

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 35/36 (1900)
Heft: 9

Artikel: Untersuchung der Knickfestigkeit von Kolbenstangen
Autor: Huguenin, G.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-21954>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 06.02.2025

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

Gegenteil noch harte Kämpfe abgesetzt, bis die technisch richtig und unparteiisch durchgearbeiteten Projekte zur Annahme gelangt sind.

Bei Reichenau-Ilanz wurde vom Kurort Flims und den dabei interessierten Kapitalisten versucht, die Führung der Linie über Flims zu erreichen und es war wiederum Herr *Holsboer* in Davos, der bis zu seinem Tode energisch für die sogen. Hotellerie und für diese Linie Stellung nahm. Die Linie hätte jedoch, wie der nachfolgenden Zusammenstellung zu entnehmen ist, nicht nur erhöhte Baukosten, sondern infolge der höchst ungünstigen Steigungsverhältnisse erheblich grössere Betriebsausgaben und somit höhere Steuern bedingt. Die bezügliche jährliche Mehrausgabe, welche das Bündner Oberland hätte tragen müssen, würde weit mehr als 100 000 Fr. erreicht haben. Das Oberland trat daher energisch für die sogen. untere oder Thallinie ein und ebenso die Betriebsdirektion der Rhätischen Bahn, die nach sehr eingehenden Berechnungen nicht nur zu viel ungünstigeren Betriebsergebnissen gelangte, sondern namentlich auch den Winterbetrieb in der in dieser Beziehung geradezu gefürchteten Gegend ob Flims für kaum durchführbar hielt. — Es wurden noch zwei weitere Varianten studiert, eine am rechten Rheinufer über Versam und eine vermittelnde über Con am linken Ufer des Rheins, die sich Flims etwas genähert, aber doch nicht die ganze Höhe erstiegen hätte. Es ergaben sich für die vier Projekte Reichenau-Ilanz folgende Verhältnisse:

	Längen in km			Sum. Steig. u. Fallen m	Kosten Fr.
	Effekt.	Virt.	Tarif		
1. Versamerlinie	21,4	38,4	29,9	376	6 200 000
2. Rheinlinie	19,2	19,3	19,3	117	4 314 000
3. Conlinie	23,1	55,7	39,4	590	5 800 000
4. Flimserlinie	24,9	88,9	56,9	890	5 500 000

Obschon nun die Anhänger der Flimserlinie, welche schliesslich allein noch der Thal- oder Rheinlinie gegenüber gestellt wurde, sich die grösste Mühe gaben, um ihrem Projekt zum Siege zu verhelfen, die Anlage einer Bahn in der Rheinsohle als sehr bedenklich bezeichneten und in- und ausländische Geologen zu Hilfe nahmen, nach deren Gutachten allerdings der Bau einer Bahn in der Rheinschlucht ein nahezu unmögliches Unterfangen sein würde, so entschieden die Behörden doch im Sinne der Techniker. Es konnte an Hand der schon früher erwähnten *Wellischen* Aufnahmen aus dem Jahre 1858 mit Leichtigkeit nachgewiesen werden, dass die gefürchteten Schutthalden, obschon für deren Sicherung und Bepflanzung nicht das Mindeste gethan wurde, in den mehr als 40 Jahren keine wesentlichen Veränderungen erlitten haben und dass sie daher nicht so gefährlich sein können. Das Bergsturzmaterial, in das sich der Rhein sein Bett gegraben hat, ist durchaus standfest und so ineinander verkittet und versintert, dass selbst an senkrechten Wänden, wie sie an der Versamerstrasse zu sehen sind, keine erheblichen Abwitterungen bemerkbar sind.

Bei der Verbindung *Thusis-Engadin* ist dem Albula von einflussreichen Interessenten der *Julier* gegenübergestellt und in Folge dessen eine nochmalige gründliche Untersuchung angeordnet worden, welche, wie nicht anders zu erwarten war, die früheren Annahmen in allen Teilen bestätigt und neuerdings dargethan hat, dass eine Julierbahn nicht nur beträchtlich grössere Kosten (7 Millionen) erfordern, sondern auch sonst noch mit erheblichen Nachteilen verbunden sein und namentlich den Anschluss einer Davoserbahn ungemein erschweren würde; es ist wohl hauptsächlich dieser letztere Umstand gewesen, welcher dem *Albula*, dem von der Natur vorgezeichneten, aber nicht gerade hoffähigen Passe, schliesslich zum Siege verholfen hat.

