

Du calcul des boulons des brides d'une conduite forcée

Autor(en): **Tâche, Jules**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **52 (1926)**

Heft 15

PDF erstellt am: **20.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-40305>

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.

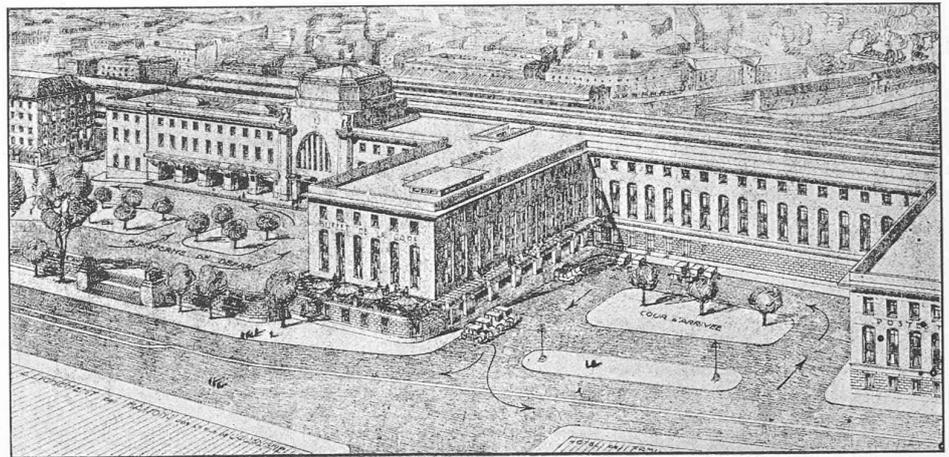
Haftungsausschluss

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.

II^e CONCOURS POUR LA GARE DE GENÈVE-CORNAVIN

Projet
de MM. J. et M. Camoletti, architectes,
à Genève.

Echelle du plan de situation (avec
variante de la plateforme) 1 : 2500.



Du calcul des boulons des brides d'une conduite forcée,

par JULES TÂCHE, ingénieur, à Vevey.

Dans l'article publié par M. L. Du Bois, ingénieur, dans le *Bulletin technique de la Suisse romande* du 30 janvier dernier, l'auteur considérant d'une part l'effort de serrage initial T d'un boulon et d'autre part l'effort $\frac{P}{n}$ sur un boulon provenant de la pression dans la conduite et tendant à écarter les deux brides, conclut que l'effort maximum dans le boulon sera celui des deux efforts qui est le plus grand, à l'exclusion de l'autre.

Nous nous proposons de démontrer que cette proposition est erronée et de rechercher les limites entre lesquelles peut varier l'effort sur un boulon.

Considérons par exemple un joint à « brides libres » fig. 1 de l'article cité ci-dessus, et supposons que les boulons aient été serrés chacun avec une tension initiale T .

Cet effort a eu pour effet d'allonger les boulons, de déformer les brides et de comprimer les épaulements des extrémités des tuyaux. Désignons par R l'effort qui applique les deux tuyaux l'un contre l'autre et que nous appellerons la pression au joint.

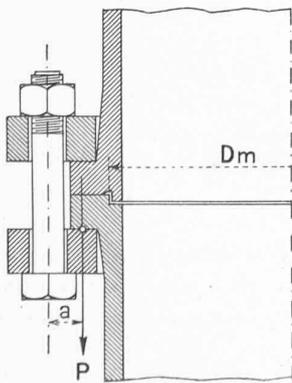


Fig. 1.

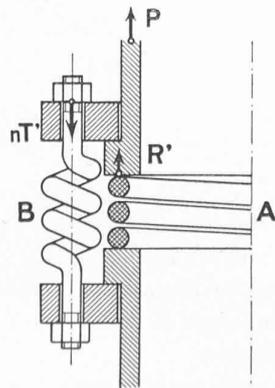
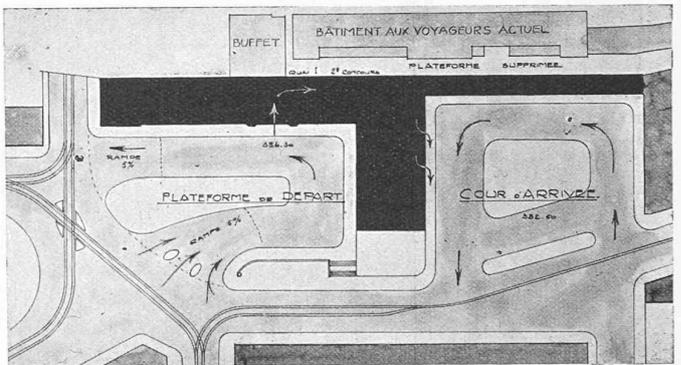


Fig. 2.



