

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 35/36 (1900)
Heft: 20

Artikel: Die Richtersweiler Holzriese
Autor: Ritter, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-21992>

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: 29.01.2026

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

bald der Dampf weg und bis zum nächsten Schmieren mussten sich Schieber und Kolben mit der kleinen Menge des adhärenen Fettes begnügen. Gewöhnlich fand zum Schmieren geschmolzener Talg Verwendung. Dieses Material wurde, wie die übrigen organischen Schmiermittel, in dem Maasse gefährlicher, als der Dampfdruck und damit die Dampftemperatur stieg, weil dabei die Zersetzung unter Bildung von Fett- bzw. Oelsäure um so schneller vor sich ging; welche gräuliche Zerstörungen aber diese Säuren dort, wo sie ungestört nagen konnten, anrichteten, davon macht man sich schwer einen Begriff, wenn man es nicht selbst gesehen hat. Eine gründliche Besserung in allen Richtungen brachte die Einführung der schweren Mineralöle für die Cylinderschmierung. Einmal fiel damit die fressende Wirkung dahin, weil diese sich nicht zersetzen; dann eignen sich diese Öle, weil auch bei niedriger Temperatur flüssig bleibend, leicht für die heutzutage allgemein üblich gewordene kontinuierliche Schmierung, die den Dampf vor dem Eintritt in die Steuerung fettet, so dass dadurch alle Teile, die mit dem Dampf in Berührung kommen, eine gleichmässige, ausgiebige und doch sparsame Schmierung erhalten. Die ersten kontinuierlichen Schmierapparate bestanden aus einem Gefäss, das mit Oel gefüllt wurde und durch einen Ueberlauf mit dem Dampfraum in Verbindung stand; der eintretende Dampf schlug sich nieder und das Kondensierwasser veranlasste ein langsames Ausfliessen des Oeles. Später kamen die sicherer wirkenden und genauer regulierbaren Schmierpumpen und Schmierpressen. Auch auf die Schmierung der übrigen Teile der Dampfmaschine wurde mehr und mehr Sorgfalt verwandt. Man sehe sich die „Schmierorgel“ einer modernen vertikalen Dampfmaschine an und man wird es nicht stark übertrieben finden, wenn gesagt wird, dass heute der Konstrukteur auf diese Dinge mehr Nachdenken und Arbeit verwendet, als früher auf die ganze Dampfmaschine. Viele der neuesten Fortschritte sind erst durch die besseren Schmiermittel und Schmiervorrichtungen möglich geworden.

Trotz aller dieser Verbesserungen wurden die Uebelstände der Schieberreibung immer und immer wieder empfunden, besonders als die Elektrotechnik das Bedürfnis nach hohen Umdrehungszahlen wach rief. Das gab Veranlassung, auf den Kolbenschieber zurückzugreifen, der schon in der frühen Jugendzeit der Dampfmaschine Anwendung gefunden hatte, und trotz seiner Nachteile — grosse schädliche Räume und mangelhafte Dichtigkeit — ist er für Schnellläufer bekanntlich vielfach in Gebrauch gekommen.

Ein anderer Nachteil, der ebenfalls immer in stärkerem Maasse empfunden wurde, liegt in der Schwierigkeit, bei der Schiebersteuerung die Veränderung der Expansion durch den Regulator bewirken zu lassen. Wir besitzen bis auf den heutigen Tag nur zwei befriedigende Lösungen dieser Aufgabe. Die eine ist die *Rider*-Steuerung, die andere bilden jene Steuerungen, bei welchen der Hub und der Voreilwinkel des Expansionsexcenters durch einen auf der Kurbelwelle sitzenden Federregulator direkt verändert werden¹⁾.

