



SPIROL®

RECOMMANDATIONS TECHNIQUES

La goupille

Par M.J. Schilhansl

Professeur, Université de Brown,
Division de l'ingénierie,
Providence, Rhode Island
17 décembre 1957

Une tentative est faite pour analyser la déformation et la contrainte de différents types de goupilles de manière plus détaillée que ne le permet la considération habituelle de la résistance au cisaillement. L'analyse révèle qu'il existe des cas où la résistance au cisaillement n'est pas le critère pour le choix approprié de la taille et du type de goupille. Elle dépend de l'interaction mutuelle entre la goupille et les pièces à assembler en raison de l'ajustement ainsi que de la charge latérale qui peut être purement statique ou dynamique. L'analyse théorique - même s'il s'agit parfois d'approximations grossières - des effets de l'ajustement et de la charge latérale et la tendance des résultats expérimentaux montrent très clairement **qu'une goupille spiralée peut être choisie à la place de tout autre type de goupille de même taille. Elle offre des avantages aussi bien pour les charges statiques que pour les charges fluctuantes.**

La goupille

Par M.J. Schilhansl

Une tentative est faite pour analyser la déformation et la contrainte de différents types de goupilles de manière plus détaillée que ne le permet la considération habituelle de la résistance au cisaillement. L'analyse révèle qu'il existe des cas où la résistance au cisaillement n'est pas le critère pour le choix approprié de la taille et du type de goupille. Elle dépend de l'interaction mutuelle entre la goupille et les pièces à assembler en raison de l'ajustement ainsi que de la charge latérale qui peut être purement statique ou dynamique. L'analyse théorique - même s'il s'agit parfois d'approximations grossières - des effets de l'ajustement et de la charge latérale et la tendance des résultats expérimentaux montrent très clairement qu'une goupille spiralée peut être choisie à la place de tout autre type de goupille de même taille. Elle offre des avantages aussi bien pour les charges statiques que pour les charges fluctuantes.

Une goupille est un élément de machine qui fixe la position de deux ou plusieurs pièces d'une machine l'une par rapport à l'autre. Une grande variété de types est connue depuis longtemps ; les plus couramment utilisés sont les goupilles cylindriques pleines, les goupilles coniques pleines, les goupilles à rainure, les goupilles tubulaires fendues et les goupilles spiralées.¹ Le choix de la taille et du type de goupille pour une application donnée doit être basé sur un bon équilibre entre les contraintes et les déformations de la goupille et les contraintes et déformations des pièces à assembler. Les contraintes et les déformations des deux dépendent de l'ampleur de l'ajustement serré entre la goupille et le trou et des forces à transmettre d'une pièce à l'autre par l'intermédiaire de la goupille. Ces forces peuvent être constantes, intermittentes ou fluctuantes.

CONTRAINTES ET DÉFORMATIONS DUES À L'AJUSTEMENT SERRÉ

Le diamètre D_1 de la goupille doit être supérieur au diamètre D_0 du trou afin d'obtenir un ajustement serré. Lorsque la goupille est enfoncée dans le trou par une force axiale F , figure 1, la goupille ainsi que les pièces à assembler subissent des déformations qui dépendent de la différence $D_1 - D_0$, des modules d'élasticité des matériaux de la goupille et des pièces à assembler et de la forme de la goupille et des pièces.

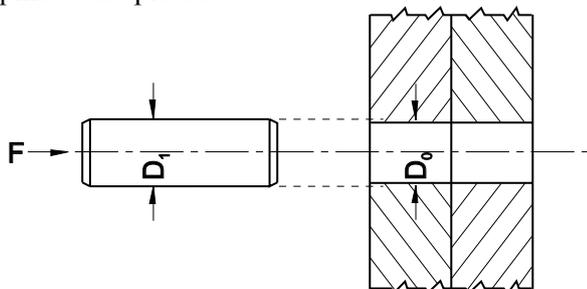


Figure 1 : Goupille pleine

Goupille cylindrique pleine

Dans le cas d'une goupille cylindrique pleine reliant deux pièces de taille assez importante par rapport au diamètre du trou de la goupille, la déformation et la contrainte peuvent être facilement calculées, du moins tant qu'elles se situent dans la zone d'élasticité. La pression d'appui p à la surface du trou de la goupille découle de la formule suivante

$$p = E_0 \frac{D_1 - D_0}{D_0} \frac{1}{(1 + \nu) + (1 - \nu) E_0 / E_1} \quad (1)$$

où:

E_0 = Module d'élasticité du matériau des pièces jointes

E_1 = Module d'élasticité du matériau de la goupille

γ = Coefficient de Poisson

et la différence des coefficients de Poisson pour les différents matériaux (0,3 pour l'acier, 0,34 pour l'aluminium) a été négligée. Dans le cas particulier où E_0 est égal à E_1 , la pression d'appui est simplement

$$p = \frac{E}{2} \frac{D_1 - D_0}{D_1} \quad (2)$$

Les contraintes radiale et tangentielle dans la goupille sont toutes deux des contraintes de compression, elles sont égales à $-p$ et indépendantes de la distance par rapport à la ligne centrale. La contrainte radiale dans les pièces à assembler à la surface du trou est également une contrainte de compression et est égale à $-p$, la contrainte tangentielle à cette surface est une contrainte de traction et est égale à $+p$. La pratique courante donne des rapports $(D_1 - D_0)/D_0$ qui, dans la plupart des cas, provoquent un écoulement plastique au voisinage immédiat du trou des pièces à assembler lorsque la goupille est enfoncée dans le trou. La pression d'appui est alors égale à la moitié de la limite d'élasticité. Le concepteur doit être conscient de ce fait, qui, en tant que tel, n'est pas risqué tant que le joint est chargé de manière constante.

