

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 52 (1926)  
**Heft:** 3

**Artikel:** Note sur le calcul des brides des tuyaux en tôle  
**Autor:** Dubois, L.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-40259>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 19.02.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

favorables à la navigation, a été modifié avantageusement par un resserrement du fleuve.

La profondeur du chenal est maintenant, sur une largeur de 150 m., au moins de 4 m. à marée basse ordinaire, profondeur favorable pour la navigation.

F

Waal.

L'état du chenal du Waal était également peu favorable en 1908 : par suite des travaux d'amélioration exécutés entre temps, le Waal offre maintenant de très grandes facilités à la navigation.

Par des sondages effectués près du km. 41 (le point le moins bon d'après les plans), le Comité a pu constater que la profondeur minimum correspondante par rapport à l'étiage équivalent 1923, est de 3 m. 50, ce qui est largement suffisant pour la navigation rhénane.

G

Boven-Rijn.

Le Boven-Rijn ayant sur une largeur de 150 m. une profondeur d'au moins 4 m. au-dessous de l'étiage équivalent 1923, offre à la navigation des conditions très favorables.

Le Comité est d'avis que les voies de navigation néerlandaises ci-dessus mentionnées sont aménagées dans de très bonnes conditions et que les travaux exécutés par le « Rijkswaterstaat » pour l'amélioration ont donné des résultats tout à fait satisfaisants.

Signé : HEBEL (Président), MONTIGNY (Vice-Président), HEROLD, ICKES, SPIESS, DENIL, REED, PALLUCHINI, KÖNIG, STRICKLER, de l'ESPINASSE (Secrétaire).

Les rapports relatifs aux 5 autres secteurs paraîtront dans nos prochains numéros. Réd.

## Note sur le calcul des brides des tuyaux en tôle

par L. DU BOIS, ingénieur.

Considérations générales.

La jonction des tuyaux en tôle au moyen de brides et de boulons se fait presque exclusivement suivant les deux types de brides représentés par les fig. 1 et 2. Le premier type est celui dit à « brides libres ». Il s'emploie en général pour les tuyaux soudés à haute pression. Le second type, à « brides-cornières », est plutôt utilisé pour les tuyaux rivés et pour de plus faibles pressions.

On pourrait croire que le calcul exact d'organes si souvent employés dans les conduites hydrauliques, ainsi que dans les conduites de vapeur, d'air comprimé, etc., devrait être tout à fait connu. Mais ce n'est pas le cas. Les aide-mémoires ne renferment rien à ce sujet. Les seuls auteurs qui ont étudié cette question sont, à notre connaissance :

C. Bach dans ses « Maschinenelemente », page 734 de l'édition de 1901,

et plus récemment : R. Wiederkehr dans un article de la revue « Technik und Betrieb » du 5 août 1924.

Nous examinerons plus loin les résultats obtenus par ces deux auteurs.

Dans les notes qui suivent, nous avons cherché à établir des formules simples pour le calcul des brides. Ces formules sont établies au moyen d'un certain nombre d'hypothèses simplificatrices quant à la déformation des organes considérés. Elles n'ont pas la prétention de réaliser la solution complète et définitive du problème qui est assez complexe, mais fourniront néanmoins des résultats suffisamment exacts pour la plupart des cas qui se présentent dans la pratique.

*Données du problème :* La force qui tend à écarter les deux brides l'une de l'autre, que nous désignerons par la lettre  $P$ , a l'expression suivante :

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

Si  $D_m$  est le diamètre moyen au joint (fig. 1 et 2) exprimé en centimètres et  $p$  la pression intérieure en atmosphères,  $P$  sera alors exprimé en kilogrammes.

Cette force  $P$  est transmise aux boulons par l'intermédiaire des brides et celles-ci tendent à se déformer

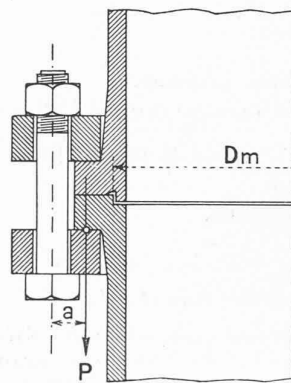


Fig. 1.

