

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	79/80 (1922)
Heft:	10
Artikel:	Ueber Schwerkraftspannungen in Rohrleitungen von grossen Durchmessern und deren rationelle Konstruktion
Autor:	Karlsson, Karl I.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-38146

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: 18.02.2026

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

INHALT: Ueber Schwerkraftspannungen in Rohrleitungen von grossen Durchmessern und deren rationelle Konstruktion. — Einphasen-Lokomotiven Typ I-B-I+B-I der Ateliers de Sécheron, Genf, für die S. B. B. — Diplom-Arbeiten an den Architekten-Schule der E. T. H. — Zur Frage der Versteiften Balkenbrücke. — Miscellanea: Bewässerung der grossen Columbia-Ebene in den Vereinigten Staaten. Verband Deutscher

Elektrotechniker. Versuche mit 280 000 V an einer Kraftübertragungsleitung. XI. internationaler Wohnungs-Kongress in Rom. Der Schweizerische Verein von Gas- und Wasserfachmännern. — Nekrologie: F. Zuppinger-Spitzer. R. Winkler. — Konkurrenz: Entwürfe zu Telephonmasten. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein. — Stellenvermittlung.

Band 80. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 10.

Ueber Schwerkraftspannungen in Rohrleitungen von grossen Durchmessern und deren rationelle Konstruktion.

Von Ingenieur Karl I. Karlsson, Stockholm.

Obgleich Rohrleitungen von grossen Durchmessern auf dem Gebiete der Wasserkraftausnutzung bezüglich der Anlagekosten und der Betriebsicherheit eine wichtige Rolle spielen, fehlt es noch mancherorts an einer genauen Festigkeitsberechnung und einer aus der eingehenden Kenntnis der Spannungen hervorgegangenen Bauweise derselben. In der „Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architektenvereins“ hat zwar schon im Jahre 1910 Ingenieur Otto Fröhlich die Grundlagen einer genaueren Berechnung veröffentlicht. Noch früher waren in Schweden zwei Rohrleitungen im Bau, deren Berechnung in derselben Weise durchgeführt worden war. Die genauere Berechnung hatte außerdem zu einer neuen und, wie es dem Verfasser scheint, rationelleren Auflager-Konstruktion geführt, deren Art und Berechnung hier wiedergegeben werden soll.

Die Berechnungen gelten den Spannungen in der Rohrwand und gehen von den in ihr auftretenden Schubspannungen aus, die in dem als Balkenträger aufgefassten Rohre durch das Wassergewicht hervorgerufen werden. Unter der Voraussetzung, dass die Schubspannungen sich in der Weise über den Rohrquerschnitt (Rohrumfang) verteilen, wie sie sich aus den Gleichgewichtsgleichungen auf Grund linearer Dehnungen und Normalspannungen ergeben, werden die in einem Ringelement des Rohres auftretenden, von Schubspannungen und Wasserdruk hervorgerufenen Biegungsmomente berechnet. Weiter auf diese Grundlagen einzugehen wäre hier nicht angemessen; der Leser muss aus dem obgenannten Aufsatze Fröhlichs Ausführlicheres holen. Es sei hier nur das, bei dem ersten Anblick erstaunende Resultat erwähnt, dass weder das Eigengewicht des Rohrmantels noch das Wassergewicht bei vollständig gefülltem Rohr Biegungsmomente dieser Art hervorrufen.

Die neue Konstruktion des Auflagers geht von der Ueberlegung aus, dass, wenn übermässige lokale Spannungen in der dünnen Rohrwand vermieden werden sollen, das Rohr an den Stellen, wo es unterstützt ist, mit Verfestigungsringen von Trägerquerschnitt, in deren Steg die Auflagerkräfte angreifen, versenken werden muss. Die Spannungen in einem solchen Ringe, der in Abbildung 1 dargestellt ist, hängen nur von den Schubspannungen in dem benachbarten Querschnitte des Rohres und der Lage der Auflagerkräfte ab, und werden folglich, unter Verwendung der von Ingenieur Fröhlich gewählten und den in der Abbildung angegebenen Bezeichnungen, folgenderweise berechnet.

Die Schubkräfte pro Längeneinheit des Umfanges in einem Querschnitt des Rohres am Auflager sind nach der üblichen Theorie:

$$t = 2 \frac{Q}{2\pi r} \sin \psi = \frac{Q}{\pi r} \sin \psi \quad (0 < \psi < 2\pi) \quad (1)$$

Die statisch unbestimmten Schnittkräfte im Ringe A_0 , S_0 und M_0 , von denen die Querkraft S_0 wegen der Symmetrie gleich Null ist, werden mit Hilfe des Castiglia-

nischen Satzes gelöst. Es folgen, unter Vernachlässigung der Normal- und Schubkräfte, die Gleichungen:

$$\int_0^{\psi_0} M' \frac{\partial M'}{\partial A_0} R d\psi + \int_{\psi_0}^{\pi} M'' \frac{\partial M''}{\partial A_0} R d\psi = 0$$

$$\int_0^{\psi_0} M' \frac{\partial M'}{\partial M_0} R d\psi + \int_{\psi_0}^{\pi} M'' \frac{\partial M''}{\partial M_0} R d\psi = 0$$