Ende der sechziger Jahre zeigten *Corliss* und Gebrüder *Sulzer* den Ausweg aus diesen Schwierigkeiten und veranlassten damit eine Schwenkung auf der ganzen Linie. Die vier getrennten Drehscheiben von *Corliss* bedeuten eine ganz eigenartige Entwicklung; das Doppelsitzventil dagegen war schon ganz früh in Gebrauch gewesen, wurde seither stetsfort hie und da für Betriebsmaschinen verwendet und ist bei den Wasserhaltungsmaschinen immer in Anwendung geblieben. Was aber bei der *Sulzer*'schen Steuerung durchschlug, war die geschickte Anordnung der Ventile an beiden Cylinderenden, die Eintrittsventile oben, die Austrittsventile mit abwärts gehender Ventilstange unten, sodann aber — wie bei *Corliss* — die vom Regulator bewirkte Auslösung der Schlussbewegung, die sich unter dem

¹⁾ Diese Regulatoren besitzen Pendel, die in einer Ebene normal zur Achse schwingen. Es fehlt noch immer an einer treffenden Bezeichnung dafür. Man nennt sie wohl Flachregulatoren oder Schwungradregulatoren. Treffender würde wohl der Name Kurbelwellenregulator sein, wenn er nicht zu schwerfällig wäre.

Einfluss einer gespannten Feder vollzieht. Der Regulator, der nicht mehr direkt an der Bewegung des Steuerorgans beteiligt ist, wurde dadurch in einem Grade entlastet, dass er die Steuerung in einem früher nie erreichten Maasse beherrschen kann. Seit jener Zeit sind die „Präzisionssteuerungen“, wie man sie — nicht sehr glücklich — benannt hat, in zahllosen Varianten gebaut worden, anders zwar, aber kaum besser als ihre Vorbilder. Neben den Auslös-Steuerungen kamen bald Formen mit zwangsläufiger Bewegung auch während des Schliessens auf, ohne indessen einen entschiedenen Fortschritt zu verwirklichen, weil eben die Nachteile der Auslös-Steuerung — die Unmöglichkeit, den Augenblick des vollzogenen Schlusses zum Voraus genau bestimmen zu können, indem dabei die Luftbuffer noch mitwirken — mehr in der Vorstellung als in der Wirklichkeit bestehen.

Einen grossen Einfluss übte in den letzten fünfzehn Jahren die Entwicklung der Elektrotechnik aus. Für den direkten Antrieb der Dynamomaschinen entstand das Bedürfnis nach rasch laufenden, leistungsfähigen und in hohem Grade regulierfähigen Dampfmaschinen. Es schloss sich in so vielen Fällen noch die Bedingung einer möglichst kleinen Grundfläche an. Daraus haben sich die allbekannten Typen der vertikalen Maschinen mit oben liegenden Cylindern und untenliegender Kurbelwelle entwickelt, die übrigens sehr vollständige Vorbilder in den Maschinen der Schraubenschiffe haben. Die jüngste Phase in dieser Entwicklung ist der Uebergang zur Ventilsteuerung, deren Anwendung auf stehende Cylinder indessen sich auch hier als ein etwas widerhaariges Problem erweist.

Mai 1900.

Prof. Rudolf Escher.

Die Richtersweiler Holzriesen.

Von Prof. Dr. W. Ritter.

II. (Schluss.)

Hinsichtlich der für die Anlage ausgeführten geometrischen und statischen Berechnungen sei zum Schlusse noch folgendes bemerkt.

Zunächst wurde ausgemacht, dass das Tragseil bei einer Oeffnung von 400 m einen Durchhang von 5 ‰ gleich 20 m haben solle. Da das Seil 3,6 kg pro Meter wiegt, so ergibt sich hieraus dessen Horizontallast im unbelasteten Zustande

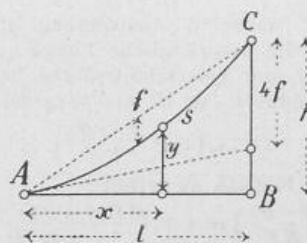
$$H_0 = \frac{p l^2}{8f} = \frac{3,6 \cdot 400^2}{8 \cdot 20} = 3600 \text{ kg} = 3,6 \text{ t.} \quad (1)$$