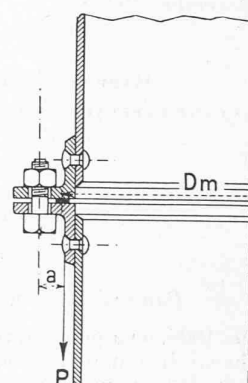


Fig. 2.

sous l'action du moment fléchissant  $P \cdot a$  (fig. 1 et 2) qui se répartit sur tout le pourtour de la bride.

Au sujet de la force  $P$ , il est nécessaire de faire remarquer que les tractions provoquées dans les boulons par le serrage initial des écrous, ne doivent en aucun cas s'ajouter à la force  $P$ , comme on serait tenté de l'admettre à première vue. Considérons par exemple le tuyau inférieur d'une conduite hydraulique, lors des essais : on l'obstrue au moyen d'un bouclier fixé par des boulons. Ces boulons sont serrés avant la mise en pression de la conduite, au moyen des écrous, qui déterminent dans chaque boulon une certaine tension  $T$ . Après quoi l'on remplit la conduite, ce qui produit sur le bouclier une poussée totale  $P$  laquelle se répartit sur les boulons à raison de  $\frac{P}{n}$  kgs par boulon, si  $n$  est le nombre de boulons.

A première vue, on a l'impression que l'effort total de traction qu'aura à supporter chaque boulon sera de  $\frac{P}{n} + T$ , mais il n'en est rien. Ce sera celui de ces deux efforts, qui est le plus grand, à l'exclusion de l'autre ;

et dans la règle, ce sera  $\frac{P}{n}$  et non pas  $T$  parce que la tension provoquée par le serrage initial des boulons doit être plus faible que  $\frac{P}{n}$ .

Il est bon de s'en rendre compte dans chaque cas, mais surtout avec les boulons de petites dimensions en calculant quelle est la traction maximum que l'on peut provoquer dans un boulon en serrant l'écrou au moyen d'une clef ayant une longueur déterminée. Il arrive souvent, lors du montage d'une conduite, que des ouvriers monteurs bien intentionnés, et croyant bien faire, adaptent des rallonges aux clefs, et par ce moyen, arrivent à faire sauter les boulons, surtout à la partie supérieure des conduites où les boulons sont petits en diamètre. C'est là une chose qui ne doit pas se produire.

Dans les calculs qui suivent, nous admettrons donc que la force qui tend à écarter les deux brides est toujours la force  $P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$  répartie également sur les  $n$  boulons à raison de  $\frac{P}{n}$  kgs par boulon.

Avant de passer au calcul même des brides, il faut encore examiner la question du bras de levier  $a$  (fig. 1 et 2) avec lequel la force  $P$  tend à déformer la bride.

Dans le type de bride libre (fig. 1) on serait tenté, à première vue d'admettre comme point d'application de la force  $P$ , le milieu de la surface d'appui de la bride contre la collerette d'extrémité du tuyau. Mais, si l'on regarde la chose de plus près, on reconnaîtra bien vite que, sous l'effet de la force  $P$ , la bride se déforme légèrement et que par conséquent, la pression spécifique sur la surface annulaire d'appui sera beaucoup plus forte à l'extérieur qu'à l'intérieur. On peut admettre avec vraisemblance que cette répartition des pressions spécifiques se fait suivant le graphique du croquis fig. 3 et que le point d'application de  $P$  peut alors être admis au tiers de la largeur  $C$ , du côté de l'extérieur. C'est ce que nous admettrons dans les calculs qui suivent. Mais on verra par quelques calculs numériques appliqués à des brides de dimensions courantes, que même dans cette hypothèse, on arrive souvent à des taux de fatigue dans la bride, très élevés. Cela signifie probablement que, dans ces cas, la déformation de la bride est encore plus prononcée que celle admise et que le point d'appui de  $P$  est repoussé à l'extérieur presque jusqu'au bord extérieur de la collerette d'appui. La pression spécifique sur les surfaces d'appui devient alors très élevée, il se produit un certain écrasement de la matière et il s'établit automatiquement une mince surface annulaire de contact, dans laquelle la pression spécifique est voisine du coefficient d'écrasement du métal.

