

<b>Zeitschrift:</b>	Schweizerische Bauzeitung
<b>Herausgeber:</b>	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
<b>Band:</b>	75/76 (1920)
<b>Heft:</b>	10
<b>Artikel:</b>	Die kritische Geschwindigkeit der Lötschberg-Lokomotive, Typ 1E1, analytisch und graphisch berechnet
<b>Autor:</b>	Müller, Karl E.
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-36429">https://doi.org/10.5169/seals-36429</a>

### **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:** 15.01.2026

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

INHALT: Die kritische Geschwindigkeit der Lötschberg-Lokomotive, Typ 1E1, analytisch und graphisch berechnet. — Die Wasserkraftanlage „Gösgen“ an der Aare. — Wettbewerb für eine ländliche Siedlung im Zielgut bei St. Gallen. — Technische Kommission des Verbandes Schweizer Brückenbau- und Eisenhochbau-Fabriken. — Miscellanea: Elektrische Einrichtung eines amerikanischen Riesenhotels. Die Förderung des Wohnungsbau durch die Lehmhausweise in Preussen. Eine kleine, schnellaufende

Verbrennungsmaschine für schwere Brennstoffe. Bund Deutscher Baumeister. Technische Messe und Baumesse in Leipzig. Ein Gedenktag in der Geschichte der Gotthardbahn. — Nekrologie: H. Sallenbach, F. Düring. — Konkurrenz: Bebauungsplan Elfenau- und Mettlen-Gebiet in Bern. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Bernischer Ingenieur- und Architekten-Verein. Gesellschaft ehemaliger Studierender der Eidg. Technischen Hochschule: Stellenvermittlung.

## Band 75.

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

Nr. 10.

## Die kritische Geschwindigkeit der Lötschberg-Lokomotive, Typ 1E1, analytisch und graphisch berechnet.

Von Dr. Karl E. Müller, Ingenieur, Zürich.

Im September vorigen Jahres haben wir über theoretische und experimentelle Versuche, betreffend die Schüttelschwingungen des Kuppelstangentreibes, berichtet.<sup>1)</sup> Seither konnten die dort gewonnenen Ergebnisse am Beispiel der Lötschberglokomotive Typ 1E1 geprüft werden. Unterschieden wurden auch Untersuchungen von A. C. Couwenhoven, betitelt: „Ueber die Schüttlerscheinungen elektrischer Lokomotiven mit Kurbelantrieb“<sup>2)</sup> bekannt; indem er die analytische Methode hier für ungeeignet hält, geht Couwenhoven mehr graphisch vor, wobei er als Beispiel ebenfalls die Lötschberglokomotive behandelt. An diesem gemeinsamen Beispiel sollen hier beide Verfahren gegenübergestellt und anschliessend eine einfache graphische Methode des Verfassers erläutert werden.

### Das Problem.

Im Jahre 1913 wurden auf der Lötschberg-Linie 13 Lokomotiven der Bauart 1E1 in Betrieb genommen.<sup>3)</sup> Zwei davon zeigten bei Beginn, zwei andere erst nach einem Gebrauch Schüttelschwingungen im Geschwindigkeitsintervall 38 bis 42 km/h. Bevor es gelang, durch Einbau elastischer Zahnräder an Stelle der gewöhnlichen Zahnräder Z (Abbildung 1) die Störung vollständig zu beseitigen, wurden zum Studium der Erscheinung Versuche vorgenommen, von deren Ergebnissen wir die wesentlichsten wiedergeben. In einigen Leerfahrten und Schleppfahrten wurde gefunden, dass die einzelnen Wellen genügend ausbalanciert waren und dass Schwingungen nicht auftraten, sobald einer oder beide Motoren aus dem Zahneingriff herausgehoben wurden. Für das Auftreten der kritischen Geschwindigkeit war es unerheblich, ob nur die mittlere, drei oder fünf Triebachsen mit der Dreieckstange gekuppelt waren. Auch im stromlosen Lauf traten Schüttelschwingungen auf; als bei einer Leerfahrt auf einer

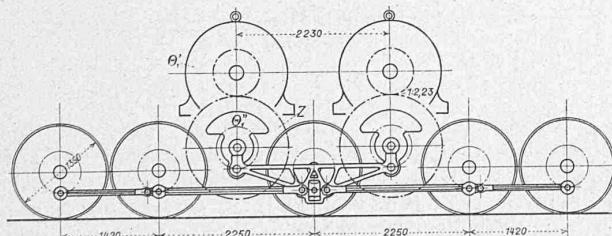


Abbildung 1.

geraden Gefällsstrecke die Lokomotive stark vibrierte, trat ruhiger Lauf plötzlich ein, nachdem in eine Kurve von 500 m Radius eingebogen wurde. Als bei zwei Lokomotiven — von denen nur die eine die kritische Geschwindigkeit zeigte — die Blindwellen untereinander ausgetauscht wurden, schüttelten nachher beide Lokomotiven im angegebenen Geschwindigkeitsbereich. Aus diesem Tatbestand kann geschlossen werden, dass beim Schwingungs-

<sup>1)</sup> Schweiz. Bauzeitung, Bd. LXXIV, Seite 141, 155 und 169 (20. und 27. September, 4. Oktober 1919).