Da ferner der Durchhang dem Quadrate der Länge proportional ist, so ergibt sich zur Berechnung des Durchhangs die Formel

$$f = \frac{l^2}{8000} \quad (2)$$

Um die Länge des ganzen Seiles zu berechnen,

Fig. 9.



betrachten wir (Fig. 9) die Linie AC als Parabel und setzen

$$y = \frac{h-4f}{l} x + \frac{4f}{l^2} x^2$$

Differenziert man diesen Ausdruck nach x und setzt $ds^2 = dx^2 + dy^2$, so findet man unter Vernachlässigung der höheren Potenzen von $\frac{dy}{dx}$

$$s = l + \frac{8f^2}{3l} + \frac{h^2}{2l} \quad (3)$$

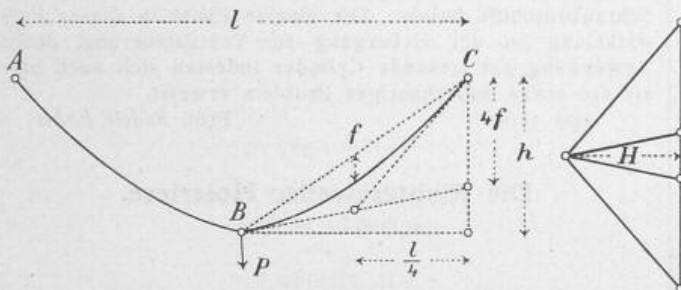
Berechnet man hiernach die einzelnen Seillängen der Richtersweiler Bahn, so bekommt man die in nachstehender Tabelle enthaltenen Zahlen.

l	f	h	$\frac{8f^2}{3l}$	$\frac{h^2}{2l}$
60	0,4	0	0,0	0,0
580	42,0	105	8,1	9,5
80	0,8	15	0,0	1,4
70	0,6	—5	0,0	0,2
360	16,2	30	1,9	1,2
190	4,5	35	0,3	3,2
380	18,0	40	2,3	2,1
140	2,4	0	0,1	0,0
60	0,4	0	0,0	0,0
1920		220	12,7	17,6

Die Gesamtlänge des Seiles ergibt sich hiernach $= 1920 + 12,7 + 17,6 = 1950,3 \text{ m}$. Die Krümmung des Seiles vergrössert die wagrechte Länge um 12,7, das Ansteigen desselben um 17,6 m.

Von Bedeutung ist ferner die Frage, um wie viel sich die im Seile wirkende Zugkraft und der Durchhang desselben vergrössern, wenn eine einzelne Last angehängt wird.

Fig. 10.



Wir nehmen bei dieser Untersuchung der Einfachheit halber an, die beiden Aufhängepunkte A und C befinden sich in gleicher Höhe (Fig. 10). Nennt man die Spannweite l , die ganze Seillänge s und den Durchhang b , so folgt aus der Gleichung (3), wenn man l durch $\frac{1}{2}l$ und s durch $\frac{1}{2}s$ ersetzt:

$$s = l + \frac{32f^2}{3l} + \frac{2h^2}{l}$$

In der Figur 10 ist rechts das dem Seilpolygon entsprechende Kräftepolygon gezeichnet. Es verhält sich

$$H : \frac{1}{2}Pl = \frac{1}{2}l : 4f$$

$$H : \frac{1}{2}P = \frac{1}{2}l : (b - 4f)$$

Eliminiert man aus diesen drei Gleichungen die Grössen f und b , so folgt

$$s = l + \frac{P^2 l^3 + 3Pl^2 + 3P^2 l}{24H^2}$$

Infolge der stärkeren Anspannung streckt sich das Seil. Nennt man die ursprüngliche Länge s_0 , den ursprünglichen Seilzug H_0 , die Querschnittsfläche des Seiles F und den Elastizitätsmodul E , so ist die vergrösserte Länge

$$s = s_0 \left(1 + \frac{H - H_0}{EF} \right)$$

Wir haben folglich zu setzen

$$s_0 \left(1 + \frac{H - H_0}{EF} \right) = l + \frac{P^2 l^3 + 3Pl^2 + 3P^2 l}{24H^2} \quad (4)$$

