement</i> ou encore <i>module de Coulomb</i>	$N/mm^2$
	$\nu$	coefficient de Poisson	-

**Application 5.1.** Que vaut le module de Coulomb de l'acier sachant que  $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$  et  $\nu = 0.30$  ?

**Solution :**

Application directe de la formule éq. 5.6. :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{210\,000}{2(1+0.30)} = 80\,769 \text{ N/mm}^2$$

Remarque :

Souvent pour l'acier on prend, en première approximation,  $G = 80\,000 \text{ N/mm}^2$ .

Pour les métaux, on a en général que :  $G \approx 0.4 E$ .

$$G \approx 0.4 E = 0.4 \times 210\,000 = 84\,000 \text{ N/mm}^2$$

On rencontrera à nouveau cette caractéristique  $G$  dans le chapitre sur la Torsion.

### 5.3. Cisaillement technologique

Le cisaillement pur est une idéalisation supplémentaire de la Résistance des Matériaux. Il ne se produit pratiquement jamais si ce n'est dans la section transversale d'une barre tordue, et sur l'axe neutre de la section d'une poutre fléchie. Dans tous les autres cas, les contraintes tangentielles  $\tau$  sont presque toujours accompagnées de contraintes normales  $\sigma$ .

Dans différents assemblages de constructions (assemblages boulonnés, clavetés, rivetés, soudés, dans les entailles à bois, etc.) les éléments d'assemblage sont soumis dans différents plans à la traction ou à la compression, au cisaillement ou au matage. Le cisaillement est toujours accompagné soit d'une flexion, soit d'une traction ou d'une compression; c'est pourquoi dans les plans de cisaillement, hormis les contraintes tangentielles, nous trouvons encore des contraintes normales. Mais comme les valeurs de ces contraintes normales sont petites devant les contraintes tangentielles, pratiquement on effectue un calcul de cisaillement.

Conséquence : un état de charge tel que dans toute section droite il n'existe qu'un effort tranchant ne peut donc se produire. Et donc, nous définirons un état de charge où le cisaillement est prépondérant par l'appellation : *cisaillement technologique*.

Définition : un système est soumis à *cisaillement technologique* lorsque les contraintes prépondérantes sont dues à l'effort tranchant  $V$ .

#### 5.4. Expression de la contrainte tangentielle

Dans le “cisaillement technologique” nous pouvons considérer, excepter aux endroits où l’effort  $V$  est appliqué, et en l’absence d’une connaissance précise de la distribution des contraintes, que les contraintes tangentielles produites par l’effort tranchant ( $V$ ) sont réparties d’une manière uniforme dans la section soumise à cisaillement  $A_{cis}$  :

$$\tau_{moyen} = \frac{V}{A_{cis}} \quad (\text{éq. 5.11.})$$

Cette **contrainte moyenne**  $\tau_{moyen}$  est appelée **cisaillement technologique**. Les valeurs des contraintes admissibles devront tenir compte des approximations faites dans la théorie développée.

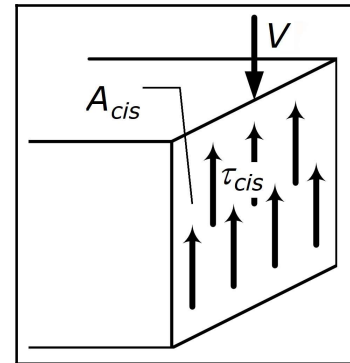


fig. 5.7. - Répartition des contraintes tangentielles.

#### 5.5. Dimensionnement ( contraintes admissibles )

- 1) Dans le cas d’un **matériau ductile**, la contrainte tangentielle admissible en cisaillement  $\tau_{adm\ cis}$  est obtenue en tenant compte d’un coefficient de sécurité  $S$  par rapport à la limite d’élasticité en cisaillement  $\tau_e$  :

$$\tau_{adm\ cis} = \frac{\tau_e}{S} \quad (\text{éq. 5.12.})$$

Pour les matériaux ductiles, la limite élastique en cisaillement  $\tau_e$  est égale à 58 % de la limite élastique de traction, soit :

$$\tau_e = 0.58 R_e \approx 0.6 R_e$$

et donc :

$$\tau_{adm\ cis} = 0.58 \frac{R_e}{S} \quad (\text{éq. 5.14.})$$

- 2) Si le **matériau est fragile** (béton, fonte grise, etc...) il est préférable de ne pas l’utiliser en cisaillement, toutefois on peut admettre, que la contrainte tangentielle admissible de cisaillement  $\tau_{adm\ cis}$  se déterminera à partir de la résistance à la rupture  $R_m$  et vaut :

$$\tau_{adm\ cis} = \frac{R_m}{S} \quad (\text{éq. 5.15.})$$

- 3) **Quel que soit le type de matériau utilisé**, le dimensionnement des sections droites devra être tel que les contraintes tangentielles moyennes de cisaillement  $\tau_{moy}$  ne dépassent pas la contrainte tangentielle de cisaillement admissible  $\tau_{adm\ cis}$  :

$$\tau_{moyen} \leq \tau_{adm\ cis} \quad (\text{éq. 5.16.})$$

- 4) Les coefficients de sécurité  $S$  seront les mêmes que ceux définis au chapitre “Traction - Compression”.

## 5.6. Calcul élémentaire d'assemblages

On donnera dans le présent paragraphe des exemples de calcul élémentaire de quelques assemblages. Il faut noter que le calcul complet (faisant par ailleurs souvent référence aux normes) sera étudié dans les cours de spécialité.

### 5.6.1. Dimensionnement d'une clavette

Les normes donnent les valeurs de la largeur  $a$  et de la hauteur  $b$  en fonction du diamètre de l'arbre (Voir *Annexe I*). Il reste à trouver la longueur  $l$  de la clavette.

Hypothèses :

- [H1] la clavette est encastrée dans l'arbre;
- [H2] La clavette exerce une action de contact uniformément répartie sur le moyeu.

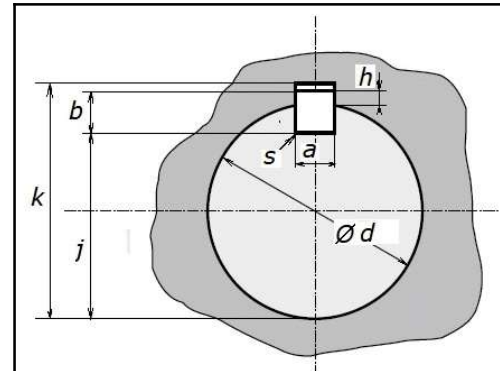


fig. 5.8. - Dimensions d'une clavette parallèle.

★ **Tableau des dimensions normalisées des clavettes parallèles** (*Annexe I : Tableau 5.1. - Dimensions des clavettes normalisées.*)

#### A) Dimensionnement au cisaillement

La surface cisillée  $A_{cis}$  de la clavette est égale à :

$$A_{cis} = a l$$

En appelant  $V$  l'effort tranchant s'exerçant sur celle-ci, on trouve :

$$\tau_{moyen} = \frac{V}{A_{cis}} = \frac{V}{a l}$$

En remarquant que :

$$V \frac{d}{2} = M_t \Rightarrow V = \frac{2 M_t}{d}$$

Notations :

$d$	le diamètre de l'arbre	$mm$
$M_t$	le moment de torsion	$Nmm$

on obtient :

$$\tau_{moyen} = \frac{2 M_t}{a l d} \leq \tau_{adm\ cis}$$

d'où :  $l \geq \frac{2 M_t}{a d \tau_{adm\ cis}}$  (éq. 5.18.)

#### B) Dimensionnement au matage

En ce qui concerne les clavettes, la pression admissible de matage doit être beaucoup plus faible. En effet, il faut que l'on puisse facilement monter *et* démonter l'assemblage. Aucune déformation n'est permise. C'est pourquoi on choisira la pression admissible de matage pour une clavette dans le **Tableau de l'annexe 1.**

**En pratique, pour le calcul d'une clavette, c'est la condition de non matage qui sera prépondérante par rapport à la condition au cisaillement.**

Pour assurer la condition de non matage il faut :

$$\frac{V}{A_{cis}} = \frac{V}{(b/2)l} \leq p_{adm\ mat} \quad \text{et} \quad V = \frac{2 M_t}{d}$$

<u>Notations</u> :	$p_{adm\ mat}$	pression admissible de matage	$N/mm^2$
	$b$	hauteur de la clavette	$mm$
	$l$	longueur de la clavette	$mm$

où :

$$l \geq \frac{4 M_t}{b d p_{adm\ mat}} \quad (\text{éq. 5.20.})$$

Pour les clavettes les valeurs couramment admises pour la pression admissible au matage  $p_{adm\ mat}$  sont :

★ **Tableau des pressions admissibles de matage pour les clavettes longitudinales** (*Annexe I : Tableau 5.2. - Pression admissible de matage pour un clavetage longitudinal libre.*)

### C) Remarques pratiques

- 1) Pour une clavette on utilisera toujours un acier dont la résistance à la rupture  $R_m$  est supérieure (ou égale) à  $600 N/mm^2$ .
- 2) Les longueurs des clavettes sont uniformisées dans l'industrie et toujours un multiple de  $5 mm$ . Cependant, pour concevoir la clavette on évitera de prendre une longueur supérieure à deux fois le diamètre de l'arbre. En d'autres termes :

$$l \leq 1.75 \dots (2) d \quad (\text{éq. 5.21.})$$

- 3) Dans certains cas, la clavette n'est pas "*encastrée*" de la même façon dans l'arbre et dans le moyeu. De ce fait, le matage ne s'effectuera plus sur une hauteur  $b/2$  mais il faudra considérer la plus petite hauteur encastrée soit dans l'arbre, soit dans le moyeu.
- 4) En résumé, nous pouvons utiliser l'abaque ci-dessous pour déterminer la clavette à utiliser.

