

# Note sur les garnitures en cuir des pistons hydrauliques

Autor(en): **Rosa, S.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes**

Band (Jahr): **14 (1888)**

Heft 7

PDF erstellt am: **13.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-14460>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

doux ; puis on pourra construire la digue. Un an et une saison de hautes eaux ayant passé, et les réparations nécessaires étant faites, on peut à bon droit espérer que la digue sera solidement fondée et que le but est rempli.

Bex, le 9 mai 1888.

### NOTE

SUR LES

### GARNITURES EN CUIR DES PISTONS HYDRAULIQUES

par S. ROSA, ingénieur.

(Planche N° 22.)

Quelquefois, les garnitures de pistons hydrauliques se détériorent promptement sans que rien au premier abord paraisse justifier une usure aussi rapide : comme ces pièces sont fort coûteuses il vaut la peine de chercher à se rendre compte, au moins approximativement, des conditions dans lesquelles elles travaillent.

1° *Forme des cuirs.* — La rupture ayant lieu le plus souvent au commencement de la courbure du cuir, il faut éviter les angles vifs et soutenir le mieux possible la manchette soit avec un anneau en cuivre appuyé par des tresses en chanvre bien suiffé (fig. 1 partie de gauche) ; soit de préférence en arrondissant le cuir en demi-cercle et en le remplissant entièrement avec une bague qui sera en bronze pour les petits diamètres et en fonte pour les grands (fig. 1 partie de droite).

La maison Kneller, à Cologne, livre de ces garnitures en gutta-percha à des prix très réduits, mais ayant eu l'occasion d'en essayer une, nous n'en avons pas été entièrement satisfaits.

Maintenant qu'on possède pour les peaux une colle très résistante, les Allemands fabriquent des manchons (fig. 2) dans lesquels les angles vifs n'influent pas sur la résistance : par sa forme même la manchette est bien encastrée dans son alvéole, et cette disposition, qui nous paraît devoir donner de bons résultats, permet d'employer des déchets de cuir à la formation du massif supérieur, ce qui donne lieu à une sérieuse économie.

2° *Efforts de tension et compression dans les fibres du cuir.* — Soit  $p$  la pression spécifique à l'intérieur du cylindre ;  $D$  le diamètre des surfaces cylindriques en contact du cuir et de la fonte : l'une de ces parties étant mobile nous admettons pour plus de généralité qu'il existe entre elles une pression spécifique  $p'$

$f$  coefficient de frottement ;

$h$  hauteur utile de la manchette ;

$e$  épaisseur radiale.

Faisons dans le cylindre et le cuir une section droite à la hauteur  $z$  (fig. 3) et considérons un élément compris entre deux plans radiaux faisant entre eux l'angle  $d\varphi$ . Le trapèze élémentaire a pour bases

$$B = \left(\frac{D}{2} + e\right) d\varphi; \quad b = \frac{D}{2} d\varphi \text{ et pour hauteur } e :$$

sa surface sera  $dA = \left(\frac{D+e}{2}\right) ed\varphi$ .

Cet élément est soumis, parallèlement à l'axe du cylindre, à une poussée uniformément répartie sur la surface, et dont l'intensité  $dT$  est proportionnelle à celle-ci.

$dT = p dA$  que nous pouvons admettre concentrée dans le

centre de gravité  $G$  lequel se trouve à une distance de la petite base

$$x = \left(\frac{b+2B}{b+B}\right) \frac{e}{3} = \frac{e}{6} \left[\frac{3D+4e}{D+e}\right]$$

3° La poussée radiale  $dQ$  sera  $dQ = Bdzp - b dzp'$  et le frottement dû à cet effort =  $f dQ$  :