<sup>2)</sup> Forschungsarbeiten des V.D.I. Nr. 218 und Dissertation E. T. H. Nr. 200.

<sup>3)</sup> Vergl. in Schweiz. Bauzeitung 1914, Band LXIII, Seite 19 ff. (Januar 1914).

Vorgang beide Motormassen beteiligt sind; das Auftreten der kritischen Geschwindigkeit erscheint außerdem an das Vorhandensein von Stichmassfehlern geknüpft, die sowohl in der Blindwelle allein, als auch gleichzeitig in den andern Triebwerksteilen vorhanden sein können.

Wir vertreten daher die Ansicht, dass die kritische Geschwindigkeit der Lokomotive von einem Gegeneinanderschwingen beider Motormassen herrührt. Die Schwingung entsteht durch Resonanz mit einer äussern Störung, die wir im Hinblick auf unsere früheren Veröffentlichungen teilweise in der variablen Elastizität, hauptsächlich aber in der besonders durch Stichmassfehler veränderten Form des Spielverlaufes während eines Umganges erblicken. Abbildung 2 zeigt das schwingende System schematisch; die zur Schwingung notwendigen Elastizitäten werden durch die Getriebeteile, d. h. durch Motorwelle, Zahnräder, Blindwelle, Kurbel und Dreieckstange gebildet.

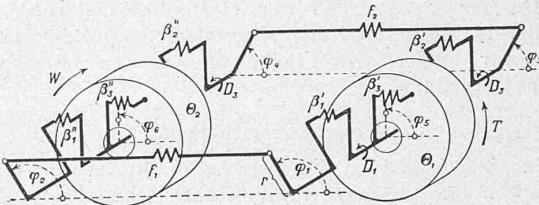


Abbildung 2.

Da sich die Schüttelschwingungen durch Verstärken der Verbindung von je zwei Motorlagern etwas dämpfen ließen, war man teils der Ansicht, dass der primäre Vorgang in einer Biegungsschwingung des Rahmens liege, die etwa durch die Schienenstöße erregt werde; diese Beobachtung betrachten wir lediglich als eine sekundäre Erscheinung, da eine solche Biegungsschwingung durch den Einbau elastischer Zahnräder nicht behoben worden wäre. Diese bewirken vor allem eine Erniedrigung der kritischen Geschwindigkeit und eine Verringerung der Amplitude der erregenden Störung, was zur Folge hatte, dass die Schüttelschwingung nicht mehr auftrat.

Um die kritische Geschwindigkeit zu berechnen, haben wir daher nur die Frequenz der Eigenschwingung zwischen beiden Massen zu berechnen und den Zusammenhang zwischen Störungsfrequenz und Geschwindigkeit der Lokomotive anzugeben.

### Die Konstanten des Triebwerkes.

Bei jeder Berechnungsmethode, die auf der besprochenen Grundlage beruht, müssen nach dem Gesagten zunächst die Konstanten des Triebwerkes gefunden werden. Sind Blindwellen vorhanden, so ist zu beachten, dass sämtliche Konstanten auf die Kurbelwellen zu beziehen sind. Im Fall der Lötschberglokomotive sind also das Trägheitsmoment  $\Theta'$  (das zur Beurteilung der Lauffähigkeit der Lokomotive gewöhnlich sowieso berechnet wird) und die Deformation der Motorwelle (ausgedrückt in Bogenverdrehung für ein übertragenes Drehmoment von 1 mkg an der Motorwelle) durch Multiplikation mit dem Quadrat des Uebersetzungsverhältnisses, hier mit  $(2,23)^2$  auf die Blindwelle umzurechnen. Auch hat man zu unterscheiden zwischen den Deformationen  $\gamma$ , die der Stangenkraft, den Deformationen  $\beta_1$  und  $\beta_2$ , die dem Drehmoment einer Getriebeseite proportional sind (vergl. Abbildung 2). Die Deformationen der einen Getriebeseite werden für eine solche Stellung berechnet, dass dabei die Stange der andern Seite in Totpunktlage steht.