Die Momente M' oberhalb und M'' unterhalb des Stützpunktes werden aus den Gleichgewichtsbedingungen des zwischen 0 und ψ ausgeschnittenen Ringstückes berechnet, und zwar nach Reduktion der Ausdrücke

$$M' = M_0 + A_0 R (1 - \cos \psi) + \frac{Q}{\pi} \left(\frac{1}{2} R \psi \sin \psi - r (1 - \cos \psi) \right)$$

$$M'' = M' + \frac{1}{2} Q R (\sin \psi_0 - \sin \psi) + H R (\cos \psi_0 - \cos \psi)$$

Durch Integration geht dann hervor:

$$A_0 = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{2} Q \left(2 \frac{r}{R} - \frac{1}{2} - \sin^2 \psi_0 \right) - H \left(\frac{1}{2} \sin 2\psi_0 + \pi - \psi_0 \right) \right]$$

$$M_0 = \frac{R}{\pi} \left[\frac{1}{2} Q \left(\frac{1}{2} + \sin^2 \psi_0 + \cos \psi_0 - (\pi - \psi_0) \sin \psi_0 \right) + H \left(\frac{1}{2} \sin 2\psi_0 - \sin \psi_0 + (\pi - \psi_0) (1 - \cos \psi_0) \right) \right]$$

und die allgemeinen Ausdrücke der Momente:

$$M' = \frac{R}{\pi} \left[\frac{1}{2} Q \left(\cos \psi_0 - (\pi - \psi_0) \sin \psi_0 + \psi \sin \psi + \left(\frac{1}{2} + \sin^2 \psi_0 \right) \cos \psi \right) - H \left(\sin \psi_0 + (\pi - \psi_0) \cos \psi_0 - (\pi - \psi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\psi_0) \cos \psi \right) \right] \quad (2a)$$

$$M'' = \frac{R}{\pi} \left[\frac{1}{2} Q \left(\cos \psi_0 + \psi_0 \sin \psi_0 - (\pi - \psi) \sin \psi + \left(\frac{1}{2} + \sin^2 \psi_0 \right) \cos \psi \right) - H \left(\sin \psi_0 - \psi_0 \cos \psi_0 + (\psi_0 - \frac{1}{2} \sin 2\psi_0) \cos \psi \right) \right] \quad (2b)$$

Es entsteht zunächst die Frage nach dem vorteilhaftesten Angriffspunkt und der Richtung der Auflagerkräfte d. b. der, die die kleinsten Momente im Ring ergeben. Eine allgemeine Lösung aus den Endgleichungen zu finden ist mir nicht gelungen wegen der verwickelten Form der Ausdrücke. Ich glaube jedoch mit $\psi_0 = \pi/2$ und $H = 0$ nicht sehr weit von den gesuchten Werten zu sein. Dann werden die Formeln der Momente

$$M' = \frac{Q R}{2\pi} \left(\psi \sin \psi + \frac{3}{2} \cos \psi - \frac{\pi}{2} \right)$$

$$M'' = - \frac{Q R}{2\pi} \left((\pi - \psi) \sin \psi - \frac{3}{2} \cos \psi - \frac{\pi}{2} \right) = - M'_{\pi-\psi}$$

Die Winkel ψ oder $\pi - \psi$, in denen der absolute Betrag der Momente einen Größtwert annehmen kann, erfüllen die Gleichung

$$\left(\frac{\partial M}{\partial \psi} \right) \alpha \cos \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha = 0,$$

deren Wurzel $\alpha = 0$ und $\alpha = 67^\circ$ 2' sind. Die zugehörigen Werte der Momente sind:

$$M'_{\psi=0} = - 0,0113 Q R = - M''_{\psi=180^\circ}$$

$$M'_{\psi=67^\circ} = + 0,015 Q R = - M''_{\psi=180^\circ - 67^\circ}$$

$$M_{\frac{\pi}{2}} \text{ ist Null,}$$

es ist folglich $0,015 Q R$ das grösste Moment im Ringe.

Später hat Ingenieur T. Hökerberg¹⁾ gezeigt, dass das Ausrücken der beiden Stützpunkte um je $0,04 R$ ausserhalb der lotrechten Tangenten des Schwerpunktsskreises die Momente herabdrückt auf den Wert

$$0,010 Q R.$$

¹⁾ Siehe Teknisk Tidskrift 1919.

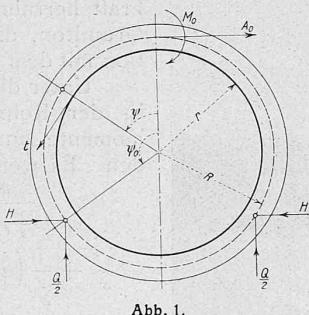


Abb. 1.

Die bei Oejebro zuerst gebaute Rohrleitung dieser Konstruktion hat einen Durchmesser von 2,25 m und den bescheidenen Stützenabstand von 8,0 m. Die Auflagerringe sind \square -Eisen NP 12, mit aufgenieteten Blechkonsolen, die vermittelst einfachen Rollenlagern auf einem Paar Betonpfiler der kleinsten Querschnitts ruhen. Zwischen den Stützen ist die Blechwand von 8 mm Stärke durch drei L -Eisen 65/200/10 verstiftet, die die von den Schubspannungen herrührenden Biegungsmomente bei Teilstücksfüllungen aufnehmen sollten.