On pourra toujours faire un second calcul en prenant pour  $a$  la plus petite valeur  $a'$  (fig. 3) ce qui diminuera la valeur du moment fléchissant et par conséquent les chiffres des fatigues dans la bride. Ces calculs donneront une indication sur les limites dans lesquelles pourront varier les chiffres des fatigues.

Mais il y a encore un autre facteur qui peut varier : c'est le point d'appui des écrous. Il n'est pas nécessairement placé dans l'axe des boulons. Lorsque la bride se déforme, l'écrou tend à appuyer vers l'intérieur, ce qui diminuera encore la valeur du bras de levier  $a$  et améliorera les conditions de travail de la bride. Par contre, cela créera dans le boulon des efforts de traction supplémentaires. Nous examinerons ce cas plus loin.

On voit donc d'emblée que, rien que dans les données qui serviront de base aux calculs, il y a un coefficient d'incertitude assez grand. Pour fixer les idées, nous

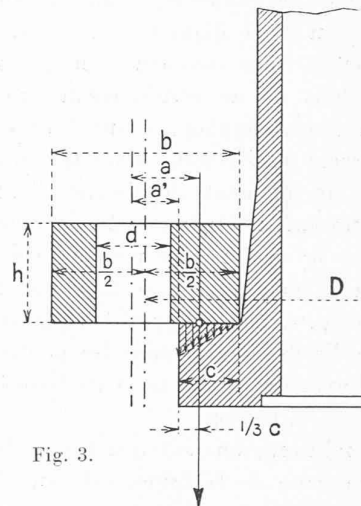


Fig. 3.

mentionnerons une bride d'un type courant, dont les caractéristiques sont les suivantes :

Cercle des axes des boulons, Diam. : = 740 mm.

Diam. extér. de la collerette = 690 »

» intér. » » = 636 »

Diam. du cercle d'appui moyen =  $\frac{690 + 636}{2} = 663$  mm.

La surface d'appui a donc une largeur de

$$\frac{690 - 636}{2} = 27 \text{ mm.}$$

Si l'on compte le bras de levier à partir du cercle moyen de la surface d'appui, on aura

$$a = \frac{740 - 663}{2} = 38,5 \text{ mm.}$$

et si on le compte à partir du cercle extérieur d'appui, on aura :

$$a' = \frac{740 - 690}{2} = 25 \text{ mm.}$$

On voit donc par là que suivant l'hypothèse que l'on fera quant à la position du point d'application de la force  $P$ , les résultats obtenus pour les fatigues dans la bride pourront varier dans ce cas, dans le rapport

$$\frac{25}{38,5} = \frac{1}{1,54}.$$

Dans ces conditions, et puisque les données mêmes du problème sont si incertaines, il serait prétentieux de

vouloir déterminer les fatigues, avec exactitude. Mais on pourra, en étudiant les cas extrêmes se rendre compte des limites entre lesquelles seront comprises ces fatigues.

Dans le cas de la bride-cornière, la valeur du bras de levier  $a$  est mieux déterminée, c'est celle indiquée sur la fig. 2.

#### Calcul des brides libres.

Il est bien entendu que nos calculs s'appliquent à des anneaux de section rectangulaire ayant les proportions que l'on a coutume d'appliquer dans les brides des tuyaux, c'est-à-dire dans lesquelles la largeur  $b$  est petite par rapport au diamètre. Pour des anneaux très larges et avec un petit diamètre intérieur, les calculs seraient différents. Nous commencerons par négliger les trous des boulons et ne considérerons que l'anneau plein, de section rectangulaire ayant  $b$  comme largeur,  $h$  comme épaisseur et  $D$  comme diamètre moyen (fig. 4).