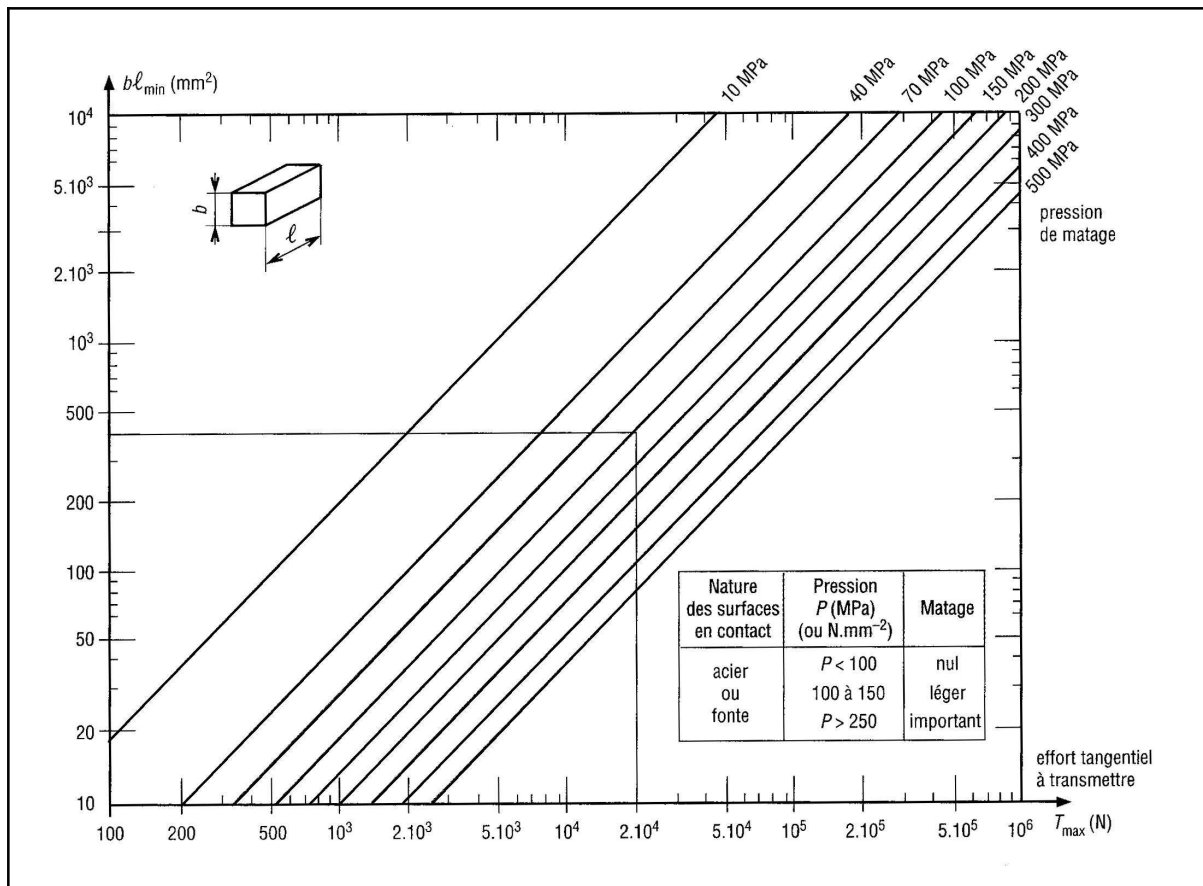


fig. 5.13. - En résumé : détermination d'une clavette au matage.

**Application 5.3.** Une poulie transmet à un arbre de 80 mm de diamètre un couple moteur de 1200 Nm. Si nous considérons un coefficient de sécurité de 5 et un clavetage fixe utilisé dans de très mauvaises conditions, déterminez complètement la clavette à utiliser.

(Acier spécial à clavettes :  $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$  et  $R_e = 850 \text{ N/mm}^2$  ).

**Solution :**

Clavette normalisée pour un  $\varnothing 80 \Rightarrow a = 22 \text{ mm}$  et  $b = 14 \text{ mm}$  (voir *Annexe I*).

Calcul au cisaillement

$$\tau_{adm\ cis} = 0.58 \frac{R_e}{S} = 0.58 \times \frac{850}{5} = 98.6 \text{ N/mm}^2$$

$$l \geq \frac{2 M_t}{a d \tau_{adm\ cis}} = \frac{2 \times 1200 \cdot 10^3}{22 \times 80 \times 98.6} = 13.4 \Rightarrow 15 \text{ mm}$$

Calcul au matage

Prenons :  $p_{adm\ mat} = 40 \text{ N/mm}^2$  (voir *Annexe I*.)

$$l \geq \frac{4 M_t}{b d p_{adm\ mat}} = \frac{4 \times 1200 \cdot 10^3}{14 \times 80 \times 40} = 107 \text{ mm}$$

Vérification de la longueur maximum

$$l = 107 \leq 1.75 \dots (2) d = 1.75 \dots (2) \times 80 = 140 \dots (160) \text{ mm} \quad \text{OK}$$

On prendra une longueur de 110 mm.

Par abaque

Recherche de l'effort tangentiel (voir **fig. 5.13.**) :

$$M_t = 1200 = F \times d/2 \Rightarrow F = \frac{2 \times 1200}{0.08} = 3 \cdot 10^4 \text{ N}$$

On lit :

$$b l_{\min} = 1.5 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

On en déduit :

$$l_{\min} = \frac{(b l_{\min})}{b} = \frac{1.5 \cdot 10^3}{14} = 107 \text{ mm}$$

On retrouve bien la longueur déterminée par calcul.

**Application 5.4.** La transmission du couple entre un levier 1 et un axe 2 est réalisé au moyen d'une clavette de section 16 x 10 et de longueur  $l = 30 \text{ mm}$ . Déterminer les contraintes de cisaillement dans la clavette si l'effort  $\vec{F}$  appliqué au levier est égal à 900 N. Quelle est la contrainte de matage ?

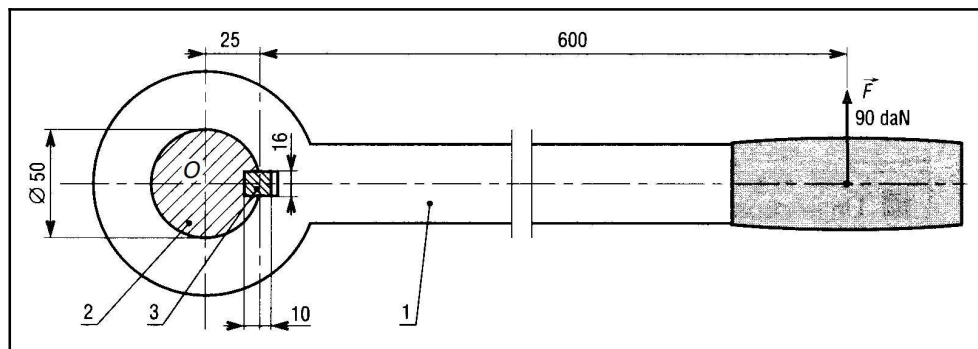


fig. 5.14. - Application 5.4.

**Solution :**

Recherche de l'effort tranchant  $V$

Ecrivons l'équation des moments autour du centre O de rotation de la pièce :

$$V \times 25 = F \times 625 \Rightarrow V = \frac{900 \times 625}{25} = 22\,500 \text{ N}$$

Calcul de la contrainte de cisaillement

$$\tau_{\text{cis}} = \frac{V}{A_{\text{cis}}} = \frac{22\,500}{16 \times 30} = 47 \text{ N/mm}^2$$

Calcul de la pression de matage

Dimension de la surface matée :

$$A_{\text{matée}} = \frac{10}{2} \times l = \frac{10}{2} \times 30 = 150 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{matée} = \frac{22\,500}{150} = 150 \text{ N/mm}^2$$

### 5.6.2. Dimensionnement d'une goupille (rivet - boulon)

Lorsque l'on calcule au cisaillement une goupille (rivet - boulon), on suppose que la distribution des forces extérieures agissant sur le boulon d'une part, et la distribution des contraintes tangentielles dans la section d'autre part, se réalise de manière telle quelles soient réparties uniformément dans l'aire de la section de cisaillement.

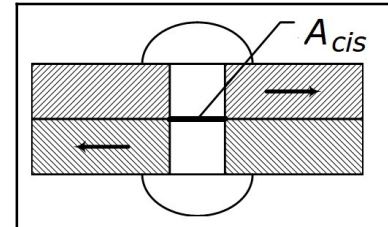


fig. 5.15. - Dimensionnement d'un rivet

#### A) Dimensionnement au cisaillement

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

$$\tau = \frac{V}{A_{cis}} \leq \tau_{adm\ cis\ b} \quad \text{avec :} \quad A_{cis} = \frac{\pi d_b^2}{4}$$

et donc 
$$d_b \geq \sqrt{\frac{4V}{\pi \tau_{adm\ cis\ b}}} \quad (\text{éq. 5.38.})$$

<u>Notations :</u>	$V$	effort tranchant	$N$
	$A_{cis}$	section de la goupille boulon soumis au cisaillement	$mm^2$
	$d_b$	diamètre de la goupille	$mm$
	$\tau_{adm\ cis\ b}$	contrainte admissible de cisaillement du matériau de la goupille (rivet - boulon)	$N/mm^2$

★ **Tableau des contraintes admissibles dans un rivet** (*Annexe 1 : Tableau 5.3. - Ordre de grandeur des contraintes admissibles de cisaillement pour un rivet.*)

**Application 5.5.** Deux plats reliés par un rivet sont sollicités par un effort de 20 kN. Le rivet est en acier A48. Déterminer le diamètre du rivet.

#### Solution :

Contrainte admissible :

$$\tau_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{voir tableau } \textit{Annexe 1.})$$

Calcul du diamètre du rivet

$$d_b \geq \sqrt{\frac{4V}{\pi \tau_{adm\ cis}}} = \sqrt{\frac{4 \times 20\,000}{\pi \times 150}} = 13.03 \Rightarrow 14 \text{ mm}$$

**B) Dimensionnement au matage (pression diamétrale)**

Une fois l'assemblage dimensionné, il convient, pour être complet, de vérifier si les pressions qui naissent entre les goupilles (rivets) et l'acier des plats ou des tôles qui les entoure ne dépassent pas une valeur telle que les trous dans les plats ou les tôles s'ovalisent sous cette pression, ou que l'acier du fût des goupilles (rivets) s'écrase pour la même cause.