Die Zahlenwerte der Konstanten des Triebwerkes der Lötschberglokomotive haben wir aus den Konstruktions-Zeichnungen berechnet, dabei aber das Trägheitsmoment an den gewogenen Gewichten einzelner Rotor-Teile kontrolliert und verbessert, sodass dessen Wert als gesichert gelten kann. Wo eine genaue Berechnung unmöglich ist, haben wir so gut als möglich die Deformationen durch Vergleichsrechnungen abgeschätzt, damit man für die relativen Beiträge der einzelnen Konstruktionsteile ein Bild erhält. Die Deformationen hat Couwenhoven ebenfalls aus

den Zeichnungen ermittelt, für den Wert des Trägheitsmomentes ist die Quelle nicht angegeben; seine Angaben sind in unserer Bezeichnungsweise in der Tabelle wiedergegeben.

Da der grösste Teil der elastischen Deformationen zwischen der Kurbel und dem Motoranker stattfindet, halten wir es für besser, das Trägheitsmoment der Blindwelle nicht mitzurechnen.

#### Die analytische Methode.

In den folgenden Formeln sind die Deformations-Konstanten für das ganze Triebwerk zwischen beiden Massen einzuführen. Die Theorie in unserem erwähnten Artikel ist nur für symmetrische Getriebe näher ausgeführt. Infolge der hier vorhandenen Unsymmetrie ( $\beta_1$  verschieden von  $\beta_2$ ) benutzen wir eine mittlere Konstante  $\beta_m$

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Dann ist die Frequenz der elastischen Eigenschwingung angenähert

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\theta_1 + \theta_2}{\theta_1 \theta_2 \left( \gamma + \frac{\beta_m}{2} + \beta_3 \right)}}$$

und die kritischen Geschwindigkeiten  $v_{\text{krit}}$ , wenn  $D$  den Triebbraddurchmesser bezeichnet (hier  $D = 1,35 \text{ m}$ )

$$v_{\text{krit}} = \frac{3,6 \cdot \nu \cdot D \cdot \pi}{n} = \frac{1,8 \cdot D}{n} \sqrt{\frac{\theta_1 + \theta_2}{\theta_1 \theta_2 \left( \gamma + \frac{\beta_m}{2} + \beta_3 \right)}} \text{ km/h}$$

Dabei hängt die Zahl  $n$  von der Art der Schüttelschwingung ab; sie ist nach unseren Versuchen gleich 2, 4, 3 oder 1 und wurde in nachfolgender Häufigkeit beobachtet<sup>1)</sup>

2-fache Schwingung	$n = 2$	27 Mal
4- " "	$n = 4$	15 "
3- " "	$n = 3$	6 "
1- " "	$n = 1$	3 "

Die beiden letzten Schwingungsformen dürfen somit als relativ selten gewertet werden. Setzt man nun die Konstanten ein, so ergibt die Formel als kritische Geschwindigkeiten bei

$$n = 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4 \\ v_{\text{krit}} = 164 \quad 82 \quad 55 \quad 41 \text{ km/h}$$

Im Geschwindigkeitsbereich 0 bis maximal 75 km/h der Lötschberglokomotive sind daher zwei kritische Geschwindigkeiten 41 und 55 km/h als möglich vorauszusagen, von denen die letztere wenig Wahrscheinlichkeit hat und die zuerst genannte tatsächlich beobachtet wurde.

<sup>1)</sup> Siehe die Zahlentabelle in der erwähnten Arbeit des Verfassers Band LXXIV, S. 170 (4. Oktober 1919).