Si n est le nombre des boulons

$$R = nT.$$

Remarquons tout d'abord que pour que R diminue il est nécessaire que les boulons s'allongent, c'est-à-dire que la tension dans les boulons augmente.

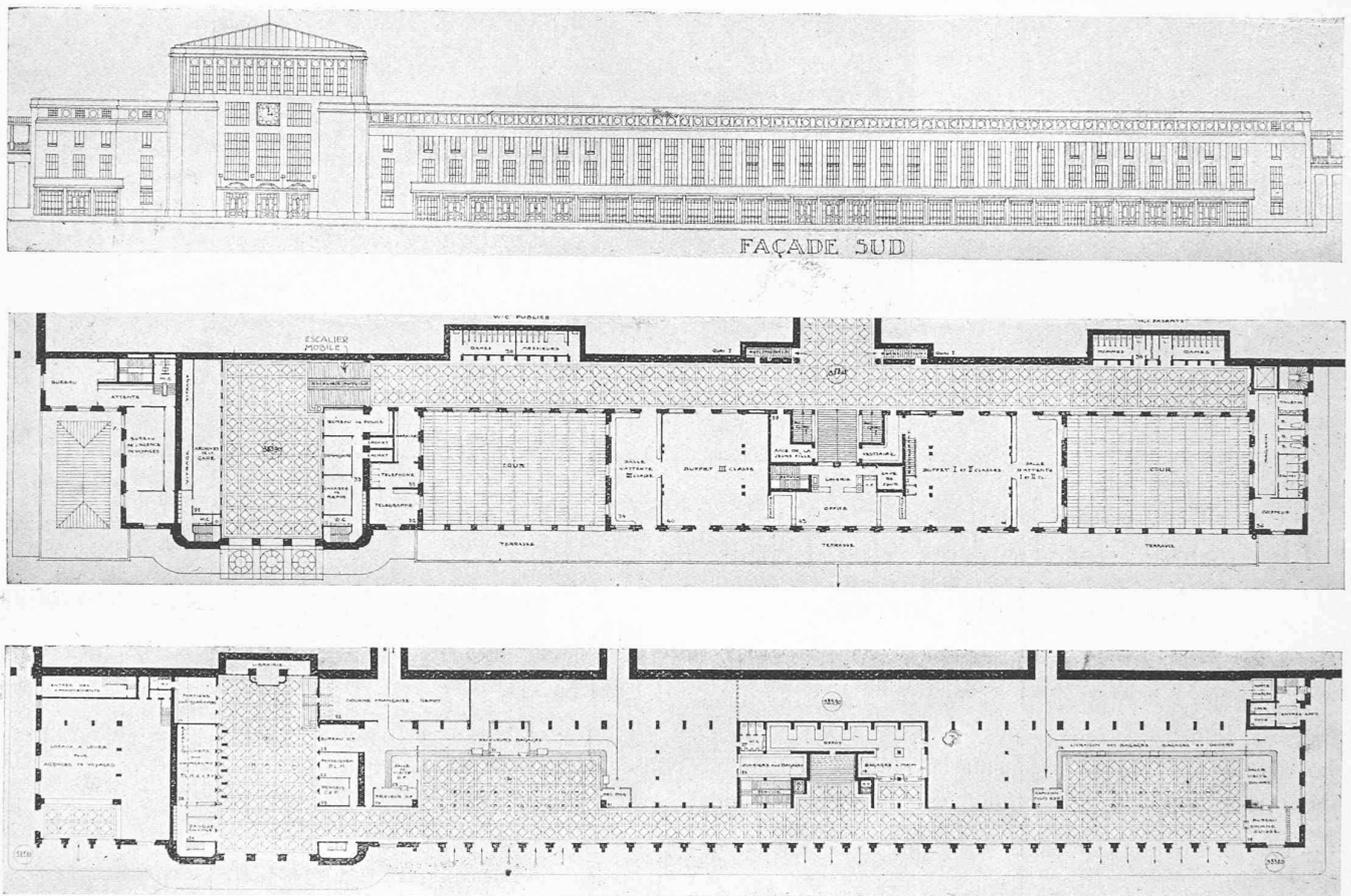
Mettons la conduite sous pression et admettons comme cas particulier que $P = nT$. D'après M. Du Bois l'effort dans un boulon serait encore $\frac{P}{n}$ or comme $\frac{P}{n} = T$ le boulon ne se serait pas allongé. Donc la pression au joint serait encore égale à R . Pour que le tuyau soit en équilibre il faudrait que la somme des efforts dans les boulons nT soit égale aux deux forces $P + R = 2nT$, ce qui est impossible.