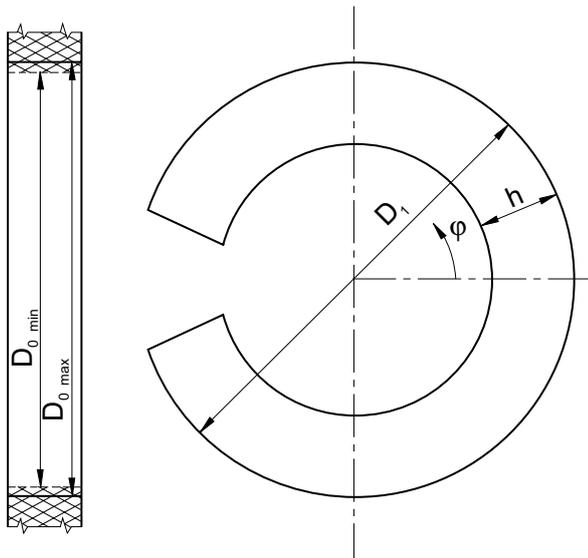


Figure 2 : Goupille tubulaire fendue

Goupille tubulaire fendue

La relation entre la pression d'appui et les contraintes d'une part et le rapport $(D_1 - D_0)/D_0$ d'autre part est plus complexe dans le cas de la goupille tubulaire fendue, figure 2, qui a apparemment été développé pour la première fois par Hans Hoffmann.²

La pression d'appui n'est pas indépendante de la coordonnée angulaire φ si l'épaisseur h est constante le long du périmètre. Soit :

$$n = \infty$$

$$p = p_0 + \sum_{n=2} p_n \cos n\varphi \quad (3)$$

où p_0 et p_n sont des quantités statiquement indéterminées. Elles peuvent être trouvées par la condition que la goupille puisse toucher la surface du trou sans jamais y pénétrer. En vertu du terme constant p_0 du côté droit de l'équation (3), le diamètre du trou de la goupille augmentera uniformément, mais la déformation de la goupille n'est pas symétrique en rotation. Elle peut être calculée au moyen de la théorie de la poutre initialement pliée ; la composante radiale du déplacement est représentée sur la figure 3 en multiples de $(p_0 r_1 b^3)/(EI_1)$, où r_1 est la moitié du diamètre du trou de la goupille, b est le rayon de la fibre neutre de la poutre pliée et I_1 est le moment d'inertie par unité de longueur ($h^3/12$).

La différence entre la forme du trou et celle de la goupille, telle qu'elle est produite par une pression uniforme p_0 , ne peut être éliminée que par la somme des termes $p_n \cos n\varphi$. Le terme $p_2 \cos 2\varphi$, par exemple, fait en sorte que le trou devienne légèrement elliptique et que la composante radiale du déplacement ait un point d'inflexion supplémentaire lorsqu'elle est tracée en fonction de la

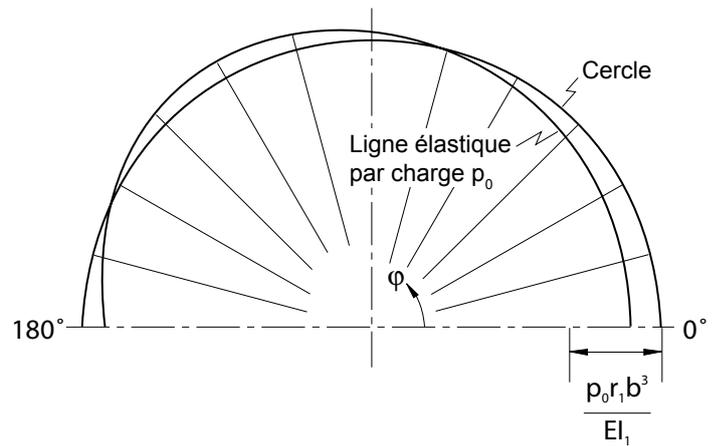


Figure 3 : Déformation de la goupille tubulaire fendue

coordonnée angulaire φ . La déformation de la goupille est d'autant plus proche de la déformation de la surface du trou que les termes $p_n \cos n\varphi$ sont pris en compte. Sur la figure 3, il est facile de voir que le moment de flexion réel à la coordonnée $\varphi = 0$ est plus grand que le moment de flexion M_0 en vertu du seul terme constant p_0 à ce point. Si l'on calcule les valeurs numériques de la pression d'appui p_0 et des contraintes de flexion dans la goupille pour la relation habituelle entre les diamètres de la goupille et du trou, on constate que la pression d'appui est bien inférieure à toute valeur critique pour les pièces à assembler, mais que les contraintes de flexion maximales au voisinage de la coordonnée $\varphi = 0$ sont bien au-delà de la limite élastique du matériau de la goupille. Cela signifie que l'ensemble du calcul ne peut servir qu'à montrer que le flux plastique se produira et où il se produira. Une étude plus détaillée des effets des termes $p_n \cos n\varphi$ dans la zone d'élasticité est donc superflue. Dans toute la zone de part et d'autre de la coordonnée $\varphi = 0$ où l'écoulement plastique se produit, le moment de flexion est inférieur à celui calculé avec l'hypothèse initiale que les contraintes seraient entièrement dans la zone d'élasticité. On peut donc en conclure que la pression d'appui sera encore inférieure à celle calculée et que le risque de défaillance est déplacé des pièces à assembler à la goupille lorsqu'une goupille tubulaire fendue est enfoncée dans le trou au lieu d'une goupille pleine.

² DRP. 416339, 24 juillet 1924 et DRP 442882, 7 juillet 1925. Les deux brevets ont expiré.

La goupille spiralée

La figure 4 montre la section transversale d'une goupille spiralée. La forme de la section transversale est proche de la forme de la spirale d'Archimède. On s'écarte de cette forme (a) pour minimiser la zone de surface le long de laquelle il n'y a pas de contact entre le trou et la goupille, et (b) pour empêcher l'extrémité $-\phi_0$ de l'enroulement extérieur de la goupille de glisser dans la direction périphérique sur l'enroulement adjacent.