Diese Biegungsmomente (die nicht von Fröhlich berechnet) sind am grössten bei halber Füllung und erreichen da einen Betrag¹⁾, der bei grossen Durchmessern dem Dimensionalgefühl unliebsam grosse Versteifungen fordert. Beobachtungen über die Steifigkeit, die eine dünne Rohrwand gegen punktweise angreifende Normalkräfte zeigt, und über die beträchtliche Weite, auf der sich die verstifende Wirkung von Querwänden erstreckt, führten auch zu

der Ueberzeugung, dass das bisher angenommene Spannungssystem bei dünnwandigen Rohren in einer grossen Menge wichtiger Fälle nicht genügt, sondern durch Überlagerung von anderen Spannungssystemen ergänzt werden muss. Versuche, die von den *Verkstaden in Kristinehamn* im Jahre 1911 vorgenommen wurden, anlässlich der Ausführung einer sehr grossen Rohrleitung bei Ljunga Werk (Durchmesser 5,0, Länge 2000 m), die mit der hier beschriebenen Auflagerkonstruktion gebaut wurde, ergaben auch, dass in weiten Grenzen der Spannweite und des Durchmessers, auch bei sehr kleiner Wandstärke, Versteifungsringe zwischen den Stützen weder wegen der Knickgefahr noch der Teilstücksfüllungsmomente und Ausbiegungen nötig sind.

Die in den Differentialgleichungen der Elastizitätstheorie steckende generelle Lösung wird dem Ingenieur vielleicht noch lange Zeit verborgen sein, trotz des Wunsches, die Spannungsverhältnisse für Neukonstruktionen und die Entwicklung vieler, für den Eisenbau wichtigen Konstruktionen, in denen gebogene Bleche wesentliche Elemente sind, rechnerisch festlegen zu können. In einem

Normalspannungen auf, wenn die Schubspannungen sich in derselben Weise verteilen, wie bei einem gebogenen Balken angenommen wird. Im Falle der Abbildung 4 gibt es keine Querkraft; die Belastung strebt dahin, die kreisrunde Form des Querschnittes in eine elliptische zu überführen. Die Deformation bedeutet, dass in der Wand tangentielle Verschiebungen entstehen gegenüber andern, durch Querwände oder Versteifungsringe starren Rohrquerschnitten; es müssen daher Schubspannungen auftreten. Diese Verschiebungen und Spannungen sind Null an den Enden der horizontalen und vertikalen Durchmesser und haben folglich zwischen diesen Punkten Grösswerte. Es liegt dann auf der Hand anzunehmen, dass diese Schubspannungen sich nach der Formel

$$\frac{dt}{dx} = a \gamma \frac{r}{2} \sin 2\alpha \quad (0 < \alpha < 2\pi) \quad (3)$$

verteilen, wo a ein bis weiterhin unbestimmter Koeffizient bleibt. In diesem übergelagerten Spannungssystem sind daher Kräfte und Spannungen eines Ringelementes, ohne jegliche Resultierende der Spannungen eines Rohrquerschnittes, im Gleichgewicht. Wenn man die wirklichen Spannungen durch eine Fouriersche Reihe ausdrücken könnte, wäre die von der Querkraft herrührende $\cos 2\alpha$ -Funktion mit dem Grundton, die übergelagerte $\sin 2\alpha$ -Funktion mit dem ersten Obertone zu vergleichen.

Unter dieser Annahme können jetzt die in der Rohrwand auftretenden Biegungsmomente und Normalkräfte berechnet werden. Es werden

$$\begin{aligned} \frac{M}{\frac{1}{2} \gamma r^3} &= \frac{2}{\pi} - \frac{1}{2} \sin 2\alpha + \\ &+ \frac{1}{2} \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) \cos 2\alpha + \frac{1}{6} \alpha \cos 4\alpha \quad (4) \\ \frac{N_0}{\frac{1}{2} \gamma r^3} &= \frac{\pi}{4} - \frac{2}{3} \alpha \end{aligned}$$

Die Grösswerte des Momentes treten bei denjenigen Werten des Winkels α auf, die der Gleichung

$$\sin \alpha \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2}{3} \alpha \cos 2\alpha - \frac{1}{2} \alpha \right) = 0$$

genügen. Zwei Wurzeln sind

$$\alpha = 0, \pi \text{ und } \alpha = \frac{\pi}{2}$$

Eine dritte kommt im Falle $N_0 > 0$ vor. Die Grösswerte des Momentes sind

$$\frac{M_0}{\frac{1}{2} \gamma r^3} = \frac{2}{\pi} - \frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{6} = -0,148778 + \frac{\alpha}{6}$$

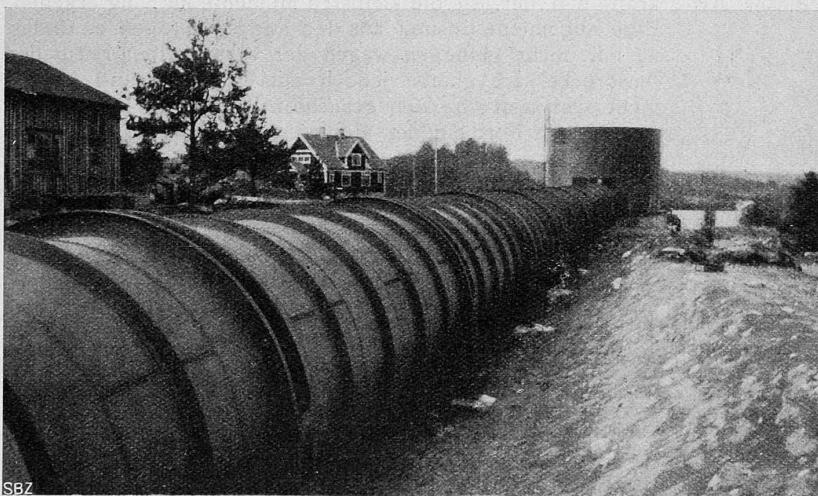


Abb. 8. Anlage Haby, erstellt 1914, Durchmesser 4,0 m, Wandstärke 6 mm, Stützweite 10,0 m.

besonderen Falle, der im folgenden behandelt wird, scheint jedoch auf elementarem Wege, unter Vernachlässigung der Kompatibilitäts-Bedingungen der Deformation, etwa wie einst die Normalspannungen im gebogenen Balken gerechnet wurden, eine angenehmere Berechnung der Span-

¹⁾ Indirekte, bei einem anderen Belastungsfalle, von Fröhlich angegeben.

