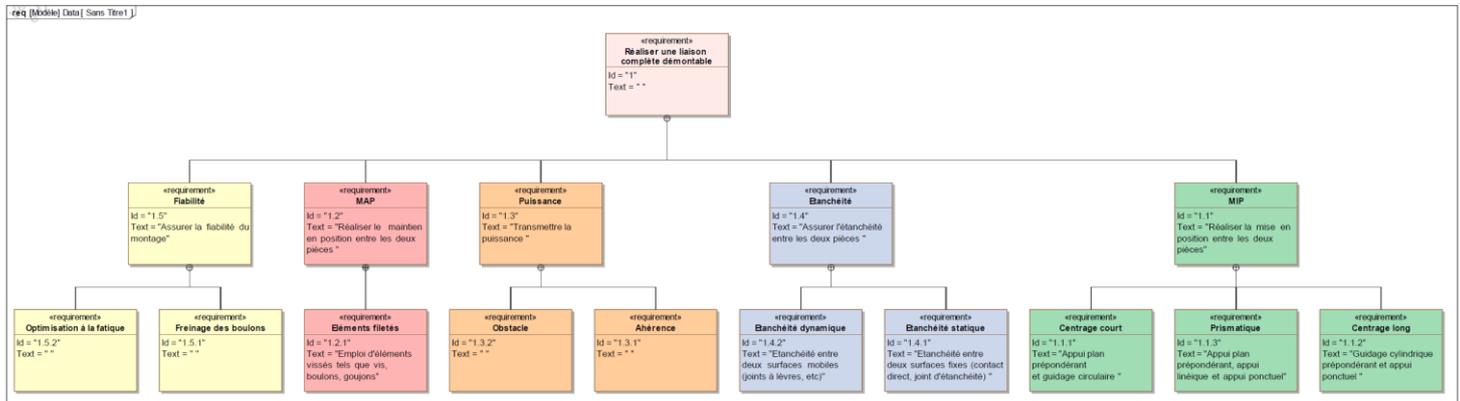


Cours : Transmission de puissance

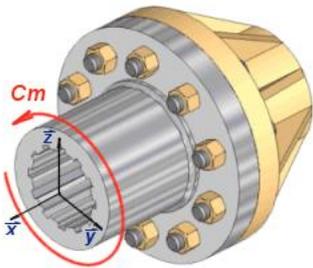
1. Rappel :

La réalisation d'une liaison complète démontable nécessite de réaliser l'ensemble des fonctions techniques ci-dessous :



La fonction principale **FP1 : Mise en position** et **FP2 : maintien en position** ont été étudiée en première année.

La fonction principale **FP3 : Transmettre la puissance** peut être réalisé soit par l'adhérence entre deux surfaces (planes, coniques ou cylindriques), soit la mise en place d'obstacles qui de par leur forme transmettent les puissances nécessaires aux systèmes.



2. Transmission de puissance par adhérence

a. Brides: Appui plan et centrage cylindrique court.

On ne traitera dans cette partie que du dimensionnement et de la technologie des brides. Les assemblages des carters suivent les mêmes règles de conception.

Détermination non optimisée des assemblages avec bride

Cette méthode utilise des hypothèses fortement simplificatrices et ne prend pas en compte les sollicitations dynamiques. Il faut donc prendre une marge de sécurité lors de l'emploi de cette méthode.

Exemple: Transmission d'un couple moteur C_m par une bride boulonnée

Mise en position :

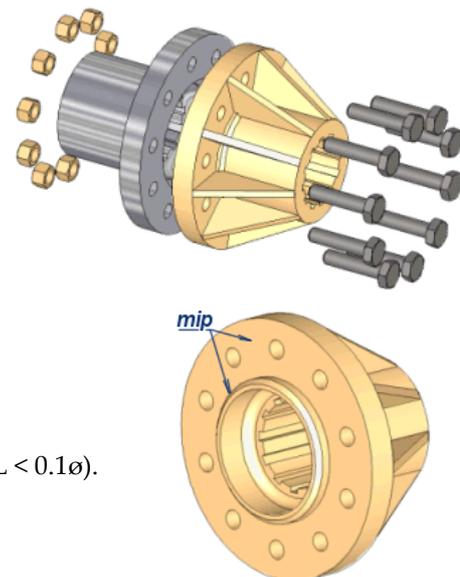
La mise en position des deux brides est effectuée par un appui plan et un centrage court ($L < 0.1\theta$).

Maintien en position :

Le maintien en position est assuré par une série de boulons dont il faut déterminer le nombre et le diamètre.

Les sollicitations radiales sont transmises par le centrage court et par adhérence.