Dans la section faite à la hauteur  $z$ , nous avons (appliqué selon la génératrice du cylindre qui passe par la moitié de  $b$ ) un effort

$$dF = \int_0^z f dQ = (Bp - bp') \cdot f \cdot z$$

qui augmente avec  $z$  ; les éléments les plus fatigués seront donc ceux situés à la partie supérieure, là où  $z = h$  ; dans cet endroit

$$dF = (Bp - bp') f \cdot h = f \frac{h}{2} [(D+2e)p - Dp'] d\varphi.$$

Cette force s'ajoute ou se retranche de  $dT$  suivant le sens du mouvement, mais comme elle est excentrée, elle tend en outre à faire tourner le trapèze élémentaire autour d'un axe  $XX$  situé dans son plan, passant par le centre de gravité et perpendiculaire à la ligne radiale menée dès ce centre à celui du cylindre.

4° *Plongeur ordinaire de presse ou d'ascenseur.* — Pour ces plongeurs qui marchent du bas en haut (fig. 3)  $dF$  s'ajoute à  $dT$  et la pression spécifique directe est alors

$$s = \frac{dF + dT}{dA} = p + \frac{f \cdot h [(D+2e)p - Dp']}{e(D+e)} \quad (1)$$

Le moment d'inertie du trapèze élémentaire par rapport à l'axe  $XX$  est

$$dJ = \frac{(B-b)^2 + 6Bb}{36(B+b)} \cdot e^3$$

et les modules de section  $\frac{dJ}{x}$  ;  $\frac{dJ}{e-x}$  pendant que le moment de la force extérieure  $dF$  par rapport au même axe est

$$dM = x dF = s \frac{dJ}{x} = S \frac{dJ}{e-x}$$

$s$  et  $S$  représentent respectivement la tension ou compression spécifique qui se produit dans les fibres extrêmes du cuir du côté de la petite base et de la grande.

Par substitution l'on obtient

$$s = \frac{x^2 dF}{dJ} = \frac{1}{2} \frac{(3D+4e)^2}{(D+e)e} \cdot \frac{f \cdot h [(D+2e)p - Dp']}{e^2 + \frac{3}{2} D^2 + 3De} \quad (2)$$

$$S = \frac{1}{2} \frac{(3D+4e)(3D+2e)}{(D+e)e} \cdot \frac{f \cdot h [(D+2e)p - Dp']}{e^2 + \frac{3}{2} D^2 + 3De} \quad (3)$$

La plus grande compression spécifique parallèlement à la génératrice sera alors, du côté de la petite base,

$$t = s + s = p + \frac{6fh[(D+2e)p - Dp'] [3e + 2D]}{e[2e^2 + 3D^2 + 6eD]} \quad (4)$$

et la plus petite, du côté de la grande base,

$$\theta = s - S = p - \frac{6fh[(D+2e)p - Dp'] [D+e]}{e[2e^2 + 3D^2 + 6eD]} \quad (5)$$

Pour ce cas  $\theta < t$ , mais le cuir est soumis en outre à une compression radiale dont l'intensité est

