

**Zeitschrift:** Bulletin de l'Association suisse des électriciens  
**Herausgeber:** Association suisse des électriciens  
**Band:** 11 (1920)  
**Heft:** 9

**Artikel:** Die kritischen Drehzahlen der Kurbelgetriebe elektrischer Lokomotiven  
**Autor:** Kummer, W.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-1056302>

#### **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:** 13.01.2026

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

- Dr. Ing. *O. Szilas*, 1. Ueber den Durchhang von Freileitungen. Zeitschr. d. ungar. Ing. u. Arch.-Vereins 1917, Band II, No. 16.
2. Durchhang von Freileitungen. E. T. Z. 1919, Seite 466, 477, 493. — Heft 38, 39, 40. E. u. M., Wien 1920, Seite 194, Heft 17.
- Verband Deutscher Elektrotechniker*, Normen für Freileitungen. E. T. Z. 1907, Seite 811 und 825. „ 1913, „ 1096. „ 1919, „ 41 und 42.
- S. Wächter*, Rasche Bestimmung der Durchhangsänderungen von Freileitungen. E. T. Z. 1916, Seite 429.
- Wehage*, Spannung und Durchhang der Freileitungen mit Berücksichtigung der Temperatur. „Zivilingenieur“ 1879, Seite 619.
- R. Weil*, Beanspruchung und Durchhang von Freileitungen. Verlag Springer, Berlin, 1910.
- Wiener Elektrotechn.-Verein*: Aufruf zur Anstellung von Beobachtungen über die Eis- und Schneablagerungen auf Freileitungen. E. u. M., Wien 1919, Heft 51, Seite 596.
- Wiener Elektrotechn.-Verein*, Sicherheitsvorschriften für elektrische Starkstromanlagen (1907) samt Anhang 1, 5 und 11. E. u. M. 1909, Heft 46.
- „ 1917, „ 6, Seite 65.
- „ 1917, „ 36, Seite 429.
- „ 1916, Seite 569.
- „ 1919, Heft 22, Seite 242.
- W. Wittek*, Ueber die Eisbelastung der Freileitungen. E. T. Z. 1918, No. 48, Seite 475. E. u. M. 1919, Heft 9, Seite 87.
- Prof. Dr. *Wyssling*, Die Verwendung von Aluminium für Freileitungen. Bull. d. Schweiz. Elektrotechn. Vereins 1916, Heft 5 und 6. (Sonderdruck Verlag Rascher & Cie., Zürich).
- Prof. Dr. *K. E. Zetzsche*, Handbuch der elektrischen Telegraphie. 3. Band, 1. Hälfte, Seite 90. Verlag Springer, Berlin 1887.
- H. Zipp*, Berechnung von Drahtspannung und Durchhang für eine Eisenleitung. E. u. M. 1919, Heft 27, Seite 303. (Nach Elektrizitätswerk, Jahrg. 7, Heft 1).

## Die kritischen Drehzahlen der Kurbelgetriebe elektrischer Lokomotiven.

Von Professor Dr. *W. Kummer*, Ingenieur, Zürich.

Vor neun Jahren haben wir den Lesern des „Bulletin“ in einem, „Ueber die Anwendung des Parallelkurbelgetriebes bei elektrischen Lokomotiven“ betitelten Aufsatze, die Entwicklung des von europäischen Konstrukteuren für elektrische Lokomotiven geschätzten Antriebsmittels vorgeführt und gezeigt, dass unsere schweizerischen Konstruktionsfirmen bei dieser Entwicklung nicht nur rege mitgearbeitet haben, sondern wiederholt massgebend vorangegangen sind<sup>1)</sup>.

Das unter dem Namen „Parallelkurbelgetriebe“ (auch „Kuppelstangengetriebe“ genannt) bekannte, in Fig. 1 nochmals schematisch vorgeführte Antriebsmittel hat jedoch bei seiner Anwendung auf stets leistungsfähigere und je länger je rascher fahrende

Lokomotiven auf „kritische“ Drehzahlen geführt, die sich im Betriebe mindestens durch Schüttelschwingungen, wenn nicht gar durch schwere Triebwerkdefekte nachteilig geltend machen; indessen gelang es in der Regel, diese Erscheinungen durch geeignete Massnahmen, insbesondere durch den Einbau elastischer Konstruktionselemente, gänzlich zu beseitigen oder wenigstens unschädlich zu machen.

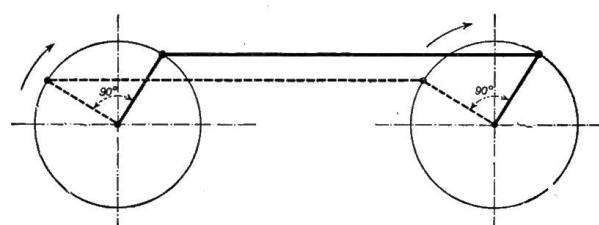


Fig. 1.  
Schema des normalen Parallelkurbelgetriebes.