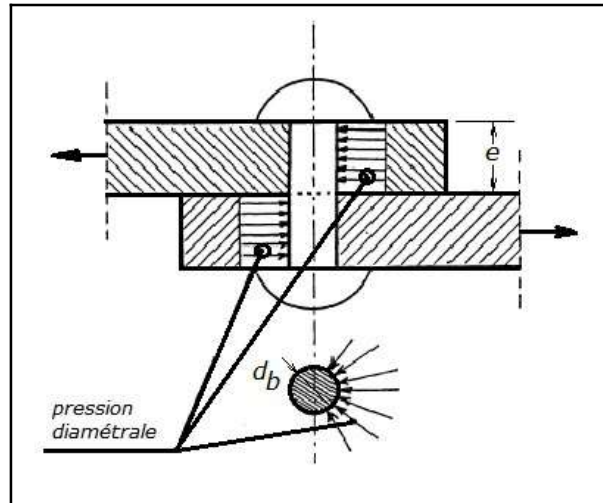


fig. 5.16. - Pression diamétrale - pression de matage.

Cette pression s'appelle *pression diamétrale*. Sa valeur moyenne  $p$  est à limiter comme suit :

$$p = \frac{V}{nb_b d_b e} \leq p_{adm \text{ matage}} \quad (\text{éq. 5.41.})$$

Remarque :

En l'absence de données concernant la  $p_{adm \text{ mat}}$ , voir § 3.7. **Le matage.**

<u>Notations :</u>	$V$	effort sollicitant l'assemblage	$N/mm^2$
	$nb_b$	nombre de rivets (goupilles - boulons)	-
	$d_b$	diamètre du rivet (goupille - boulon)	$mm$
	$p_{adm \text{ mat}}$	pression admissible au matage que peut supporter la tôle	$N/mm^2$
	$e$	épaisseur de la tôle la plus mince assemblée, dans le cas du recouvrement simple, ou épaisseur de la tôle sur laquelle agit $V$ (c'est-à-dire en général la plus épaisse) dans le cas du recouvrement double.	$mm$

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

$$\sigma = \frac{V}{A_{mat}} \leq p_{adm \text{ mat tôle}} \quad \text{avec : } A_{mat} = e d_b$$

et donc

$$e \geq \frac{V}{d_b p_{adm \text{ mat tôle}}} \quad (\text{éq. 5.44.})$$

<u>Notations</u> :	$e$	épaisseur de la tôle	$mm$
	$p_{adm\ mat\ tôle}$	pression admissible au matage que peut supporter la tôle	$N/mm^2$

C) Dimensionnement à la traction

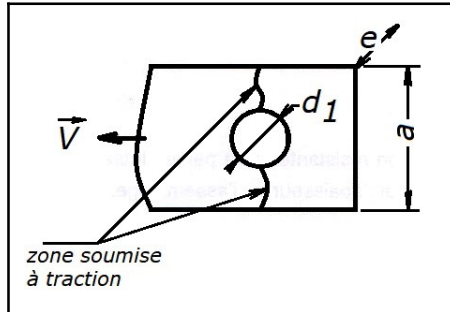


fig. 5.17. - Ruine en section nette.

Mais étant donné que le boulon affaiblit les tôles à joindre, il importe de déterminer la largeur  $a$  de la plaque afin qu'elle résiste à la traction due à l'effort  $V$  :

$$\sigma = \frac{V}{A} \leq \sigma_{adm\ tôle} \quad \text{avec} \quad A = e(a - d_1)$$

et donc :

$$a \geq \frac{V}{e \sigma_{adm\ tôle}} + d_1 \quad (\text{éq. 5.46.})$$

<u>Notations</u> :	$e$	épaisseur de la tôle	$mm$
	$a$	largeur de la tôle	$mm$
	$d_1$	diamètre du trou ( $d_1 \geq d_b$ )	$mm$
	$\sigma_{adm\ tôle}$	contrainte admissible de traction du matériau de la tôle	$N/mm^2$

D) Dimensionnement au cisaillement de la plaque

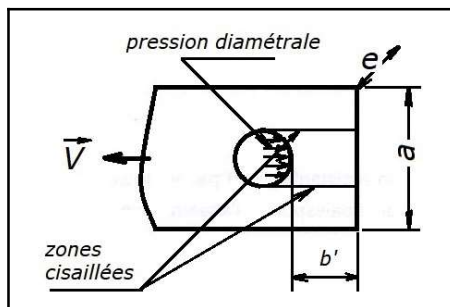


fig. 5.18. - Ruine par arrachement.

La détermination de la longueur  $b'$  de l'extrémité de la plaque se fait d'après la condition au cisaillement.

$$\tau = \frac{V}{A_{cis}} \leq \tau_{adm\ cis\ tôle} \quad \text{avec} \quad A_{cis} = 2 b' e$$

et donc : 
$$b' \geq \frac{V}{2 e \tau_{adm \text{ cis tôle}}} \quad (\text{éq. 5.48.})$$

Notations :  $b'$  longueur restante de la tôle  $mm$   
 $\tau_{adm \text{ cis tôle}}$  contrainte admissible de cisaillement du matériau de la tôle  $N/mm^2$

Remarque importante :

Pour les aciers les plus courants, les concentrations de contraintes n'ont pas d'effet sur la résistance en traction des pièces soumises à un *chargement statique*. En effet, à cause de la ductilité de l'acier, il y a adaptation plastique. Si les contraintes près du trou atteignent la limite élastique  $R_e$ , elles cessent d'augmenter, ce qui cause une redistribution des contraintes. La ductilité a comme effet d'égaliser les contraintes sur la section nette. Par conséquent, pour le calcul de la résistance en traction, on tient compte de la présence des trous simplement en enlevant l'aire perdue.

**Application 5.6.** Une articulation cylindrique reliant 2 plats en S235 d'une épaisseur  $e$  à déterminer, est réalisée au moyen d'une goupille cylindrique de diamètre  $d_b$ . L'effort maximum supporté par la liaison est de 50 kN. La contrainte admissible au cisaillement du matériau de la goupille est de 50 N/mm<sup>2</sup>. Déterminer le diamètre  $d_b$  de la goupille et la largeur  $a$  du plat à utiliser en considérant un coefficient de sécurité égal à 4.

**Solution :**

*Dimensionnement au cisaillement*

$$d_b \geq \sqrt{\frac{4V}{\pi \tau_{adm \text{ cis}}}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 50000}{\pi \times 50}} = 35.7 \Rightarrow 36 \text{ mm}$$

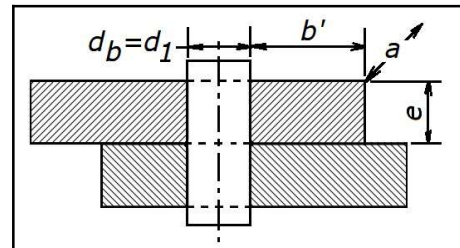


fig. 5.19. - Application 5.6.

*Dimensionnement au matage*

$$p_{adm \text{ mat}} = 2 \sigma_{adm} = 2 \times \frac{235}{4} = 117.5 \text{ N/mm}^2$$

$$e \geq \frac{V}{d_b p_{adm \text{ mat}}} = \frac{50000}{36 \times 117.5} = 11.8 \Rightarrow 12 \text{ mm}$$

*Dimensionnement à la traction*

Dans ce cas-ci, nous aurons  $d_b = d_1$ , la goupille étant ajustée dans le trou.

$$a \geq \frac{V}{e \sigma_{adm}} + d_1 = \frac{50000}{12 \times (235/4)} + 36 = 106.9 \Rightarrow 110 \text{ mm}$$

*Dimensionnement au cisaillement de la plaque*

$$\tau_{adm \text{ cis tôle}} = 0.58 \frac{R_e}{S} = 0.58 \times \frac{235}{4} = 34 \text{ N/mm}^2$$

$$b' \geq \frac{V}{2 e \tau_{adm\ cis\ t\hat{o}le}} = \frac{50000}{2 \times 12 \times 34} = 61.3 \Rightarrow 65\ mm$$

### 5.6.3. Calcul d'une rivure

La transmission des efforts dans un assemblage rivé bien conçu se fait principalement par frottement. Lorsque l'effort augmente le frottement est progressivement vaincu. Les plats finissent par glisser par rapport aux couvre-joints.

Par sécurité, les rivets seront dimensionnés de manière à résister aux contraintes de cisaillement. D'autre part, il faudra veiller à éviter le matage des tôles. Mais il faut absolument éviter que le rivet ne travaille en traction.

Si nous souhaitons vérifier le dimensionnement d'un rivet soumis au cisaillement nous devrions calculer 3 genres de contraintes différentes.

#### A) Calculs théoriques

##### A.1) Contraintes de cisaillement dans le rivet

$$\tau_{moyen} = \frac{V}{A_{cis}} = \frac{4(V/nb_{rivet})}{\pi d_{rivet}^2} \leq \tau_{adm\ rivet} \quad (\text{éq. 5.56.}) \quad [N/mm^2]$$

<u>Notations :</u>	$V$	effort tranchant total	$N$
	$A_{cis}$	section du rivet soumise au cisaillement	$mm^2$
	$d_{rivet}$	diamètre du rivet	$mm$
	$nb_{rivet}$	nombre de rivets	-

##### A.2) Le matage dans la tôle

La condition de non matage s'écrit (dans le cas le plus défavorable, le matage se situe dans la tôle la plus mince d'épaisseur  $e_{min}$ ) :

$$p_{mat} = \frac{V}{A_{mat}} = \frac{(V/nb_{rivet})}{e_{min} d_{rivet}} \leq p_{adm\ mat\ t\hat{o}le} \quad (\text{éq. 5.57.}) \quad [N/mm^2]$$

<u>Notations :</u>	$e_{min}$	épaisseur de la tôle la plus mince	$mm$
	$p_{adm\ mat\ t\hat{o}le}$	pression admissible au matage de la tôle	$N/mm^2$
	$A_{mat}$	section soumise à matage	$mm^2$

##### A.3) Les contraintes normales agissant dans les tôles

Celles-ci ne peuvent dépasser la valeur admissible. En considérant que l'effort  $V$  doit être repris par la section nette  $A_{net}$ , on obtient :

$$\sigma_{tôle} = \frac{V}{A_{net}} = \frac{V}{(a - nb_{rivet} d_{trou}) e_{min}} \leq \sigma_{adm\ tôle} \quad (\text{éq. 5.58.}) \quad [N/mm^2]$$

<u>Notations</u> :	$a$	largeur de la tôle	$mm$
	$d_{trou}$	diamètre du trou de passage du rivet	$mm$
	$\sigma_{adm\ tôle}$	contrainte admissible de la tôle	$N/mm^2$

Il faut évidemment que les trois conditions soient respectées.