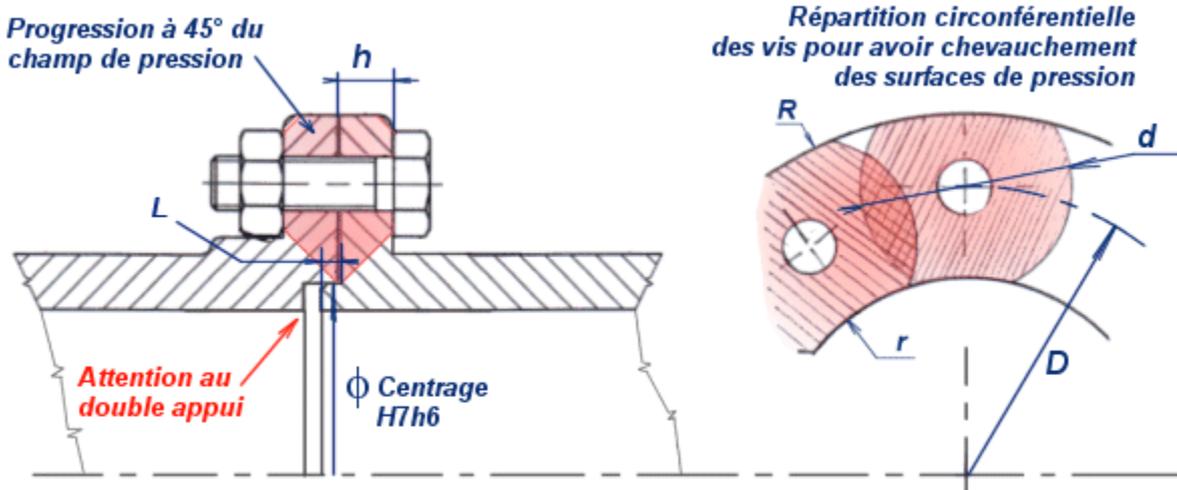
Les sollicitations axiales sont transmises par les surfaces planes de mise en position et par les boulons.



La transmission du couple se fait uniquement par adhérence.

Détermination du nombre de vis

Le maintien d'une étanchéité correcte impose d'assurer une pression uniforme sur toute la couronne de la bride. Il faut donc que les "cônes" de progression des champs de pression se chevauchent.



On posera comme base de travail que :

$$n \cdot d > \pi \cdot D$$

n: Nombre de vis.

d: Diamètre au niveau du plan de joint du cône de progression des champs de pression.

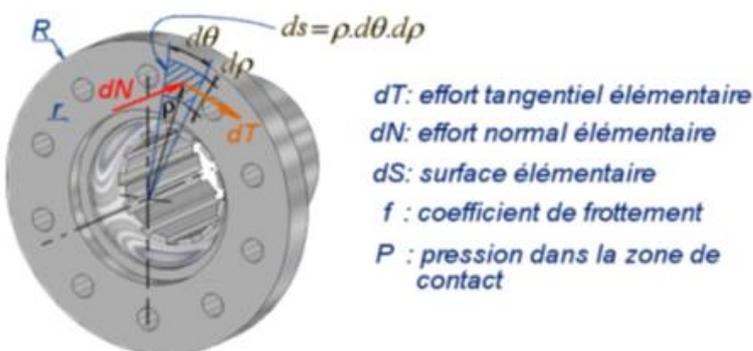
D: Diamètre d'implantation des boulons.

On cherchera autant que possible à minimiser le nombre de vis (moins d'usinages, moins de coûts). Pour cela on peut augmenter les largeurs de brides (**h**).

Cependant, cette dernière action va augmenter le volume de matière, donc le poids et indirectement le prix. On doit donc faire un compromis.

Détermination du diamètre et du couple de serrage des vis

On suppose **P** la pression de contact uniforme, ce qui correspond au modèle généralement utilisé dans le cas de l'adhérence.



Effort normal appliqué sur la bride :

$$N = P \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2)$$

Couple maximum transmissible:

$$Ct = \frac{2}{3} \cdot f \cdot N \cdot \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)}$$

On peut à partir de cette relation déterminer l'effort normal N à appliquer à la bride pour transmettre le couple C_t et l'effort axial minimum par vis.

Choix du diamètre de vis, du type de serrage et du couple prescrit pour le serrage des vis.

A partir des calculs précédents on peut définir le nombre de vis nécessaires et l'effort axial minimal que doit pouvoir fournir chaque vis.

Une vis est définie par ses caractéristiques dimensions mais aussi et surtout par ses caractéristiques mécaniques.

Au-dessus des vis est imprimé un nombre correspondant à la classe de résistance de la vis.

La classe la plus courante est 8.8.

marquage des têtes	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
classes de résistance	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
limite élastique R_e N/mm ² ou MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
limite à la rupture R_r N/mm ² ou MPa	330	400	420	500	520	600	800	900	1 040	1 220
A%	25	22	14	20	10	8	12	10	9	8

A partir de la classe de résistance on peut obtenir l'effort axial maximal que peut fournir une vis :

$$F_{maxi} = 0,9 \cdot R_e \cdot S_{eq}$$

R_e : limite élastique en MPa

S_{eq} : section résistante de la partie filetée

On définit par chaque vis un couple de serrage correspondant à l'effort axial à fournir et dépendant du pas, des coefficients de frottement présents ainsi que des dimensions de la vis.

Classe 8-8							
d nominal (mm)	Précision de serrage	$\tan \mu$ moyen = 0,15			$\tan \mu$ moyen = 0,20		
		Cs (N.m)	Fomin (N)	Fomax (N)	Cs (N.m)	Fomin (N)	Fomax (N)
5	A	5,5	5325	5886	6,4	4788	5293
	B	5,2	4815	5886	6,1	4330	5293
	C	4,83	3924	5886	5,6	3528	5293
	D	3,87	1962	5886	4,48	1764	5293

Epaisseur de bride

La bride doit être aussi rigide que possible.

On choisit donc une épaisseur h au moins égale à l'excentration m .

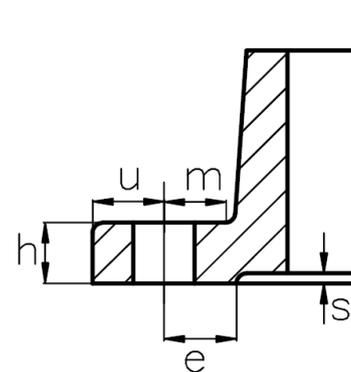
L'excentration doit être minimale, on choisira éventuellement des vis CHc, dont le diamètre de tête est plus petit.

