

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 69/70 (1917)
Heft: 20

Artikel: Neuere Beobachtungen über die kritischen Umlaufzahlen von Wellen
Autor: Stodola, A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-33970>

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: 14.04.2026

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

INHALT: Neuere Beobachtungen über die kritischen Umlaufzahlen von Wellen. — Die Wasserkraftanlagen Tresp und Seros der Barcelona Traction, Light & Power Co. — Wettbewerb zu einem Ueberbauplan der Gemeinde Zofingen. — Wettbewerb für eine reformierte Kirche in Solothurn und Verwandtes. — Eidgenössische Technische Hochschule in Zürich. — Miscellanea: Elektrolytische Behandlung von Kanalisationswässern. Architektur-Vorträge in Zürich. Simplon-Tunnel II. Die Kaut-

schuk-Erzeugung der Welt. Eidgen. Technische Hochschule. Anwendung des Oszillographen zur Untersuchung von Explosionsmotoren. Ecole Supérieure d'Art Public, Paris. — Nekrologie: E. Bissegger. — Konkurrenzen: Bebauungsplan Zurich und Vororte. Zierbrunnen in Zofingen. — Literatur: Die Statik des Eisenbaues. — Korrespondenz. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. Gesellschaft ehemaliger Studierender: Stellenvermittlung.

Band 70.

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

Nr. 20.

Neuere Beobachtungen über die kritischen Umlaufzahlen von Wellen.

Von Prof. Dr. A. Stodola, Zürich.

(Fortsetzung von Seite 94, Band LXIX.)

3. Versuche mit einer Einzelscheibe.

a) Auf wagerechter frei gestützter Welle. Die in dieser Zeitschrift¹⁾ beschriebene Versuchsanordnung wurde dadurch verbessert, dass die Uebertragung der Rotation von der Turbine her durch das in Abbildung 1 dargestellte Kreuzgelenk erfolgte. Der Mittelpunkt des Gelenkes fällt genau mit dem Mittelpunkt der Kugelschale zusammen, sodass die Welle auch in diesem Lager als nahezu vollkommen frei gestützt angesehen werden darf. Diese Art

Turbine und Welle *a* eine vielfach geschwungene Spiralfeder als sehr nachgiebiges elastisches Glied eingeschaltet war. Um die Bewegung des Scheibenmittelpunktes aufzuzeichnen, war mit der Welle die Hebelvorrichtung *ACD* (Abbildung 2) verbunden. Der horizontale, durch den Lenker *CD* geführte Hebel *AC* trägt im Punkte *B* einen Stift, durch den man auf ein Indikatorpapier den Weg des Punktes *A* abbilden kann. Bei kreisförmiger Bahn von *A* entsteht bei *B* eine gut angenäherte Ellipse, deren senkrechte Auslenkungen im Verhältnis von 1,19 vergrößert werden müssen, um die vertikale Auslenkung von *A* zu erhalten. Um einseitige Massenwirkung zu vermeiden, wurde ein Hebel *AC'* mit einem Lenker *C'D* (wobei *AC = C'D* und *CD = AC'*) beigefügt. Die resultierende Wirkung ist, wie man durch Massenreduktion leicht nachweisen kann,

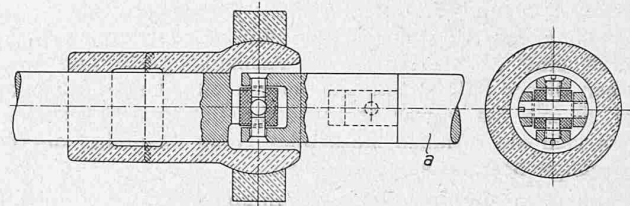
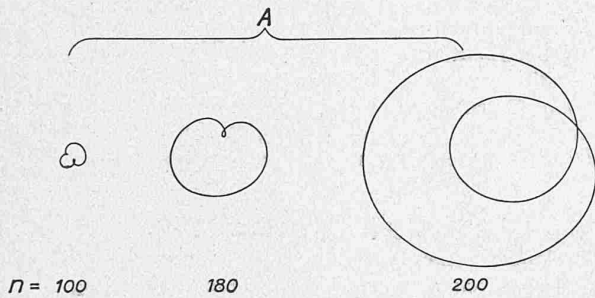


Abbildung 1.