Ceci établi, proposons-nous de rechercher dans quelle limite peut varier l'effort dans un boulon.

A cet effet, pour rendre plus apparentes les déformations des divers éléments du joint, nous nous servirons de ressorts comme l'indique la figure 2.

Le ressort de compression A sera choisi de façon que sa flèche soit k fois plus grande que la diminution de longueur des segments des deux tuyaux compris entre les brides, cette contraction provenant du serrage initial des boulons. Les n ressorts B auront une flèche k fois plus grande que l'allongement des boulons plus la flèche des brides. Toutes les déformations élastiques étant ainsi

II^e CONCOURS POUR LA GARE DE GENÈVE-CORNAVIN



5^e rang : projet « La Saume », de M. J. Peloux, architecte, à Genève. — Façade et plans au 1 : 1000.
Clichés de la *Schweizerische Bauzeitung*.

représentées par des ressorts, on a le droit de considérer tous les éléments de la figure, à l'exclusion des ressorts, comme des corps rigides.

Supposons que les ressorts *B* soient tendus chacun avec un effort *T*. Le ressort *A* se trouvera comprimé par un effort $nT = R$ qui n'est autre que la pression au joint dont j'ai parlé précédemment.

Si maintenant on fait agir la force *P* qui tend à écarter les deux tuyaux, on voit que l'équilibre est rompu pour un *P* si petit soit-il. Pour ramener l'équilibre des forces le ressort *A* doit se détendre et les ressorts *B* se tendre de façon à satisfaire à l'équation $nT' = R' + P$, où *T'* et *R'* désignent les tensions dans les ressorts lorsque *P* agit. On en conclut que

$$\begin{aligned} T' &> T \\ R' &< R \\ nT' &< R + P \end{aligned}$$

Tant que *A* reste comprimé on a donc

$$T < T' < \frac{R + P}{n}$$

A partir du moment où *A* se trouve détendu on aura

$$T' = \frac{P}{n}$$

Il me paraît intéressant de mettre ces résultats sous forme graphique. (Fig. 3.)

Portons sur l'axe des abscisses la force *P* et à la même échelle sur celui des ordonnées la force *nT'*.

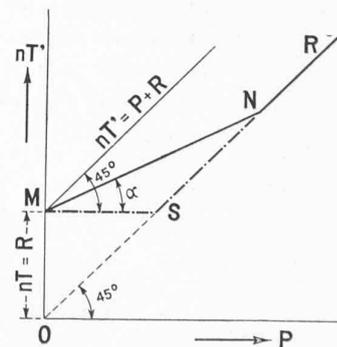


Fig. 3.

Il est facile de voir que si l'on admet que les forces et les flèches sont reliées entre elles par des fonctions linéaires, la fonction $nT' = f(P)$ sera aussi une fonction linéaire.

Tant que le ressort *A* reste comprimé on a vu que

$$nT < nT' < P + R$$

donc $f(P)$ sera représentée par la droite MN faisant avec l'axe des P un angle α plus grand que O mais plus petit que 45° . Le point N correspond à l'effort P pour lequel le ressort A est complètement détendu, c'est-à-dire qu'il y a simple contact entre les deux tuyaux, sans aucune compression. Si à partir du point N , P augmente encore, il se produit du jeu entre les deux surfaces des tuyaux qui étaient auparavant en contact et la fonction $f(P)$ est représentée par la droite NR , car $nT' = P$.