Longueur d'appui

La longueur d'appui extérieure u doit être au moins égale à l'épaisseur de la bride h .

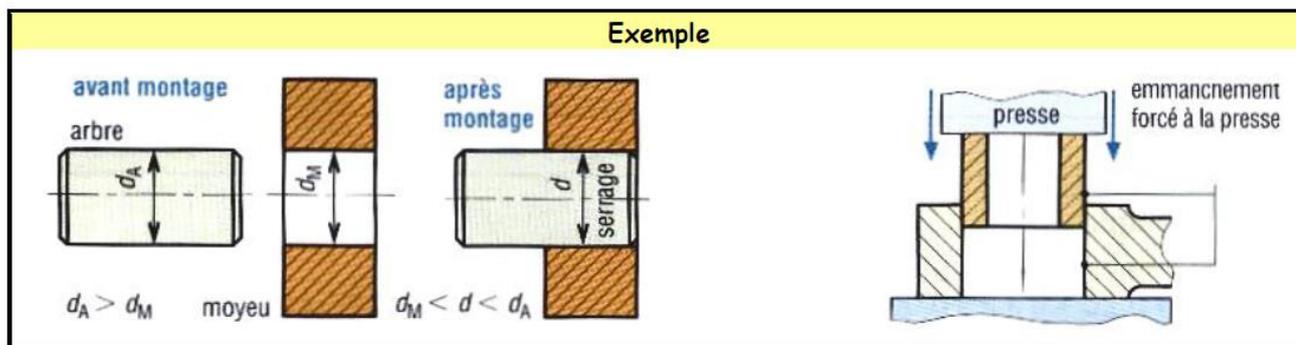
Le plan d'appui doit être dégagé : $e = \frac{D_e + h}{2}$

Le dégagement h doit être faible : $s \leq \frac{h}{10}$



b. Ajustement avec serrage

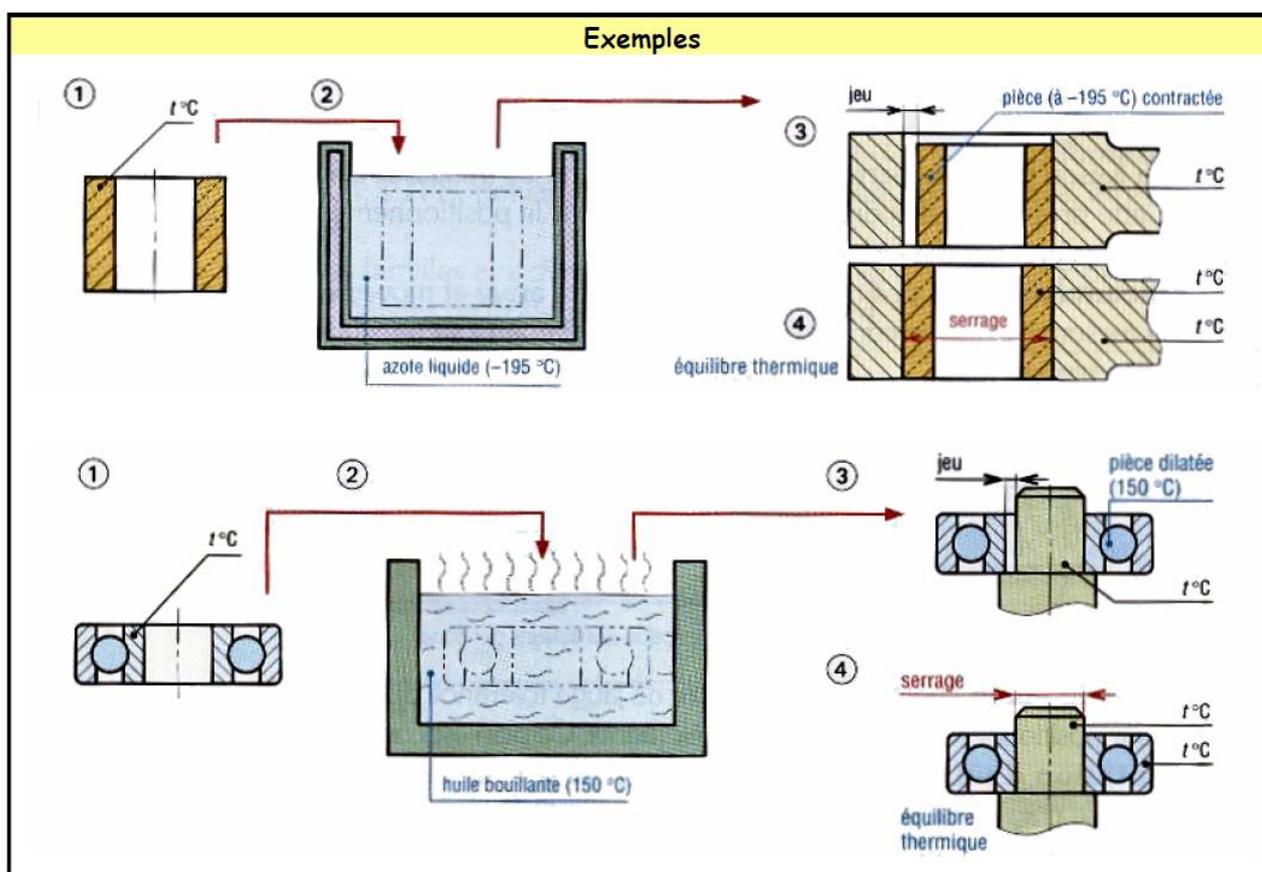
Montage par presse ou un dispositif équivalent.



c. Frettage

Cela consiste à modifier les dimensions des pièces avant leur assemblage, par variation de leur température. Il existe 3 possibilités:

- le frettage par contraction du contenu.
- le frettage par dilatation du contenant.
- le frettage par combinaison des deux cas précédents.



d. Moyeux expansibles

Les assemblages traditionnels présentent des inconvénients surtout pour de faibles séries :

- Clavette parallèle: pression de matage élevée. La clavette prend du jeu. Rupture possible. Ajustement au montage.
- Arbre cannelé: section réduite. Traitements thermiques souvent nécessaires. Coût.