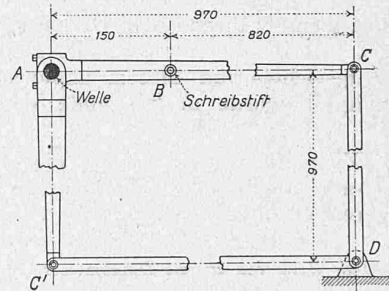
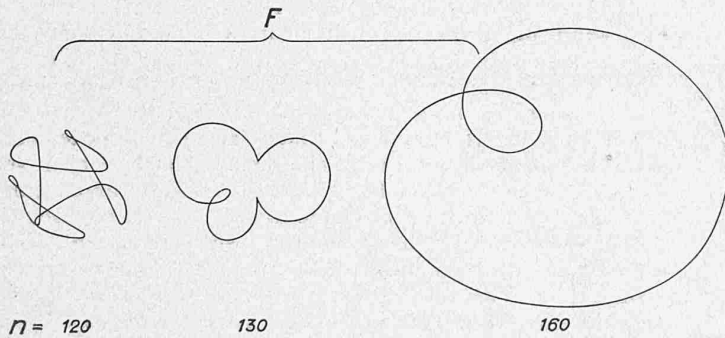


Abbildung 2.

der Kraftübertragung entspricht den im Dampfturbinenbau noch viel angewandten losen Kupplungen. Dabei war die Welle *a*, die zu der die Antriebskraft liefernden kleinen Turbine führt, starr bis auf die Versuche *M, N*, wo zwischen

dieselbe, als ob im Punkte *A* eine konstante mit der Welle rotierende Masse $m_r = 0,000842 \text{ kgsek}^2/\text{cm}$ angebracht wäre.

Einige der so erhaltenen Schaubilder, die wie alle folgenden Beobachtungen von meinem Mitarbeiter Herrn Ing. G. Keller im Maschinen-Laboratorium der E. T. H. mit Sorgfalt aufgenommen worden sind, stellen wir für die Versuche *A* und *F* in Abbildung 3 dar. Man erkennt, wie die anfänglich kleine Bahn zu grösseren Ausschlägen mit mannigfachen Schlingen führt, wobei zu beachten ist, dass diese Schlingen alle während einer Umdrehung der Welle beschrieben werden.

Die Auslenkungen erlangen bei der kritischen Umlaufzahl zweiter Art n_g (wie wir die durch das Gewicht verursachte Störung nennen wollen), ein Maximum. Daraufhin nehmen sie zunächst wieder ab, um weiterhin mit der Annäherung an die gewöhnliche kritische Umlaufzahl abermals zu wachsen. In Abbildung 4 sind die Mittelwerte der Ausschläge in Funktion des Verhältnisses $\frac{n}{n_g}$ dargestellt. Beim Werte 1 der Abszisse haben wir daher überall zusammenfallend das Maximum der Auslenkung, welches, wie wir früher auseinandergesetzt haben, wesentlich von der Luft-Reibung der rotierenden Massen abhängt. Die

¹⁾ Band LXVIII, Seite 197 (28. Oktober 1916).

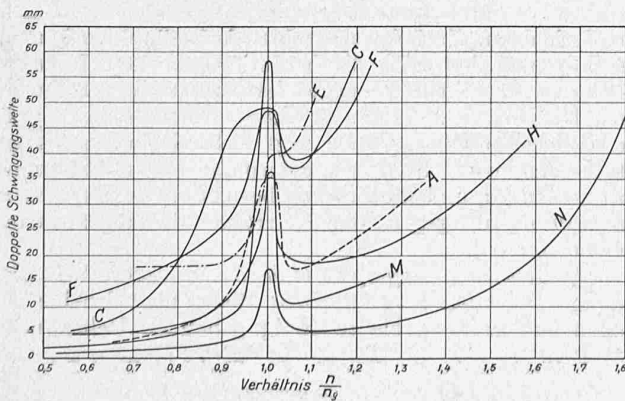


Abbildung 4.

wahren Werte der kritischen Umlaufzahl sind in der untenstehenden Tabelle vereinigt, die auch die Angaben über Scheibengewicht, Exzentrizität, Trägheitsmoment usw. enthält. Infolge der starren Verbindung der Welle mit der antreibenden Turbine ist einmal das Trägheitsmoment der rotierenden Masse allein (für ihren Schwerpunkt) aufgenommen, dann aber auch die Summe dieses und des Trägheitsmomentes der Turbinenmassé, welches letzteres $4,835 \text{ kg cm sek}^2$ beträgt. Die normale kritische Winkelgeschwindigkeit wurde mit $E = 2,05 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ aus den Wellenabmessungen und dem Gewicht (unter Hinzufügung der halben Wellenmasse zur Scheibenmasse) nach der bekannten theoretischen Formel berechnet.