Il est possible d'analyser la pression d'appui entre la goupille et le trou et des contraintes dans la goupille et dans les pièces à assembler en vertu de l'ajustement serré sur la base de la théorie de la poutre initialement pliée. Comme le rayon b de la fibre neutre n'est plus constant, il est nécessaire de subdiviser la goupille en plusieurs parties de largeur appropriée dans la direction périphérique - disons sept ou plus - et de supposer que le rayon b est constant à l'intérieur de chaque partie, mais change brusquement en passant d'une partie à la partie adjacente. Comme le montre la figure 4, le changement de courbure de la seconde bobine est assez considérable au voisinage de l'extrémité $-\phi^0$ de l'enroulement extérieur ; les parties doivent donc être plus courtes à cet endroit que sur le reste de la bobine.

La déformation d'une goupille spiralée due à la pression d'appui peut généralement consister en un déplacement dans la direction radiale et périphérique. Le déplacement pourrait être assez important dans la direction périphérique si la section transversale était une spirale d'Archimède exacte ; cependant, grâce au renflement particulier de la deuxième bobine, un déplacement périphérique est presque complètement empêché. Ainsi, la goupille est beaucoup plus rigide que sans le renflement.

Le calcul des contraintes et des déformations est assez long, car il faut faire correspondre le déplacement et la pente de la ligne élastique à chaque passage d'une partie à l'autre et appliquer une charge statiquement indéterminée dans la direction tangentielle au bord extérieur afin de tenir compte de l'effet du renflement.

Le matériau de la goupille subit une déformation plastique pendant le processus de fabrication. Lorsque la goupille quitte l'outil de formage, les contraintes dues à cette déformation sont libérées instantanément et les bobines qui ont été pressées contre l'outil et entre elles pendant l'opération de formage s'ouvrent de sorte qu'un petit espace apparaît entre les bobines ; ainsi, le diamètre de la goupille non déformée est plus grand que le diamètre pendant le processus de fabrication. En choisissant correctement la taille de l'outil par rapport à la taille du trou, il est possible de maintenir la pression d'appui et les contraintes dans les bobines dans la limite élastique lorsque la goupille est introduite dans le trou.

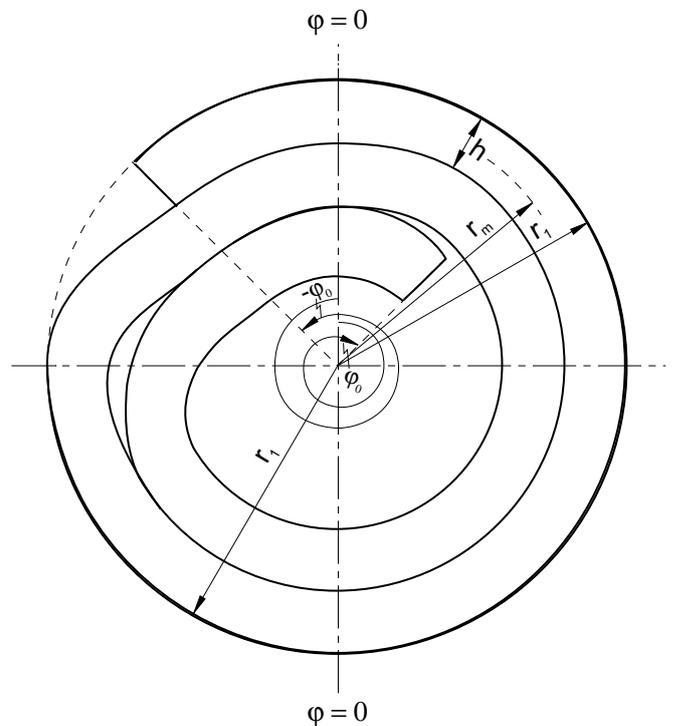


Figure 4 : Goupille spiralée ou enveloppée de SPIROL.

Si une goupille spiralée et une goupille tubulaire fendue de même diamètre nominal sont soumises au même rapport d'ajustement serré $(D1-D0)/D0$, la goupille spiralée est moins sollicitée que la goupille fendue, à condition que les sections transversales des deux goupilles aient la même surface normale à l'axe de la goupille. Ceci peut être démontré par une analyse rigoureuse et découle également de la comparaison suivante.

Une poutre en porte-à-faux laminée constituée de n couches de hauteur $h1$ est fléchie de la même quantité (proportionnelle à $D1-D0$) qu'une poutre en porte-à-faux pleine de la même hauteur totale $h2 = nh1$. En supposant que la longueur de la poutre et la largeur des sections transversales soient identiques, le rapport entre la contrainte de flexion maximale $\sigma1$ dans chaque couche et la contrainte de flexion maximale $\sigma2$ de la poutre pleine est égal à $1/n$. Cette comparaison est qualitativement admissible, mais quantitativement, elle n'est qu'une approximation de premier ordre puisque le rayon de la fibre neutre de la poutre courbe n'est pas précisément égal à $(D1 - h1)/2$, mais plus petit par le facteur $[1 - h1^2/(D1 - h1)^2]$ et puisque l'enroulement intérieur a un rayon encore plus petit que l'enroulement extérieur.

De cette comparaison, on peut également conclure que la puissance requise pour former une goupille diminue avec la diminution de l'épaisseur de la bande. Ceci offre la possibilité de fabriquer des goupilles spiralées avec des diamètres au-delà de la gamme habituelle, c'est-à-dire supérieurs à 1/2 pouce, à condition qu'il y ait une demande pour ces goupilles.

CONTRAINTE ET DÉFORMATION DUES À UNE CHARGE EXTERNE

La goupille pleine

La figure 5 montre deux dalles A et B d'épaisseur h_A et h_B , respectivement, reliées par une goupille. Une force P est appliquée sur chaque dalle ; pour établir l'équilibre de l'ensemble du système, il faut également appliquer des moments M de magnitude $(h_A + h_B)P/2$.

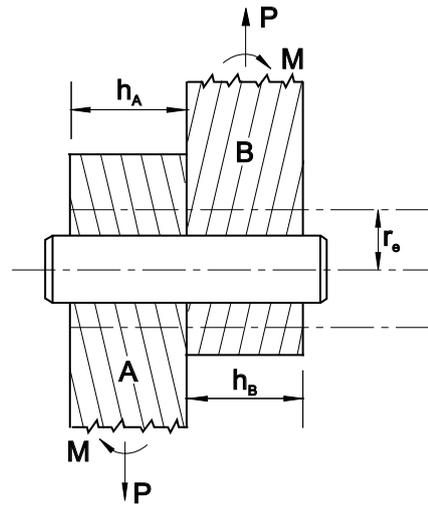


Figure 5 : Charge externe d'une goupille.