Eliminiert man aus der zweiten und dritten der obigen Gleichungen die Grösse f , so bekommt man ferner

$$b = \frac{Pl^2 + 2Pl}{8H} \quad (5)$$

Mit Hülfe der Formeln (4) und (5) lassen sich nun der Seilzug und der Durchhang für das belastete Seil bestimmen.

Um diese Berechnungen für die Richtersweiler Anlage vollständig durchzuführen, müsste man freilich noch weitere

Formeln für zwei und drei angehängte Lasten aufstellen; doch wird die Rechnung dadurch sehr umständlich und da es sich nur um angenäherte Werte handelt, so reichen die obigen Formeln aus.

Die Querschnittsfläche des Seiles ist nach früherer Angabe $F = 4,53 \text{ cm}^2$. Für E darf man nicht ohne weiteres den Elastizitätsmodul des Drahtes setzen, aus dem das Seil besteht, denn ein gewundenes Seil streckt sich stärker als ein einzelner Draht. Nach angestellten Versuchen verhalten sich für ein gewöhnliches Seil die beiden Elastizitätskoeffizienten ungefähr wie 8:3. Bei einem geschlossenen Seile ist dagegen der Unterschied geringer. Wir wollen den Elastizitätsmodul des Seiles in der Folge schätzungsweise gleich $1000 t$ pro cm^2 annehmen. Dann wird

$$EF = 4530 t.$$

Wir machen nun verschiedene Annahmen, die mehr oder weniger der Richtersweiler Holzriesen entsprechen. Die Aufhängepunkte des Seiles dürfen wir dabei unbedenklich als gleich hoch voraussetzen.

1. Belastungsfall. Das Seil besitze neun Öffnungen von je 200 m Länge und habe in jeder Öffnung einen Baumstamm von $1,2 t$ Gewicht zu tragen.

Aus der Gleichung (2) ergibt sich zunächst

$$f = \frac{200^2}{8000} = 5,0 \text{ m}$$

und aus der Gleichung (3) für $b = 0$

$$s_0 = 200 + \frac{8 \cdot 5^2}{3 \cdot 200} = 200,333 \text{ m}.$$

Sodann findet man nach Gleichung (4) für $p = 0,0036$ und $P = 1,2 t$

$$200,333 \left(1 + \frac{H - 3,6}{4530} \right) = 200 + \frac{0,0036^2 \cdot 200^3 + 3 \cdot 1,2 \cdot 0,0036 \cdot 200^2 + 3 \cdot 1,2^2 \cdot 200}{24 H^2}$$

Hieraus ergibt sich der Seilzug

$$H = 10,0 t.$$

Ferner folgt aus Gleichung (5) der Durchhang

$$b = \frac{0,0036 \cdot 200^2 + 2 \cdot 1,2 \cdot 200}{8 \cdot 10,0} = 7,8 \text{ m}$$

Im unbelasteten Zustande ist $H_0 = 3,6 t$ und $f = 5,0 \text{ m}$; die Seilspannung hat sich somit um $6,4 t$ und der Durchhang um $2,8 \text{ m}$ vergrössert.

2. Fall. Das Seil besitze wie vorhin neun Öffnungen von je 200 m und habe in acht Öffnungen je $1,2$, in der 9. dagegen eine Last von $2,0 t$ zu tragen.