#### Zusammenstellung der Triebwerk-Konstanten der Lötschberg-Lokomotive.

	Nach Angaben von A. Couwenhoven umgerechnet				Nach Angaben des Verfassers			
	$\gamma \times 10^{-8}$	$\beta_1 \times 10^{-8}$	$\beta_2 \times 10^{-8}$	$\beta_3 \times 10^{-8}$	$\gamma \times 10^{-8}$	$\beta_1 \times 10^{-8}$	$\beta_2 \times 10^{-8}$	$\beta_3 \times 10^{-8}$
<i>A. Deformations-Konstanten</i> in $m^{-1} \text{ kg}^{-1}$ , herrührend von:								
Motorwelle . . . . .	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$	$\times 10^{-8}$
Zahnrad . . . . .	—	—	—	0,7	—	—	—	2,2
Blindwelle rechts des Zahnrades . .	—	7,9	—	—	—	10,4	—	0,6
Blindwelle links des Zahnrades . .	—	—	42,6	—	—	—	44,1	—
Kurbel . . . . .	—	—	—	—	0,7	2,8	2,8	—
Dreieckstange . . . . .	14,4	—	—	—	14,0	—	—	—
Rahmen . . . . .	—	—	—	—	4,1	—	—	—
Von Motor zu Motor . . . . .	14,4	15,8	85,2	1,4	18,8	26,4	93,8	5,6
$\gamma + \frac{\beta_m}{2} + \beta_3$ . . . . .	$40 \times 10^{-8} m^{-1} \text{ kg}^{-1}$				$54,4 \times 10^{-8} m^{-1} \text{ kg}^{-1}$			
<i>B. Trägheitsmomente</i>								
Motorwelle $\Theta_1'$ . . . . .	700 $\text{mkg sek}^2$				804 $\text{mkg sek}^2$			
Blindwelle $\Theta_1''$ . . . . .	47 $\text{mkg sek}^2$				(22) $\text{mkg sek}^2$			
$\Theta_1 = \Theta_2$ . . . . .	747 $\text{mkg sek}^2$				804 $\text{mkg sek}^2$			

#### Das graphische Probierverfahren von Couwenhoven.

Dieses beruht nicht auf einer andern Grundlage als die soeben besprochene analytische Methode, was schon daran zu erkennen ist, dass es der genau gleichen Triebwerk-Konstanten bedarf; die analytische Methode hat die Aufgabe, einen „mittlern Nachgiebigkeitsgrad“ anzugeben, für den wir den Ausdruck

$$\gamma + \frac{\beta_m}{2} + \beta_3$$

benutzen. Eine graphische Methode bedarf dessen nicht, sondern kann direkt die mit der Drehung des Getriebes veränderliche Gesamtelastizität in Kurvenform ( $e$ -Kurve) darstellen und verwenden.

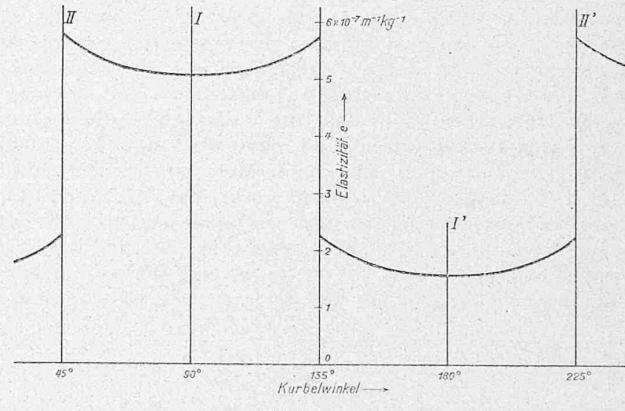


Abbildung 3.

Nimmt man mit Couwenhoven an, dass nie beide Getriebeseiten gleichzeitig Leistung übertragen (was allerdings gerade durch das Vorhandensein von elastischer Deformation nicht genau zutrifft), so variiert die Gesamtelastizität  $e$  mit dem Drehwinkel  $\alpha$  des Getriebes wie folgt:

$$\text{Eingriff einer Getriebeseite} \quad e = \frac{\gamma_1}{\cos^2 \alpha} + \beta_1 + \beta_3$$

$$\text{Eingriff der anderen Getriebeseite} \quad e = \frac{\gamma_2}{\sin^2 \alpha} + \beta_2 + \beta_3$$

Für ein Getriebe ohne Stichmassfehler ist der Gültigkeitsbereich der ersten Gleichung  $\alpha = 315^\circ$  bis  $45^\circ$ ;  $135^\circ$  bis  $225^\circ$ ; und derjenige der zweiten Gleichung  $\alpha = 45^\circ$  bis  $135^\circ$ ;  $225^\circ$  bis  $315^\circ$ . Sind Stichmassfehler vorhanden, so sind die Bereiche andere. Die Abbildungen 3 und 4 haben wir nun im Wesentlichen der Arbeit von Couwenhoven entnommen, von denen die erste die  $e$ -Kurve der Lötschberglokomotive, die zweite die endgültigen Weg-Zeit-Kurven für zwei durch ihre Phasenlage verschiedene Schwingungsformen darstellt (Diese Kurven wurden vom Verfasser

<sup>1)</sup> Couwenhoven selbst zeigt in einem Zahlenbeispiel, dass der vom Getriebe zurückgelegte Winkel, während welchem beide Getriebeseiten arbeiten, je nach Spiel- und Drehmoment  $10^\circ$  bis  $68^\circ$  beträgt.

mit Rücksicht auf bessere Vergleichbarkeit von Abbildung 3 mit Abbildung 4 umgezeichnet). Die  $e$ -Kurve enthält nur die Hälfte der Gesamtelastizität, d. h. die Deformation von einer Motorwelle bis zur Mitte der Dreieckstange; dieses graphische Verfahren, wie auch das noch zu besprechende des Verfassers, betrachtet nämlich nur die Schwingungen einer Masse; infolgedessen behandelt man, um die richtige Schwingungsdauer zu erhalten, das Trägheitsmoment  $\Theta_1$  zusammen mit dem Bruchteil  $\frac{\Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2}$  der Gesamtelastizität.