On suppose pour l'instant que les dalles sont infiniment grandes dans toute direction perpendiculaire à l'axe de la goupille. Il est tout à fait évident que toute charge appliquée à la surface cylindrique du trou a peu d'effet en tout point éloigné de l'axe. Ainsi, il est justifié de considérer les parties éloignées de la dalle comme étant absolument rigides et seulement les parties à l'intérieur d'un cylindre de rayon, r_e comme élastiquement flexibles. Si la partie élastique est remplacée par un système de ressorts radiaux, on obtient un modèle qui peut être utilisé pour étudier l'interaction entre la goupille et les dalles et qui peut être rendu équivalent au système réel par un choix approprié du rayon r_e et de la rigidité des ressorts.

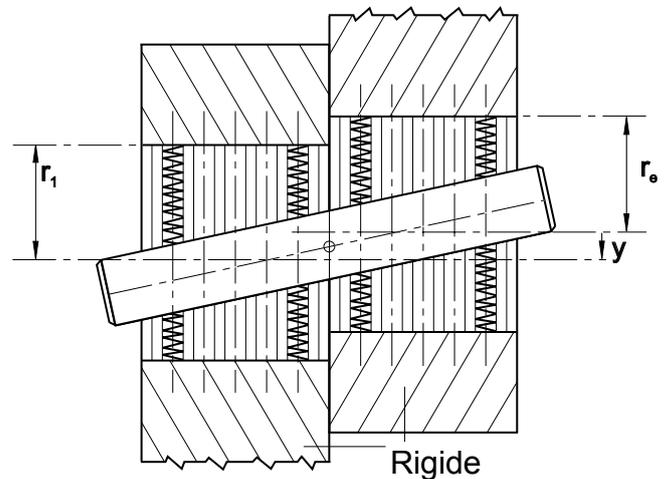


Figure 6 : Goupille rigide.

La paire de forces d'action et de réaction P crée un déplacement y de la dalle A par rapport à la dalle B en vertu de l'élasticité des ressorts. Si l'on suppose que la goupille est absolument rigide, elle tourne dans la position indiquée sur la figure 6. Si la goupille est élastiquement flexible, non seulement elle tourne, mais elle est également pliée comme le montre la figure 7. Il est évident que plus la déformation est concentrée au voisinage immédiat de la surface de contact entre les dalles A et B, plus la goupille est faible par rapport aux ressorts.

La déformation et la contrainte de la goupille peuvent être calculées au moyen de la théorie de la poutre sur une fondation élastique. Pour ces calculs, le paramètre d'élasticité de la fondation - parfois appelé coefficient d'assise - doit être connu. Il peut être difficile d'obtenir cette information par des considérations théoriques, mais il est toujours possible de la déduire d'expériences.

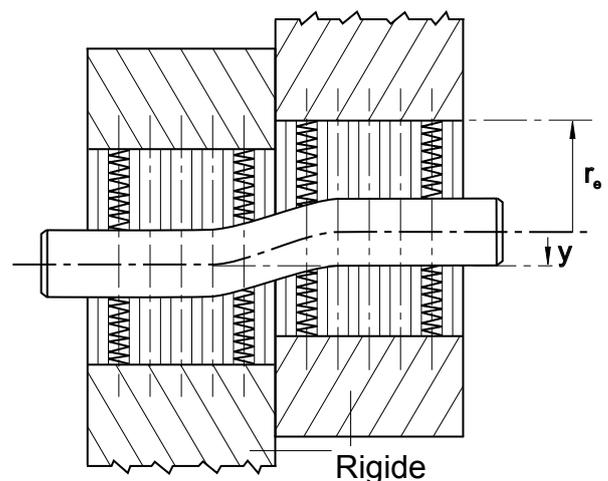


Figure 7 : Goupille flexible.

Il est facile de constater que le coefficient d'assise dépend du module d'élasticité du matériau des parties A et B. Cela signifie qu'une goupille en acier dans une structure en acier se comportera différemment d'une goupille en acier dans une structure en fonte ou en aluminium.

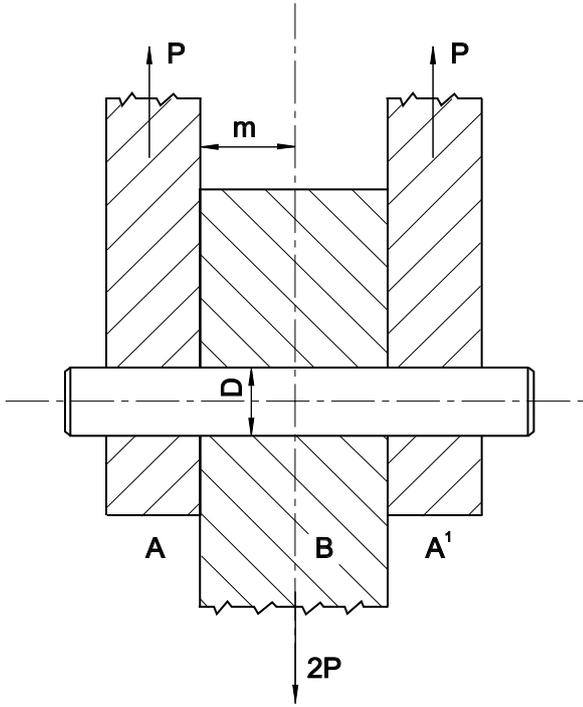


Figure 8 : Disposition symétrique d'une goupille de cisaillement double.