On remarque que dans la région MN le problème est statiquement indéterminé, car l'angle α dépend de l'élasticité des divers organes du joint ; tandis qu'à partir de N on a pour nT' une valeur statiquement déterminée qui est égale à P .

Pour résoudre complètement le problème, il nous reste à chercher la valeur de l'angle α .

Posons :

f_1 = allongement d'un boulon pour une traction de 1 kg. agissant sur ce boulon.

f_2 = la flèche des 2 brides pour un effort de n kg. sur chaque bride.

f_3 = diminution de longueur des 2 épaulements des tuyaux sous une compression de n kg.

F_A = flèche du ressort A .

F_B = flèche des ressorts B .

n = nombre de boulons.

Pour $P = O$ et pour une tension initiale dans les boulons de T nous aurons :

$$F_A = kf_3 \frac{R}{n} = kf_3 T$$

$$F_B = k(f_1 + f_2) T.$$

Ecrivons ces mêmes équations pour le point N

$$F'_B = k(f_1 + f_2) T'_N$$

$$F'_A = O$$

car à ce point le ressort A est complètement détendu. Or pour détendre totalement ce ressort, les ressorts B ont dû s'allonger d'une quantité égale à la flèche initiale du ressort A donc

$$F'_B = F_B + F_A$$

$$k(f_1 + f_2) T'_N = k(f_1 + f_2 + f_3) T$$

$$1) \quad \frac{T}{T'_N} = \frac{f_1 + f_2}{f_1 + f_2 + f_3}.$$

La tangente de l'angle α a pour expression :

$$tg\alpha = 1 - \frac{T}{T'_N}$$

en tenant compte de la relation 1) on a

$$2) \quad tg\alpha = \frac{f_3}{f_1 + f_2 + f_3}.$$

Connaissant le serrage initial des boulons on pourra calculer la $tg\alpha$ au moyen de la formule 2), ce qui permettra de construire le graphique représentant les efforts dans les boulons en fonction de la force qui tend à écarter les deux tuyaux.

Le problème est donc complètement résolu.

Comparaison entre les deux théories.

Selon la théorie de M. Du Bois, la fonction $nT' = f(P)$ serait représentée non pas par la ligne MNR mais par $MSNR$. Cela revient à dire que M. Du Bois admet que l'angle $\alpha = 0$, d'où $f_3 = 0$. Il néglige donc l'élasticité des épaulements des deux tuyaux.

L'erreur maximum que l'on pourra commettre en appliquant sa théorie se présentera au point S , lorsque le serrage initial des boulons nT est égal à l'effort P qui tend à écarter les deux tuyaux.

L'erreur relative aura pour expression :

$$\frac{nTtg\alpha}{nT} = \frac{f_3}{f_1 + f_2 + f_3}.$$

Elle sera d'autant plus grande que f_3 sera plus grand, c'est-à-dire que les épaulements des tuyaux seront plus élastiques.

Cette étude fait ressortir l'influence de l'élasticité des éléments compressibles du joint et il paraît logique de ne pas négliger *a priori* cette élasticité sans se rendre compte de l'erreur que l'on commet.

1^{re} Remarque. Bien entendu la théorie ci-dessus n'est applicable qu'aux brides qui peuvent se schématiser suivant la figure 2.

2^{me} Remarque. Au sujet de la force P qui tend à séparer deux tuyaux, il faut remarquer que dans une conduite forcée, P n'est pas nécessairement égal à $\frac{\pi D_m^2}{4} p$, mais

qu'il dépend, en premier lieu, du tracé de la conduite et de la répartition des massifs d'ancrage.

Par exemple dans une section de conduite rectiligne de diamètre constant, comprise entre deux massifs d'ancrage et possédant un joint de dilatation, il est évident que la force P est sensiblement nulle pour tous les joints de cette section de conduite.

Par contre, supposons une conduite forcée rectiligne qui ne serait ancrée qu'à sa partie supérieure ; l'effort P au joint voisin du massif d'ancrage serait égal à la composante du poids des tuyaux et de l'eau suivant l'axe de la conduite, déduction faite des frottements entre les tuyaux et leurs supports. Cet effort pourrait être dans ce cas de beaucoup supérieur à $\frac{\pi D_m^2}{4} p$, et il décroîtrait à mesure que l'on s'éloignerait du massif d'ancrage, soit à mesure que la pression dans la conduite augmenterait.