Eine Weg-Zeit-Kurve für eine Eigenschwingung der Massen findet man nun, nach Couwenhoven, indem man auf die Abszisse von Abb. 3 einen Zeitmaßstab schätzungsweise einträgt; geht man z. B. von der Abszisse I mit einer beliebig gewählten Winkelgeschwindigkeit der Masse aus, so kann man nach einem graphischen Näherungsverfahren die  $\varphi$ -Kurve (Weg-Zeit-Kurve) finden, und zwar hat man hierzu z. B. nach Föppl<sup>1)</sup> im übertragenen Sinne eine „Belastungsfläche“, ein „Kräftepolygon“ und eine „Seilkurve“ zu zeichnen, welch letztere die gesuchte Schwingungskurve darstellt, sofern man den richtigen Maßstab geschätzt hat. Man erkennt dies daran, dass die richtige Kurve periodisch von Umlauf zu Umlauf und innerhalb eines Umlaufes durch eine vierfache Harmonische charakterisiert sein muss. Die zweite dieser Bedingungen röhrt daher, dass nach Couwenhoven nur die Schwingung  $n = 4$  (nach unserer Bezeichnung) zu kritischen Geschwindigkeiten Anlass gibt. Infolge der Symmetrieeigenschaften der  $e$ -Kurve genügte es, die Schwingungsform I-I' im Intervall  $90^\circ$  bis  $180^\circ$ , jene II-II' im Intervall  $45^\circ$  bis  $225^\circ$  zu betrachten. Die Umlaufsdauer ergab sich nun  $4 \times 0,0945$  bzw.  $2 \times 0,1836$ , im Mittel  $0,3726$  sek. Diese entspricht unserem  $\frac{n}{v}$  und führt auf eine kritische Geschwindigkeit

$$v_{\text{krit}} = \frac{1,35 \cdot \pi \cdot 3,6}{0,3726} = 41 \text{ km/h.}$$

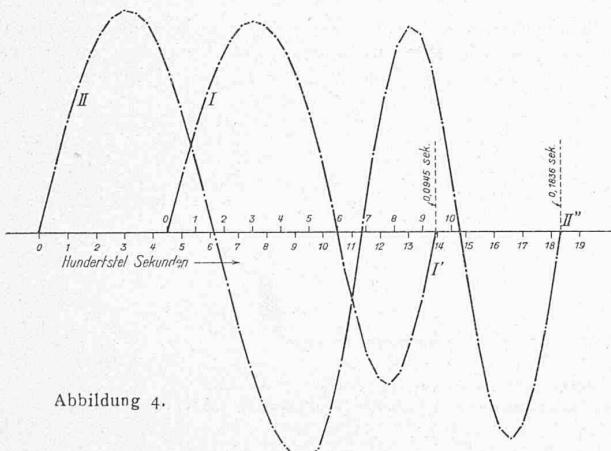


Abbildung 4.

Unsere Formel aber hätte mit den Triebwerkskonstanten von Couwenhoven ergeben  $v_{\text{krit}} \approx 50 \text{ km/h.}$  Der Unterschied röhrt daher, dass unsere Formel das Spiel gegenüber der elastischen Deformation vernachlässigt, während bei der  $e$ -Kurve in Abbildung 3 die umgekehrte Annahme vorausgesetzt ist. Dadurch ergibt die Formel zu grosse, das graphische Verfahren zu kleine Werte der kritischen Geschwindigkeit, was sich hier wegen des relativ grossen  $\beta_m$  besonders bemerkbar macht. Die graphische Methode kann dem durch Korrektur der  $e$ -Kurve, die analytische Methode durch Angabe von Korrekturfaktoren Rechnung tragen, worauf hier nicht näher eingegangen werden soll.

<sup>1)</sup> A. Föppl, Vorlesungen über technische Mechanik Bd. IV § 14. Das Verfahren beruht auf der wesentlichen Uebereinstimmung der Differential-Gleichung der Seilkurve mit derjenigen der Bewegung eines Massenpunktes mit einem Freiheitsgrad.