Die Gesamtlänge des unbelasteten Seiles ist

$$9 s_0 = 9 \cdot 200,333 = 1803 \text{ m}.$$

Wird das Seil belastet, so ist die Länge desselben in den acht ersten Öffnungen nach Gleichung (4)

$$s = 200 + \frac{0,0036^2 \cdot 200^3 + 3 \cdot 1,2 \cdot 0,0036 \cdot 200^2 + 3 \cdot 1,2^2 \cdot 200}{24 H^2}$$

und die Seillänge in der 9. Öffnung

$$s_9 = 200 + \frac{0,0036^2 \cdot 200^3 + 3 \cdot 2,0 \cdot 0,0036 \cdot 200^2 + 3 \cdot 2,0^2 \cdot 200}{24 H^2}$$

Setzt man nun

$$9 s_0 \left(1 + \frac{H - H_0}{EF} \right) = 8 s + s_9$$

und wie oben $H_0 = 3,6$ und $EF = 4530$, so bekommt man

$$H = 10,5 t.$$

Ferner findet man mit Hülfe von Gleichung (5) für die 9. Öffnung

$$b = 11,2 \text{ m}.$$

Der Seilzug vergrössert sich somit um $10,5 - 3,6 = 6,9 t$ und der Durchhang in der 9. Öffnung um $11,2 - 5,0 = 6,2 \text{ m}$.

Setzt man in der Gleichung (4) $H = 10,5$ und $P = 2,0$, so erhält man für die 9. Öffnung $s = 201,27$. Die ursprüngliche Länge war $200,333$; sie vergrössert sich infolge der Zunahme des Seilzuges auf $200,333 \left(1 + \frac{11,2 - 3,6}{4530} \right) = 200,67$.

Der Unterschied dieser beiden Längen, nämlich $201,27 - 200,67 = 0,60 \text{ m}$ giebt an, um wie viel das Seil

an seinen beiden Endpunkten über die Auflagerpunkte gleitet, wenn der angenommene Belastungsfall eintritt.

3. Fall. Das Seil besitze sieben Öffnungen von je 200 m und eine achte von 580 m (Maximum). Es sei in den sieben ersten Öffnungen unbelastet, in der achten hänge eine Last von 2,0 t. Diese Annahme führt zu der grössten je vorkommenden Vermehrung des Durchhanges.

Die Gleichung (2) ergibt

$$f = 5,0 \text{ m und } f_8 = 42,0 \text{ m;}$$

Sodann folgt aus (3) für $b = 0$

$$s_0 = 7 \left(200 + \frac{8 \cdot 5,0^2}{3 \cdot 200} \right) + \left(580 + \frac{8 \cdot 42,0^2}{3 \cdot 580} \right) = 1990,44 \text{ m.}$$

Nach eingetretener Belastung ist nach Gleichung (4)

$$1990,44 \left(1 + \frac{H-3,6}{4530} \right) = 7 \left(200 + \frac{0,0036^2 \cdot 200^3}{24 H^2} \right) + \left(580 + \frac{0,0036^2 \cdot 580^3 + 3 \cdot 2,0 \cdot 0,0036 \cdot 580^2 + 3 \cdot 2,0^2 \cdot 580}{24 H^2} \right)$$

Hieraus berechnet sich der Seilzug

$$H = 7,7 \text{ t}$$

und der Durchhang der achten Öffnung mit Hilfe von (5)

$$b = 57,4 \text{ m.}$$

Der Durchhang vergrössert sich daher um $57,4 - 42,0 = 15,4 \text{ m}$.

4. Fall. Das Seil besitze dieselben Öffnungen wie im vorigen Falle, nämlich sieben Öffnungen zu 200 und eine zu 580 m; es sei jedoch in den sechs ersten Öffnungen mit je 1,2, in der 7. und 8. mit je 2,0 t belastet. Diese Annahme liefert uns den grössten Seilzug, der voraussichtlich je auftreten wird.