Fig. 1

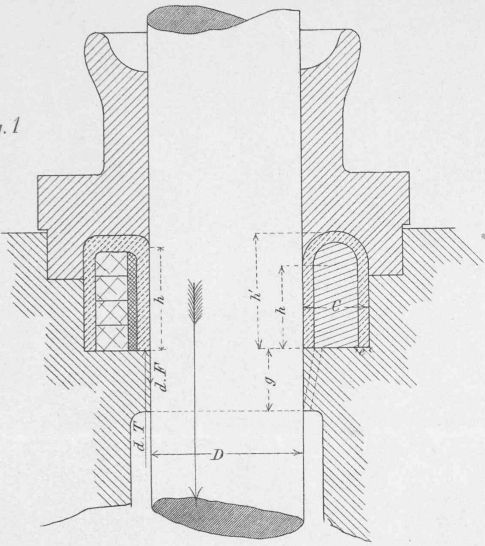


Fig. 2

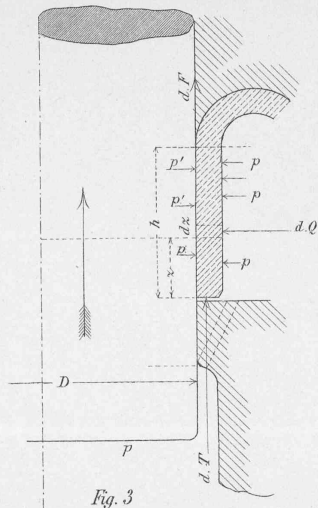
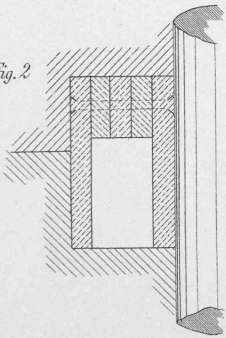


Fig. 3

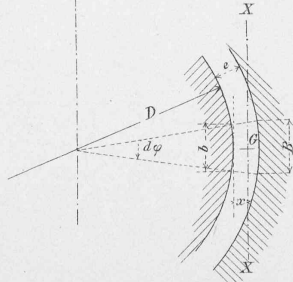
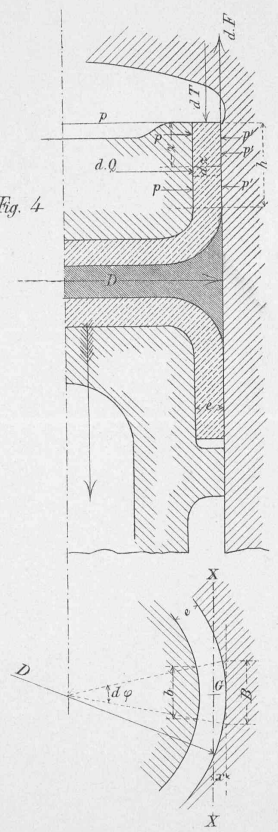


Fig. 4



Garnitures en cuir des pistons hydrauliques.

Seite / page

leer / vide /  
blank

$$\sigma = \frac{\left[\frac{D}{2} + e\right] h d\varphi p}{\frac{D}{2} h d\varphi} = p \left[\frac{D + 2e}{D}\right] \quad (6)$$

pour les éléments du côté de la petite base et  $\sigma' = p$  du côté de la grande : les fatigues résultantes seront alors

$$\sqrt{t^2 + \sigma^2}; \quad \sqrt{\theta^2 + \sigma'^2}$$

5° *Piston plongeur d'une pompe de presse, ou tige d'une machine à colonne d'eau* (fig. 1). — Les formules s'établissent comme précédemment en remarquant toutefois que  $dF$  agit en sens contraire de  $dT$ . Alors

$$\Sigma = \frac{dT - dF}{dA} = p - \frac{fh[(D + 2e)p - Dp']}{(D + e)e}$$

$$dM = x dF = s \frac{dJ}{e - x} = S \frac{dJ}{e - x}$$

d'où il résulte que la plus grande compression se trouve dans ce cas du côté de la grande base et la plus petite du côté de la petite.

En remplaçant

$$t = \Sigma - s = p - \frac{6fh[(D + 2e)p - Dp'] [3e + 2D]}{e[2e^2 + 3D^2 + 6eD]} \quad (7)$$

$$\theta = \Sigma + S = p + \frac{6fh[(D + 2e)p - Dp'] [D + e]}{e[2e^2 + 3D^2 + 6eD]} \quad (8)$$

$\theta > t$  et les valeurs  $\sigma\sigma'$  comme précédemment.

$\Sigma$  peut devenir négatif si  $dF > dT$ ; la manchette tendrait alors à suivre le piston, et si dans l'inégalité précédente nous remplaçons les deux membres par leurs valeurs, on trouve qu'il y aura tendance à l'entraînement toutes les fois que

$$fh > \frac{pe(D + e)}{(D + 2e)p - Dp'} \quad (9)$$

qui limite la valeur de  $h$ .