**Mais**, en pratique, le calcul d'une rivure est souvent plus complexe. Les règles de dimensionnement et de disposition (pas, pince,...) des rivets sont décrites dans les cours spécialisés.

## B) Calculs pratiques

### B.1) Choix du diamètre du rivet

Une formule empirique, synthèse des 3 formules précédentes, nous permet de déterminer le diamètre des rivets à utiliser. Soit :

$$d_{rivet} = \frac{45 e_{max}}{15 + e_{max}} \quad (\text{éq. 5.59.}) \quad (\text{Formule de Hambourg})$$

ou :

$$d_{rivet} = \sqrt{50 e_{tôle} - 4} \quad (\text{éq. 5.60.})$$

<u>Notations</u> :	$d_{rivet}$	diamètre du rivet (à choisir suivant la normalisation)	$mm$
	$e_{max}$	épaisseur de la tôle la plus épaisse à assembler	$mm$
	$e_{tôle}$	épaisseur de la tôle (pas épaisseur du couvre-joint)	$mm$

### B.2) Détermination du nombre de rivet

Soit la formule empirique :

$$nb_{rivet} = 8 \cdot 10^{-4} \frac{V}{\tau_{adm\ rivet}} \left( \frac{15}{e_{max}} + 1 \right)^2 \quad (\text{éq. 5.61.})$$

<u>Notations</u> :	$V$	effort tranchant	$N$
	$\tau_{adm\ rivet}$	contrainte admissible dans le rivet $\tau_{adm\ rivet} = 0.58 R_e$	$N/mm^2$

### B.3) Diamètre des trous

$$\text{Diamètre des trous : } 1.05 \dots 1.1 d_{rivet}$$

#### B.4) Disposition des rivets (pas)

Rivures courantes (rivures en chaîne)	$pas = (3) \dots 4 \dots 5 \dots (10) d_{rivet}$
Rivures étanches (rivures en quinconce)	$pas = 2.5 \dots 4 d_{rivet}$

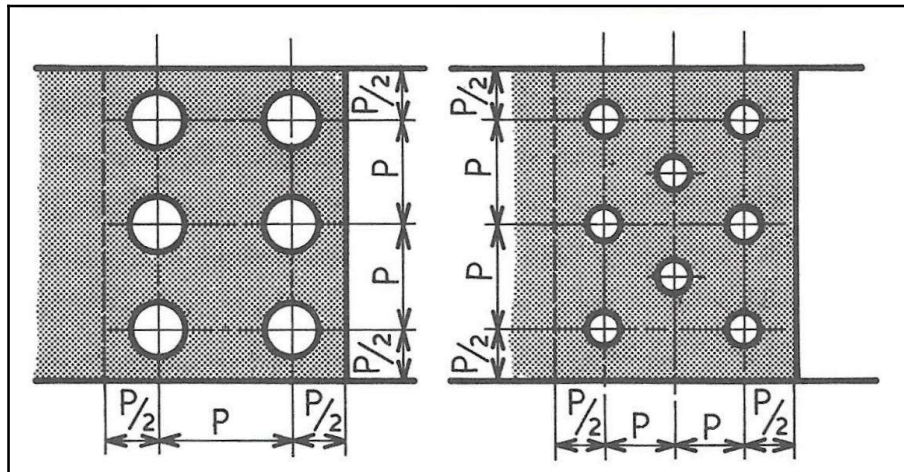


fig. 5.20. - Disposition des trous de rivets.

**Application 5.7.** Réaliser la liaison, au moyen de rivets, de deux plats en aluminium de 10 mm d'épaisseur, supportant un effort de 150 kN. Les rivets seront aussi en aluminium et la contrainte de cisaillement admissible sera de 80 N/mm<sup>2</sup>.

#### Solution :

Détermination du diamètre des rivets

$$d_{rivet} = \frac{45 e_{max}}{15 + e_{max}} = \frac{45 \times 10}{15 + 10} = 18 \text{ mm}$$

ou :  $d_{rivet} = \sqrt{50 e_{tôle}} - 4 = \sqrt{50 \times 10} - 4 = 18.4 \Rightarrow 18 \text{ mm}$

Détermination du nombre de rivets

$$nb_{rivet} = 8 \cdot 10^{-4} \frac{V}{\tau_{adm rivet}} \left( \frac{15}{e_{max}} + 1 \right)^2$$

$$= 8 \cdot 10^{-4} \frac{150000}{80} \left( \frac{15}{10} + 1 \right)^2 = 9.375 \Rightarrow nb_{rivet} = 10$$

Diamètre des trous de rivets

$$1.05 d_{rivet} = 1.05 \times 18 = 18.9 \Rightarrow d_{trou} = 19 \text{ mm}$$

Contrainte admissible dans la tôle

$$\tau_{adm cis} = 0.58 \sigma_{adm} \Rightarrow \sigma_{adm} = \frac{\tau_{adm cis}}{0.58} = \frac{80}{0.58} = 138 \text{ N/mm}^2$$

Largeur de la tôle

$$\frac{V}{(a - nb_{\text{rivet}} d_{\text{trou}}) e_{\min}} \leq \sigma_{\text{adm tôle}}$$

$$\Rightarrow a \geq \frac{V}{\sigma_{\text{adm tôle}} e_{\min}} + nb_{\text{rivet}} d_{\text{trou}}$$

$$\Rightarrow a \geq \frac{150000}{138 \times 10} + 10 \times 19 = 299 \approx 300 \text{ mm}$$

Vérification du pas (si deux rangées de rivets)

$$Pas = \frac{300}{5} \approx 60 \text{ mm} \Rightarrow x = \frac{Pas}{d_{\text{rivet}}} = \frac{60}{18} = 3.3 \Rightarrow \text{OK}$$

**Application 5.8.** Calculer l'attache d'un plat de 80 x 8 sur un "L" de 70 x 70 x 7 au moyen d'un gousset d'épaisseur 8 mm.

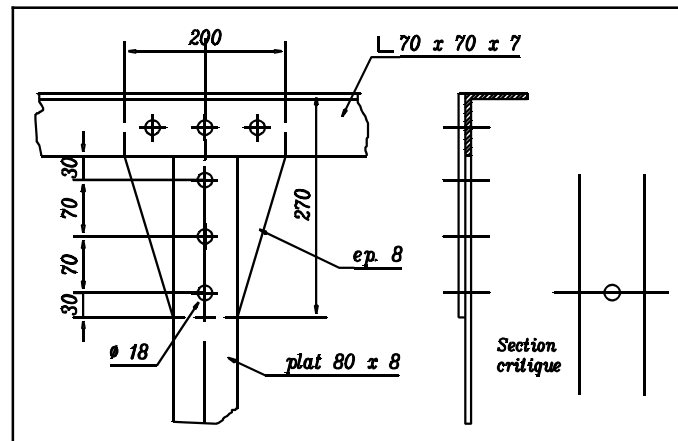


fig. 5.21. - Application 5.8.

**Solution :**

Détermination des diamètres de rivets

$$d_{\text{rivet}} = \frac{45 e_{\max}}{15 + e_{\max}} = \frac{45 \times 8}{15 + 8} = 15.6 \text{ mm} \Rightarrow d_{\text{rivet}} = 16 \text{ mm}$$

Diamètre des trous de rivets

$$1.05 d_{\text{rivet}} = 1.05 \times 16 = 16.8 \Rightarrow d_{\text{trou}} = 17 \text{ mm}$$

Section nette du plat au droit d'un rivet (section critique en traction)

Le plat ayant été calculé pour un certain effort (traction ou compression), le nombre de rivet doit pouvoir supporter le même effort, d'où sachant que :

$$\tau_{\text{adm}} = 0.58 \sigma_{\text{tr}} \Rightarrow \frac{F}{A_{\text{cis}}} = 0.58 \frac{F}{A_{\text{tr}}} \Rightarrow A_{\text{cis}} = \frac{A_{\text{tr}}}{0.58}$$

$$A_{\text{tr}} = 8 \times (80 - 17) = 504 \text{ mm}^2$$

⇒ Section totale de la rivure :

$$A_{cis} = \frac{A_{tr}}{0.58} = \frac{504}{0.58} = 869 \text{ mm}^2$$

Détermination du nombre de rivets

Il faut donc :

$$nb_{rivet} = \frac{A_{cis}}{\pi \frac{d_{rivet}^2}{4}} = \frac{869}{201} = 4.3$$

Il faudrait prendre 4 rivets de 16 mm.

Le dessin montre une solution à 3 rivets de 18 mm.

Les rivets fixant le gousset travaillant également au cisaillement simple, il faudra le même nombre de rivets pour cette attache.

#### 5.6.4. Dimensionnement d'un joint collé

Les calculs théoriques sont complexes du fait du comportement viscoélastique du joint (non conforme à la loi de Hooke pour les matériaux purement élastiques). De plus les calculs dépendent de la rigidité des supports du joint.

★ **Tableau de quelques contraintes admissibles de colle Loctite (Annexe 1 : Tableau 5.4. - Contrainte admissible dans les colles Loctite.)**

##### A) Joints à recouvrement

Etudions, de manière simple, la méthode de détermination d'un joint à recouvrement entre deux tôles de même épaisseur e.