Auch die Firma *Holzmann* machte noch einen Versuch, das Geschäft in ihre Hand zu bekommen und reichte ein von ihr verfasstes Projekt ein, nach welchem die Ausführung der Albulabahn mit einer Maximalsteigung von nur 25 ‰ hätte erfolgen können. Die Offerte war aber vielfach verklausuliert und bestimmte u. a. einen erheblichen

Zuschlag (400 Fr.) für jeden Meter Tunnel, der mehr zur Ausführung kommen müsste, als im Projekt vorgesehen war. Im Projekt, welches angeblich in einem Bureau in Berlin auf Grund einer fünffachen Vergrösserung der topographischen Karte 1:50 000 entstanden sein soll, waren aber, obschon es sich beinahe durchweg Hunderte von Metern über der Thalsohle in ganz unwirtschaftlichen Gegenden bewegte, nur sehr wenig Tunneln vorgesehen. Die Herren überzeugten sich bei einer nachträglichen Begehung und Besichtigung des Terrains denn auch sofort von der Unmöglichkeit der Ausführung, die trotzdem eine Menge Anhänger gefunden hatte, und waren wahrscheinlich sehr froh, dass an massgebender Stelle nicht darauf eingetreten wurde. Die ganze Eingabe machte um so weniger Eindruck, als früher ausdrücklich erklärt worden war, diese Firma würde für ein kleineres Projekt nicht zu haben sein.

Alle Zwischenfälle, welche das Projekt noch durchzumachen hatte, können hier nicht wiedergegeben werden, dagegen dürfte es angezeigt sein, noch einige Worte über die sogen. *Orientbahn* zu verlieren, welche die Albulabahn durch eine Normalbahn ersetzen wollte und mit viel Eklat in Scene gesetzt wurde. Alt Fry Rhätien sollte aufwachen; in seinem, sowie im Interesse der ganzen Ostschweiz und des gesamten Vaterlandes sollte der schmalspurige Ausbau seines Netzes verhindert und an dessen Stelle eine normale Weltbahn, Chur-Thusis-Albula-Engadin-Ofenpass-Meran treten. Wie der dem ausführlichen Bericht beigegebenen Karte zu entnehmen ist, hätte der Verkehr nach dem fernen Osten im weiteren Verlaufe über die Pusterthalbahn geführt und von Bozen bis zu deren Anschlusspunkt in Franzensfeste somit die Brennerbahn, d. h. die Konkurrenzbahn benützen müssen. Abgesehen hievon zeigt nun aber eine genaue Vergleichung der Distanzen ab Sargans, einem Punkt, der für die *Orientbahn* noch zu günstig ist, wenn es sich um eine derartige Vergleichung des Weltverkehrs handelt, dass die Route:

Sargans-Buchs-Arlberg-Innsbruck-Franzensfeste eine Länge hat von (effektiv) 267,7 km

Sargans-Chur-Engadin-Bozen-Franzensfeste oder die *Orientbahn* dagegen eine solche von . . . 313,7 „

so dass die effektive Länge über die *Orientbahn* 46,0 km grösser ist als diejenige über den *Arlberg* bzw. die bestehenden Bahnen. Dazu kommt aber noch die viel bedeutendere Erhebung der *Orientbahn*, welche auf einer Länge von mehr als 62 km sich auf der Höhe von 1500 m über Meer oder noch darüber bis zu 1737,50 befinden würde und im Winter kaum zu allen Zeiten in vollkommen betriebsfähigem Zustand würde erhalten werden können.

Aehnlich verhält es sich mit den gerühmten Abkürzungen nach Venedig, indem für Zürich die *Gotthardbahn* einen Vorsprung von 8 km aufweist, wenn bei der *Orientbahn*routen all die in der Broschüre genannten Abkürzungen berücksichtigt werden, deren Ausführung aber kaum je erfolgen würde.

Es wird nicht notwendig sein, auf dieses phantasiervolle, in technischer Beziehung gut durchgearbeitete Projekt, dessen Kosten bei 133,75 km Länge und zwei Haupttunneln von 12 und 10,7 km Länge zu nur 98 Millionen Fr. veranschlagt waren, näher einzutreten, und es genügt hier wohl die Mitteilung, dass selbst in Bünden nur wenige die Sache ernst genommen, dagegen viele gefunden haben, es hätten die Kosten für die Projektverfassung im Betrag von etwa 100 000 Fr. leicht eine bessere Verwendung finden können. (Schluss folgt.)