Die Gleichung (2) giebt wie oben für die ersten sieben Öffnungen $f = 5,0$ für die achte $f_8 = 42,0 \text{ m}$. Ferner die Gleichung (3) für $b = 0$

$$s_0 = 7 \cdot 200,333 + 588,11 = 1990,44 \text{ m.}$$

Nach eingetretener Belastung ist die Seillänge gleich

$$s = 1990,44 \left(1 + \frac{H-3,6}{4530} \right)$$

Setzt man nun in der Gleichung (4) erst $l = 200$, und $P = 1,2$, hierauf $l = 200$ und $P = 2,0$ und drittens $l = 580$ und $P = 2,0$, multipliciert den ersten Wert mit 6, bildet die Summe und setzt sie gleich s , so ergibt sich der Seilzug

$$H = 9,6 \text{ t.}$$

Der 3. und der 4. Belastungsfall stimmen mit den Verhältnissen der Richtersweiler Holzriesen am ehesten überein. Der eine zeigt uns, dass der Durchhang in der 580 m langen Öffnung im ungünstigsten Falle um etwa 15 m grösser werden kann. Ein Blick auf das Längenprofil (Fig. 2 Nr. 19) lässt erkennen, dass das Seil weit davon entfernt ist, hierbei den Boden zu streifen. Durch die Annahmen des 4. Falles erreicht der Seilzug seinen grössten Wert. Denn die Ladungen wiegen meistens nur etwa 1000 kg und Lasten von 2000 kg sind seltene Ausnahmen. Das Seil wird daher schwerlich je ungünstiger belastet, als wir im 4. Fall angenommen haben. Der Seilzug ergab sich dort gleich 9,6 t, die Bruchfestigkeit beträgt nach früher 50 t; das Seil besitzt hiernach etwa fünffache Bruchsicherheit.

Freilich sollte bei der Berechnung der Seilfestigkeit auch auf die Biegebungsbeanspruchung Rücksicht genommen werden, die das Seil an den Unterstützungspunkten und beim Vorüberfahren der Wagen erfährt. Doch lässt uns leider die Festigkeitslehre hier im Stich. Wollten wir das Seil als einen starren Stab betrachten und aus dem Krümmungshalbmesser dessen Biegungsspannung ableiten, so erhielten wir viel zu grosse, praktisch unmögliche Werte. Die in der Litteratur angerathenen Formeln erweisen sich bei näherer Prüfung ebenfalls als unzuverlässig. Die Bauleitung entschloss sich im Hinblick auf diesen Umstand, dem Lieferanten des Seiles die Aufgabe, die das Seil zu erfüllen hat, die Bedingungen, unter denen es zu arbeiten hat, genau auseinander zu setzen, und ihn anzufragen, ob er hierfür die volle Verantwortlichkeit übernehme. Da die Antwort durchaus befriedigend lautete, so wurde von weiter gehenden Studien Abstand genommen. Thatsächlich hat sich das Seil, trotzdem Lasten schwerster Gattung bereits mehrmals darüber gegangen sind, bis heute tadellos gehalten.

Statische Gewölbe-Untersuchungen.

Für die Untersuchung der Standfestigkeit von Gewölben giebt es neuere Theorien, die zu fast absurden Ergebnissen führen. Als Beispiel führt der Verfasser des unten genannten Werkes¹⁾ ein Halbkreisgewölbe von gleicher Stärke, freistehend, ohne Hintermauerung und ohne fremde Belastung an, für das sich, wenn die Drucklinie durchgängig im mittleren Drittel verbleiben soll, eine Gewölbstärke von etwa $\frac{1}{3}$ des lichten Durchmessers ergibt; für ein halbkreisförmiges Gewölbe von 12 m Spannweite, etwa über einem Kirchenschiff, würde sich hiernach eine Stärke von 240 cm ergeben. Jeder Praktiker wird über eine solche „Theorie“ lächeln, denn er weiss, dass sowohl mittelalterliche wie neuere derartige Bauten mit 12 bis 15 cm Stärke ausgeführt worden sind — und halten.