#### Graphische Methode des Verfassers.

Insofern man graphisch vorgehen will, waren wir berechtigt, den von Couwenhoven eingeschlagenen Weg als ein „Probierverfahren“ zu kennzeichnen, weil für die erste Schätzung des Zeitmaßstabes keinerlei Anhaltspunkte vorhanden sind und die Durchführung der Konstruktion keinen verbesserten Wert liefert. Die nachfolgend in ihrem Grundzuge dargestellte Methode liefert mit geringerem Zeitaufwand und weitaus anschaulicher sogleich eine erste Annäherung für die Periodendauer.

Zur Erläuterung verwenden wir die  $e$ -Kurve der Lötschberg-Lokomotive im Intervall  $90^\circ$  bis  $180^\circ$  (Abbildung 5). Wäre sie eine mittlere Gerade  $e_{\text{mittel}}$ , so wäre die Schwingung sinusförmig ( $\varphi$ -Kurve 1). Die Schwingungsform in erster Annäherung zeichnen wir schätzungsweise ein ( $\varphi$ -Kurve 2), indem die *Betrachtung der  $e$ -Kurve dazu die nötigen Anhaltspunkte liefert*; grössere Elastizität vergrössert nämlich die Elongationen und die Schwingungszeiten, kleinere Elastizität verringert sie. Der Ordinatenmaßstab der  $\varphi$ -Kurve kann beliebig gewählt werden, der Abszissenmaßstab ist gesucht. Man dividiere nun einige Ordinaten der  $\varphi$ -Kurve durch entsprechende der  $e$ -Kurve, wodurch man Punkte der  $D$ -Kurve (Direktions-Drehmoment-Kurve) erhält. Die schraffierten Flächenstücke  $F_1$  und  $F_2$  stellen nun Impulse dar, und weil die Winkelgeschwindigkeit sowohl im Punkt A als auch im Punkt C der Schwingung null ist, so müssen nach dem Impulssatz beide Flächenstücke gleich gross sein. In dieser ersten Annäherung sind sie es nicht; sei  $F_m$  der mittlere in  $\text{cm}^2$  ausgedrückte Flächeninhalt

$$F_m = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

den wir nun als einen verbesserten Wert von  $F_1$  benutzen. Nach dem Impulssatz ist, wenn  $a$  und  $b$  bekannte Maßstäbe,  $x$  den unbekannten Zeitmaßstab bedeutet:

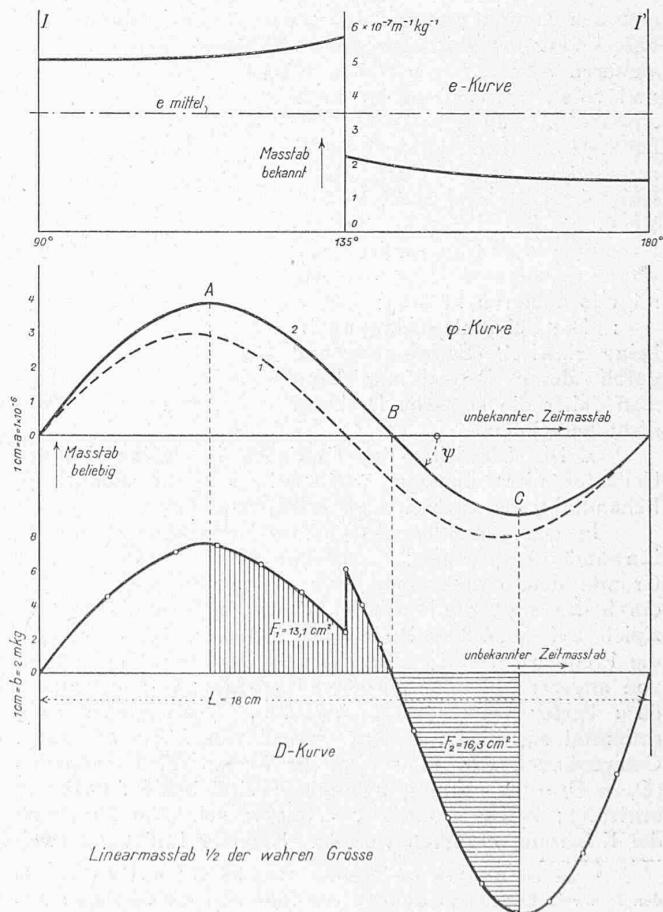


Abbildung 5.

$$F_m \cdot b \cdot x \text{ in } mkg \text{ sek} = \int D \cdot dt = \Theta (\omega_B - \omega_A) = \Theta \cdot \omega_B$$