Untersuchung der Knickfestigkeit von Kolbenstangen.¹⁾

Von G. Huguenin.

Die Wahl der Kolbenstangenstärke für eine gegebene Dampfmaschine hängt bekanntlich von einer grösseren Zahl

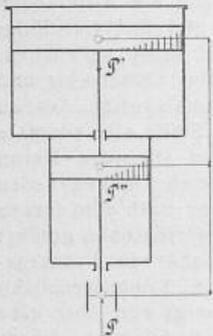
¹⁾ Anregung zu dieser Untersuchung verdanke ich meinem verehrten Lehrer, Herrn Prof. Stodola, dem ich hier meinen besten Dank ausspreche.

praktisch wichtiger Faktoren ab, immerhin ist die Nachrechnung der Knickfestigkeit der Stange unerlässlich, und es dient hiefür bei eincylindriger Maschine die Eulersche Formel:

$$P \cdot \sigma = \frac{\pi^2}{l^2} J \cdot E,$$

worin P die zur Knickung nötige Kraft, σ die Sicherheit gegen Knicken, E den Elasticitätsmodul des Materials, J das kleinste äquatoriale Trägheitsmoment des gefährlichen Querschnittes und l die Stangenlänge zwischen Kolben und Kreuzkopfmitte bedeutet. Man betrachtet die Stange als achsial belasteten Stab, dessen beide Enden in Richtung der Achse geführt, sonst aber frei beweglich sind. Dieselbe Berechnungsart ist auch für zweicylindrige Maschinen mit hintereinander liegenden Cylindern üblich, indem man bald die Stange auf die grösste knickende Kraft rechnet und überall gleich dick ausführt, bald den Dimensionen der Querschnitte bestimmte, wenig voneinander abweichende Verhältnisse zu Grunde legt, die den Kraftverhältnissen angepasst sind.

Fig. 1.



Betrachtet man jedoch die vom vordern Kolben zum Kreuzkopf reichende Strecke der Pleuellstange (Fig. 1), so erkennt man, dass hier die im Falle der Eincylindermaschine gegebenen Knickungsverhältnisse dadurch alteriert sein müssen, dass:

1. die Stange im Angriffspunkte von P' nochmals achsial geführt
2. dass sie in ihrer Verlängerung nochmals belastet ist.

Diese Umstände müssen auf die zur Knickung nötige Kraft von Einfluss sein, und es ist möglich (unter

Annahme gewisser Voraussetzungen), diesen Fall analytisch einfach zu untersuchen.

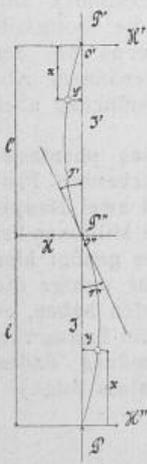
Wir beziehen die zu gewinnende Formel auf die Länge l der Pleuellstange vom Kreuzkopf zum vordern Pleuellbolben und schreiben die Beziehung für die zur Knickung nötige Kraft in der Form:

$$P = k \cdot \frac{\pi^2}{l^2} \cdot J \cdot E.$$

Dieses k , das im Falle eines einzelnen Cylinders = 1 ist, suchen wir nun den gegebenen Daten gemäss zu bestimmen.

Denken wir uns die Pleuellstange durch P' und P'' belastet, so wird ihre Achse die in Fig. 2 verzeichnete, einfache Form der elastischen Linie aufweisen, wenn wir bewegliche Stopfbüchsenpackungen annehmen, um einen rechnerisch einfachen Fall zu erhalten, was ja im Betriebe je nach Art und Alter der Packungen mehr oder weniger zutrifft. Andernfalls erhielten wir eine elastische Linie, die statt 1 Wendepunktes deren $2x + 1$ ergäbe (wo x = Anahl der Stopfbüchsen), was die analytische Behandlung gänzlich unermöglichen würde. Wir machen daher diese Annahme und denken uns die Stange nur im Befestigungspunkt vom Kreuzkopf und der beiden Pleuellbolben achsial geführt, sonst frei beweglich.

Fig. 2.



Die Gleichgewichtslage von Fig. 2 kann naturgemäss nur dann bestehen, wenn ausser den achsialen Kräften noch die horizontalen H' , H'' und H wirken, sodass offenbar die Gleichungen

$$P = P' + P'' \quad H = H' + H'' \quad (1)$$

und $H'l = Hl$ bestehen.