Sous l'effet du moment fléchissant, l'anneau subit une petite déformation angulaire  $\Delta\alpha$ . Il paraît logique d'admettre que la section rectangulaire restera rectangulaire et que la déformation se fera suivant le tracé pointillé de la fig. 4. Cette hypothèse paraît tout aussi justifiée que celle de Navier pour les poutres soumises à la flexion, hypothèse qui a servi de base à la théorie de la résistance à la flexion.

Dans ces conditions, on voit que toutes les fibres de la surface supérieure de la bride, subiront des allongements; celles de la surface inférieure par contre, seront comprimées. Celles de la surface moyenne ne seront pas modifiées dans leur longueur. Il n'y a aucune raison pour que cette déformation crée des tensions radiales.

On voit, par l'examen de la fig. 4, que les déplacements radiaux de  $A$ ,  $B$ ,  $A_1$  et  $B_1$  sont peu différents les uns des autres, et diffèrent également peu du déplacement  $\Delta r$  au cercle moyen de diamètre  $D$ .

Admettons pour commencer, que ces déplacements soient bien égaux entre eux; alors il devient facile d'établir la formule donnant les fatigues dans la bride. Nous verrons ensuite de quelle manière on peut tenir compte des différences de déplacements aux points  $A$ ,  $B$ ,  $A_1$  et  $B_1$ , ainsi que des trous des boulons.

Dans un anneau travaillant dans les conditions d'une bride libre, il ne se produira donc que des efforts de

traction dans les fibres supérieures (fig. 4) et des efforts de compression dans les fibres inférieures, tous ces efforts étant dirigés dans le sens circonférenciel. Dans le sens radial, il ne se produit pas de tensions.

Pour établir la relation qui existe entre les forces extérieures et les tensions intérieures, nous n'aurons qu'à appliquer le principe des travaux virtuels.

Nous exprimerons tous les déplacements en fonction de  $\Delta r$ . Le déplacement de la force  $P$  est :  $\Delta r' = 2\Delta r \cdot \frac{a}{h}$ .

La répartition des tensions intérieures dans une section verticale sera celle indiquée dans la fig. 4 (à droite). Ces tensions intérieures peuvent se ramener à 2 forces  $R$  agissant symétriquement et éloignées l'une de l'autre d'une distance égale à  $\frac{2}{3}h$ .

Chaque force  $R$  aura pour expression :

$$R = \frac{\sigma \cdot h \cdot b}{4}$$

et le déplacement de ces forces sera de :

$$\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \Delta r$$

Nous n'avons maintenant qu'à poser l'égalité des travaux virtuels :

$$P \cdot \frac{2\Delta r \cdot a}{h} = \frac{\sigma h \cdot b}{4} \cdot \frac{4}{3} \pi \cdot \Delta r$$

$$P \cdot a = \sigma \cdot h^2 b \cdot \frac{\pi}{3}$$

et, en admettant par approximation  $\frac{\pi}{3} \approx 1$  nous obtenons pour  $\sigma$  l'expression très simple suivante :

$$(1) \quad \sigma = \frac{P \cdot a}{h^2 \cdot b}$$

C'est donc la valeur moyenne des fatigues dans la section pleine de la bride (entre les trous des boulons) sur les surfaces extérieures, ces fatigues étant, d'après les hypothèses que nous avons faites, les mêmes, sur les deux faces de l'anneau (tension en haut et compression en bas, fig. 4).

Si maintenant, nous voulons nous rendre compte des variations de la valeur de  $\sigma$  sur la largeur de la section, nous n'aurons, dans chaque cas déterminé, qu'à tracer une épure à grande échelle de la section de la bride; nous tracerons ensuite la section avec un petit angle de déplacement et nous mesurerons sur l'épure les valeurs  $\Delta r$ ,  $\Delta r_1$ ,  $\Delta r_2$ ,  $\Delta r_3$  et  $\Delta r_4$ . Ces déplacements radiaux sont à peu de choses près proportionnels à l'angle de déviation (pour de petits angles) de sorte que la grandeur de l'angle que l'on admet pour faire l'épure n'a pas d'importance puisqu'il ne s'agit que de déterminer des rapports.