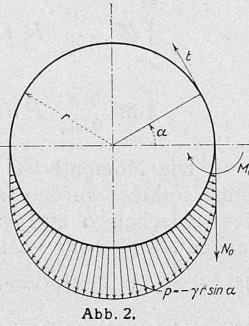


Abb. 2.

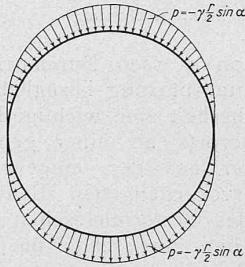


Abb. 3.

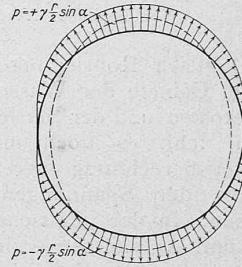


Abb. 4.

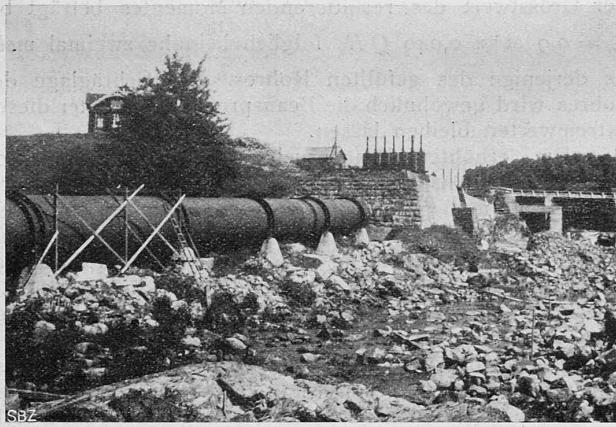


Abb. 6. Neubau einer alten Rohrleitung bei Kungsfors (1919).
Lichter Durchmesser 2,8 m, Wandstärke 8 mm, Stützweite 11,6 m.

$$\frac{M_{\pi/2}}{\frac{1}{2} \gamma r^3} = \frac{2}{\pi} - \frac{1}{2} - \frac{a}{6} = +0,136620 - \frac{a}{6}$$

Der dritte kann nur im Einzelfalle berechnet werden. Wenn vorläufig nur die beiden ersten berücksichtigt werden, sind die Beanspruchungen der Rohrwand am kleinsten, wenn a einen Wert annimmt, der die beiden Momente gleich macht. Der Wert ist

$$a = 3 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \right) = 0,856194$$

und gibt $N_0 = \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \frac{1}{2} \gamma r^2 = 0,2146 \cdot \frac{1}{2} \gamma r^2$
 $M_0 = M_{\pi/2} = \left(\frac{2}{\pi} - \frac{\pi}{8} - \frac{1}{4} \right) \frac{1}{2} \gamma r^3 = -0,00608 \cdot \frac{1}{2} \gamma r^3$

Der dritte Größtwert ist in diesem Falle 0,00576 (bei $a = 39^\circ 37'$), d. h. seine Vernachlässigung bei der obigen Bestimmung von a ist berechtigt.

Ob dieser Wert von a wirklich erreicht wird, auch bei den Voraussetzungen, die der Berechnung zu Grunde liegen, hängt von dem Verhältnis der Steifigkeit der Rohrwand zum Abstande der Querwände oder Versteifungsringe ab und kann nur schätzungsweise für jeden Einzelfall bestimmt werden. Bei genieteten Rohren unter kleinem Druck scheint nach der Erfahrung des Verfassers die Steifigkeit der Wand vernachlässigt werden zu können, auch bei bis heute ungewöhnlich grossen Stützenabständen. Von dem Ansatz aus, dass das Spannungssystem, das die kleinere Formänderungsarbeit ergibt, die grössere Wahrscheinlichkeit hat, könnte mit etwaiger Weitläufigkeit der Wert von a einwandfreier und von der Stützweite abhängig berechnet werden.

Die Weise, in der die Grenzbedingungen an den Rohrenden durch das übergelagerte Spannungssystem erfüllt werden, geht aus folgender Berechnung der axialen Normalspannungen und Dehnungen hervor (Blechdicke gleich Längeneinheit angenommen):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tau}{\partial x} &= a \gamma \frac{r}{2} \sin 2\alpha \\ \tau &= \frac{1}{2} a \gamma r x \sin 2\alpha - r A(a) \\ \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial \tau}{\partial a} &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} &= -a \gamma x \cos 2\alpha + b(a) \\ \sigma_x &= -\frac{1}{2} a \gamma x^2 \cos 2\alpha + x b(a) + c(a) \end{aligned}$$

Die Resultierende der Normalspannungen in einem Querschnitt des Rohres ist

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi} \sigma_x r da &= -\frac{1}{2} a \gamma r x^2 \int_0^{2\pi} \cos 2\alpha da + \\ &+ r x \int_0^{2\pi} b(a) da + r \int_0^{2\pi} c(a) da = 0 \end{aligned}$$

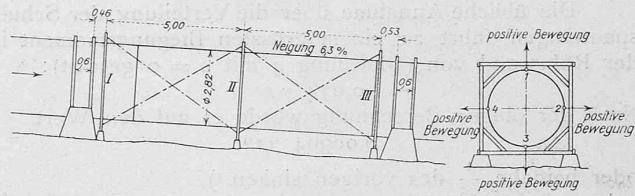


Abb. 5. Messung der Formänderungen an einer Rohrleitung bei Kungsfors zwischen Auflager 4 und 5 vom Einlauf gerechnet (s. Abb. 6).