Nun kann man für jeden Querschnitt das Biegemoment bestimmen; es ist nach Fig. 2:

$$M' = P' \cdot y' + H' \cdot x'$$

$$M = P \cdot y - H'' \cdot x$$

und wir erhalten für die elastische Linie die zwei Differentialgleichungen:

$$-J \cdot E \frac{d^2 y'}{dx'^2} = P' \cdot y' + H' \cdot x' \quad (2)$$

$$-J \cdot E \frac{d^2 y}{dx^2} = P y - H'' \cdot x \quad (3)$$

Beim Integrieren dieser Gleichungen ist zu beachten, dass y verschwindet für $x = 0$ und $x = l$; ebenso ist $y' = 0$ für $x' = 0$ und $x' = l'$; ferner müssen im Punkte o'' die Neigungswinkel τ' , τ'' , der beiden elastischen Linien, mithin auch ihre trigon. Tangenten, d. h. die Ableitungen von y und y' nach x bez. x' übereinstimmen, d. h. es ist

$$\text{tg } \tau' = \left(\frac{dy'}{dx'} \right)_{x'=l'} = \text{tg } \tau'' = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=l}$$

$\text{tg } \tau'$ und $\text{tg } \tau''$ sind gleichen Zeichens gemäss den Annahmen, die wir für die Zählung unserer Koordinaten gemacht haben.

Zur Lösung der Differentialgleichung (2) machen wir die Substitution:

$$\zeta' = P' \cdot y' + H' \cdot x' = -J \cdot E \frac{d^2 y'}{dx'^2}$$

d. h. es ist:

$$y' = \frac{\zeta'}{P'} - \frac{H'}{P'} x'$$

Es wird also:

$$\frac{d^2 \zeta'}{dx'^2} = P' \frac{d^2 y'^2}{dx'^2} \quad \text{oder}$$

$$\zeta' = -\frac{J \cdot E}{P'} \cdot \frac{d^2 \zeta'}{dx'^2}$$

Setzen wir noch: $\frac{J \cdot E}{P'} = a'^2$, so ergibt sich:

$$\zeta' = C_1 \cdot \cos\left(\frac{x'}{a'}\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{x'}{a'}\right)$$

$$d. h. \quad y' = C_1 \cdot \cos\left(\frac{x'}{a'}\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{x'}{a'}\right) - \frac{H'}{P'} x'$$

$$\text{und} \quad \frac{dy'}{dx'} = -\frac{C_1}{a'} \sin\left(\frac{x'}{a'}\right) + \frac{C_2}{a'} \cos\left(\frac{x'}{a'}\right) - \frac{H'}{P'}$$

Die Konstanten C_1 und C_2 ergeben sich aus den Bedingungen

$$\begin{matrix} x'=0 & \text{und} & x'=l' \\ y'=0 & \text{und} & y'=0 \end{matrix}$$

$$\text{als:} \quad \begin{matrix} C_1 = 0 \\ C_2 = \frac{H'}{P'} \cdot l' \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{l'}{a'}\right)} \end{matrix} \quad (4)$$

Setzen wir nun die Konstanten in die Formel ein, so ergibt sich für $\frac{x'=l'}{y'=0}$

$$\text{tg } \tau' = \frac{H'}{a' \cdot P'} \cdot l' \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{l'}{a'}\right)} \cos\left(\frac{l'}{a'}\right) - \frac{H'}{P'}$$

$$\text{oder} \quad \text{tg } \tau' = \frac{H'}{P'} \left[\frac{l'}{a' \cdot \text{tg}\left(\frac{l'}{a'}\right)} - 1 \right]$$

Ganz analog

$$\text{tg } \tau'' = \frac{H''}{P} \left[1 - \frac{l}{a \cdot \text{tg}\left(\frac{l}{a}\right)} \right]$$

wobei $a^2 = \frac{J \cdot E}{P}$ zu setzen ist.