Bei Versuch *A* und *C* war der Scheibendurchmesser 500 mm , die Ueberwucht wurde durch exzentrische Bleimassen hergestellt. Bei den übrigen Versuchen wurden zwei Bleischeiben von je 225 mm Durchmesser und mehr oder weniger starker Exzentrizität verwendet. Der theoretische Wert der kritischen Geschwindigkeit II. Art ist a. a. O. durch die Formel (9), auf Seite 210 von Band LXVIII, gegeben. Die in der letzten Zeile der Zahlentafel angegebenen Verhältnisse $\frac{\omega_g}{\omega_k}$ stimmen qualitativ mit jener Formel befriedigend überein, ausgenommen die Versuche *E, F* und *H*. Bei *E* fehlt jedoch ein eigentliches Maximum des Ausschlages, und die Störung gibt sich nur durch eine Wendetangente im Auslenkungs-Verlauf kund, daher dieser Fall streng genommen ausscheidet. Sowohl bei *E* wie bei *F* war übrigens die Ueberwucht so gross, dass sich ein förmlich stossender Gang einstellte, der die Vorgänge beeinflusst haben muss.

Gegen die Kreuzgelenkkupplung kann der Einwand erhoben werden, dass der Antrieb der Scheibe infolge der Schiefstellung der Welle im Lager mit ungleichmässiger Geschwindigkeit erfolgt, und so periodische Impulse auf das System ausgeübt werden. Solange der Neigungswinkel der Welle sich nicht ändert, trifft dieser Einwand nicht zu; wohl aber wenn während der Drehung eine Schwingung stattfindet. Um festzustellen, ob die beobachtete Wirkung des Eigengewichtes von diesem ungleichmässigen Antrieb unabhängig ist, wurde nachfolgende Versuchsreihe durchgeführt.

b) Welle wagerecht, beidseitig eingespannt. Die Welle besass 16 mm Durchmesser, die Scheibe sass in der Mitte der Lagerentfernung, die 1800 mm betrug. Die Einspan-

nung wurde dadurch erzielt, dass jenseits der 50 mm langen innern Lager in 120 mm Entfernung noch je ein Führungslager von ebenfalls 50 mm Länge angeordnet wurde. Im Betriebe zeigten sich die Lagerständer etwas nachgiebig, sodass die Einspannung keine vollständige war. Man konnte die Welle mit fester Kupplung oder unter Zwischenschaltung eines mit Hanfjurten angetriebenen Vorgeleges durch einen an Stelle der Turbine getretenen Elektromotor in Drehung versetzen. Die Scheibe hatte 500 mm Durchmesser, $9,55 \text{ kg}$ Gewicht und geriet in das gewöhnliche kritische Gebiet bei $n_k = 396 \text{ Uml/min}$.

Eine Ueberwucht von $4,6 \text{ kg}$ in 45 mm Abstand vom Wellenmittelpunkt liess noch keine Wirkung erkennen. Hingegen bei $7,06$ und $9,12 \text{ kg}$ in Form von Scheiben mit 225 mm Durchmesser im Abstand von 45 mm vom Wellenwinkel aufgebracht Ueberwuchten traten die neuen

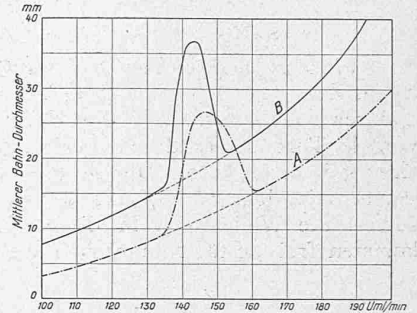


Abbildung 5.

traten die neuen kritischen Erscheinungen mit voller Deutlichkeit auf, wie Kurven *A* bzw. *B* in Abbildung 5 dartun.¹⁾ Das Verhältnis der kritischen Umlaufzahlen ist sehr nahe

$$\frac{n_g}{n_k} \approx \frac{1}{2}$$

Die vom Wellendurchstossungspunkt beschriebenen Bahnen waren dabei unter- und oberhalb n_g kreisförmig, beim Durchgang durch n_g herz- bzw. lemniskatenförmig.