Punkt	Rohr leer	Rohr halb gefüllt	Rohr voll
Rahmen I	0 mm	+ 0,6 mm	- 2,6 mm
	0	- 2,7	- 2,0
	0	+ 3,1	+ 2,4
	0	- 1,7	+ 0,6
Rahmen II	0	+ 0,4	- 3,3
	0	- 4,5	- 6,4
	0	+ 3,8	+ 2,1
	0	- 4,3	- 0,3
Rahmen III	0	+ 0,6	- 0,4
	0	- 2,7	- 3,3
	0	+ 3,4	+ 3,2
	0	- 1,7	0,0

Wenn $b(a)$ und $c(a)$ periodische Funktionen mit der Periode π/k sind, wo keine ganze Zahl ist, so sind auch die beiden letzten Integrale gleich 0, auch im Falle dass die Integration auf die Hälfte des Umfanges beschränkt wird.

Die axialen Verschiebungen sind:

$$\begin{aligned} \Delta x &= \int \frac{\sigma_x}{E} dx = \\ &= \frac{x}{E} \left[-\frac{1}{6} a \gamma x^2 \cos 2\alpha + \frac{1}{2} x b(a) + c(a) \right] \end{aligned}$$

Wird der Anfangspunkt in die Rohrmitte verlegt, so ist $x = 0$ und $\tau = 0$, folglich $\Delta(a) = 0$ und $b(a) = 0$, wodurch

$$\tau = \frac{1}{2} a \gamma r x \sin 2\alpha$$

$$\sigma_x = -\frac{1}{2} a \gamma x^2 \cos 2\alpha + c(a)$$

$$\Delta x = \frac{x}{E} \left(-\frac{1}{6} a \gamma x^2 \cos 2\alpha + c(a) \right)$$

Die Randbedingungen bei freien Rohrenden sind:

$$x = \pm l \quad \sigma_x = 0$$

$$c(a) = \frac{1}{2} a \gamma l^2 \cos 2\alpha$$

$$\sigma_x = \frac{1}{2} a \gamma (l^2 - x^2) \cos 2\alpha$$

$$\Delta x = \frac{1}{2} a \gamma \frac{x}{E} \left(l^2 - \frac{x^2}{3} \right) \cos 2\alpha \quad (5a)$$

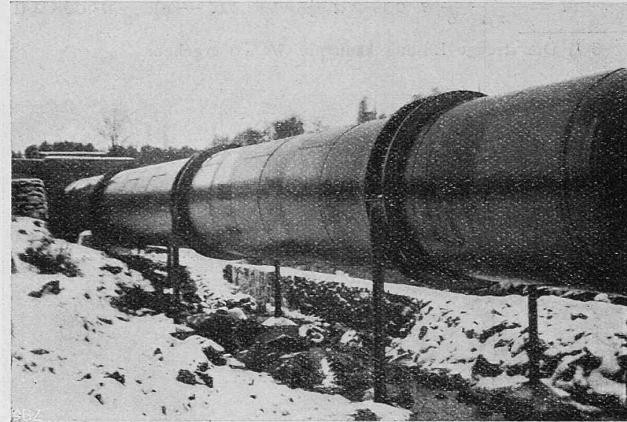


Abb. 7. Neue Rohrleitung der Anlage Kungsfors (1921).
Lichter Durchmesser 3,3 m, Wandstärke 6 bis 8 mm, Stützweite 12,5 m.

Läuft das Rohr gleichmässig über mehrere Stützen, so ist:

$$x = \pm l \quad \Delta x = 0$$

$$c(a) = \frac{1}{6} a \gamma l^2 \cos 2\alpha$$

$$\sigma_x = \frac{1}{2} a \gamma \left(\frac{l^2}{3} - x^2 \right) \cos 2\alpha \quad (5b)$$

$$\Delta x = \frac{1}{6} a \gamma \frac{x}{E} (l^2 - x^2) \cos 2\alpha$$

Die übliche Annahme über die Verteilung der Schubspannungen führt zu einem grössten Biegmomment in der Rohrwand von (Gleichung 4 mit $a = 0$ gesetzt):

$$0,074 \gamma r^3$$

Nach der obigen Berechnung würde es auf den Wert

$$0,00304 \gamma r^3$$

oder beinahe $\frac{1}{25}$ des vorigen sinken.¹⁾

Die lineare Verteilung der Normalspannungen über den Rohrquerschnitt

$$\sigma_x' = \begin{cases} \frac{1}{4} \gamma (l^2 - x^2) \sin \alpha \\ \frac{1}{4} \gamma \left(\frac{l^3}{3} - x^3 \right) \sin \alpha \end{cases}$$

geht durch Hinzufügung der Spannungen (5a) bzw. (5b) in die folgende über

$$\sigma_x'' = \begin{cases} \frac{1}{4} \gamma (l^2 - x^2) (\sin \alpha + 2 \alpha \cos 2\alpha) & (6a) \\ \frac{1}{4} \gamma \left(\frac{l^2}{3} - x^2 \right) (\sin \alpha + 2 \alpha \cos 2\alpha) & (6b) \end{cases}$$