Ces deux exemples montrent que dans certains cas on peut commettre de graves erreurs en appliquant la formule $P = \frac{\pi D_m^2}{4} p$.

M. Du Bois auquel nous avons communiqué les objections de M. Tâche, nous a répondu ce qui suit :

Dans le calcul des brides de tuyaux, j'ai en effet indiqué que l'effort dû au serrage initial des boulons ne devait pas être ajouté à l'effort provenant de la pression intérieure,

et que c'était celui de ces deux efforts qui était le plus grand, qui était à considérer, à l'exclusion de l'autre. Voici l'explication de ce fait :

Faisons la petite expérience suivante : Prenons un peson à ressort muni d'un plateau *C* (fig. 1) et suspendons-le en un point fixe *A*.

Faisons descendre le plateau *C* en l'arrêtant aux butées fixes *B*, de manière à créer une tension du ressort de 10 kg. par exemple. Si maintenant, nous plaçons sur le plateau une charge plus petite que les 10 kg. de tension initiale, 5 kg. par exemple, cette charge supplémentaire va-t-elle s'ajouter aux 10 kg. de tension initiale et le peson va-t-il nous indiquer 10 + 5 soit 15 kg. ? Il est évident que non, et que ce n'est que lorsque la charge que l'on place sur le plateau sera plus grande que 10 kg. que le plateau commencera à descendre.

Supposons maintenant que dans un joint à brides libres (fig. 2) nous intercalions entre les têtes des boulons et la bride *B*, des ressorts *R* qui nous serviront de dynamomètres. La conduite n'étant pas sous pression, serrons

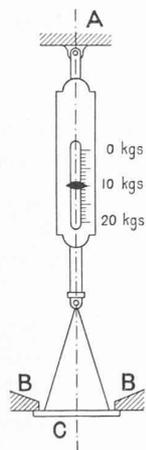


Fig. 1.

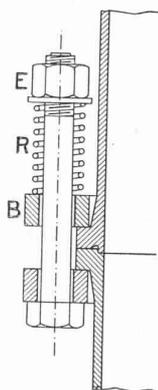


Fig. 2.

les écrous de manière à comprimer les ressorts *R* et à créer dans chaque boulon une tension initiale *T*.

Faisons ensuite agir la pression intérieure dans le tuyau de manière à produire l'effort total *P* qui tend à écarter les brides l'une de l'autre et qui se répartira sur les *n* boulons à raison de $\frac{P}{n}$ pour chaque boulon.

Tant que $\frac{P}{n}$ sera plus petit que *T* il est clair que nos ressorts-dynamomètres ne bougeront pas, ce n'est que lorsque $\frac{P}{n}$ sera plus grand que *T* que les ressorts commenceront à se comprimer. La tension *T* dans les boulons sera alors remplacée par la tension $\frac{P}{n}$. Jamais ces deux forces ne s'ajouteront.

Le raisonnement qui précède est exact, à condition de négliger l'élasticité des collerettes d'extrémité des tuyaux, comprimées au début par le serrage initial des boulons. Il s'agit de voir si l'erreur que l'on commet en négligeant

ce facteur est appréciable par rapport à l'élasticité des deux autres organes qui se déforment, c'est-à-dire les brides elles-mêmes et les boulons.

La déformation d'une bride, dans l'axe des boulons a pour expression :

$$\Delta'_r = \sigma \cdot \frac{aD}{hE}$$

D est le diamètre moyen de la bride et *E* le module d'élasticité, soit 2,000,000 kg.-cm² pour l'acier¹.

Pour σ il sera logique d'introduire la moyenne des valeurs trouvées dans la section des trous et dans la section pleine.