6° *Piston d'une machine à colonne d'eau*. —  $dF$  se retranche de  $dT$  et en se rapportant à la (fig. 4), on obtient facilement

$dT = \left(\frac{D}{2} - e\right) d\varphi \cdot e \cdot p$ : pour la section la plus fatiguée, à la distance  $h$  dès la tranche extérieure

$$dF = \left[\left(\frac{D}{2} - e\right) d\varphi h p - \frac{D}{2} d\varphi h p'\right] f = \frac{fh}{2} d\varphi \times \left[(D - 2e)p - Dp'\right]$$

$$\Sigma = \frac{dT - dF}{dA} = p - \frac{fh[(D - 2e)p - Dp']}{(D - e)e} \quad (10)$$

L'effort  $dF$  est appliqué à une distance de la grande base

$$x = \left(\frac{B + 2b}{B + b}\right) \frac{e}{3} = \left(\frac{3D - 4e}{D - e}\right) \frac{e}{6}$$

$$dM = x dF = s \frac{dJ}{e - x} = S \frac{dJ}{x}$$

d'où l'on tire :  $s = \frac{x(e - x)}{dJ} dF = \frac{(3D - 4e)(3D - 2e)}{(D - e)e}$

$$\times fh \frac{[(D - 2e)p - Dp']}{2e^2 + 3D^2 - 6eD} \quad (11)$$

$$S = \frac{x^2 dF}{dJ} = \frac{(3D - 4e)^2}{(D - e)e} \cdot fh \frac{[(D - 2e)p - Dp']}{2e^2 + 3D^2 - 6eD} \quad (12)$$

La plus grande compression totale, qui se trouve du côté de la petite base, aura pour valeur

$$t = \Sigma + s = p + \frac{6fh[(D - 2e)p - Dp'] [D - e]}{e[2e^2 + 3D^2 - 6eD]} \quad (13)$$

et l'autre  $\theta = \Sigma - s = p - \frac{6fh[(D - 2e)p - Dp'] [2D - 3e]}{e[2e^2 + 3D^2 - 6eD]} \quad (14)$

Compressions radiales  $\sigma = p$ ;  $\sigma' = p \frac{(D - 2e)}{D} \quad (15)$

Le cuir tendra à adhérer au cylindre et à rester en arrière toutes les fois que  $dF > dT$  ou encore

$$fh > \frac{(D - e)e p}{(D - 2e)p - Dp'} \quad (16)$$

Les formules qui précèdent permettent de calculer les tensions spécifiques qui se produisent dans le cuir pour les trois cas ordinaires, mais l'application numérique exige la connaissance de  $f$  et de  $p'$ .

7° *Coefficient de frottement*. — Jusqu'à ces dernières années la valeur de  $f$  a été assez incertaine.

Morin a trouvé pour cuir et fonte simplement mouillés d'eau . . . . .  $f = 0,36$   
 Surfaces mouillées, mais onctueuses. . . . . » 0,23  
 Surfaces graissées avec soin . . . . . » 0,15

Ces valeurs sont adoptées par Redtenbacher qui admet en outre pour cuir sur fonte ou bronze sans enduit . . . . . » 0,56

Dans son *Curso industrial*, M. Azofra, professeur à Valence (Espagne) fixe  $f$  comme suit :

a) Au démarrage, cuir sur fonte. . . . . » 0,25  
 » » » » enduit d'huile . . . . . » 0,21  
 b) Pendant le mouvement, cuir sur fonte . . . » 0,20  
 » » cuir sur fonte graissé  
 d'huile . . . . . » 0,18  
 Cuir sur fer bruni . . . . . » 0,20  
 » » » graissé d'huile . . . . . » 0,16  
 » » » avec plombagine et huile . . . » 0,12

Hütte, *Ingenieurs-Taschenbuch* pour surfaces graissées avec de l'huile ou du savon . . . . . » 0,12