Si  $\Delta r_1$  avait la valeur  $\Delta r \cdot \frac{D_1}{D}$  cela signifierait que l'allongement par unité de longueur au diamètre  $D_1$  à la partie supérieure de la bride est le même qu'au diamètre

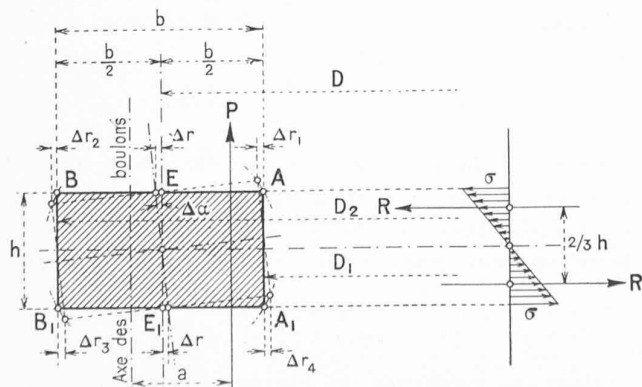


Fig. 4.

moyen  $D$  toujours à la partie supérieure de la bride. Cela signifierait en outre que la valeur de  $\sigma$  en  $A$  serait la même qu'au milieu en  $E$ .

Si ce n'est pas le cas, c'est-à-dire si  $\Delta r$ , n'a pas la valeur supposée ci-dessus, il n'y aura qu'à apporter au  $\sigma$  moyen obtenu par la formule (1) la correction nécessaire.

Nous donnerons plus loin quelques applications numériques de ces calculs.

On pourrait exprimer analytiquement la valeur des différents déplacements  $\Delta r$  en fonction du déplacement moyen, ou de l'angle de déviation, ce qui conduirait à des expressions assez compliquées.

Il nous paraît que le procédé graphique de l'épure est plus simple et plus expéditif, et bien suffisamment exact.

Pour tenir compte de l'affaiblissement de la section par les trous des boulons, on pourra obtenir une valeur moyenne de  $\sigma$  en mettant au lieu de  $b$ , la valeur  $b - d$  dans la formule (1).

Cette formule deviendra alors :

$$(2) \quad \sigma = \frac{P \cdot a}{h^2(b - d)}$$

C'est la même formule, quoique sous une forme un peu différente, que celle de l'ouvrage de C. Bach (Maschinenelemente, formule 516a, page 734 de l'édition de 1901).

A l'aide de cette valeur moyenne de  $\sigma$ , on déterminera les fatigues aux points  $A$ ,  $B$ ,  $A_1$  et  $B_1$  au moyen de l'épure comme il vient d'être expliqué plus haut.

Un exemple numérique fera mieux voir la manière de calculer ces brides. Nous choisirons le type des brides de la conduite de Fully à la partie inférieure (voir *Bulletin technique de la Suisse romande*, 1922, page 282).

La pression intérieure de service est de 165 atm. La section des brides n'est pas tout à fait rectangulaire comme celle que nous avons admise; les portées des collerettes d'appui sont coniques et non pas plates. Ceci a été fait dans le but de diminuer la longueur des boulons d'assemblage. Nous ne tiendrons pas compte des suppléments de tension que provoque dans la bride cette forme conique des surfaces d'appui, et nous admettrons pour ces brides la forme approchée et les dimensions du croquis fig. 5, afin de nous en tenir au type de bride que nous avons étudié, qui est le type le plus courant.