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_B$  entnimmt man der  $\varphi$ -Kurve

$$\omega_B = \operatorname{tg} \psi \cdot \frac{a}{x}$$

somit

$$F_m \cdot b \cdot x = \Theta \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \frac{a}{x}$$

und der gesuchte Zeitmasstab

$$x \text{ in sek cm}^{-1} = \sqrt{\frac{\Theta (mkg \text{ sek}^2) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot a (\text{cm}^{-1})}{F_m (\text{cm}^2) \cdot b (mkg \text{ m}^{-1})}}$$

Unser Beispiel ergab  $F_1 = 13,1 \text{ cm}^2$ ;  $F_2 = 16,3 \text{ cm}^2$ ;  $\operatorname{tg} \psi = 1,0$ ; also

$$x = \sqrt{\frac{747 \cdot 1,0 \cdot 10^{-6}}{14,7 \cdot 2}} = 0,00504 \text{ sek cm}^{-1}$$

Die Periodendauer ist  $L \cdot x = 0,0906 \text{ sek}$ , woraus als erste Annäherung für die kritische Geschwindigkeit der Lötschberg-Lokomotive  $43 \text{ km/h}$  folgt.

An dieser Methode liessen sich gewiss noch Verbesserungen anbringen, wenn die Praxis sie erfordern sollte. Zum Beispiel erhält man durch Kombination mit irgend einem Verfahren (etwa dem erwähnten von Föppl), das mit dem nun bekannten Zeitmasstab eine verbesserte  $\varphi$ -Kurve zu finden gestattet, ein regelrechtes Näherungsverfahren.

#### Schlussbemerkungen.

Die Berechnung der kritischen Geschwindigkeiten der Lötschberglokomotiven dürfte gezeigt haben, dass die Theorie der Schüttelschwingungen von Triebwerken heute bis zur praktischen Brauchbarkeit entwickelt ist. Es ist bemerkenswert, zu sehen, wie schon zu Beginn dieser Entwicklung von Schwingungsmöglichkeiten die Rede war, und gleichwohl keine klaren Vorstellungen darüber bestanden haben. Die begriffliche Hauptarbeit hat W. Kummer durch Angabe der schwingenden Massen und Elastizitäten, und den dadurch ermöglichten ersten Versuch einer Vorausberechnung der kritischen Geschwindigkeit geleistet. Die weiteren Arbeiten von Buchli, Wichert, Kummer, Meissner und vom Verfasser<sup>1)</sup> haben durch Annäherung an praktische Verhältnisse (Lagerspiel und Stichmassfehler), durch die analytische Durcharbeitung und durch Modell-Versuche das Problem vertieft. Dabei waren zwei prinzipielle Einwände zu überwinden, die wir wie folgt formulieren können:

1. Die Schüttelschwingung ist keine elastische Schwingung und durch deren Betrachtung kann man daher die kritische Drehzahl nicht berechnen.

2. Die Elastizität des Getriebes ist während eines Umlaufes nicht konstant ( $e$ -Kurve!), was die analytische Behandlung als unzureichend erscheinen lässt.

In der genannten Arbeit des Verfassers sind beide Einwände besprochen; Couwenhoven berücksichtigt im Grunde den ersten nicht und überwindet den zweiten durch das erwähnte Probierverfahren. Er steht daher prinzipiell auf demselben Boden wie Kummer, wenn er auch die Frequenz der die Resonanz erregenden Schwingung von anderer Annahme ausgehend gewinnt; Kummer nimmt dazu beide Wellen (vergl. Abbildung 2) als gleichförmig rotierend an, indem er eine Formel von L'Hoest benutzt, Couwenhoven aber nimmt an, die Wellen seien massenlos ( $\Theta_1 = \Theta_2 = 0$ ). Streng genommen sind beide Annahmen unrichtig; welche die relativ richtigere sei, kann nur durch die Erfahrung erwiesen werden. Kummer findet die zwei-

<sup>1)</sup> Da die Arbeiten von Kummer, Meissner und vom Verfasser in der «Schweiz. Bauzeitung» entweder erschienen oder wie die übrigen Aufsätze darin zitiert und besprochen sind, verzichten wir auf die Aufstellung eines Literatur-Verzeichnisses.

und vierfache, Couwenhoven nur die vierfache Frequenz, sodass mit Rücksicht auf unsere Modellversuche ( $n = 2$  und 4) Kummer mit seiner Annahme besseren Erfolg gehabt hat.<sup>1)</sup> Neben der Berechnung der kritischen Geschwindigkeit behandelt Couwenhoven noch Nebenprobleme unter Berücksichtigung praktisch vorkommender Verhältnisse, die für den ganzen Fragenkomplex von Interesse sind.