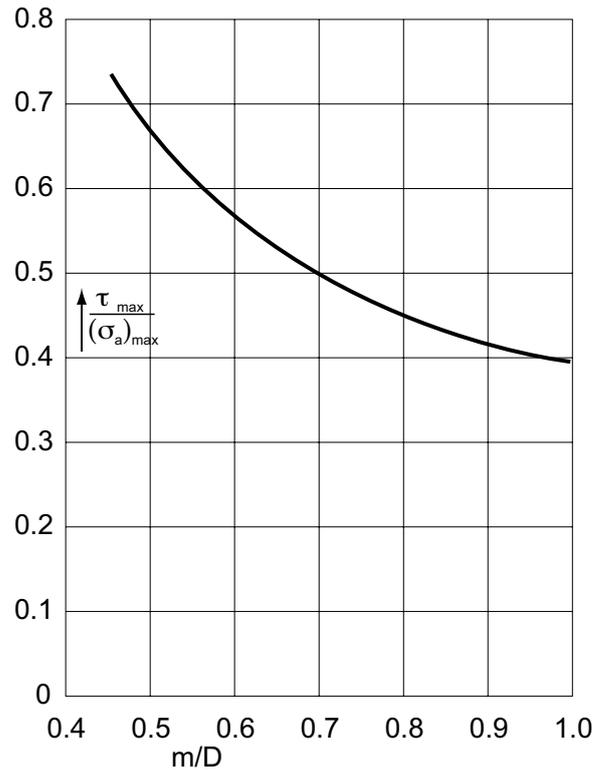


Figure 9 : Rapport $\tau_{\max} / \varphi_{\max}$ en fonction de m/D .

La figure 8 montre une disposition symétrique par rapport à la configuration géométrique et à la charge. Un gabarit de cisaillement double ayant une telle disposition symétrique est recommandé pour tester les goupilles. La théorie de la poutre sur une fondation élastique conduit aux résultats suivants concernant les contraintes de cisaillement τ et la contrainte de flexion σ_a . Les contraintes de cisaillement maximales τ_{\max} se produisent dans le plan de contact des parties A et B ou A' et B, respectivement, les contraintes de flexion maximales $\sigma_a \max$ se produisent dans le plan central de la partie B jusqu'à un certain rapport de m/D (où $2m$ est l'épaisseur de la partie B et D comme précédemment le diamètre de la goupille). Le rapport $\tau_{\max} / \sigma_a \max$ dépend également du rapport m/D et, naturellement, du coefficient d'assise ; il est représenté sur la figure 9 pour un coefficient d'assise qui a été déduit des expériences. Si la résistance au cisaillement et la résistance à la traction du matériau de la goupille sont connues, il est possible de prédire si une éventuelle rupture sera causée par des contraintes de cisaillement ou de flexion. Pour cette conclusion, les contraintes normales dues à l'ajustement serré doivent être prises en compte ; notez que les contraintes dues à l'ajustement sont radiales et tangentielles tandis que les contraintes de flexion dues aux forces externes P sont axiales. Ainsi, l'état de contrainte dans la goupille est triaxial.

Si la goupille se brise sous l'effet de contraintes normales, la fracture se produit à l'intérieur de l'une des pièces. De telles fractures ont été observées.

La goupille tubulaire fendue

Le positionnement de la fente d'une goupille tubulaire fendue par rapport à la force appliquée est significatif. Deux positions limites sont possibles, principalement celle où la fente est à 90° de la direction des forces P_1 et P_2 , figure 10, et l'autre où la fente est alignée avec la direction des forces P_1 et P_2 - voir figure 11. Les couples $P_1'P_1''$ et $P_2'P_2''$ doivent être ajoutés afin d'établir l'équilibre avec le moment extérieur M , figure 5. La différence fondamentale entre les deux arrangements illustrés par les figures 10 et 11 réside dans la position des forces P_1 et P_2 par rapport au centre de cisaillement de la goupille fendue. Le centre de cisaillement se trouve sur l'axe de symétrie de la section transversale opposée à la fente, comme le montrent les figures 10 et 11. Soit r_m le rayon moyen de la goupille tubulaire fendue, c'est-à-dire égal à $1/2(D_1-h)$, figure 2 ou figure 10, et soit $\pm\varphi_0$ les coordonnées angulaires des bords de la fente. En supposant que l'épaisseur h est faible par rapport au rayon moyen r_m , la distance z_s du centre de cisaillement par rapport au centre du cercle de rayon r_m découle de la formule suivante

$$\frac{z_s}{r_m} = 2 \left(\frac{\varphi_0 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0}{\sin \varphi_0 \cos \varphi_0 - \varphi_0} \right) \quad (4)$$

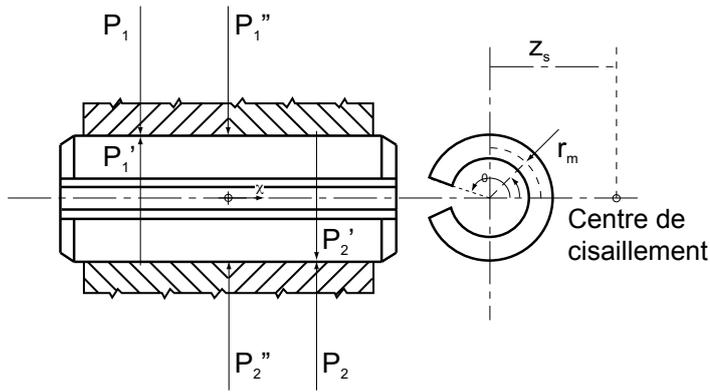


Figure 10 : Fente à 90° de la direction de la charge.

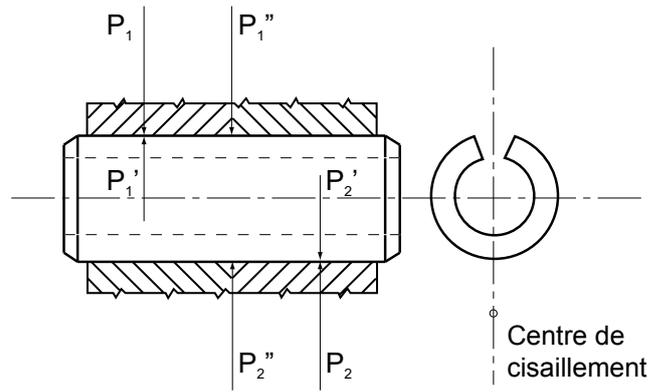


Figure 11 : Fente alignée avec la direction de la charge.