c) Welle in senkrechter Stellung, frei aufgelagert, mit Kreuzgelenkantrieb. Wird die Welle senkrecht aufgestellt, so kann die Schwere nicht mehr in unmittelbarer Weise Biegungsschwingungen erregen. Eine mittelbare Wirkung bleibt übrig, indem man bei ausgelenkter Scheibe die Schwerkraft zerlegen kann gegen den unteren Lagermittelpunkt hin, und nach der Horizontalen. Erstere ruft eine unbedeutende Knickbeanspruchung der Welle hervor, letztere aber vermehrt die Fliehkraft. Fängt man das Gewicht durch einen oben gelegenen Stützpunkt (Spurlager) auf, so entsteht ein Zug, der die kritische Umlaufzahl zu verkleinern strebt. Es ist zu erwarten, dass die Störungen nur unbedeutend sind. Der Versuch bestätigte dies an der unter 3a beschriebenen Welle, die unter Zwischenschaltung des Kreuzgelenkes von unten her durch ein besonderes Wellenstück angetrieben wurde, welches sich auf ein Kugelspurlager stützte und eine Riemenscheibe trug. Diese war durch einen halbgeschränkten Hanfgurt mit dem wagerecht aufgestellten Elektromotor verbunden. Später wurde noch eine 16 mm starke Welle bei 800 mm Spannweite und gleicher Scheibe geprüft. Man brachte die gleichen Ueberwuchtmassen auf wie in Versuchen *A* und *C* in Abschnitt 3a. Die Wellenbahnen erwiesen sich als fast regelmässige Kreise; die gewöhnliche kritische Drehzahl unterscheidet sich nicht von derjenigen, die bei wagerechter Aufstellung vorkommt. Die Störungen bei $n_k/2$, die in der wagerechten Lage so ausgeprägt waren, sind hingegen fast vollständig verschwunden. Nur bei einer mittleren Ueberwucht von etwa 5 kg am Halbmesser von 45 mm zeigt sich ein wenig ausgeprägtes Maximum; bei allen andern ist ein solches nicht mehr vorhanden, und die Störung besteht nur in einer etwas dreieckförmigen, gegen die Herzform hin abgeänderten Wellenbahn.

d) Beidseitig eingespannte Welle in senkrechter Aufstellung. Die unter *b* beschriebene Welle samt Scheibe mit kleinen und grossen, bis zu 12 kg gehenden Ueberwucht-

¹⁾ Hierdurch ist ein Einwand, den Gümbel im Dingl. Polytechn. Journal 1917, S. 257, aussprach, der theoretisch unhaltbar ist, auch praktisch entkräftet. Ich äussere mich hierzu, wie zu andern irtümlichen Darlegungen Gümbels, in der genannten Zeitschrift selbst.

Freigestützte Welle von 20 mm Durchmesser. Spannweite 1500 mm .

Versuchsbezeichnung	Dimensionen	A	C	E	F	H	M	N
Gesamtgewicht	kg	14,38	23,822	15,387	15,857	14,747	16,012	14,457
Trägheitsmoment für den Schwerpunkt $\theta_{Schw.}$	kg cm sek ²	3,3255	3,8965	0,856	0,858	0,8025	0,9124	0,8116
Exzentrizität <i>e</i>	cm	1,976	2,694	8,450	6,10	1,818	1,220	0,919
Doppelte max. Auslenkung $2y$	mm	35,1	49,0	[40,0]	48,0	36,5	58,2	17,3
Krit. Winkelgeschw. II. Art ω_g	sek ⁻¹	20,63	18,43	14,45	16,65	18,9	20,63	19,8
Krit. Winkelgeschw. I. Art $\omega_k = \sqrt{\frac{a}{M}}$	sek ⁻¹	38,42	30,2	37,2	36,70	37,96	36,50	38,34
Trägheits-Radius <i>q</i>	cm	14,65	12,46	7,20	7,1	7,10	7,09	7,22
$(\frac{e}{q})^2$	—	0,0182	0,04675	1,379	0,737	0,0655	0,0296	0,01620
Gesamt-Trägheitsmoment = $\theta_{Scheib.} + \theta_{Turbine}$	kg cm sek ²	8,1605	8,7315	5,691	5,693	5,6375	5,7474	5,6468
$(\frac{e}{q})^2$ für Ges. Trägheitsmoment	—	0,00741	0,01447	0,2075	0,111	0,00931	0,00444	0,00233
$\frac{\omega_g}{\omega_k}$	—	0,537	0,610	[0,388]	0,4504	0,498	0,565	0,5165

massen am Halbmesser von 45 mm zeigt dieselbe normale kritische Drehzahl wie bei wagerechter Lage. Bei $n_k/2$ lässt sich eine leichte Annäherung der Wellenbahn an die Herzform wahrnehmen, allein die Ausschläge wachsen stetig mit der Drehzahl, die kritische Störung durch das Eigengewicht ist vollständig verschwunden.