Nous aurons alors :

$$P = 165 \cdot \frac{\pi \cdot 54,2^2}{4} = 380.000 \text{ kgs.}$$

Fatigue moyenne dans la section pleine de la bride (entre les trous des boulons) :

$$\sigma = \frac{380.000 \cdot 4,7}{11^2 \cdot 12,5} = 1180 \text{ kgs/cm}^2.$$

Fatigue moyenne dans la section des trous.

$$\sigma = \frac{380.000 \cdot 4,7}{11^2 (12,5 - 6,7)} = 2550 \text{ kgs/cm}^2.$$

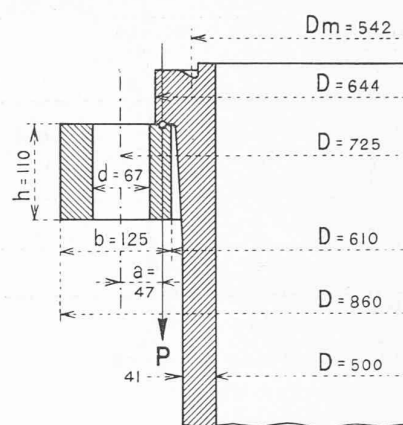


Fig. 5.

Cette dernière valeur paraît très élevée, mais il ne faut pas oublier ce que nous disions au début de ces notes sur l'incertitude des données du problème, surtout en ce qui concerne la vraie grandeur du bras de levier  $a$ , qui diminue dès que la bride se déforme un peu. En outre, il s'agit de tuyaux pour très haute pression, exécutés en acier spécialement résistant.

Pour nous rendre compte des fatigues aux points  $A$ ,  $B$ ,  $A_1$  et  $B_1$  nous traçons l'épure de la fig. 6 et mesurons les déplacements radiaux. Pour le point  $A$  par exemple, nous faisons le calcul suivant :

Si le déplacement en  $A$  était tel que l'allongement linéaire de la fibre intérieure soit le même (par unité de longueur) que celui de la fibre moyenne en  $E$  (7,2 mm., admis), nous devrions avoir :

$$\Delta r_1 = 7,2 \cdot \frac{610}{735} = 6 \text{ mm.}$$

Au lieu de cela, nous constatons par l'épure que le déplacement réel est de 7,6 mm. Il s'ensuit que la fatigue en ce point-là devra être augmentée dans le rapport  $\frac{7,6}{6}$ , nous aurons donc en ce point les fatigues suivantes :

$$\text{En section pleine : } \sigma = 1180 \cdot \frac{7,6}{6} = 1500 \text{ kgs/cm}^2.$$

$$\text{A la section des trous : } \sigma = 2550 \cdot \frac{7,6}{6} = 3230 \text{ »}$$

En faisant les mêmes calculs pour les autres points, nous obtenons les résultats suivants :

Point	Fatigues moyennes		Fatigues réelles		Genre de fatigue
	en section pleine	à la section des trous	en section pleine	à la section des trous	
A	1180	2550	1500	3230	Traction
B	»	»	987	1870	Traction
A <sub>1</sub>	»	»	1335	1930	Compression
B <sub>1</sub>	»	»	1015	2540	Compression



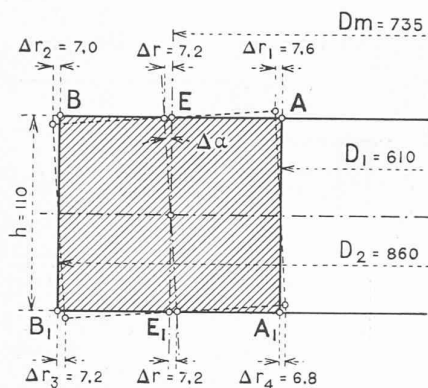


Fig. 6.

On voit que les plus gros efforts de traction se produisent en A et les plus gros efforts de compression en B<sub>1</sub> à la section des trous des boulons.

L'effort de traction en A est sensiblement plus élevé (environ 26 %) que l'effort de compression en B<sub>1</sub>.