Péchan, *Leitfaden des Maschinenbaues*, manchons de presse . . . . . » 0,25

Seckowski, *Etudes sur quelques organes de machines*. . . . . » 0,23

Rühlmann, *Allgemeine Maschinenlehre*. . . . . » 1/6

M. G. Marié, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, trouve des valeurs beaucoup plus basses, et qui semblent diminuer quand la pression augmente : par des expériences sur des cuirs ayant la forme et les proportions des manchettes de presse hydraulique il a trouvé

Pression	10	200	600 atm.
$f =$	0,0033 à 0,0049	— 0,0023 à 0,0038	— 0,0017 à 0,0025

Dans les cas les plus défavorables, mais cependant avec un bon graissage,  $f$  n'a jamais dépassé 0,005. Plus récemment, M. Göllner, professeur à Prague (*Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1886), a trouvé que  $f$  augmente avec la pression : en prenant pour abscisses les pressions et pour

ordonnées les valeurs correspondantes de  $f$  la courbe présente les caractères de l'hyperbole.

Il en déduit en moyenne

Pression	10	80	139 atm.
$f =$	0,064	0,075	0,076

Dans les calculs on peut donc adopter  $f = 0,08$  parce que si une presse est bien construite et bien entretenue, le piston sera lisse et régulièrement graissé.

8° *Pression  $p'$ .*

A notre connaissance, la valeur de  $p'$  n'a pas encore été déterminée expérimentalement, et nous ne voyons pas trop ni comment ni à l'aide de quels appareils elle pourrait l'être.

Tout nous porte à croire cependant que cette pression n'est pas zéro : la tige d'une presse à macaronis, d'un diamètre  $D = 250$  mm., était pourvue d'une garniture ayant une hauteur utile  $h = 25$  mm. et travaillait sous une pression de 400 atmosphères soit  $p = 4^k$  par  $\text{mm}^2$ ; l'épaisseur du cuir était  $e = 5$  mm.

Si dans les équations 7, 8 nous faisons  $p' = 0$  et  $f = 0,08$  on obtient  $\theta = +7^k26$ ;  $t = -2^k59$  : il y aurait donc traction dans les éléments de cuir situés du côté de la petite base du trapèze élémentaire; sa valeur se rapproche de la charge de rupture qui, d'après Redtenbacher, est  $2^k71$  pour le cuir de vache et  $2^k72$  pour le cuir blanc de cheval. — M. Cauthorn Unwin cite du cuir à courroie dont la résistance extrême était  $3^k5$ .

La manchette en question a cependant résisté plusieurs mois à un travail continu, ce qui paraîtrait dans une certaine mesure nous autoriser à admettre ou que  $p'$  n'est pas zéro ou que  $f$  est inférieur à la valeur adoptée.

Nous ne connaissons rien sur la résistance du cuir à la compression, mais il semble douteux que cette matière puisse supporter un effort de  $7^k26$  par  $\text{mm}^2$ .

Il est aussi possible que dans une presse très soigneusement entretenue (comme c'était le cas pour celle dont nous venons de parler) la valeur de  $f$  tende à diminuer sans cependant descendre aussi bas que les chiffres trouvés par M. Marié.

En prenant  $f = 0,005$  on obtiendrait  $\theta = 4^k20$  et  $t = +3^k59$  au lieu de  $-2^k59$  : différence 6,18 : on voit que  $f$  influe énormément et que pour la conservation des garnitures il y a avantage à ce que les surfaces frottantes soient polies autant qu'il est possible.

Considérant que, dans la détermination expérimentale de  $f$ , il a été tenu compte indirectement et dans une certaine mesure de la pression  $p'$ , il semble pouvoir se déduire de ce qui précède que : « Dans une presse en très bonnes conditions d'entretien et de construction, les cuirs résisteront lorsque, étant calculés par les formules précédentes dans lesquelles on aura fait  $p' = 0$  et  $f = 0,08$ , il résultera  $\theta < 7^k25$ ,  $t > (-2,59) < (+7,25)$ . »

9° La valeur de  $h$  influe aussi sur les tensions; cette hauteur paraît susceptible d'être quelque peu diminuée, pour un diamètre donné, lorsque la pression augmente : la fermeture n'en souffrira pas si la partie cylindrique de la manchette est soigneusement moulée. — Si dans l'exemple précédent on fait  $h = 20$  au lieu de 25 on trouve  $\theta = 6,61$  et  $t = -1,27$ .