Grösstwerte treten auf bei $\alpha = \pm \frac{\pi}{2}$ und $\sin \alpha = \frac{1}{8a}$, deren Beträge sind

$$\text{Max } \sigma_x'' = \left\{ \begin{array}{l} -(2a \pm l_1) \\ +(2a \pm \frac{1}{16a}) \end{array} \right\} \times \text{Max } \sigma_x'$$

Der absolute Betrag der grössten Normalspannung bei halber Füllung erhöht sich folglich auf $\frac{2a+1}{2} = 1,36$ desjenigen, der bei gefülltem Rohr entsteht.

Die Formel der Schubkräfte am Auflager wird

$$t = -\frac{Q}{2\pi r} (\cos \alpha - \alpha \sin 2\alpha) \quad (0 < \alpha < 2\pi) \quad (7)$$

deren Grösstwerte bei denjenigen Werten von α auftreten, die der Gleichung

$$4\alpha \sin^2 \alpha - \sin \alpha - 2\alpha = 0$$

genügen. Diese Werte sind

$$\alpha_1 = +58^\circ 40' \text{ und } \alpha_2 = -34^\circ 10'$$

und deren Spannungen

$$t_1 = +0,239 \frac{Q}{2\pi r} \quad t_2 = -1,619 \frac{Q}{2\pi r}$$

Die grösste Schubspannung beträgt folglich nur 0,81 derjenigen des gefüllten Rohres.

Das überlagerte Spannungssystem (3) ruft auch Biegmomente in den Stützringen hervor, die ihren Ausdruck im letzten Glied der Gleichung (4) finden, bis auf eine Verbesserung für den grösseren Radius des Ringes gegenüber dem Rohre, und zwar

$$-M = \frac{Qr}{2\pi} \frac{1}{6} \alpha \cos 2\alpha + \frac{2Q}{\pi} (R-r) \frac{1}{6} \alpha \cos 2\alpha$$

¹⁾ Die strenge Lösung kann nie $M \equiv 0$ ergeben.

Der Grösstwert des resultierenden Momentes beträgt bei $\frac{r}{R} = 0,9$ etwa 0,040 QR , folglich beinahe zweimal mehr als derjenige des gefüllten Rohres. Die Schräglage des Rohres wird gewöhnlich die Beanspruchungen unter diesen Extremwerten bleiben lassen.

Die erhöhten Beanspruchungen dürften indessen nicht allzusehr ins Gewicht fallen, einerseits weil sie vorübergehend und ganz zufälligerweise auftreten und weil, wie es im Maschinenbau bei weichem Material, z. B. bei Rundeisenketten oftmals geschieht, ein teilweiser Ausgleich durch ein aus den wiederholten Ueberlastungen entstehendes Eigenspannungssystem stattfindet, andererseits weil die Spannungen in der Rohrwand wegen des zulässigen Kleinstwertes der Wandstärke bis auf ungewöhnlich grosse Stützweiten ziemlich gering sind. Die Biegungsspannungen des Rohrquerschnittes bei voller Füllung sind vom Durchmesser unabhängig und betragen über den Stützen:

$$\left(\gamma \frac{\pi d^2}{4} \frac{L^2}{12} = \frac{1}{4} \pi d^2 s \sigma \right) \quad \sigma = \frac{1}{12} \gamma \frac{I^2}{s}$$

Bei 6 mm Wandstärke, abzüglich 2 mm Rostungsmass, und 15 m Stützweite, ist z. B.

$$\sigma = \frac{1}{12} \frac{0,001 \cdot 1500^2}{0,4} = 470 \text{ kg/cm}^2$$

Die Beanspruchung des Materials ist nach Guest durch die grösste Schubspannung angegeben, d. h. durch den halben grössten Unterschied der Hauptspannungen. Man kann demnach zu einer Ermässigung der zulässigen Biegungsspannungen dort genötigt werden, wo z. B. eine starke Ringspannung durch inneren Ueberdruck vorhanden ist, und zwar wo Zug- und Druckspannungen zusammentreffen.

Auch andere Teilstücke könnten in ähnlicher Weise gerechnet werden; es ist jedoch fraglich, ob die praktischen Resultate die ziemlich mühevollen Rechnungsarbeit lohnen, weil die bisher berechneten Momente anscheinend unweit von dem Grösstwert liegen und, auch bei sehr grossen Durchmessern und kleinsten Wandstärken, nur mässige Spannungen ergeben. Z. B. wird bei 5 m Durchmesser und 6 mm Blechstärke die Biegungsspannung in der Wand

$$\sigma = 0,00304 \cdot 0,001 \cdot 250^3 \frac{6}{1 \cdot 0,6^2} = 790 \text{ kg/cm}^2$$

von der steifenden Wirkung der Rundnähte abgesehen.

Abbildung 5 zeigt die an einer grossen Rohrleitung in zwölf Punkten gemessenen radialen Verschiebungen der Rohrwand. Die Wirkung der Schubspannungen bei halbgefülltem Rohre erhellt daraus sehr deutlich.