Alles in Allem dürfen wir sagen, dass durch die von verschiedenen Seiten und von verschiedenen Gesichtspunkten aus erfolgten Beiträge schon eine erfreuliche Abklärung in Bezug auf die Hauptpunkte stattgefunden hat. Anderseits hat sich gezeigt, dass durch den Einbau elastischer Zwischenglieder in die Triebwerke die Schüttelschwingungen verhindert werden können, wie dies bei der Lötschberg-Lokomotive geschah; gleichzeitig werden dadurch die vom wechselseitigen Arbeiten der beiden Getriebeseiten auftretenden Stöße gemildert und damit auch die Abnutzung verringert. Es steht daher zu erwarten, dass der elektrischen Vollbahnentraktion zukünftig keine wesentlichen Schwierigkeiten durch Auftreten kritischer Geschwindigkeiten der Antriebsorgane von Lokomotiven mit Kuppelstangen erwachsen werden.

#### Die Wasserkraftanlage „Gösgen“ an der Aare

der A.-G. „Elektrizitätswerk Olten-Aarburg“.

Mitgeteilt von der A.-G. «Motor» in Baden.

(Fortsetzung von Seite 96.)

An die Dammpartie bei Km. 3,3 schliesst sich die Felsstrecke an. Die Felslinie verläuft im Durchschnitt 4 bis 5 m über Kanalsohle; bei Km. 3,8 taucht sie auf etwa 40 m Länge unter diese und reicht bei Km. 4,6 an die Terrainoberfläche oder etwa 11 m über Kanalsohle. Der Kalksteinfels gehört dem oberen Sequan und zwar den Wangenerschichten an, dessen wellig-bucklige Oberfläche eine grosse Zahl von flachen, glatt geschliffenen Erosionskesseln aufwies. Es zeigten sich aber auch napfförmige Vertiefungen bis über 1,0 m Tiefe, die mit Boluserde, untermischt mit Bohnerzkrötern, angefüllt waren. Der

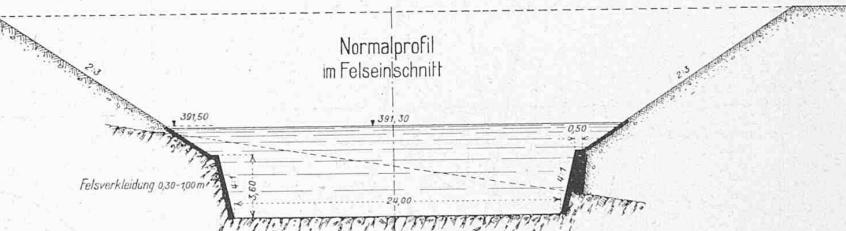


Abb. 58. Oberwasserkanal des Kraftwerk „Gösgen“ an der Aare. Normalprofil im Fels Einschnitt, Km. 3,3 bis 4,8. — Masstab 1:500.

Bolus trat ausserdem in grössern Schlotten und Trichtern auf, die einige Meter Durchmesser erreichten und sich bis unter die Kanalsohle hinab erstreckten. Auf weite Strecken war der Kalkstein auf die ganze Einschnithöhe mehr oder weniger stark zerstört, und in den Spalten erschien oft wie ein bräunlicher oder grünlicher Lehm, in dem noch einige

<sup>1)</sup> Die Polemik Couwenhovens gegen Kummer erscheint daher nicht gerechtfertigt, besonders nicht, wenn sie u. a. in folgender widersprüchlicher Art auftritt. Couwenhoven sagt im Hinblick darauf, dass er die kritische Geschwindigkeit der Lötschberg-Lokomotive berechnen konnte:

«Hieraus geht hervor, dass die Schüttelschwingungen der Lötschberg-Lokomotiven ohne weiteres bei dem stichmassfehlerfreien Antriebssystem nur durch das Vorhandensein von Lagerspiel begründet waren und nicht wie Kummer meint, weniger in allgemeinen Antriebverhältnissen als vielmehr in vorhandenen Stichmassfehlern.»

Dagegen steht auf Seite 64 seiner Arbeit zu lesen:

«Die Erfahrungstatsache, dass bei einer Gruppe gleicher Lokomotiven manchmal irgend eine derselben eine bedeutend schwächere oder gar keine Schüttlerscheinung zeigt, scheint mir durch das Vorhandensein von Stichmassfehlern ohne weiteres erklärliech.»

Damit bestätigt er aber selbst die Ansicht von Kummer.