Pour $\varphi_0 < \pi/2$, la formule (4) peut être remplacée par l'approximation

$$\frac{z_s}{r_m} = 1 + \frac{1}{10} \varphi_0^2 + \frac{19}{4200} \varphi_0^4 + \quad (5)$$

Pour les valeurs spéciales $\varphi_0 = \pi/2$ (demi-cylindre) et $\varphi_0 = \pi$ (fente infinitésimale), la distance $z_s = (4/\pi)r_m$ and $z_s = 2r_m$, respectivement. Le rapport z_s/r_m est tracé en fonction de l'angle φ_0 à la figure 12.

Si les lignes d'action des résultantes P_1 et P_2 passent par le centre de cisaillement de la section transversale, la déformation de la goupille est une déformation de flexion simple. Si, par contre, les lignes d'action de P_1 et P_2 ont une distance z_s du centre de cisaillement, il y a aussi un couple proportionnel à z_s et une déformation en plus de la flexion. De plus, les contraintes de flexion sont localement plus élevées que dans le cas $z_s = 0$. Ainsi, la goupille dans la fente d'arrangement à 90° de la direction des forces est plus faible que la même goupille dans l'autre fente d'arrangement alignée avec la direction des forces. Cette conclusion est en accord avec la déclaration de Leo F. Spector³ selon laquelle la différence de résistance au cisaillement est d'environ 6 %.

Il est tout à fait évident que les contraintes σ_a parallèles à l'axe de la goupille dues à une déformation en flexion dans la direction y ne peuvent pas être très importantes dans une goupille de cisaillement multiple comme celle de la figure 13 lorsque l'épaisseur h des dalles à assembler est faible par rapport au diamètre de la goupille. Une telle disposition révèle à nouveau que l'ampleur de la force maximale qui peut être appliquée au joint dépend de la position de la fente par rapport à la direction de la force. Ceci peut être démontré comme suit.

La force latérale P crée une pression q à la surface du trou qui est fonction de l'abscisse x et de la coordonnée angulaire φ . La force $qR d\varphi dx$ agissant sur l'élément de surface $Rd dx$ a une composante parallèle à la force latérale P de grandeur $qR \sin\varphi d\varphi dx$.

S'il y a n surfaces de contact entre les dalles, la longueur axiale de la surface du trou est de $(n+1)h$. Dans le cas I - fente à 90° de la direction de la force P - l'intégrale f des composantes $qR \sin\varphi d\varphi dx$ de $\varphi = 0$ à $\varphi = \varphi_0$ et de $x = 0$ à $x = (n+1)h$ doit être égale à la force P. Ainsi

$$\int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qR \sin\varphi d\varphi dx = P \quad (6)$$

Si q est assimilé à $q_0 \Phi_1$ où q_0 est supposé être indépendant de l'abscisse x en tant qu'approximation du premier ordre et Φ_1 est une fonction de la coordonnée angulaire φ , il s'ensuit que

$$q_0 R = \frac{P}{n+1} \frac{1}{h} \frac{1}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_1 \sin\varphi d\varphi} \quad (7)$$

La composante $qR \sin\varphi d\varphi dx$ a un bras de levier $b(1 - \cos\varphi)$ par rapport à un axe passant par le point $r = b$, $\varphi = 0$ où b désigne le rayon de la fibre neutre comme dans la section (B-2). Il exerce donc un moment dM_{II} autour de cet axe. Par intégration, il s'ensuit que le moment de flexion M_{II} est de

$$M_{II} = \int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi dx \quad (8)$$

ou avec l'hypothèse précédente et par rapport à l'équation (7)

$$M_{II} = \frac{P}{n+1} \frac{b}{h} \frac{\int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi dx}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_1 \sin\varphi d\varphi} \quad (9)$$

³ Machine Design, 14 novembre 1957, p. 130.

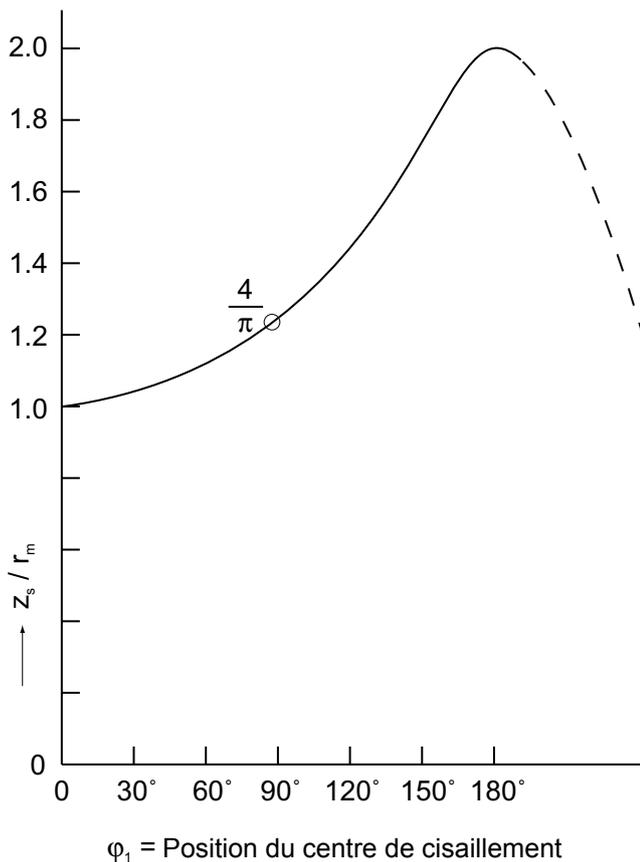


Figure 12 : Position du centre de cisaillement.