Sous une pression de 400 atmosphères le tissu du cuir se resserre, et un manchon neuf de 5 mm. d'épaisseur n'en avait plus que 4 après quelques semaines de travail : la peau était

beaucoup plus raide et il est probable que l'augmentation de densité augmente dans une forte proportion la résistance.

10° Pour des pistons avec des diamètres  $D = 80$  à 500 mm. on a de bonnes dimensions en fixant une unité =  $U$  et adoptant les nombres proportionnels suivants —  $l$  course utile en millimètres (fig. 1).

$$\left. \begin{aligned} u &= 1 + \sqrt[4]{D}; h' = 7; c = 4 \text{ à } 4,2 \\ e &= 1; h = h' - \frac{c}{2}; g = 22U + \frac{l}{100} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

En Angleterre, les cuirs sont relativement plus minces et plus bas : si nous nous basons sur la formule de M. Welch, citée par M. Unwin, qui, avec le millimètre comme unité, est

$$\left. \begin{aligned} e &= 0,06763 D^{0,279} \\ \text{on aurait } h' &= c = 2,5e \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

et comme le manchon n'est pas arrondi en demi-cercle à la partie supérieure,  $h'$  représente à peu près la hauteur utile  $h$ .

Pour le cas du N° 8  $p' = 0$   $f = 0,08$   $D = 240$ ,  $p = 4$  on trouverait  $t = 0,69$ ;  $\theta = 5,57$ .

Enfin, toujours d'après Unwin, quelques industriels prétendent que jusqu'à 160 atmosphères le presse-étoupe à chanvre est préférable : nous avons constaté que pour des pressions jusqu'à 12 atmosphères cela est vrai.

D'un autre côté, une manchette de presse à huile crevée au coin à la hauteur  $h$  (fig. 1, partie gauche) sur un arc de près de 20 mm, ayant été remplie de tresses en chanvre très fortement suiffées et comprimées a travaillé encore six mois dans des conditions satisfaisantes : l'anneau en cuivre a été supprimé.

Berne, 30 juillet 1888.

## BIBLIOGRAPHIE

DEI PONTI GIREVOLI IN GENERALE E DI QUELLO RECENTEMENTE COSTRUITO PER L'ARSENALE DI TARANTO, par *Gaetano Crugnola*, ingénieur en chef. — Seconde édition. Turin. Camilla et Bertolero. Prix : 5 fr.

C'est un traité complet de la construction des ponts tournants, une monographie fort utile à consulter par tout ingénieur qui aurait à étudier un de ces ouvrages. L'exposition en est si claire que le lecteur français pourrait sans beaucoup de peine suivre au moins la marche des calculs, en attendant que les ouvrages de M. Crugnola trouvent le traducteur qu'ils méritent.

Après avoir classé les ponts tournants selon leur mode de suspension et selon leur matière, l'auteur traite du mécanisme moteur, puis consacre de nombreuses pages aux calculs de stabilité.

Des tables statistiques nous donnent les dimensions de 162 ponts tournants construits en Europe et en Amérique dans le courant de ce siècle, preuve nouvelle de l'étonnante érudition de l'auteur.

L'ouvrage se termine par une table du coût de 21 ponts tournants, suivie de trois planches relatives au pont de Tarante, splendide construction de 59<sup>m</sup>40 d'ouverture, et de deux planches affectées à divers détails sur d'autres ponts.

(*Rédaction.*)

NOTE. Le numéro prochain donnera la fin du travail de M. Ladame sur les chemins de fer funiculaires.