Nunmehr setzen wir die beiden $\text{tg } \tau$ einander gleich und erhalten:

$$\frac{H'}{P'} \left[\frac{l'}{a' \cdot \text{tg}\left(\frac{l'}{a'}\right)} - 1 \right] - \frac{H''}{P} \left[1 - \frac{l}{a \cdot \text{tg}\left(\frac{l}{a}\right)} \right] = 0$$

$$\text{oder:} \quad \frac{l'}{\sqrt{J \cdot P' \cdot E} \cdot \text{tg}\left(\frac{l'}{a'}\right)} - \frac{1}{P'} - \frac{H''}{P H'} + \frac{H'' l}{H' l'} = 0 \quad (5)$$

Aus dieser Gleichung sollten nun H' und H'' sowie mittelbar die Konstanten C und die absolute Grösse von y, y' , bestimmt werden. Allein nach Gl. (1) ist das Verhältnis $H'' : H'$ gleich dem Verhältnisse $l : l'$, und die eigentlichen Unbekannten fallen wie beim einfachen

Knickungsproblem aus der Gleichung heraus. Dies bedeutet, dass, sofern Gl. (5) erfüllt ist, die Grösse der Horizontalkräfte und die Durchbiegung unbestimmt bleiben. Man kann nun die linke Seite von (5) zum Verschwinden bringen durch passende Wahl, sei es von P' , sei es von P'' bei entsprechendem P , und hat mithin zwei Knickungs-Möglichkeiten. Diese Zweideutigkeit wird beseitigt, wenn man die Kräfte P' und P'' gleichmässig steigert, also ein festes Verhältnis zwischen denselben festsetzt. P ist stets die Summe von P' und P'' ; derjenige kleinste Wert von P , bei welchem Gl. (5) erfüllt ist, muss folgerichtig die „Knickkraft“ heissen; das Verhältnis der Knickkraft zur wirklich vorhandenen Kraft P giebt dann die *Sicherheit gegen Knicken* im üblichen Sinn.

Zur Berechnung der Knickkraft führen wir folgende Bezeichnungen ein:

Verhältnis der oberen Endkraft zur Gesamtkraft

$$\frac{P'}{P} = \alpha \tag{6^a}$$

Verhältnis des oberen Trägheitsmomentes zum unteren

$$\frac{J'}{J} = \beta \tag{6^b}$$

Verhältnis der oberen Länge zum unteren

$$\frac{l'}{l} = \gamma \tag{6^c}$$

Dies eingesetzt und die ganze Gleichung mit P multipliziert, ergibt:

$$\frac{\gamma}{\sqrt{\alpha \cdot \beta \cdot \frac{J \cdot E}{P \cdot P} \cdot \text{tg} \frac{\gamma}{\sqrt{\beta \cdot \frac{J E}{\alpha^2 P^2}}}}} - \frac{1 + \alpha \gamma}{\alpha} + \frac{\gamma}{\sqrt{\frac{J \cdot E}{P \cdot P} \cdot \text{tg} \frac{1}{\sqrt{\frac{J \cdot E}{P \cdot P}}}}} = 0$$

Nun setzen wir:

$$\frac{\gamma}{\sqrt{\alpha \cdot \beta}} = c, \quad \gamma \cdot \sqrt{\frac{\alpha}{\beta}} = c', \quad \frac{1 + \alpha \gamma}{\alpha} = A, \tag{7}$$

und

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{J \cdot E}{P \cdot P}}} = x \quad \text{oder} \quad P = x^2 \frac{J E}{l^2} \tag{7}$$

und erhalten:

$$\frac{c \cdot x}{(\text{tg} c' \cdot x)} - A + \frac{\gamma \cdot x}{\text{tg}(x)} = 0 \tag{8}$$

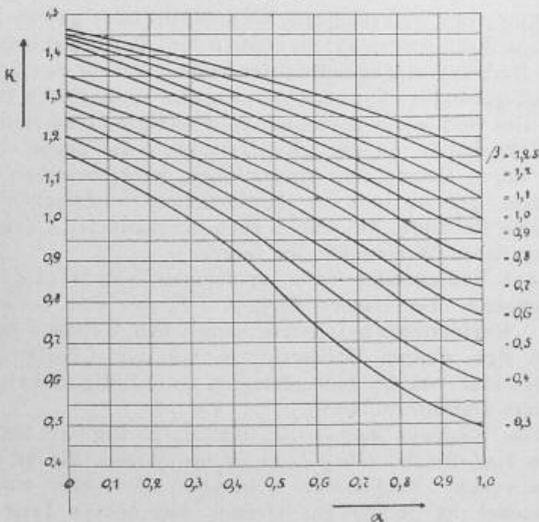
Wir berechnen hieraus x und erhalten sodann den Koeffizienten k der Formel:

$$P = k \frac{\pi^2}{l^2} J \cdot E$$

durch Vergleich mit Gl. (7) zu

$$k = \frac{x^2}{\pi^2} \tag{9}$$

Fig. 3.