On a donc dans ce cas pour les fatigues aux 4 points considérés les proportions suivantes par rapport aux fatigues moyennes :

en	A	B	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>
rapport =	1,27	0,835	1,13	0,86

Ces proportions ne sont pas des constantes ; elles varieront suivant les rapports des diamètres.

Comme second exemple numérique, nous choisirons encore dans les brides de la conduite de Fully, celles correspondant à la pression de 385 m. Le diamètre intérieur des tuyaux est ici de 0,60 m.

En effectuant les calculs de la même manière que dans l'exemple précédent, on arrive aux résultats suivants :

$$P = 124.000 \text{ kg.}$$

$$A = 33 \text{ mm.}$$

Fatigue moyenne en section pleine  $\sigma = 855 \text{ kg./cm}^2$   
 Fatigue moyenne à la section des trous  $\sigma = 1580$  »

Pour les fatigues aux quatre angles de la section on obtient le tableau suivant :

Point	En section pleine	A la section des trous	Genre de fatigue
A	985	1820	Traction
B	723	1330	»
A <sub>1</sub>	890	1650	Compression
B <sub>1</sub>	768	1420	»

Dans ce cas les rapports des fatigues obtenues aux quatre angles de la section, aux fatigues moyennes, sont les suivantes :

en	A	B	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>
rapport :	1,15	0,85	1,04	0,90.

C'est donc toujours en A que l'on arrive aux fatigues les plus fortes.

*Conclusions :* L'exemple caractéristique des brides de la conduite de Fully pour la pression de 165 atm., brides qui sont en service depuis 1915 et qui ont été essayées à l'usine avec des surpressions de 50 %, tend à montrer que les fatigues très élevées obtenues par nos calculs, ne sont pas atteintes réellement.

Une légère déformation des brides a pour effet de diminuer le bras de levier  $a$  et par suite la valeur des fatigues, ainsi que nous l'avons déjà exposé. C'est très probablement ce qui se produit. (A suivre.)

## Le Pont de Berne

par EDMOND WEBER, ingénieur, à Fribourg.

Dominé par les falaises verdoyantes de la Sarine et par les vieilles tours qui les couronnent, tel qu'il se présente à nos yeux ravis depuis le pont de Zähringen, notre pont couvert est un des plus beaux joyaux de notre Vieux-Fribourg. (Fig. 1.)

Sans s'en douter, nos ancêtres ont servi admirablement les vues toujours harmonieuses de la nature par un groupement fort heureux des vieilles maisons serrées du quartier de l'Auge. Le site incomparable dont le pont de Berne est le centre, constitue un tableau d'une extrême richesse de lignes et de coloris, qui est encore resté, comme par miracle, vierge de toute altération.

Témoin huit fois séculaire d'une époque héroïque, il évoque avec fierté et respect les luttes ardentes soutenues par nos ancêtres pour la conservation de leur patrimoine.

La vie de notre vieux pont était menacée. Lentement, sournoisement, les eaux avaient rongé à sa base le pilier en maçonnerie qui le supporte. Des ouvertures béantes laissant voir un mortier désagré, ne manquèrent pas d'inquiéter à juste titre nos édiles communaux. L'ancienneté de l'ouvrage, l'incertitude qui régnait sur la profondeur et la nature des fondations, engagèrent le Conseil communal, sagement inspiré, à entreprendre une réparation radicale du pilier jusqu'à sa base.

### I

Avant de poursuivre la description des travaux qui furent exécutés dans le courant de l'hiver dernier, nous croyons pouvoir intéresser le lecteur en donnant brièvement un aperçu historique sur les origines du pont de Berne.

Une courte visite aux Archives nous a permis de rassembler à ce sujet les quelques notes qui vont suivre.

Nous avons constaté une fois de plus combien fut heureux le choix du couvent des Augustins pour la garde de nos Archives cantonales et combien l'atmosphère de sérénité paisible et austère de ce cloître convient à l'étude de ces vieux manuscrits jaunis par le temps.

Nous éprouvons une certaine ivresse, faite de respect