La condition de résistance au cisaillement d'un joint collé peut s'écrire :

$$\tau_{moyen} = \frac{V}{A_{cis}} = \frac{V}{l_c a} \leq \tau_{adm\ colle}$$

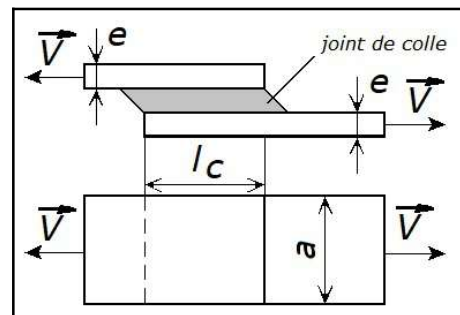


fig. 5.22. - Joint à recouvrement.

<u>Notations</u> :	$V$	effort tranchant	$N$
	$A_{cis}$	section du joint soumis au cisaillement	$mm^2$
	$l_c$	longueur du joint de colle	$mm$
	$a$	largeur du joint de colle	$mm$

d'où on tire la longueur du joint de colle :

$$l_c \geq \frac{V}{a \tau_{adm\ colle}} \quad (\text{éq. 5.77.})$$

Mais il faut aussi déterminer la longueur de recouvrement efficace au-delà de laquelle l'accroissement des performances du joint n'est plus significatif. Si on admet comme contrainte admissible en cisaillement :  $\tau_{adm\ cis} \approx 0.6 \tau_{rupt\ cis}$  (éq. 5.78.), la longueur de recouvrement maximum efficace est ( $e$  étant l'épaisseur de la tôle), nous avons la formule empirique suivante :

$$l_c \leq \frac{\sqrt{e}}{0.06} \quad (\text{éq. 5.79.})$$

La longueur de recouvrement doit donc être comprise entre les deux valeurs suivantes :

$$\frac{V}{a \tau_{adm\ colle}} = \frac{V}{a (0.6 \tau_{rupt\ cis\ colle})} \leq l_c \leq \frac{\sqrt{e}}{0.06} \quad (\text{éq. 5.80.})$$

**Application 5.9.** Deux plats en acier de 10 mm de largeur et de 2 mm d'épaisseur doivent être assemblés. Quelle sera la longueur du joint de colle si cet assemblage doit reprendre 1800 N ?

**Solution :**

*Choix de la colle*

Si nous prenons la Loctite 495 (colle pour matériaux métallique, la plus simple), nous avons :

$$\tau_{adm\ cis} = 14.2 \text{ N/mm}^2$$

*Recherche de la longueur de colle*

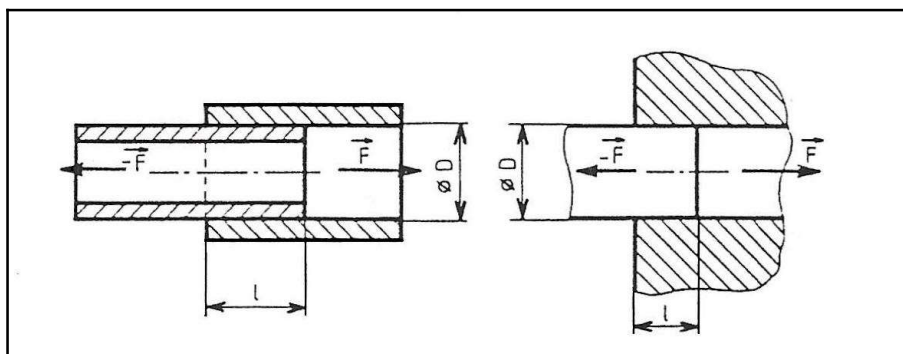
$$\frac{V}{a (0.6 \tau_{rupt\ cis\ colle})} \leq l_c \leq \frac{\sqrt{e}}{0.06}$$

$$\frac{1800}{10 \times (0.6 \times 14.2)} \leq l_c \leq \frac{\sqrt{2}}{0.06}$$

$$21.1 \leq l_c \leq 23.6 \Rightarrow l_c = 22 \text{ mm}$$

### B) Emmanchement cylindrique sollicité en traction

La figure **fig. 5.23.** montre un tel assemblage. Deux cas se présentent : les tubes et les pièces pleines.



**fig. 5.23.** - Tubes collés soumis à traction.

#### 1) *Cas des tubes.*

La méthode est la même que dans le cas des joints à recouvrement, dans lequel on remplace  $a$  par  $\pi \cdot d$  et  $e$  par l'épaisseur du tube le plus mince  $e_{min}$ .

$$\frac{V}{\pi d \tau_{adm\ colle}} = \frac{V}{\pi d (0.6 \tau_{rupt\ cis\ colle})} \leq l_c \leq \frac{\sqrt{e_{min}}}{0.06} \quad (\text{éq. 5.83.})$$

2) Cas des pièces pleines.

La profondeur d'emmanchement  $l_c$  doit être telle que :

$$\frac{V}{\pi d \tau_{adm\ colle}} = \frac{V}{\pi d (0.8 \tau_{rupt\ cis\ colle})} \leq l_c \leq \frac{\sqrt{e_{min}}}{0.06} \quad (\text{éq. 5.84.})$$

**Application 5.10.** Un roulement de  $d_i = 20\text{ mm}$ , de  $d_e = 47\text{ mm}$  et d'une largeur de  $14\text{ mm}$ , supporte une charge axiale constante de  $3000\text{ N}$ . Peut-on coller la bague intérieure du roulement sur son axe ?

**Solution :**

Recherche de la contrainte de rupture minimale de la colle : cas des pièces pleines

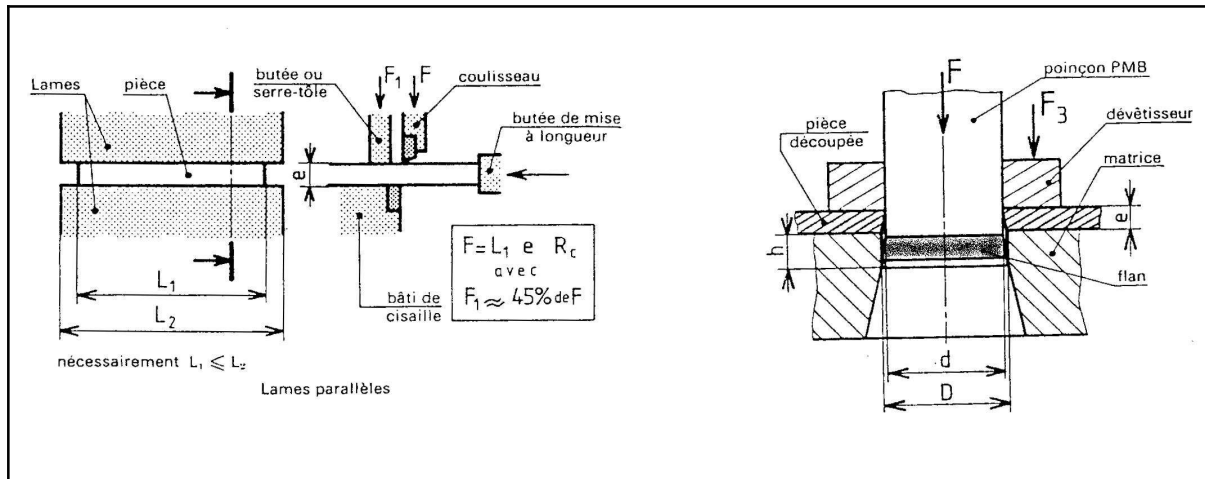
$$\frac{V}{\pi d (0.8 \tau_{rupt\ cis\ colle})} \leq l_c \Rightarrow \tau_{rupt\ cis\ colle} \geq \frac{V}{\pi d 0.8 l_c}$$

$$\tau_{rupt\ cis\ colle} \geq \frac{V}{\pi d 0.8 l_c} = \frac{3000}{\pi \times 20 \times 0.8 \times 14} = 4.3\text{ N/mm}^2$$

La Loctite 641 convient.

### 5.6.5. Cisailage, poinçonnage

Le cisailage est la séparation totale ou partielle d'un élément métallique à l'aide de deux lames dont l'une au moins est mobile (voir figure **fig. 5.24.**). Dans le poinçonnage, un poinçon et une matrice (voir figure **fig. 5.24.**) remplacent les lames de cisailles.



**fig. 5.24.** - Cisailage - Poinçonnage.

L'effort de cisailage (ou de poinçonnage)  $F$  est égal à :

$$F = l_1 e \tau_{rupt\ cis} \quad (\text{éq. 5.87.}) \quad N$$

<u>Notations</u> :	$l_1$	longueur de la tôle à cisailier	mm
	$e$	épaisseur de la tôle	mm
	$\tau_{rupt\ cis}$	contrainte de rupture en cisaillement	N/mm <sup>2</sup>

Remarques :

- 1) L'équation **éq. 5.87.** n'est valable que pour le cisailage à lames parallèles. Dans le cas de lames obliques, l'effort de cisailage  $F$  devient :

$$F = \frac{e^2 \tau_{rupt\ cis}}{2 \tan \alpha} \quad (\text{éq. 5.88.}) \quad N$$

avec : $\alpha$	: 2 à 6°	pour les lames longues
	: 15 à 20°	pour les lames courtes

- 2) Dans le cas du poinçonnage la longueur  $L_1$  devient le périmètre de la pièce.
- 3) La contrainte de rupture en cisaillement est, en principe, égal à  $\tau_{rupt\ cis} = 0.58 R_m$ . Mais en fabrication, pour tenir compte de l'usure du tranchant des lames et des frottements, il est préférable de prendre  $\tau_{rupt\ cis} \approx R_m$ .

**Application 5.11.** Quelle force doit avoir une presse pour découper des rosaces dans une tôle de laiton de 2 mm d'épaisseur ?

$$(\tau_{rupture\ cis\ laiton} = 300\ N/mm^2)$$

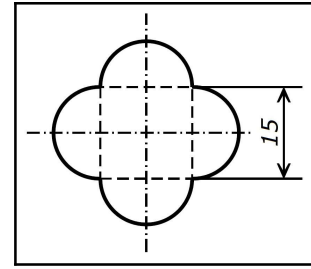


fig. 5.25. - Application 5.11.