- Frettage à chaud: Calculs compliqués. Outillage coûteux.



Une solution particulière peut convenir dans de nombreux cas, à savoir le moyeu expansible.

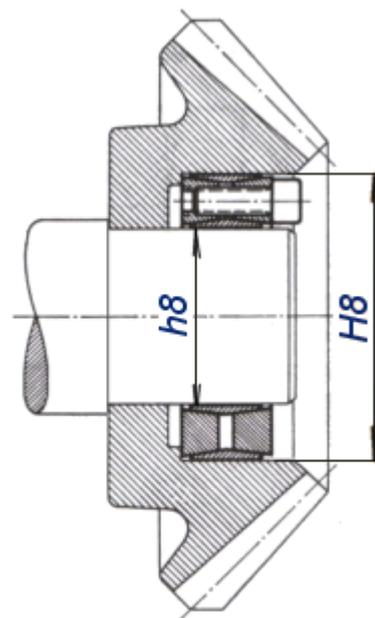
Implantation : Tolérances standard H8/h8, pas de traitements thermiques. Les douilles coniques de certains types étant fendues, il est possible d'absorber

des tolérances importantes.

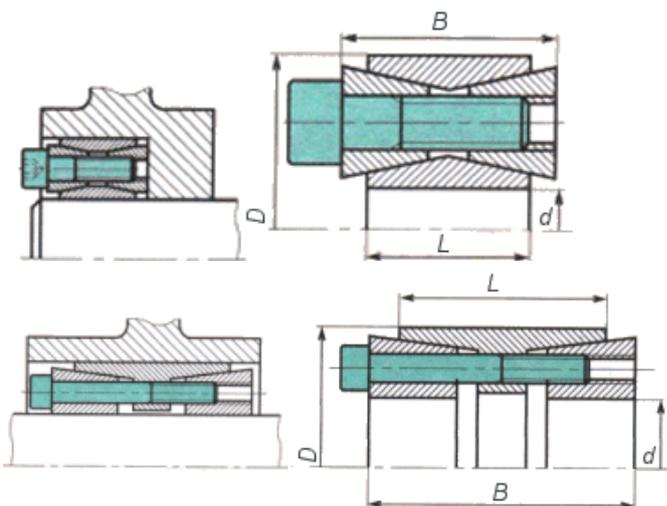
Transmission de couples très élevés. Protection en cas de surcharge par glissement.

Mise en position angulaire et axiale faciles. Les frettes auto-centreuses assurent une coaxialité de 0.02 mm à 0.04 mm. Pour un positionnement plus précis, prévoir un centrage direct sur l'arbre.

Montage et démontage aisé.



Dimensions et caractéristiques des frettes démontables



d E8	D g6	B (mm)	L (mm)	C (Nm)	F (kN)
45	75	54	44	3 260	145
50	80	64	56	4 150	165
60	90	64	56	6 200	207
70	110	78	70	11 500	329
80	120	78	70	14 500	362
90	130	78	70	17 800	390
100	145	100	90	26 300	527
120	165	100	90	40 400	670
140	190	116	104	64 700	920

e. Principaux fabricants :

SIAM-RINGSPANN : www.siam-ringspann.fr

TOLLOK : www.tollok.com

BIKON : www.bikon.com

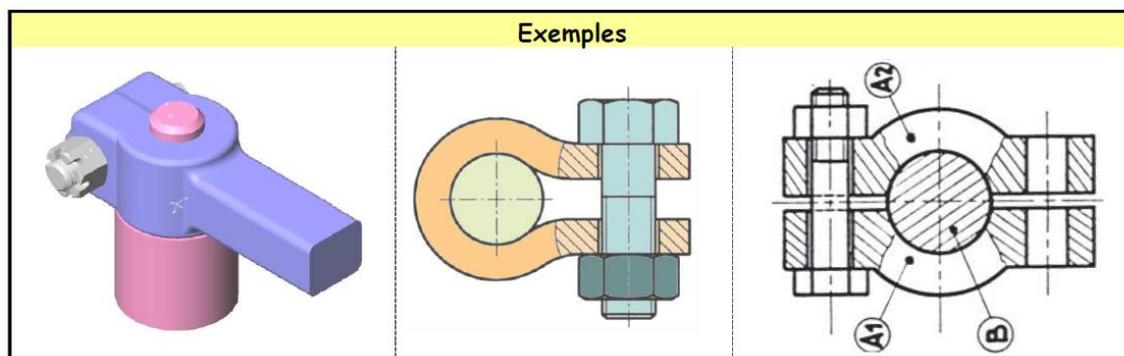
FALCON : www.falconengineer.com

MAV : www.mav.it

f. Pincement

La liaison est assurée par déformation d'une des deux pièces à lier.