Die zuletzt angeführten Versuche unter *c* und *d* scheinen mir den schlüssigen Beweis zu erbringen, dass die Störungen der wagerechten Welle bei $n_k/2$ durch das Eigengewicht verursacht werden. Bei *c* spielt noch die durch das

Länge in wagerechter Aufstellung, der in der Mitte durch einen senkrechten Lenker geführt war und am freien Ende das Schreibzeug trug.

Die Beobachtung der Auslenkung mit den grossen Scheiben, obwohl diese bloss flüchtig ausgewuchtet waren, liess von einer Störung durch das Eigengewicht nichts erkennen. Dasselbe war anfänglich der Fall bei den Scheiben von 250 mm Durchmesser. Es war daher offenbar, dass auch bei der stetig belasteten Welle die Störung erst bei stärkeren Exzentrizitäten auftreten würde. Als man

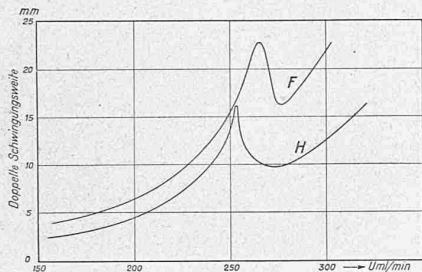


Abbildung 7.

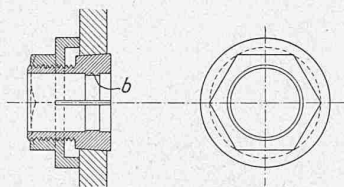


Abbildung 6.

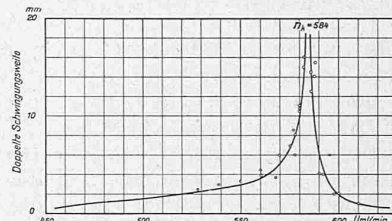


Abbildung 8.

Kreuzgelenk bedingte Ungleichförmigkeit mit, daher sich die Störung bei senkrechter Welle noch etwas bemerkbar macht. An der eingespannten Welle ist auch die letzte Spur hiervon beseitigt.

So wird der mathematische Beweis durch den Versuch bewahrt, und ich bin schliesslich in der Lage, auch folgende, der Anschauung entnommene Erläuterung des Vorganges mitzuteilen, die ich meinem Kollegen Prof. Dr. Meissner verdanke. Bei Abwesenheit der Schwerkraft würden im Beharrungszustande der Wellendurchstosspunkt *W* und der Schwerpunkt *S* mit dem ideellen Drehpunkt *O* auf einer Geraden liegen. Infolge der Schwerkraft fängt die Scheibe an, um den Schwerpunkt zu schwanken, und dadurch wird die Entfernung *WO'* (bezogen auf den neuen Drehpunkt *O'*) zweimal während einer Umdrehung vergrössert, daher auf den Schwerpunkt ein wechselnder Kraftimpuls mit der doppelten Frequenz der Drehzahl ausgeübt. Ist die Drehzahl die Hälfte der kritischen, so stimmt die doppelte Frequenz mit der der Eigenschwingungszahl überein, und es reicht die aller kleinste Kraft hin, um merkliche oder sogar grosse Resonanzausschläge hervorzurufen.