Si nous appliquons cette formule aux brides des tuyaux de Fully, type 165 atmosphères, nous aurons :

$\sigma = 1800$ kg.-cm² dans la section pleine. Dans la section des trous, nous avons obtenu aux 4 angles les valeurs suivantes : 3230, 1870, 1930 et 2540 ; la valeur moyenne de ces quatre chiffres est de 2400 kg.; et la moyenne de la première valeur (1800 kg.) et de cette dernière est alors de 2100 kg. Nous obtenons alors pour la déformation de la bride dans l'axe du boulon :

$$\Delta'_r = \frac{2100 \cdot 4,7 \cdot 73,5}{11 \cdot 2\,000\,000} = 0,33 \text{ mm,}$$

Pour l'allongement des boulons, nous aurons :

$$\text{Effort par boulon} = \frac{380\,000}{14} = 27\,100 \text{ kg.}$$

Diamètre des boulons = 59 mm.; section 27,3 cm².

$$\text{Fatigue} = \frac{27\,100}{27,3} = 995 \text{ kg.-cm}^2$$

Longueur utile = 240 mm.

$$\text{Allongement} = \frac{995 \cdot 24}{2\,000\,000} = 0,12 \text{ mm.}$$

Compression des collerettes en supposant que l'on exerce sur chaque boulon un serrage initial de 27.100 kg.

Section des collerettes :

Grand diamètre = 644 mm. Section = 3260 cm²

Petit diamètre = 500 » 1960

Différence = 1300 cm²

$$\text{Fatigue de compression} = \frac{380\,000}{1300} = 290 \text{ kg.-cm}^2.$$

Hauteur des deux collerettes ensemble = 123 mm.

$$\text{Compression} = \frac{290 \cdot 12,3}{2\,000\,000} = 0,018 \text{ mm.}$$

En résumé, nous avons comme déformation élastique assimilable à la compression des ressorts-dynamomètres de la fig. 2 :

Déformation des deux brides = 2 · 0,33 = 0,66 mm.

Allongement des boulons = 0,12

Soit au total = 0,78 mm.

La compression élastique des collerettes est de 0,018 mm. seulement. En la négligeant c'est donc une erreur relative de $\frac{0,018}{0,78}$ soit 2,3 % que nous avons commise ; elle est insignifiante.

¹ Lettres *a* et *h*, voir *Bulletin technique* du 30 janvier 1926, fig. 3.

Des calculs analogues effectués pour deux autres types de brides de la conduite de Fully nous ont donné :

Pour les brides type 38.5 atm. :

$$\begin{aligned} \text{Déformation des 2 brides} &= 2 \times 0,14 = 0,28 \text{ mm.} \\ \text{Allongement des boulons} &= 0,07 \text{ mm.} \\ \text{Ensemble} &= 0,35 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Compression des collerettes = 0,0055 mm.

$$\text{Erreur relative} = \frac{0,0055}{0,35} \text{ soit } 1,6 \text{ \%}.$$

Pour les brides type 30 atm. :

$$\begin{aligned} \text{Déformation des deux brides} &= 2 \times 0,28 = 0,56 \text{ mm.} \\ \text{Allongement des boulons} &= 0,043 \text{ »} \\ \text{Ensemble} &= 0,603 \text{ »} \end{aligned}$$

Compression des collerettes = 0,004 mm.

$$\text{Erreur relative} = \frac{0,004}{0,603} \text{ soit } 0,67 \text{ \%}.$$

Ces deux derniers exemples ne font donc que confirmer que l'erreur que l'on commet en négligeant l'élasticité des collerettes d'extrémité des tuyaux est insignifiante.

Il est bien entendu qu'il s'agit de joints à caoutchoucs ronds, autoclaves, comme par exemple ceux de la conduite de Fully, dans lesquels les caoutchoucs sont emprisonnés dans une rainure de section triangulaire et ne doivent pas être comprimés dans cette rainure.

Pour des brides-cornières à faces plates, entre lesquelles le caoutchouc doit être serré fortement au moyen des boulons, la question est différente, et dans ce cas, l'effort de serrage initial des boulons, ou tout au moins une fraction de celui-ci, difficile à apprécier, pourra s'ajouter aux efforts produits par la pression intérieure.

Quant à la deuxième remarque de M. Tâche, elle sort du cadre de mon travail. Elle se rapporte à l'étude complète d'une conduite hydraulique, de son système de montage, de ses points d'attache, etc.