a) Exemples de liaisons par pincement

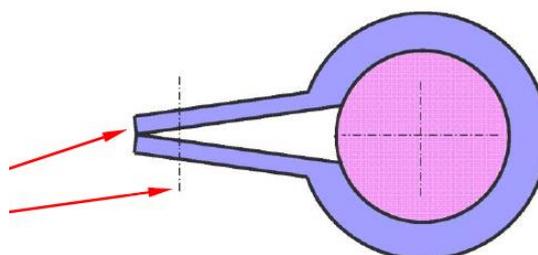


b) Particularité de définition des formes

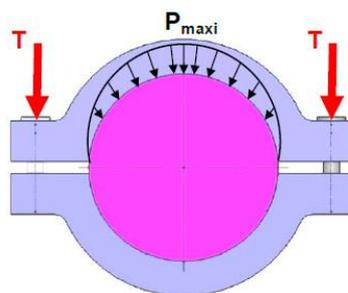
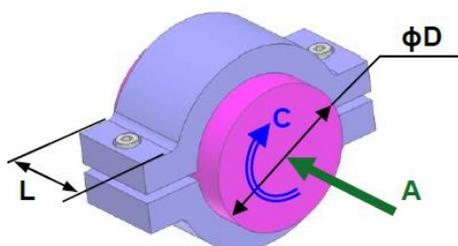
Pour un serrage correct, éviter les erreurs suivantes :

Becs trop fins (fléchissement)

Vis trop éloignée



b) Calcul des efforts transmissibles



Données :

- f : Coefficient de frottement
- D : Diamètre de l'arbre en mm
- L : Longueur commune
- P_{adm} : Pression admissible sur l'arbre
- T : Effort de serrage de la vis N

Calculs :

Pression maximum :

$$P_{maxi} = \frac{8 \cdot T}{\pi D \cdot L} < P_{adm}$$

Effort axial A maximal transmissible :

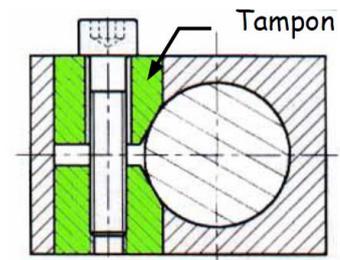
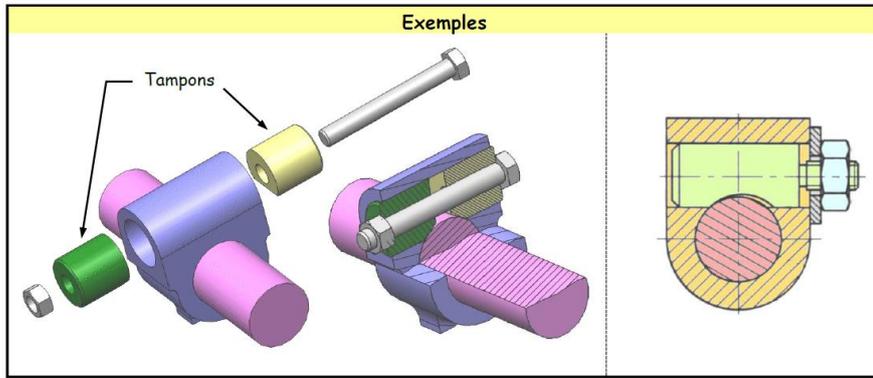
$$A = \frac{16 \cdot T \cdot f}{\pi}$$

Couple C maximal transmissible :

$$C = \frac{8 \cdot T \cdot f \cdot D}{\pi}$$

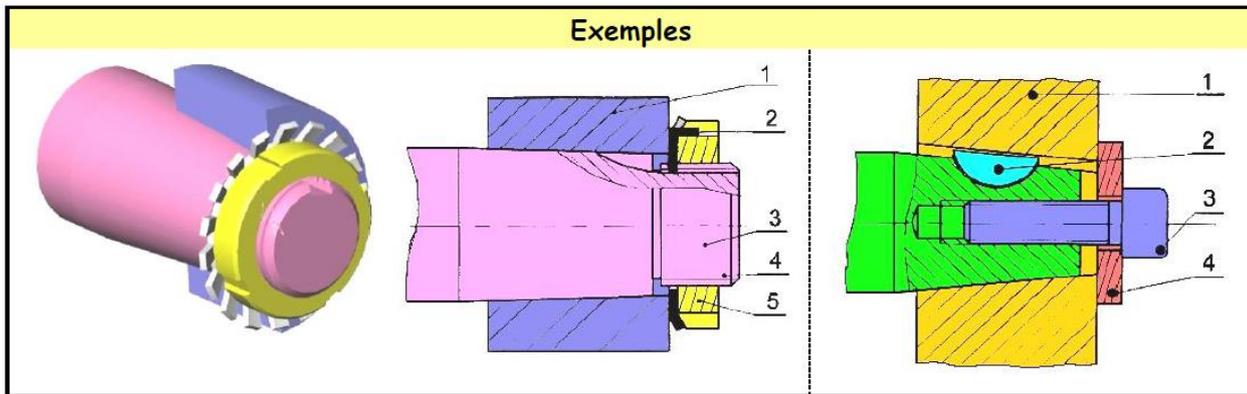
g. Tampons tangents

Le rapprochement des deux tampons assure le Maintien en Position (MAP) des pièces à lier.