Debo weist nun in seiner Schrift nach, der Grund der Unrichtigkeit jener Berechnung liege einmal darin, dass der wesentliche Einfluss der Hintermauerung bei dieser Theorie unberücksichtigt bleibt, und dann, dass die gewöhnliche Navier'sche Elasticitätstheorie zu Unrecht auf Mauerwerk angewendet wird.

Nachdem er in anschaulicher, durch Beispiele erläuteter Weise die Ermittlung der Drucklinie und des Horizontalschubs sowie der Schwerlinie, auf dem bekannten teils rechnerischen, teils graphischen Wege angegeben hat, geht er dazu über, die Einwirkung der Hintermauerung auf die Standfestigkeit nachzuweisen. Als Beispiel wählt er auch hier ein 12 m weit gespanntes Halbkreisgewölbe, bis zu 45° hintermauert, das von der Hintermauerung aufwärts nur noch 12 cm Dicke, aber völlige Standsicherheit besitzt und am Scheitel 0,87, am Widerlager 1,15 kg Druck auf 1 cm² ausübt. Reicht die Hintermauerung nur bis zu 30°, so würde es genügen, den Gewölbeteil von hier bis zu 45° 1 Stein (25 cm) stark herzustellen.

Zu vermissen ist bei diesem Kapitel, welche Voraussetzungen an die Beschaffenheit der Hintermauerung zu stellen sind, damit sie den erwarteten Einfluss aufs Gewölbe ausübt. In dem Debo'schen Buche wird nun weiter die Einwirkung der excentrischen (d. h. nicht im mittleren Drittel verlaufenden) Drucklinie untersucht. Zu dem Zweck verweist der Verfasser auf seine frühere Schrift: Die Lage der neutralen Schicht bei gebogenen Körpern u. s. w. und erinnert daran, dass die neutrale Achse sich entsprechend der Belastung verschiebt und zwar so, dass die Momente der Druck- und Zugspannungen gleich gross sind. Ist somit in einer Querschnittsfläche der gegen Druck wirksame Teil gross genug, um allein Widerstand leisten zu können, so ist eine mässige Beanspruchung auf Zug ohne Nachteil; jedenfalls, soll aus Sicherheitsgründen von rechnerischer Berücksichtigung des Zugwiderstands beim Gewölbemauerwerk abgesehen werden. Die Ursache der nicht selten wahrnehmbaren grossen Bruchfugen führt Debo hauptsächlich auf das zu frühe Ausrüsten der Gewölbe zurück; wenn er aber als Folge davon das „Herausquetschen des Mörtels aus den Fugen“ angiebt, so vermögen wir wenigstens aus unsrer Erfahrung dafür keine Belege beizubringen.

Debo betrachtet hierauf kritisch die Gewölbetheorien von Göttinger und von Hagen und weist bei beiden Autoren Irrtümer nach, die sich aus der Nichtbeachtung der praktischen Verhältnisse ergeben haben. Dann folgt an der Hand einer Reihe ausgeführter Hochbau-Gewölbe (in Speier, Mainz, Köln, Bamberg, Strassburg, Ulm, Florenz u. s. w.) die Angabe von Erfahrungs-Resultaten und empirischen Regeln und zur Probe die Berechnung einer 9 m weit gespannten Eisenbahnbrücke nach zehn verschiedenen Methoden. Während das Quadergewölbe nach Rankine 95 cm Stärke erhalten müsste, genügt es nach Dupuit mit 45 cm; ausgeführt wurde es mit 62 cm Stärke. Trotz dieser bedenklichen Verschiedenheit der Ergebnisse bezeichnet Debo

¹⁾ Beitrag zu den Gewölbekonstruktionen. Von Ludwig Debo, Geh. Reg. Rat, Baurat und Prof. a. D. Mit 23 Textabbildungen und einem Atlas von 22 Blatt Zeichnungen. — Hannover 1899. Schmorl & von Seefeld Nachf. Preis mit Atlas 6 M.