Dans le cas II - fente alignée avec la direction de la force P - le moment de flexion à $r = b$, $\varphi = 0$ est de :

$$M_{III} = \frac{P}{n+1} \frac{b}{n} \frac{\int_{\varphi_1}^0 \Phi_I \sin \varphi (1 - \cos \varphi) d\varphi}{2 \int_0^{\varphi_1} \Phi_I \sin \varphi d\varphi} \quad (10)$$

Avec les hypothèses simplificatrices $\varphi_0 = \pi$, $\varphi_1 = \pi/2$ e $\Phi_I = \Phi_{II}$ égale unité, il s'ensuit que :

$$M_{III} = 0.5M_{II}$$

Il est assez difficile de trouver une estimation fiable des fonctions Φ_I et Φ_{II} pour la raison suivante. Il a été montré dans la section « Goupille tubulaire fendue » que les contraintes σ_{tp} dans la goupille en raison de l'ajustement serré sont, dans certaines parties de la section transversale, égales à la limite d'élasticité et, dans d'autres parties, encore dans la zone d'élasticité. Les contraintes σ_{II} ou σ_{III} dues aux moments M_{II} ou M_{III} doivent être ajoutées aux contraintes σ_{tp} . Ceci est impossible dans les parties où un écoulement plastique s'est déjà produit lorsque la goupille a été enfoncée dans le trou, à moins qu'un écrouissage n'ait eu lieu. En raison de la complexité des conditions réelles, seule une déclaration généralisée peut

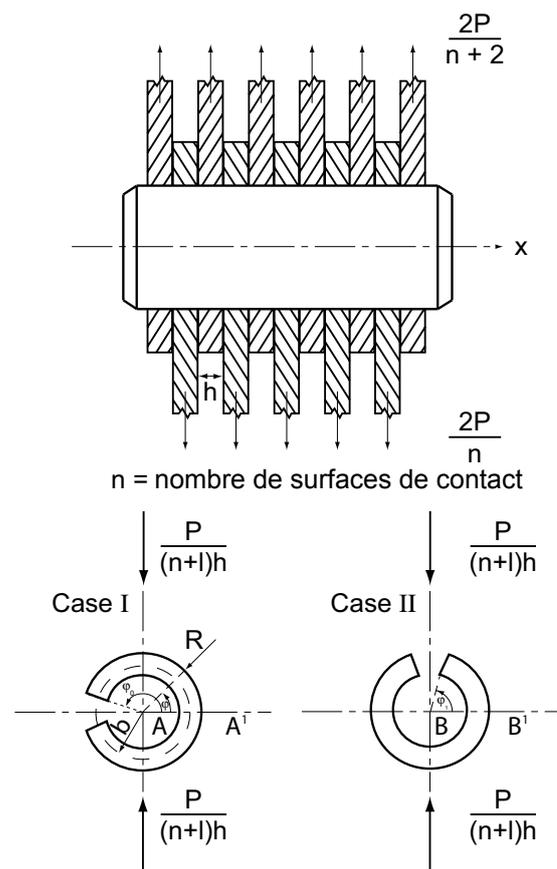


Figure 13 : Goupille de cisaillement multiple.

être faite : M_{III} est plus petit que M_{II} pour la même charge externe P.

L'affirmation précédente selon laquelle la goupille fendue dans la disposition : fente à 90° de la direction de la force est plus faible que dans la disposition : fente alignée avec la direction de la force vaut également pour la goupille de cisaillement multiple.

La goupille spiralée

La position du centre de cisaillement de la section transversale représentée sur la figure 4 peut être calculée à partir de la formule (4) si l'épaisseur h de la bande est très faible par rapport au rayon de la fibre neutre et si les deux extrémités - à la coordonnée angulaire $-\varphi_0$ ainsi qu'à $+\varphi_0$ - sont des extrémités libres. La première condition signifie que la différence entre le rayon moyen de l'enroulement extérieur et le rayon moyen de l'enroulement intérieur est négligeable. La deuxième condition est satisfaite à l'extrémité intérieure $+\varphi_0$ de la bande mais pas du tout à l'extrémité $-\varphi_0$ de l'enroulement extérieur. Cette extrémité est fortement soutenue par le renflement, comme nous l'avons déjà mentionné dans la section « Goupille spiralée », de sorte que l'enroulement extérieur se comporte presque comme une section transversale tubulaire sans fente.

Ainsi, le centre de cisaillement doit être proche du centre du trou. Cette conclusion est confirmée par des expériences qui ne montrent aucun effet notable du positionnement des extrémités de la bande dans le trou de goupille sur la résistance au cisaillement.

Les moments d'inertie autour des différents axes φ sont légèrement différents. Étant donné que le diamètre effectif d'une goupille spiralée ne peut jamais être inférieur au diamètre nominal en raison du renflement, les moments d'inertie sont juste légèrement inférieurs à ceux d'une goupille pleine de même diamètre nominal. Ainsi, la sélection de la taille appropriée d'une goupille spiralée peut être basée sur les mêmes délibérations que dans le cas d'une goupille pleine.

Des objections pourraient être soulevées contre l'application de la même taille pour les goupilles spiralées et les goupilles pleines lorsque les contraintes de cisaillement seules sont considérées. Si les contraintes de cisaillement constituent le critère, selon la figure 9, pour la taille appropriée de la goupille, le type « à usage intensif » (il existe également des goupilles spiralées « moyennes » et « légères ») avec une section transversale d'environ 75 % de celle d'une goupille pleine du même diamètre nominal doit être utilisé. Si les deux goupilles étaient fabriquées dans le même matériau, on pourrait s'attendre à ce que la résistance au cisaillement statique d'une goupille spiralée soit inférieure à celle d'une goupille pleine. Cependant, des tests effectués conformément aux spécifications de plusieurs agences gouvernementales montrent une résistance statique légèrement supérieure de la goupille spiralée.

Cette observation peut s'expliquer en partie par le fait que les goupilles pleines sont beaucoup plus précontraintes par la pression d'appui (section « Contrainte et déformation dues à l'ajustement serré »), en partie par l'ampleur de la résistance à la rupture de différents matériaux après différents traitements thermiques et en partie par le phénomène métallurgique selon lequel la résistance à la rupture d'un matériau augmente lorsque l'épaisseur de l'échantillon d'essai diminue. Si, par exemple, la résistance à la rupture d'une tôle de 0,016 pouce d'épaisseur est prise comme unité pour une comparaison, la résistance à la rupture de tôles de différentes épaisseurs peut être extraite du tableau 1.