**Solution :**

Cas de lames parallèles

$$F = l_1 e \tau_{rupt\ cis}$$

et comme il faut tenir compte des frottements :

$$F = l_1 e R_m$$

$$\text{avec : } l_1 = \text{périmètre} = 4 \left( \frac{\pi d}{2} \right) = 2 \times \pi \times 15 = 94.25\ mm$$

$$e = 2\ mm$$

$$\tau_{rup\ cis} = 0.58 R_m \Rightarrow R_m = \frac{\tau_{rup\ cis}}{0.58} = \frac{300}{0.58} = 517.2\ N/mm^2$$

$$F = l_1 e R_m = 94.25 \times 2 \times 517.2 = 97492\ N \approx 10\ T_{force}$$

### 5.6.6. Calcul d'assemblages soudés

Le soudage est une opération qui consiste à créer une liaison entre des éléments au moyen d'un cordon de soudure déposé sur les pièces par fusion d'une électrode.

#### A) Généralités

En calcul d'assemblages soudés, on distingue deux types :

- 1) **les assemblages bout-à-bout** caractérisés par la continuité physique de toute la section d'une au moins des pièces assemblées.

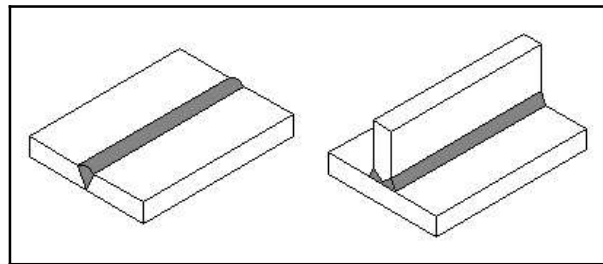


fig. 5.26. - Assemblage bout-à-bout.

- 2) **les assemblages par cordons d'angle** caractérisés par un "manque de pénétration" voulu à la conception. Le cordon de soudure se trouve comme le nom l'indique dans l'angle des pièces à assembler.

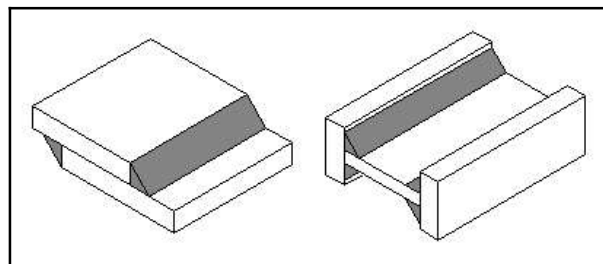


fig. 5.27. - Assemblage par cordon d'angle.

Sans entrer dans de grandes considérations nous pouvons dire ceci :

- 1) Les ruptures des assemblages soudés s'effectuent suivant les plans de cisaillement maximum.
- 2) A défauts de connaître l'état de contrainte (qui est très complexe) dans les cordons de soudure, on suppose les contraintes tangentielles  $\tau$  réparties uniformément.
- 3) Dans les calculs de joints soudés, on ne tient d'habitude pas compte des débordements tout en supposant que la section de la soudure à la forme d'un triangle isocèle (fig. 5.28.) de hauteur  $a$  (hauteur de gorge). La longueur de la soudure sera notée  $l_s$  et la hauteur du cordon sera notée  $h_c$ .
- 4) Dans les assemblages soudés on peut distinguer, au point de vue des caractéristiques mécaniques :
  - a) le métal des pièces ou métal de base non affecté par la soudure,
  - b) le métal de la Zone Affectée Thermiquement (ZAT),
  - c) le métal déposé ou métal du cordon (métal d'apport).

- 4.a) En ce qui concerne le métal de la zone thermiquement affectée, les règles de bonne pratique imposent d'obtenir des caractéristiques mécaniques au moins égales à celles du métal de base.
- 4.b) D'après les ordres de grandeur des limites d'élasticité en cisaillement du métal d'apport, on constate que ceux-ci **sont toujours (largement) supérieurs** à ceux du métal de base (Essais effectués à Institut Belge de la Soudure (IBS)).

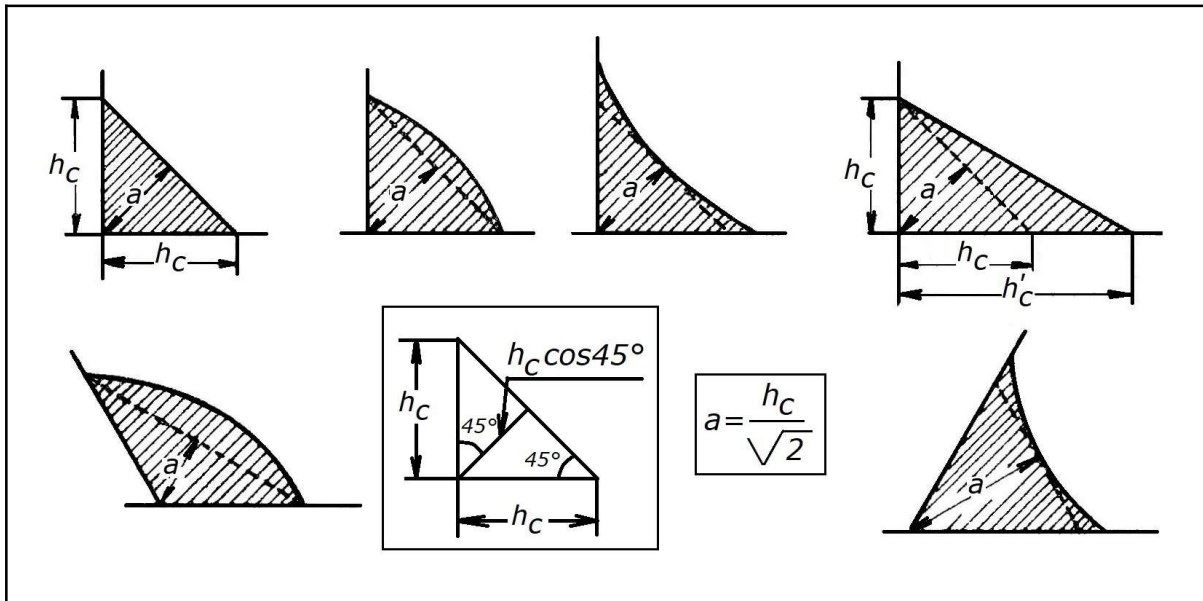


fig. 5.28. - Définition de la hauteur de gorge a.

Moyennant toutes ces remarques, constatant que les conditions relatives au métal déposé sont dans tous les cas automatiquement satisfaites si les conditions relatives au métal de base sont vérifiées.

*Le calcul des cordons de soudure peut donc être basé sur les seules conditions relatives au métal de base.*

## B) Calcul des assemblages bout-à-bout

**Les soudures bout-à-bout ne se calculent pas.** On admet qu'il y a continuité de la matière, donc continuité des pièces, aux conditions toutefois, que l'épaisseur de la soudure soit au minimum égale à l'épaisseur de la plus faible des pièces assemblés et que le métal d'apport ait les caractéristiques mécaniques au moins égales à celle du métal de base, ce qui sera généralement le cas.

## C) Calcul des assemblages par cordons d'angle

Il existe plusieurs genres de cordons d'angle, notamment dans les :

- 1) Soudures latérales : Les cordons de soudures se trouvent parallèles à la direction de l'effort.

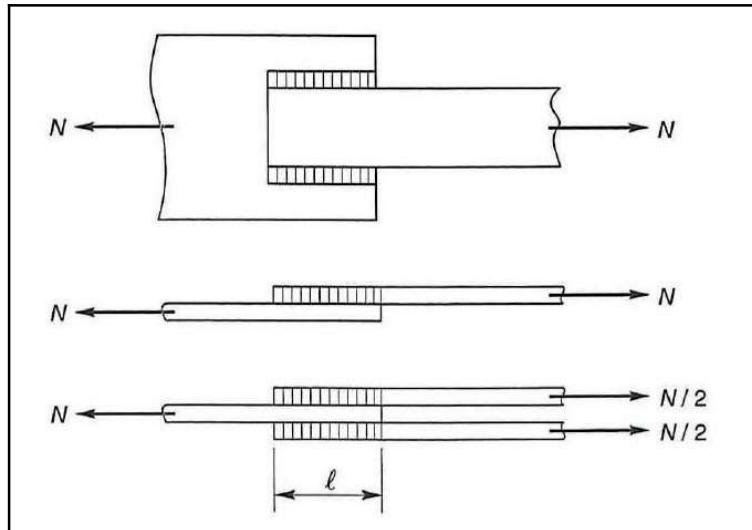


fig. 5.29. - Soudures latérales

- 2) Soudures frontales : Les cordons de soudure se trouvent perpendiculaires à la direction de l'effort.

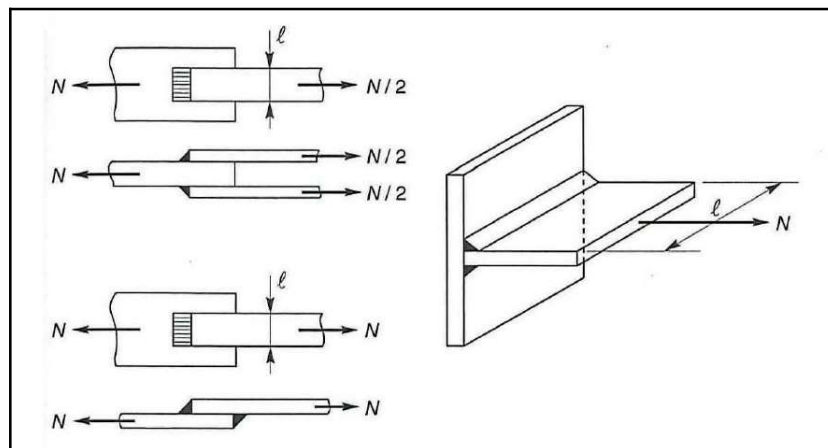


fig. 5.30. - Soudures frontales.

- 3) Soudures obliques : Les cordons de soudure se trouvent en oblique par rapport à la direction de l'effort.