Da in Gleichung (8) der Tangens d. h. eine periodische Funktion auftritt, erhalten wir eine unendliche Zahl von Wurzeln; wir berechnen davon die kleinste als die dem angenommenen Gleichgewichtszustand entsprechende.

In der graphischen Tabelle (Fig. 3) finden wir die auf diese Weise berechneten k als Funktion von α und β dargestellt. α kann naturgemäss variieren von 0 bis 1. Der genaue Wert wird besonders von dem Umstande abhängen, welcher von beiden Cylindern vorne angebracht ist. Die für 2-cylindrige Maschinen am häufigsten auftretenden Werte werden in der Nähe von $\alpha = 0,5$ liegen.

Aehnliches gilt für das Verhältnis β ; ein häufig vorkommender Wert wird die Einheit sein, d. h. die Stange erhält ihrer ganzen Länge nach gleichen Querschnitt.

Für alle diese Fälle findet man aus den vorliegenden Kurven sofort den dazugehörigen Wert von k , indem man auf der entsprechenden Kurve für β bis zur Abszisse α geht und die Ordinate k im angegebenen Masstabe direkt abmisst.

Aus Fig. 3 ergeben sich unmittelbar einige interessante Specialfälle für Stangen konstanten Querschnittes, d. h. $\beta = 1$.

Messen wir z. B. den Wert von k für $\alpha = 0$, so ergibt sich, dass für eine Stange von der Länge $2l$, die in der Mitte belastet und hier, sowie an beiden Enden in Richtung ihrer Achse geführt wird, die zur Knickung nötige Kraft P etwa 1,44, d. h. um etwa 50% grösser ist, als für die einfache Stange von der Länge l .

Es ergibt sich aus der Fig. 3 ebenfalls, dass für $\alpha = 1$, d. h. $P' = P$ und $\beta = 1$ der Wert von $k = 1$ wird, d. h. dass dann die Stange wie bei einer Eincylindermaschine beansprucht ist.

Auch die Berechnung anderer Specialfälle ergibt einen Beweis für die Richtigkeit unserer Zahlenwerte, die vielleicht manchem Dampfmaschinenkonstrukteur bei der Beurteilung praktischer Ausführungen willkommen sein werden.

Beispiel: Vertikale Schnelläufermaschine mit übereinander liegenden Cylindern (Tandemanordnung). Der Niederdruckcylinder liegt über dem Hochdruckcylinder, sodass nach unseren früheren Bezeichnungen folgende Kräfte wirken:

$$P' = 12000 \text{ kg} \quad P'' = 8000 \text{ kg}$$

$$P = 20000 \text{ kg.}$$

Es sind daher $\alpha = \frac{P'}{P} = 0,6$.

Die Länge l von Hochdruckkolbenmitte bis Kreuzkopfmittle betrage 850 mm und es sei $l = l'$.

Der Durchmesser des unteren Stückes der Kolbenstange α werde zu 80 mm, derjenige des oberen Stückes α' zu 60 mm angenommen. Es wird daher:

$$\beta = \frac{J'}{J} = \frac{36,6}{201,1} \approx 0,32.$$

Zu diesen Werten der Konstanten α und β ergibt sich nach Fig. 3 ein Wert von rd. 0,76 für die Konstante k , und es wird die «zur Knickung nötige Kraft»

$$P = k \cdot \pi^2 \frac{J E}{l^2} = \frac{0,76 \cdot 9,78 \cdot 201,1 \cdot 2 \cdot 10^6}{88 \cdot 85} \approx 400000 \text{ kg.}$$

Das wirklich wirkende P dagegen beträgt nur 20000 kg; wir erhalten also als *Sicherheit*

$$\sigma = \frac{400000}{20000} = 20.$$

Hätte man einfach P' mit P'' vereinigt, und als Knicklänge l angenommen, so wäre $k = 1$, und die Sicherheit hätte sich zu 26,4, d. h. um 32% zu gross ergeben.

Pont sur la Trême (Ct. de Fribourg).

1. *Considérations générales.* Le pont qui nous occupe se trouve sur le torrent de la Trême, route cantonale de Gruyères à Broc.

L'administration ne voulant absolument pas admettre, par mesure d'économie (!) un pont métallique, nous avons été amenés à projeter une construction en bois dont les pièces principales aient la plus grande durée possible et afin que les réparations courantes pussent être faites par les agents mêmes chargés de l'entretien ordinaire. Dans les ponts en bois, à ciel ouvert, on peut bien garantir, contre les intempéries, les poutres de rive (fermes) au moyen d'un