Dans le cas cité par M. Tâche d'une conduite sans joints de dilatation, et ancrée à sa partie supérieure, on pourra en effet avoir un effort sur les boulons, plus grand que

$$\frac{\pi \cdot D_m^2}{4} p.$$

Mais, dans un cas pareil et surtout si la conduite est longue, on sera presque forcément amené à prévoir un massif de butée au point inférieur de la conduite.

L. DU BOIS.

La publication de cette petite controverse a été retardée par suite de la longue absence d'un des interlocuteurs.

Réd.

Durcissement superficiel des aciers par azoturation.

Dans le numéro du 1^{er} mai 1926 de la *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, M. le Dr Ad. Fry décrit le procédé de durcissement superficiel de certains aciers spéciaux par azoturation, procédé dont il est l'inventeur et qui fait l'objet du brevet allemand N° 386 510 en faveur de la Maison *Fried.*

Krupp. Ce durcissement par azoturation — contrairement aux procédés usuels de cémentation qui nécessitent une température élevée et une trempe à 850° environ — s'effectue au-dessous de 580° et sans trempe, d'où plusieurs avantages évidents découlant de l'absence des déformations et des tensions internes consécutives au chauffage à haute température et à la trempe. La dureté de la couche azoturée atteint 900 à 1000 unités *Brinell*, c'est-à-dire dépasse de beaucoup celle des aciers cémentés qui n'accusent guère une dureté supérieure à 630 unités *Brinell*. Il ne faut d'ailleurs pas en conclure que le nouveau procédé est propre à supplanter la cémentation dans toutes les circonstances; ils conserveront tous deux leur domaine d'emploi, les aciers cémentés étant caractérisés par leur aptitude à résister aux pressions très élevées, tandis que les aciers azoturés sont exempts de toute tendance à l'exfoliation et doués d'une très grande résistance à l'usure. Les caractéristiques mécaniques des aciers azoturés sont semblables à celles des aciers au chrome et au chrome-nickel. Ils peuvent supporter une pression superficielle atteignant 7000 kg/cm².

Les aciers destinés à l'azoturation peuvent être façonnés par laminage, forgeage, estampage, étirage, moulage, etc., mais au point de vue de la qualité de la couche azoturée, les pièces forgées sont supérieures aux pièces coulées. Les propriétés élastiques des aciers azoturés sont remarquables.

L'acier Freund.

L'acier « Freund » que, sur la foi d'un article de la *Zeitschrift des Oesterr. Ingenieur- und Architektenvereines*, nous avons, dans notre numéro du 19 juin, qualifié de « nouveauté » n'en est pas une, car ce n'est autre qu'un simple représentant (0,10 à 0,14% de carbone; 0,67 à 1,10% de silicium) de la classe des aciers au silicium dont les caractéristiques sont connues depuis quarante ans, et qui peut être fabriqué au four Martin, au four électrique et même au convertisseur Thomas tout aussi bien que dans le fameux four Bosshardt auquel on s'est plu à attribuer des vertus mystérieuses. Quant au rapport de la limite élastique, à la résistance à la rupture par traction, bien loin d'atteindre les 94% allégués par le journal autrichien, il n'est que de 69,5% en moyenne et de 81,1% au maximum, le minimum étant de 58,7%. Ces données sont empruntées à une note parue dans la *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure* du 19 juin 1926, résumant les résultats de très nombreux essais exécutés et interprétés avec une indiscutable rigueur. Les caractéristiques « moyennes » de l'acier Freund, relevées au cours des essais exécutés sur les produits laminés de six coulées au four Bosshardt sont : limite apparente d'élasticité : 35,8 kg/mm²; résistance à la traction : 51,6 kg/mm²; allongement : 27,9%; striction : 63,2%.

Session de Bâle de la Conférence Mondiale de l'énergie.

La session spéciale qui aura lieu à Bâle, en septembre prochain, aura à son ordre du jour les tractanda suivants :

A. Exploitation des forces hydrauliques et navigation intérieure. — B. Echange d'énergie électrique entre pays. — C. Rapports d'ordre économique entre l'énergie électrique d'origine hydraulique et l'énergie électrique d'origine thermique. — D. Application de l'électricité à l'agriculture. — E. Electrification des chemins de fer.

La limitation du programme technique permettra de traiter chaque question à fond et en détail. Chaque pays a été invité