h. Emmanchement conique

a) Exemples d'emmanchement conique



b) Calcul d'un emmanchement conique

Coefficient de frottement : f

Effort axial : A

Couple transmissible : C

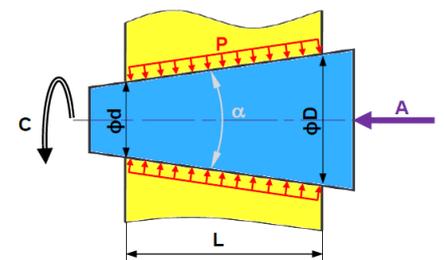
Pente : $\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D-d}{2L}$

Pression sous charge axiale A :

$$P = \frac{4 \cdot A}{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \left(1 + \frac{f}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right)} < P_{adm}$$

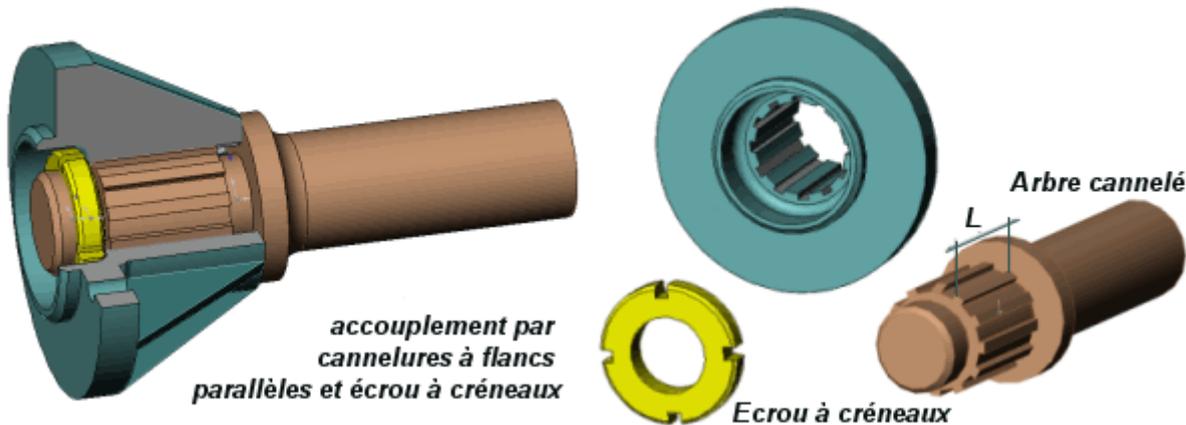
Couple transmissible :

$$C = \frac{\pi \cdot P \cdot f}{12 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot (D^3 - d^3)$$

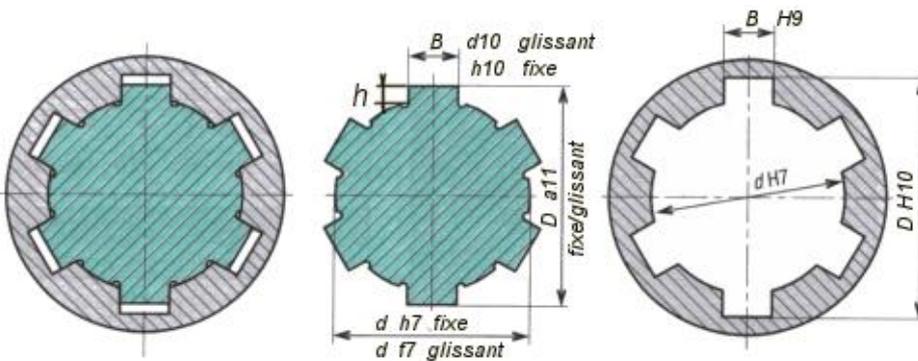


3. Transmission de puissance par obstacles:

i. Solutions avec cannelures à flancs parallèles



Ce type de cannelures est de plus en plus souvent remplacé par les cannelures à flancs en développantes plus résistantes et moins bruyantes. Elles restent cependant assez souvent utilisées sur les petites séries. Elles sont usinées par train de fraises ou par brochage.



Pour le calcul, on suppose une répartition de pression uniforme sur les flancs des cannelures.

Le couple transmissible C est donné par

$$C = \frac{p \cdot A \cdot L \cdot D}{2}$$

Avec :

- A : surface portante équivalente par unité de longueur (75% de la surface portante théorique)

$$A = 0,75 \cdot n \cdot h \quad (\text{avec } n: \text{nombre de cannelures; } h: \text{hauteur d'une cannelure})$$

- p : la pression de contact.
- L : Longueur des cannelures

Calcul de résistance au matage :

Pour éviter le matage des cannelures, on veut que

$$p = \frac{2 \cdot C}{A \cdot L \cdot D} < P_{adm}$$

100 MPa < P_{adm} < 400 MPa en fonction de la précision d'usinage.

On détermine alors la longueur des cannelures:

$$L \geq \frac{2 \cdot C}{A \cdot D \cdot P_{adm}}$$

Remarque : Le matage est la déformation plastique des faces de contacts sous l'effet d'une pression élevée

Les écrous à créneaux sont particulièrement bien adaptés pour assurer le maintien en position d'une telle liaison.