Ob die Unregelmässigkeiten bei voller Füllung auf ungleichmässige Lagerung oder auf Verschiebungen im Gerüst oder in der Rohrwand durch Witterungseinflüsse

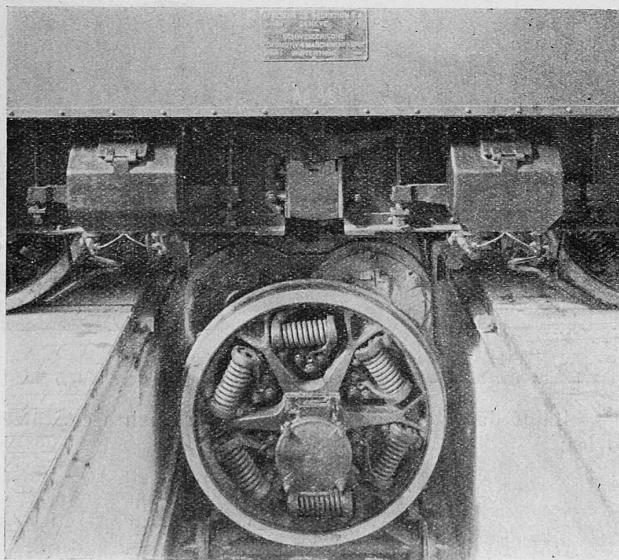


Abb. 13. Herunterlassen einer Triebachse samt Motor in die Senkgrube.

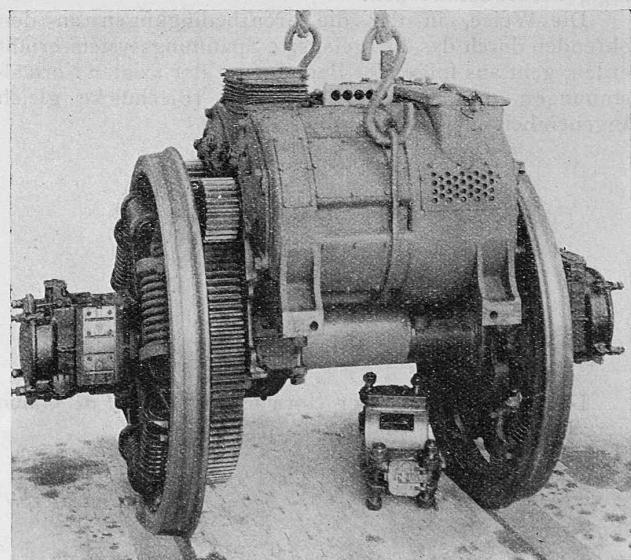


Abb. 14. Triebachse mit Westinghouse-Einzelantrieb durch Zwillingsmotor.

und Sonnenstrahlung zurückgeführt werden sollen, kann wegen des begrenzten Umfangs der Messungen nicht festgestellt werden.

Auf Grund dieser Erwägungen und der an Hand derselben gemachten Erfahrungen können Rohrleitungen mit erheblich verminderter Aufwand an Eisen und Fundamentmauerwerk gebaut werden.

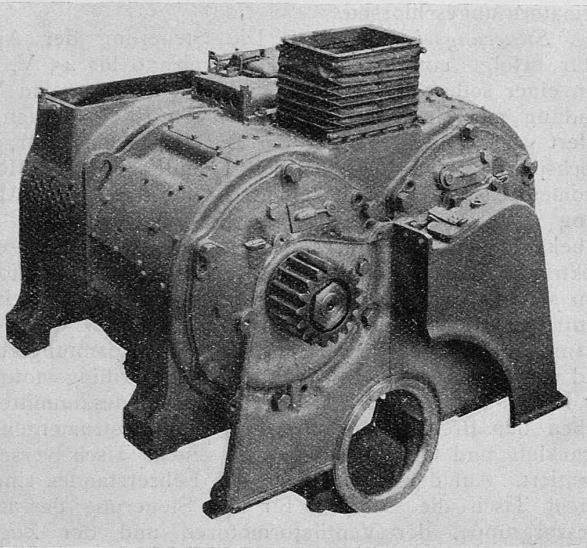


Abb. 12. Zwillingsmotor von 2×300 PS Stundenleistung.

Die Abb. 6 bis 8 (S. 106 und 107) zeigen einige Rohrleitungen dieser Konstruktionsart, die in Schweden gebaut worden sind. Bei der Anlage Kungsfors ist eine alte Rohrleitung verstärkt worden, die um das Jahr 1900 ohne etwaige Versteifungen gebaut wurde und die trotz nachträglichen Erweiterungen der Tragpfiler an Zahl und Grösse immer undicht war und dadurch starke örtliche Verrostungen in der Nähe der Pfeiler aufwies. Durch den Umbau sind diese Uebelstände beseitigt und außerdem ist der Rohrmantel nunmehr zur Erneuerung des Anstriches aussen gänzlich zugänglich. Für die Erweiterung des Werkes ist die zweite Rohrleitung neu gebaut und seit November vorigen Jahres im Betrieb. Die Projekte sind alle vom Vattenbyggnadsbyran in Stockholm ausgearbeitet worden.

Stockholm, im Juni 1921.

Die Einphasen - Lokomotiven Typ 1-B-1+B-1 der Ateliers de Sécheron, Genf, für die S. B. B.

Von Ingenieur G. L. Meyfarth, Genf.

(Schluss von Seite 100.)