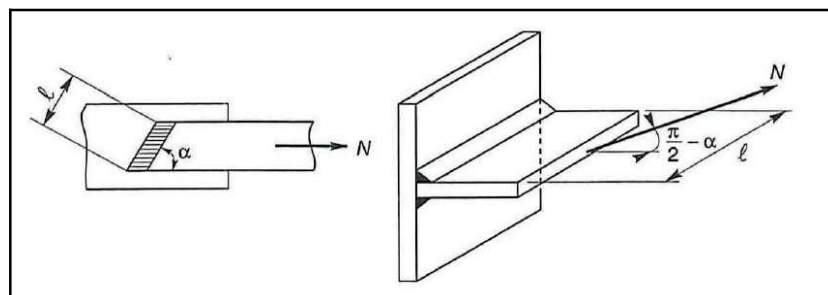


fig. 5.31. - Soudures obliques.

Le calcul s'effectuera dans la section de cisaillement maximale. C'est-à-dire, en principe, à  $45^\circ$  dans le cordon de soudure.

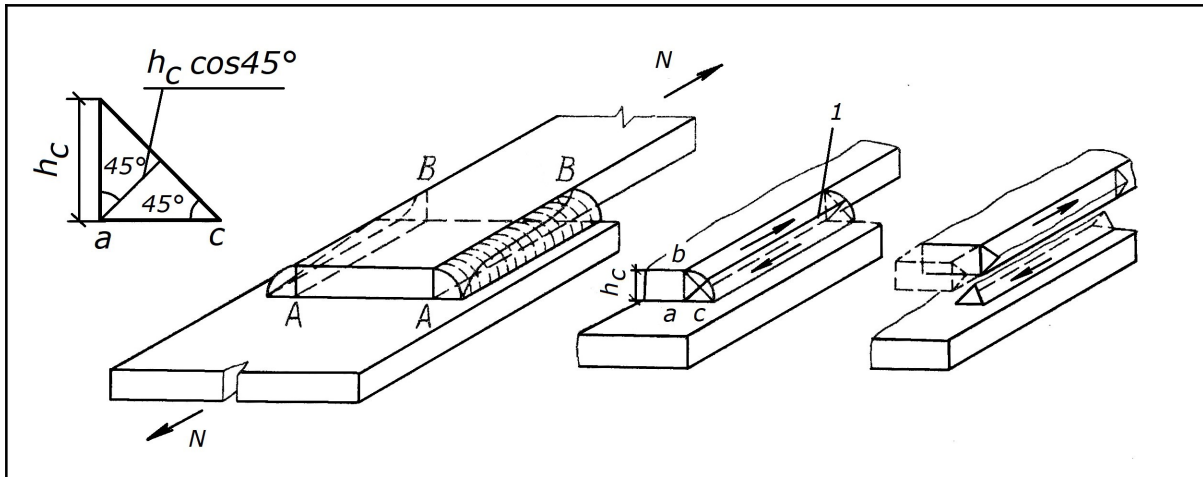


fig. 5.32. - Position de la section de cisaillement maximale.

Cependant, au vu des différentes hypothèses faites, et notamment la **4.b**), le calcul s'effectuera dans la section située dans le métal de base, infiniment près d'un des plans de séparation entre le cordon et les pièces, c'est-à-dire pour la section :  $A_{cis} = \overline{ac}$  ou  $\overline{ab} \times l_s$ .

La condition de résistance au cisaillement s'écrira dès lors, dans l'hypothèse que tous les cordons ont la même hauteur, ce qui est généralement le cas :

$$\tau_{moyen} = \frac{N}{A_{cis}} \Rightarrow \tau_{moyen} = \frac{N}{nbs_{cordon} h_c l_s}$$

$$= \frac{N}{nbs_{cordon} (\sqrt{2} a) l_s} \leq \tau_{adm MB} = \frac{R_{e MB}}{\sqrt{3} S}$$

$$\Rightarrow \frac{N}{a \sum l_s} \leq \frac{\sqrt{2} R_{e MB}}{S \sqrt{3}} \quad (\text{éq. 5.99.})$$

Valable pour les 3 cas décrit ci-dessus.

<b>Notations :</b>	$nbs_{cordon}$	nombre de cordon de soudure (ici dans l'exemple : 2)	-
	$\tau_{adm MB}$	la contrainte tangentielle admissible du métal de base	$N/mm^2$
	$R_{e MB}$	limite élastique du métal de base	$N/mm^2$
	$N$	effort de cisaillement (ici $N = V$ )	$N$
	$a$	épaisseur utile ou gorge	$mm$
	$l_s$	longueur utile du cordon	$mm$
	$S$	coefficient de sécurité (fonction de l'acier)	-
		$S235 \Rightarrow S = 1.5$	
		$S355 \Rightarrow S = 1.73$	

**Remarque :**

La mise en oeuvre par soudage de l'acier S355 (et ceux de qualité supérieure) est plus délicate que celle de l'acier S235. Même en respectant les règles de bonne pratique, on peut rencontrer, avec l'acier S355 des affaiblissements locaux dans les assemblages soudés, c'est pourquoi les coefficients de sécurité sont plus important pour cet acier.

★ **Tableau des contraintes admissibles suivant l'ancienne norme belge (Annexe 1 : Tableau 5.5. - Contrainte admissible dans les soudures suivant l'ancienne norme NBN.)**

Cependant, actuellement, il est préférable de passer par l'EUROCODE.

#### D) Calcul des assemblages suivant l'EUROCODE

Il existe, évidemment, pour chaque type de cordons une formule particulière. Mais on peut, pour les 3 cas de figure ci-dessus, utiliser une formule "enveloppe" (générale) qui est l'équivalent de la formule [éq. 5.99.](#)

Soit, avec les notations propre à l'EUROCODE :

$$\frac{N_{Sd}}{a \sum l_w} \leq \frac{N_{Rd}}{a \sum l_w} = \frac{f_u}{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}} \quad (\text{éq. 5.101.})$$

<u>Notations :</u>	$f_u$	limite de rupture du métal de base	$N/mm^2$
	$N_{Sd}$	effort axial de calcul	$N$
	$N_{Rd}$	effort admissible pondéré	$N$
	$a$	épaisseur utile ou gorge	$mm$
	$l_w$	longueur utile du cordon	$mm$
	$\beta_w$	facteur de corrélation	-
	$\gamma_{Mw}$	coefficient partiel de sécurité des soudures	-

Les coefficients  $\beta_w$  et  $\gamma_{Mw}$  dépendant de l'acier soudé et sont donnés par le tableau suivant :

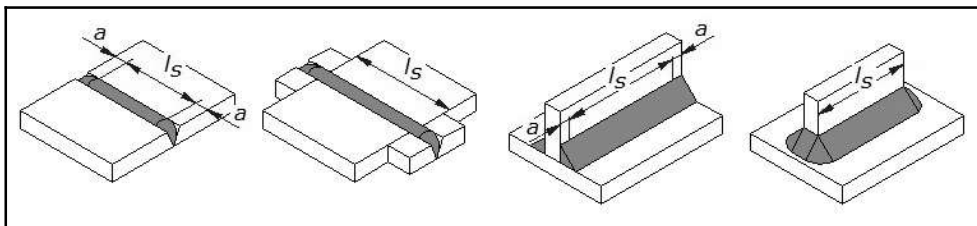
★ **Tableau des valeurs des coefficients  $\beta_w$  et  $\gamma_{Mw}$  suivant l'EUROCODE** (*Annexe 1 : Tableau 5.6. - Valeurs des coefficients  $\beta_w$  et  $\gamma_{Mw}$* )

#### Remarque :

Concernant la formule EUROCODE par rapport à la formule traditionnelle RM, on peut montrer que le coefficient (global) de sécurité des 2 formules sont tout-à-fait concordant. Cependant, la RM traditionnelle se base sur la contrainte tangentielle *élastique* tandis que celle de l'EUROCODE se base sur la contrainte tangentielle de *rupture* ! Il ne faut pas oublier que pour la RM, la charge  $N$  est la charge nette alors que pour l'EUROCODE, la charge  $N_{Sd}$  représente la charge pondérée, c'est-à-dire multipliée par un coefficient de sécurité ( $S = 1.5$  : charge d'exploitation;  $S = 1.35$  : charge permanente).

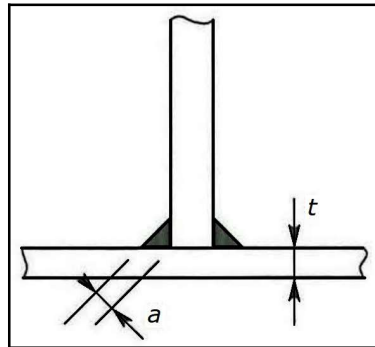
#### 4) Informations pratiques

- a) Considérant que sur les deux extrémités de la soudure, il y a une pénétration incomplète (cratère), la longueur réelle à donner au cordon de soudure est de  $2a$  supérieure à la longueur théorique calculée par la formule ci-dessus.



**fig. 5.33.** - Longueur réelle d'une soudure.

- b) Si les cordons latéraux sont trop longs, les contraintes en A et B (*fig. 5.32.*) risquent d'atteindre la charge de rupture avant que les contraintes se régularisent suivant toute la longueur de la soudure. C'est pourquoi, on limitera la longueur théorique de la soudure d'un cordon latéral à  $70 a$  (avec un minimum de  $5 a$ ), à l'exception des cas où l'effort est appliqué sur toute la longueur de la soudure (exemple : les joints de semelle d'une poutre composée).
- c) Il faut aussi veiller à une bonne corrélation entre l'épaisseur du cordon et l'épaisseur de la plus faible des pièces à assembler.



*fig. 5.34. - Corrélation entre épaisseur de la pièce et épaisseur du cordon.*

- ★ **Tableau des corrélations entre épaisseur de la pièce et épaisseur de gorge du cordon** (*Annexe 1 : Tableau 5.7. - Corrélation entre épaisseur de la pièce et épaisseur de gorge du cordon.*)
- d) Les cordons de soudure seront disposés de façon à centrer les efforts dans la fibre neutre de la barre, afin de réduire les efforts secondaires.
- e) Il faut être prudent dans le calcul des soudures, ceux-ci sont soumis à des normes très strictes.