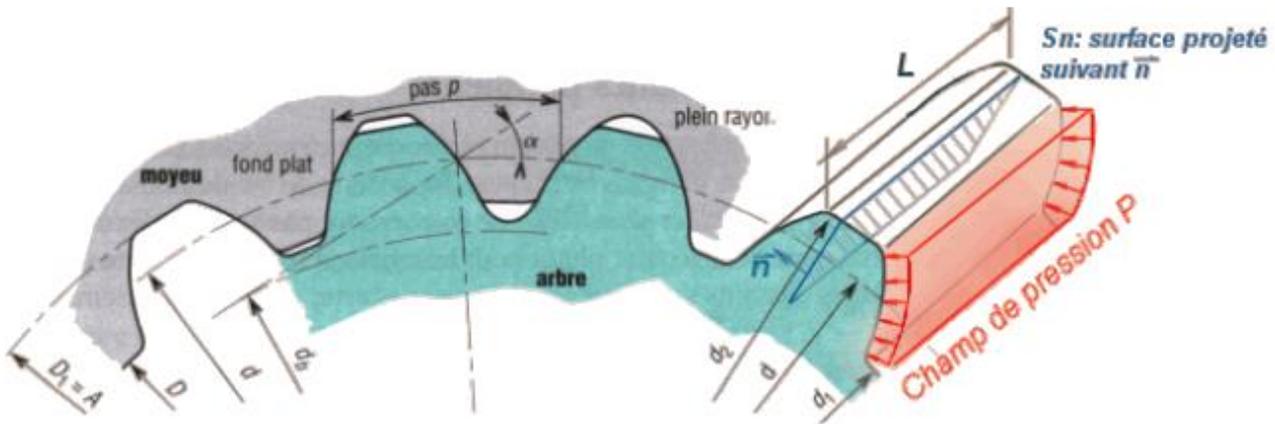
j. Solutions avec cannelures à flancs en développantes de cercle

Ce type de cannelures est une application indirecte des engrenages en développante. Elles permettent de grandes vitesses de rotation et sont silencieuses.

Les cannelures à fond plat pour pièces minces et cannelures à plein rayon pour une plus grande résistance à la fatigue.

Ces cannelures sont usinées par roulage, génération et brochage ce qui permet des cadences élevées de production.

Elles sont d'une grande précision, sont autocentrantes et leur coût est relativement modéré.



Pour le calcul, on suppose une répartition de pression uniforme sur les flancs de cannelures.

Le couple transmissible C est donné par

- A: surface portante équivalente par unité de longueur.
- p: la pression de contact.
- L :Longueurs des cannelures
- N : le nombre de dents

$$C = p \cdot A \cdot L \cdot \frac{(d_2 + d_1)}{4}$$

$$A = \frac{d_2 - d_1}{2} \times N$$

Si on remplace A par son expression on obtient

Pour éviter le matage des cannelures, on veut que

avec $100 \text{ MPa} < P_{adm} < 400 \text{ MPa}$ en fonction de la précision d'usinage.

On détermine alors la longueur des cannelures:

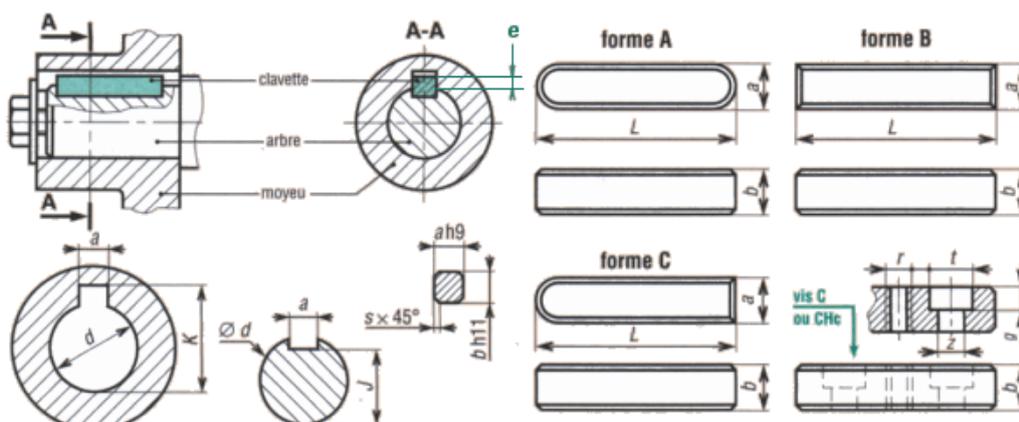
$$C = p \cdot N \cdot L \cdot \frac{(d_2^2 - d_1^2)}{8}$$

$$p = \frac{8 \cdot C}{N \cdot L \cdot (d_2^2 - d_1^2)} < P_{adm}$$

$$L \geq \frac{8 \cdot C}{N \cdot P_{adm} \cdot (d_2^2 - d_1^2)}$$

k. Solutions avec Clavette.

Les clavettes sont à réserver aux très petites séries ou à l'unitaire. Elles présentent beaucoup d'inconvénients tels que:



- Pression de matage élevée.
- Apparition de jeu.
- Rupture possible.
- Tolérances d'usinages difficiles.
- Affaiblissement des arbres par concentration de contraintes.

Calcul au matage (cas prépondérant):

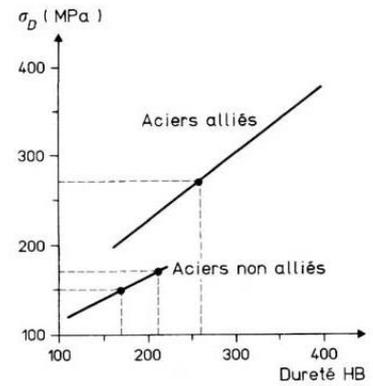
On calcule les clavettes au :

matage sur arbre

matage sur alésage

$$\sigma_{\text{arbre}} = \frac{2.C}{d.e.L} \text{ et } e \approx \frac{b}{2}$$

$$\sigma_{\text{alésage}} = \frac{2.C}{d.(b-e).L}$$



on vérifie que $\sigma_{\text{arbre}} < \sigma_D$ et $\sigma_{\text{alésage}} < \sigma_D$