Triebmotoren. Die Triebmotoren (Abbildung 12) sind als Zwillings-Serie-Motoren mit Kompensationswicklung und geshuntenen Wendepolen gebaut. Die beiden sechspoligen Halbmotoren sind dauernd elektrisch in Serie geschaltet. Gegenüber einem einfachen Motor gleicher Gesamtleistung hat diese Zwillings-Anordnung folgende Vorteile: Die Bauhöhe ist bedeutend kleiner, wodurch der über der Kastenbrücke für die Apparatur verfügbare Raum grösser wird. — Die Leistungsübertragung kann einseitig bzw. mit nur einem Hohlwellenzahnrad erfolgen. (Bei einem einzigen Motor müsste die grosse Leistung beidseitig übertragen werden, wodurch die aktive Eisenbreite des Motors reduziert würde.) — Die Klemmenspannung kann für zwei mechanisch gekuppelte und elektrisch in Serie geschaltete Halbmotoren verdoppelt werden, wodurch die Stromstärke verringert und Apparatur und Leitungen leichter werden. — Das Trägheitsmoment der beiden Zwillingsanker ist bedeutend geringer als das eines Einzelankers gleicher Gesamtleistung. Die Federn des Achsantriebes, die die beim Gleiten der Räder infolge wechselnder Adhäsion ein-

tretende relative Winkelverdrehung der rotierende Teile und die daraus resultierende wechselweise Aufspeicherung und Entladung kinetischer Energie aufnehmen müssen, werden infolgedessen weniger ungünstig beansprucht, als dies bei grösseren Trägheitsmomenten der Rotoren der Fall sein würde. Es folgt daraus, dass bei gleicher Beanspruchung des Federantriebes die Zwillingsmotoren im Vergleich zum Einzelmotor grössere Achsdrücke zulassen, bzw. bei gleichen Achsdrücken grössere Sicherheit gegen Schleudern bieten. Die geringere Beanspruchung macht sich auch, wie in Amerika einwandfrei festgestellt wurde, in den Unterhaltungskosten des Federantriebes bemerkbar.

Die Triebmotoren sind mittels Faltenbälgen an die Kühlluft-Anlage angeschlossen. Die Kühlung wird von der Zahnradseite aus durch die Statorwicklung, den Luftspalt und durch Rotor und Kollektor getrieben.

Im Triebgestell ist das Motorgehäuse auf Eisentraversen derart montiert, dass der Motor samt Triebachse ohne Heben des Lokomotivkastens auf einfachste Weise und in kürzester Zeit mittels Senkgrube nach unten ausgebaut werden kann. Diese Operation ist in der Abbildung 13 bei einer in Montage befindlichen 1-C-1 Lokomotive veranschaulicht.

Im Gehäuse des Zwillingsmotors ist die Hohlwelle gelagert (Abb. 12 und 14) welche die Triebachse mit dem durch die Rahmenfederung bedingten Spiel umschliesst (Abbildung 15); das Antriebsmoment des Zwillingsmotors wird durch die zwei, in einer Ebene liegenden Ritzel auf das Stahlkranz-Zahnrad, das auf der Stahlguss-Hohlwelle aufgezogen ist, übertragen; die Hohlwelle ihrerseits gibt das Drehmoment durch je sechs Spiralfedern auf die beiden Triebräder ab. Durch diese Anordnung wird gleichzeitig und ohne Verwendung irgend welcher reibender Teile einerseits die Rahmenfederung aufgenommen, anderseits das Antriebsmoment federnd übertragen.

Die charakteristischen Kurven des Zwillingsmotors, auf den Radumfang bezogen, sind aus der Abbildung 16 auf Seite 110 ersichtlich. Erwähnenswert ist der Wirkungsgrad des Motors, der bei Vollast und 400 Volt $90,5\%$ (an der Welle gemessen) beträgt, bei ein Leistungsfaktor von $\cos \varphi = 0,97$.

Widerstandsbremsung. Die Lokomotive ist für elektrische Widerstandsbremsung für das Lokomotivgewicht eingerichtet. In der Bremsschaltung werden die Triebmotoren fremderregt, wobei der Erregerstrom durch die Einzelschalter unter Zwischenschaltung eines Bremstransformators reguliert wird. Der Bremsstrom arbeitet auf gusseiserne Bremswiderstände, die in senkrechten Schächten beidseitig des Oeltransformators untergebracht sind. Die Ventilation dieser Schächte erfolgt selbstätig nur in der Bremsstellung der Fahrtwender durch elektro-pneumatisch gesteuerte Klappen. Ein Teil dieser Bremswiderstände dient zugleich bei Motorbetrieb als Wendepol-Shunts.

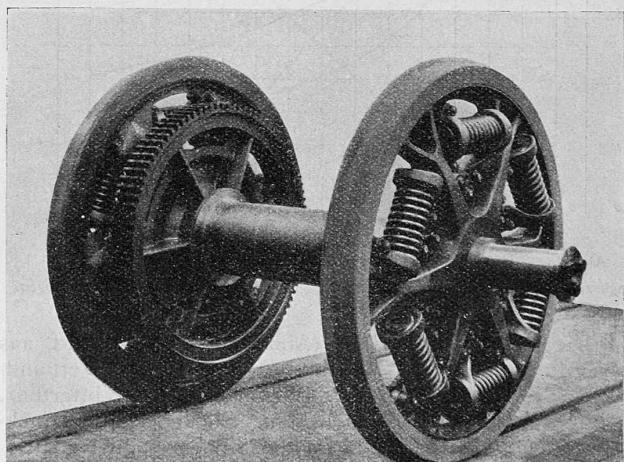


Abb. 15. Federnde Verbindung zwischen Hohlwelle und Triebrad.