**Application 5.12.** Calculez les soudures d'une attache d'un UPN 140 (acier S235) de 140 x 60 x 7 x 10 de 2040 mm<sup>2</sup> de section. L'effort permanent que supporte le UPN, et donc l'assemblage, est de 245 kN.

**Solution :**

Recherche de l'effort pondéré reprise par les soudures

$$N_{Sd} = 1.35 \times 245 = 331 \text{ kN}$$

Recherche de la hauteur du cordon

Comme l'âme de l'UPN à une épaisseur de 7 mm (voir catalogue), nous prendrons, pour le cordon frontal, une épaisseur de gorge de 5 mm (voir **Tableau 5.7.**). Nous considérerons la même hauteur pour les cordons latéraux. D'où :

$$a = 5 \text{ mm}$$

Calcul des longueurs de cordons

Prenons la formule préconisée par l'EUROCODE.

Soit :

$$\begin{aligned} \frac{N_{Sd}}{a \sum l_w} &\leq \frac{f_u}{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}} \\ \Rightarrow \sum l_w &= \frac{N_{Sd} \sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}}{a f_u} \\ &= \frac{331 \cdot 10^3 \times \sqrt{3} \times 0.80 \times 1.25}{5 \times 360} \\ &= 318.5 \approx 320 \text{ mm} \end{aligned}$$

Recherche de la longueur réelle du cordon latéral

Sachant que le cordon frontal est égal à la hauteur du UPN, soit 140 mm et que pour le cordon latéral, il y a lieu d'ajouter *a* (voir **fig. 5.33.**), nous obtenons :

$$\begin{aligned} l_{w \text{ latéral}} &= \frac{\sum l_w - l_{w \text{ frontal}}}{2} + a \\ &= \frac{320 - 140}{2} + 5 \\ &= 95 \text{ mm} (= 100 \text{ mm}) \end{aligned}$$

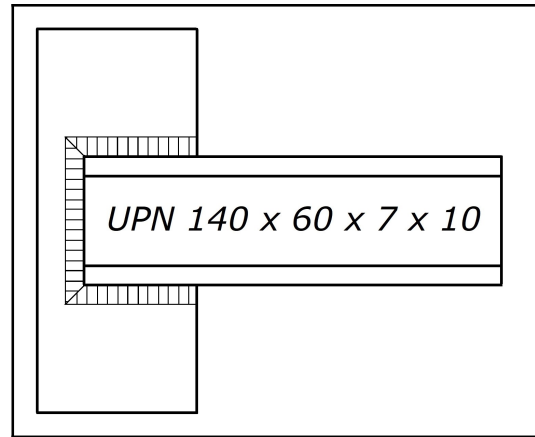


fig. 5.35. - Application 5.12.

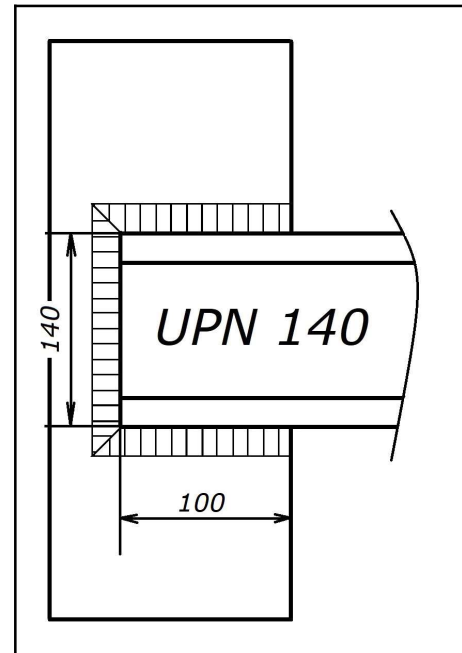


fig. 5.36. - Longueurs des soudures.

**Application 5.13.** Un assemblage soudé en acier S235 est exécuté sur chantier, quelle sera la longueur des cordons de soudure ? Pour cela, on sait que la cornière L à une section de  $482 \text{ mm}^2$  et qu'elle travaille à une contrainte de maximum  $120 \text{ N/mm}^2$ . On pourra considérer cet effort comme permanent.

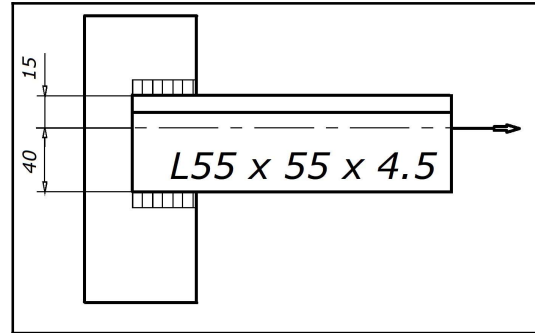


fig. 5.37. - Application 5.13.

**Solution :**

*Remarque préliminaire*

Les cordons ne reprennent pas des charges identiques. Le centre de gravité de la cornière étant plus proche de l'aile, il est évident que le cordon placé du côté de l'aile reprendra un effort plus important que l'autre.

*Charge reprise par la cornière :*

$$N = \sigma_{adm} A = 120 \times 482 = 57840 \text{ N}$$

L'effort repris par les soudure vaut (charge permanente) :

$$N_{Sd} = 1.35 N = 1.35 \times 57840 = 78084 \text{ N}$$

*Répartition des efforts dans les cordons*

$$N_{Sd1} = \frac{N_{Sd} l_2}{d} = \frac{78084 \times 15}{55} = 21296 \text{ N}$$

$$N_{Sd2} = \frac{N_{Sd} l_1}{d} = \frac{78084 \times 40}{55} = 56788 \text{ N}$$

*Recherche de la hauteur du cordon*

Comme l'épaisseur des ailes du L à une épaisseur de 4.5 mm (voir catalogue), nous prendrons une épaisseur de gorge de 3 mm (voir **Tableau 5.7.**). D'où :

$$a = 3 \text{ mm}$$

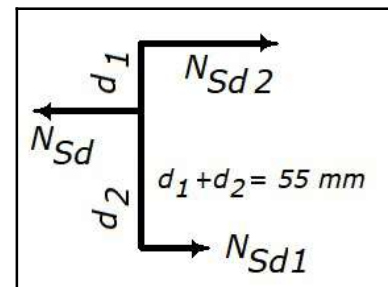


fig. 5.38. - Répartition des efforts.

*Calcul des longueurs de cordons*

Prenons la formule préconisée par l'EUROCODE. Soit :

a) longueur de la soudure du côté opposé à l'aile sera :

$$\begin{aligned} \frac{N_{Sd}}{a \sum l_w} &\leq \frac{f_u}{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}} \Rightarrow l_{w1} = \frac{N_{Sd1}}{a} \frac{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}}{f_u} + 2a \\ &= \frac{21296 \times \sqrt{3} \times 0.80 \times 1.25}{3 \times 360} + 2 \times 3 \\ &= 40.2 \approx 42 \text{ mm} \end{aligned}$$

b) longueur de la soudure du côté opposé à l'aile sera :

$$\begin{aligned} l_{w1} &= \frac{N_{Sd1}}{a} \frac{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}}{f_u} + 2a = \frac{56788 \times \sqrt{3} \times 0.80 \times 1.25}{3 \times 360} + 2 \times 3 \\ &= 97.1 \approx 98 \text{ mm} \end{aligned}$$

**Application 5.14.** Une tête de colonne en S235, supportant une charge permanente de 500 kN, est composée de deux plats comme le montre la figure ci-contre. Ces deux plats sont reliés à la poutrelle verticale par 4 cordons de soudure. On suppose que les soudures reprennent les efforts. On demande la largeur minimale de ces plats.

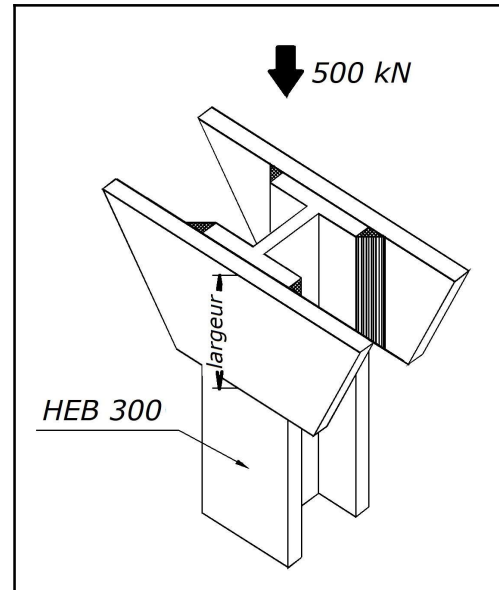


fig. 5.39. - Application 5.14.

**Solution :**

*Dimensions de la poutrelle HEB*

Les dimensions d'un HEB 300 (voir catalogue) sont : 300 x 300 x 11 x 19

*Recherche de la hauteur du cordon*

Comme la semelle du H à une épaisseur de 19 mm, nous prendrons une épaisseur de gorge de 7 mm (voir **Tableau 5.7.**). D'où :

$$a = 7 \text{ mm}$$

Remarque :

Certaines références permettraient d'aller jusque :  $a = 13 \text{ mm}$ .

*Charge reprise par les soudures*

Comme nous avons 4 soudures identiques, pour trouver la longueur d'une soudure, nous diviserons la charge par 4. Soit :

$$N_{sd} = \frac{1.35 N}{4} = \frac{1.35 \times 500\,000}{4} = 1687.5 \text{ kN}$$

*Calcul des longueurs de cordons*

Prenons la formule préconisée par l'EUROCODE. Soit, en tenant compte des 2 extrémités de la soudure :

$$\begin{aligned} \frac{N_{sd}}{a \sum l_w} &\leq \frac{f_u}{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}} \Rightarrow l_w = \frac{N_{sd}}{a} \frac{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{Mw}}{f_u} + 2 a \\ &= \frac{1500 \cdot 10^3 \times \sqrt{3} \times 0.80 \times 1.25}{7 \times 360} + 2 \times 7 \\ &= 1044 \text{ mm} \approx 1050 \text{ mm} \end{aligned}$$

*Largeur du plat*

Celle-ci sera, au moins, équivalente à la longueur de la soudure, soit 1050 mm. L'épaisseur du plat sera au minimum de 18 mm.