Calcul au cisaillement :

On peut parfois être mené à calculer les clavettes au cisaillement

σ : pression de contact

C: Couple à transmettre

b: hauteur de la clavette

e: hauteur en prise avec la poulie

$$\sigma_s = \frac{2.C}{d.a.L} < \frac{\sigma_D}{2}$$

L: longueur de la clavette

1. Solutions avec Goupille

Une goupille est sollicitée en cisaillement lorsque qu'elle est employée dans un montage encastrement.

$$\tau = \frac{T}{S} < R_{pg} \text{ avec } S = \frac{\pi.d^2}{4}$$

On prendra $S = S_1 + S_2$ dans le cas d'un cisaillement double

$R_{pg} = 500 \text{ MPa}$ pour une goupille en C100(1% de Carbone) trempé.

Le trou d'implantation d'une goupille ne doit pas affaiblir exagérément les pièces qui la reçoivent.

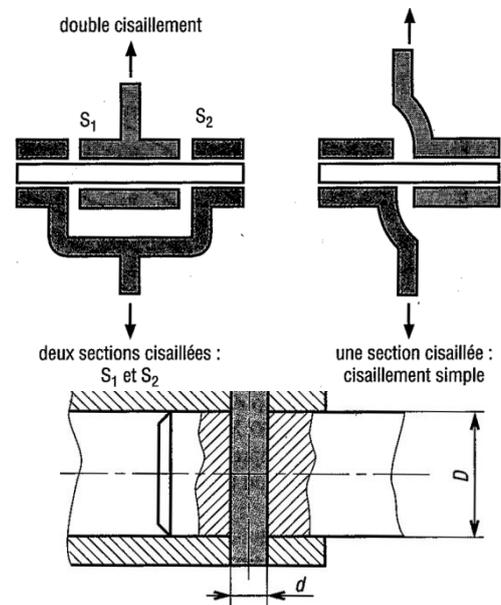
Dans la pratique on considère qu'il faut respecter $d \leq \frac{D}{3}$

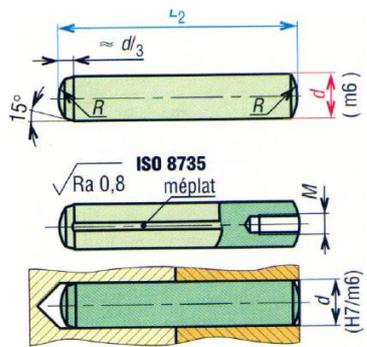
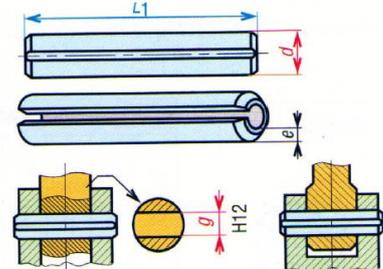
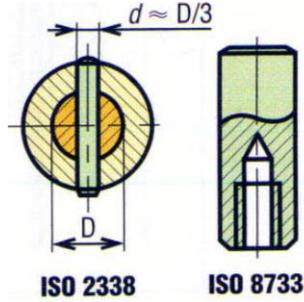
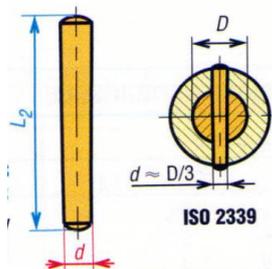
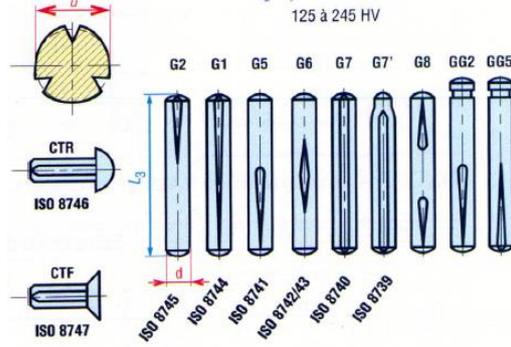
Il engendre de fortes concentrations de contraintes dans la pièce.

$K_t \approx 5$ avec K_t le coefficient de concentration de contrainte tel que :

$$\text{contraintes réelle} = K_t \times \text{contraintes théorique}$$

Il existe différents types de goupilles :



<ul style="list-style-type: none"> Goupilles de positionnement (ISO 8734), pour une mise en position précise de deux pièces 	
<ul style="list-style-type: none"> Goupilles élastiques (ISO 8752) aussi parfois appelées goupilles « mécanindus » 	
<ul style="list-style-type: none"> Goupilles cylindriques (ISO 2338) pour l'arrêt ou le positionnement de deux pièces 	
<ul style="list-style-type: none"> Goupilles coniques (ISO 2339) dont la forme simplifie le coincement dans les pièces à assembler. 	
<ul style="list-style-type: none"> Goupilles cannelées (ISO 8739 ...8745) qui permette le coincement de la goupille par déformation plastique localisée. 	

m. Vis de pression

Une simple vis de pression placée radialement dans l'alésage vient s'appuyer sur l'arbre, créant ainsi des efforts normaux qui engendrent à leur tour des efforts tangentiels qui transmettent le couple et l'effort axial.

Ce type de solution est assez rare car évidemment réservé aux liaisons dont les efforts à transmettre sont relativement faibles.

Une amélioration de la liaison de base est faite en usinant un méplat, une rainure ou une forme conique sur l'arbre recevant le bout de la vis.