TABLEAU 1

Épaisseur, en pouces	Rapport de résistance à la rupture
0,002	1,213
0,008	1,100
0,012	1,042
0,016	1
0,020	0,965
0,024	0,940

Les performances d'une goupille soumise à une charge dynamique, qu'elle soit intermittente ou oscillante, sont difficiles à prévoir par des considérations théoriques uniquement, car de nombreux effets entrent en jeu, comme la résistance à la fatigue du matériau dont sont faites les goupilles, l'amortissement des vibrations grâce au frottement qui dépend de l'ajustement serré entre la goupille et le trou ou entre les pièces à assembler, etc.

Il faut donc se fier aux expériences qui donnent des informations d'autant meilleures pour une application particulière, que les conditions de l'application réelle sont simulées dans les essais. De tels essais ont été réalisés⁴ à une fréquence de 2000 cycles de charge par minute. Afin d'obtenir des ruptures dans un temps raisonnable, la magnitude de la charge fluctuante a été choisie en alternant entre plus et moins la moitié de la charge statique ultime. Dans ces conditions très sévères, les goupilles spiralées ont duré beaucoup plus longtemps que les goupilles pleines ou les goupilles tubulaires fendues ; la rupture s'est produite uniquement dans l'enroulement extérieur.

Les temps enregistrés pour un grand nombre d'essais sur des goupilles spiralées ont divergé d'environ 10 pour cent. La dispersion des résultats des autres types de goupilles était également plus importante.

La dispersion des résultats d'essai est inévitable si les spécimens d'essai sont prélevés au hasard sur la chaîne de production. Elle est principalement due aux tolérances quant au diamètre de la goupille. Si l'on suppose que le trou est percé avec exactement le diamètre nominal D_0 et que les écarts par rapport au diamètre nominal D_1 de la goupille se produisent dans les tolérances standard $\pm e$, le rapport $(D_1 \pm e - D_0)/D_0$ responsable de la pression d'appui et des contraintes dues à l'ajustement serré peut varier considérablement puisque $D_1 - D_0$ est lui-même une petite quantité. Les différences de dispersion semblent indiquer que les différents types de goupilles sont différemment sensibles aux tolérances standard.

⁴ Par le fabricant et supervisé par l'auteur.

Europe **SPIROL France**
Cité de l'Automobile ZAC Croix Blandin
18 Rue Léna Bernstein
51100 Reims, France
Tel: +33 (0) 3 26 36 31 42
Fax: +33 (0) 3 26 09 19 76

SPIROL Royaume-Uni
17 Princewood Road
Corby, Northants
NN17 4ET Royaume-Uni
Tel: +44 (0) 1536 444800
Fax: +44 (0) 1536 203415

SPIROL Allemagne
Ottostr. 4
80333 Munich, Allemagne
Tel: +49 (0) 89 4 111 905 71
Fax: +49 (0) 89 4 111 905 72

SPIROL Espagne
Plantes 3 i 4
Gran Via de Carles III, 84
08028, Barcelona, Espagne
Tel/Fax: +34 932 71 64 28

SPIROL République Tchèque
Pražská 1847
274 01 Slaný
République Tchèque
Tel/Fax: +420 313 562 283

SPIROL Pologne
ul. Solec 38 lok. 10
00-394, Warszawa, Pologne
Tel: +48 510 039 345

Amériques **SPIROL International Corporation**
30 Rock Avenue
Danielson, Connecticut 06239
États-Unis
Tel: +1 860 774 8571
Fax: +1 860 774 2048

SPIROL Shim Division
321 Remington Road
Stow, Ohio 44224 États-Unis
Tel: +1 330 920 3655
Fax: +1 330 920 3659

SPIROL Canada
3103 St. Etienne Boulevard
Windsor, Ontario N8W 5B1 Canada
Tel: +1 519 974 3334
Fax: +1 519 974 6550

SPIROL Mexique
Avenida Avante #250
Parque Industrial Avante Apodaca
Apodaca, N.L. 66607 Mexique
Tel: +52 81 8385 4390
Fax: +52 81 8385 4391

SPIROL Brésil
Rua Mafalda Barnabé Soliane, 134
Comercial Vitória Martini, Distrito
Industrial
CEP 13347-610, Indaiatuba, SP, Brésil
Tel: +55 19 3936 2701
Fax: +55 19 3936 7121

Asie Pacifique **SPIROL Asie**
1st Floor, Building 22, Plot D9, District D
No. 122 HeDan Road
Wai Gao Qiao Free Trade Zone
Shanghai, Chine 200131
Tel: +86 (0) 21 5046-1451
Fax: +86 (0) 21 5046-1540

SPIROL Corée
16th Floor, 396 Seocho-daero,
Seocho-gu, Seoul, 06619
Corée du Sud
Tel: +82 (0) 10 9429 1451

e-mail: info-fr@spirol.com



Goupilles élastiques spirales



Goupilles élastiques fendues



Goupilles pleines



Bague / douilles d'alignement



Entretoises & composants tubulaires roulés



Limiteurs de compression



Inserts filetés pour plastiques



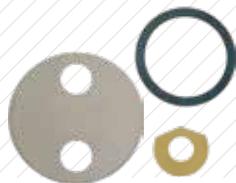
Écrous de rail



Rondelles ressort



Cales de précision & estampages de métaux



Rondelles de précision



Systèmes d'alimentation vibrants



Technologie d'installation des goupilles



Technologie d'installation des inserts filetés



Technologie d'installation des limiteurs de compression

Merci de consulter le site www.SPIROL.fr pour obtenir les spécifications et gammes standard actualisées.

SPIROL offre une assistance gratuite en matière d'ingénierie d'application. Nous vous aiderons à concevoir de nouveaux produits et à résoudre les problèmes et vous recommanderons des économies sur les produits existants. Laissez-nous vous aider en visitant **les Services d'ingénierie d'application** sur SPIROL.fr.