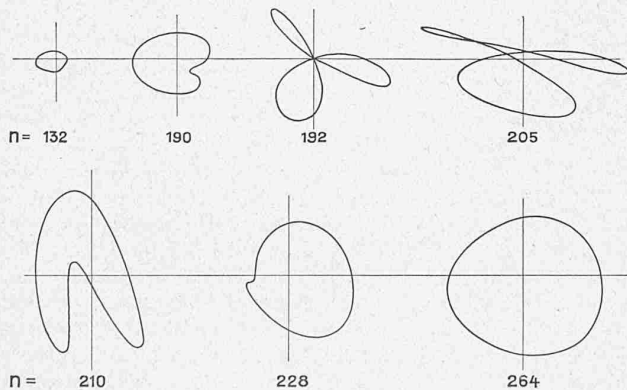


Abbildung 10.

darauflin die kleinen Scheiben mit einer Ueberwucht von 915 gr pro Scheibe bei einer resultierenden Exzentrizität von $e = 1,26$ cm belastete, da trat die Störung in Erscheinung. Die vom Wellenmittelpunkte beschriebenen Kurven ähneln denjenigen in Abbildung 3; die Darstellung des grössten Durchmessers der Ovale in Funktion der Umlaufzahl ergibt Kurve *F* in Abbildung 7. Eine Wiederholung des Versuches mit Hinzufügung eines diametral entgegengesetzt liegenden Gegengewichtes, das die resultierende Exzentrizität auf 0,74 cm vermindert, lieferte Kurve *H* in Abbildung 7. Die theoretische kritische Tourenzahl wurde durch einen besonderen Versuch ohne Ueberwuchtmassen kontrolliert, für welchen bei einer gesamten Belastung von 34,0 kg (einschliesslich Wellengewicht) die theoretische Formel $n_{k1} = 574$, die Beobachtung gemäss der graphischen Darstellung in Abbildung 8 $n_{k1} = 584$ ergibt.

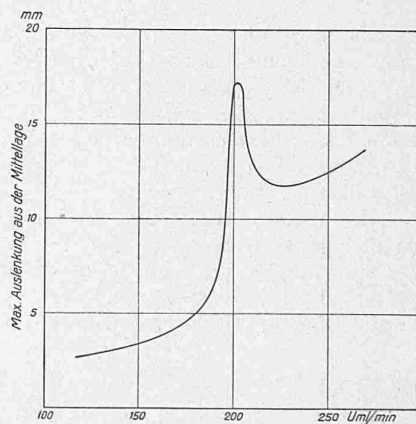


Abbildung 9.

4. Verhalten einer gleichmässig belasteten Welle unterhalb der tiefsten kritischen Drehzahl gewöhnlicher Art.

a) *Frei aufliegende wagerechte Welle.* Es wurden zwei Versuchsreihen mit je zehn Scheiben durchgeführt. In der ersten hatten die Scheiben 500 mm Durchmesser und 2 mm Dicke, in der zweiten 250,6 mm Durchmesser und 8,5 mm Dicke. In Abbildung 6 ist die geschlitzte konische Büchse dargestellt, durch die man die Scheiben auf der Welle zentrierte, wobei die Welle nur auf der 4 mm betragenden Länge des Vorsprunges *b* eingeklemmt war. Die neue Welle besass 16 mm Durchmesser und 800 mm Spannweite. Das in Abbildung 1 dargestellte und dem neuen Wellendurchmesser angepasste Universalgelenk erlaubt uns wieder, die Welle in beiden Lagern als frei gestützt anzusehen. Als Schreibvorrichtung benützten wir einen einfachen, sehr leichten Aluminium-Hebel von 280 mm

Der Unterschied ist so gering, dass wir ihn vernachlässigen können und für die Versuche *F, H*, als erste kritische Drehzahlen die theoretischen Werte $n_{k1} = 511$ und 499 nehmen dürfen. Die Störung durch das Eigengewicht erreichte für *F* ein Maximum bei $n_{k1} = 266$, für *H* bei $n_{k1} = 252$ Umdrehungen/min. Das Verhältnis $\frac{n_{q1}}{n_{k1}}$ ist bezw. 0,52 und 0,51. Es würde hiernach die theoretische Formel (29)¹⁾ für diese erste Störung gut mit der Wirklichkeit übereinstimmen.

b) *Wagerechte Welle mit beidseitiger Einspannung.* Die 16 mm starke Welle mit 1410 mm Lagermitten-Abstand wurde wie unter 3 b) eingespannt, und wies ohne Ueberwuchtmassen eine kritische Drehzahl $n_{k1} = 468$ i. d. Min. auf. Bei je 915 gr Ueberwucht, was die Gesamt-Exzentrizität auf $e = 12,6$ mm und n_{k1} auf 415 i. d. Min. bringt, zeigt

¹⁾ Siehe Band LXVIII, Seite 201, Abb. 10 (4. November 1916).

¹⁾ Siehe Band LXIX, Seite 94 (3. März 1917).

sich gemäss Abb. 9 eine ausgesprochene Störung bei etwa 203 Uml/min , mithin ist das Verhältnis $n_{s_1} : n_{k_1} = 0,49$, oder nahezu $0,5$. Die Wellenbahnen unterscheiden sich wesentlich von denen bei freier Auflage, wie die Schaubilder in Abbildung 10 zeigen. Dabei erweisen sich diese Bahnen als stabile Gebilde, die in immer gleicher Form auftreten. Der Antrieb der Welle erfolgte unter Einschaltung des erwähnten Vorgeleges.

c) *Senkrechte Welle mit freier Auflage und mit Einspannung.* Die unter *a* und *b* beschriebenen Wellen wurden hierauf in senkrechter Aufstellung untersucht. Die bei Abwesenheit von künstlicher Ueberwucht ermittelte tiefste kritische Drehzahl unterscheidet sich bis auf die Fehlergrenzen nicht von derjenigen der wagerechten Welle, und zwar unabhängig davon, ob die Welle im Spurlager aufgehängt, oder von unten gestützt wurde. Nach dem Anbringen von gleich grossen Ueberwuchtmassen wie unter *a*) und *b*) wächst der Ausschlag naturgemäss, allein die Bahnen bleiben nahezu kreisförmig, und die Auslenkungen nehmen gleichförmig mit wachsender Drehzahl zu. *Die Störung durch das Eigengewicht ist verschwunden.* Das Kreuzgelenk kann keine Wirkung ausüben, da keine Schwingung vorhanden ist. Erregt man eine solche durch einen Stoss von aussen, so verschwindet sie alsbald. (Schluss folgt.)

Die Wasserkraftanlagen Tresp und Seros der Barcelona Traction, Light & Power Co.

Von Ing. A. Huguenin, Direktor der A.-G. Escher Wyss & Cie., Zürich.

(Fortsetzung von Seite 224.)

Auf der obern Kanalstrecke bis zum grossen Bassin bei Km. 19 sind von grösseren Kunstbauten lediglich die Kanalbrücke über den Rio Set bei Km. 11,64, sowie Durchlässe bei Km. 3,89 und 7,26 zu erwähnen (Abb. 65). Besondere Sorgfalt wurde der Auffüllung der seitlichen Dämme auf diesen offenen Strecken gewidmet. Das Aufschüttungsmaterial wurde befeuchtet und durch Walzen festgestampft.

Sehr interessant war die Ausführungsart der *Erddämme*, die den grossen See von Km. 19 bis Km. 22 abschliessen (*D 1 bis 3* in Abb. 54, S. 221). Das Profil in Abb. 66 zeigt den Querschnitt des grössten Dammes Nr. 3. Im Prinzip ist dieser für alle Dämme gleich. Der innere Teil auf der Wasserseite

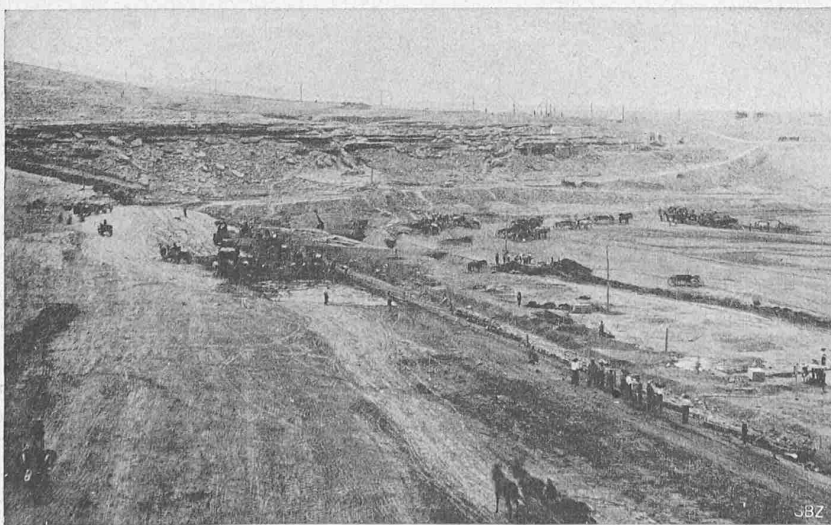


Abb. 68. Vom Bau des Dammes Nr. 3. (Aufnahme vom 17. Juni 1913).

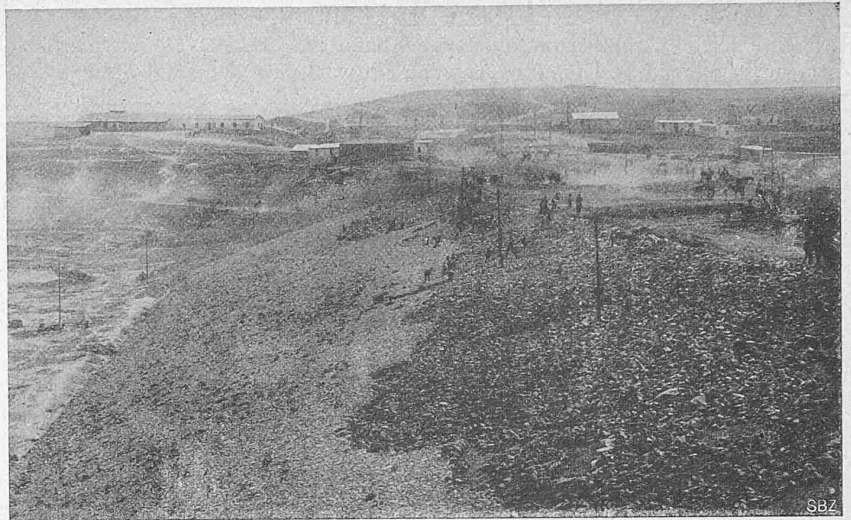


Abb. 69. Steinpflasterung der Wassersseite von Dam Nr. 3. (3. Sept. 1913).

ist aus feuchtgewalztem, lehmigem Material erstellt, mit einem 3 bis 4 m in den gewachsenen Boden hinreichenden Lehmkern (*C* in Abb. 66). Durch eine kräftige Steinrollierung ist er gegen Wellenschlag geschützt. Der Dammkern wurde aus relativ kleinerem Material trocken aufgeschüttet. An dessen Fusse befindet sich auf der Luftseite

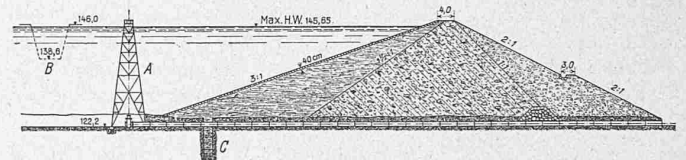


Abb. 66. Querschnitt des Dammes Nr. 3. — Masstab 1:1500.

auf die ganze Länge des Dammes eine Steinfüllung, die mit Hülfe einer Querverfüllung in der Mitte einen wirksamen Sickerschlitz ergibt. Die äussere Auffüllung besteht aus ganz grobem, lose aufgefülltem Material und wurde bepflanzt. Das Material für Dammkern und luftseitige Füllung wurde aus dem Einschnitt gewonnen und in der Regel mittels Rollbahn hergeführt. Das lehmige Material der wasserseitigen Füllung ist direkt aus dem Becken oberhalb des Dammes entnommen. Mit Hülfe einer durch Maultiere angetriebenen Baggermaschine, die ohne Unterbruch in Gang war, wurde der Boden abgekratzt und das Baggergut durch ein fortlaufendes Becherwerk in Wagen gefüllt, die mit je zwei Mulos bespannt, seitlich an dieses Baggerwerk herangeführt wurden. In endlosem Zuge folgten sich diese Wagen, auf der einen Seite beladen zum Dam hinauffahrend, auf der andern Seite leer hinunterfahrend. Der Bauplatz war durch grosse Bogenlampen nachts taghell beleuchtet, sodass an diesen Hauptarbeitsstellen kontinuierlich gearbeitet werden konnte. Der Dam Nr. 3 weist folgende Kubaturen auf: Totaler Aushub 11000 m^3 , Auffüllung des Lehmkernes 5235 m^3 , Lehmauffüllung 112470 m^3 , Kern-Auffüllung 179990 m^3 , luftseitige Auffüllung 75040 m^3 , Steinfüllung 5400 m^3 , Rollierung 8870 m^3 , Beton 247 m^3 . Das Totalvolumen der Auffüllung des Dammes beträgt 378135 m^3 .

Durch jeden Dam sind Entleerungsrohre gelegt, die auf der Oberwasserseite mit Schiebern versehen sind. Die Antriebe zu diesen Schiebern sind auf eigens dazu erstellten eisernen Türmen angeordnet (*A* in Abb. 66), die über das maximale Wasserniveau hinausragen.