Die kritischen Drehzahlen der Kurbelgetriebe elektrischer Lokomotiven lassen sich, ebenso wie die kritischen Drehzahlen anderer Maschinenelemente, als Harmonische der

<sup>1)</sup> Vergleiche Seite 319—322 des „Bulletin“ von 1911; die Abbildungen 1, 7, 6 jenes Aufsatzes sind hier als Fig. 1, 2, 3 wieder zur Verwendung gelangt.

Eigenschwingungszahl schwingender Massensysteme betrachten, deren Einzelmassen durch elastische Glieder verbunden sind. Für die Erkenntnis der Schwingungerscheinung genügt meist die Annahme des Zweimassensystems, gekennzeichnet durch die zwei Massen  $m_1$  und  $m_2$  und das zwischenliegende, masselos angenommene elastische Glied, mit der Elastizitätskonstanten  $\gamma$ , die als die, für die Kraft 1 auftretende Länge der Formänderung verstanden ist. Ein solches Zweimassensystem lässt sich nun auch auf Grund unserer Fig. 1 supponieren, indem z. B. die mit der Welle links verbundene Schwungmasse als Masse  $m_1$ , die mit der Welle rechts verbundene Schwungmasse als Masse  $m_2$ , und die Kuppelstangen als elastisches Zwischenglied aufgefasst werden. Ein derartiges dynamisches System kann grundsätzlich ungedämpfte Eigenschwingungen ausführen, die der Differentialgleichung:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + A \cdot x = 0 \quad (1)$$

entsprechen, in der  $x$  die Masszahl für die Entfernung des schwingenden Elementes (oder Punktes) aus der Gleichgewichtslage,  $t$  die Masszahl der Zeit und  $A$  eine Konstante bedeuten, die für unser Zweimassensystem den Wert:

$$A = \frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}$$

hat und auf die Schwingungszahl  $\nu_e$  der Eigenschwingung vom Betrage:

$$\nu_e = \frac{1}{2 \pi} \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \quad (2)$$

führt. Wird nun das System unserer Fig. 1 als Antriebsmittel benutzt, wobei z. B. die Triebkraft an  $m_1$ , der Widerstand dagegen an  $m_2$  wirkt, so muss, wenn Widerstand und Triebkraft Funktionen der Zeit sind, die Gleichung (1) durch die Gleichung:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + A \cdot x = R(t) \quad (3)$$

ersetzt werden; dabei bringt die allgemeine Funktion  $R(t)$  die zeitliche Veränderung von Triebkraft und Widerstand zum Ausdruck. Da  $R(t)$  entweder unmittelbar oder doch durch Darstellung als Fourier'sche Reihe, periodischen Charakter erhält, so liefert die Gleichung (3) neben der Schwingungszahl  $\nu_e$  für die *Eigenschwingung* noch weitere Schwingungszahlen  $\nu$  für die gemäss  $R(t)$  auftretenden sogenannten *erzwungenen Schwingungen*. In den Jahren 1914 und 1915 haben wir mehrere Aufsätze veröffentlicht, die das Ziel verfolgten, den Charakter von  $R(t)$ , und damit die analytischen Ausdrücke für die neben  $\nu_e$  weiter auftretenden Schwingungszahlen  $\nu$  der erzwungenen Schwingungen für gewisse, augenscheinlich praktisch wichtige Fälle festzulegen<sup>1)</sup>; die dabei betrachteten Fälle und die alsdann auftretenden Werte  $\nu$  sind die folgenden:

a) Beim „*idealen*“ Kurbelgetriebe, das bei fehlerfreier und spielfreier Ausführung als Getriebe nach Fig. 1, bei ausschliesslicher Betrachtung einer einzigen der zwei Getriebeseiten, die gesamte, konstant angenommene Elastizität ausschliesslich in den Stangen voraussetzt, herrscht neben der, aus Gleichung (2) folgenden Eigenschwingungszahl  $\nu_e$  noch die Schwingungszahl  $\nu_1$  einer erzwungenen Schwingung, die sich aus der gleichförmigen Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der zwei Kurbelwellen zu:

$$\nu_1 = \frac{1}{2 \pi} \cdot 2 \cdot \omega$$

ergibt.

<sup>1)</sup> Vergleiche die gekürzte Zusammenfassung auf Seite 68 von Band LXVI der „Schweiz. Bauzeitung“ von 1915; die Rechnungen selbst sind auf Seite 78—99 des 1915 erschienenen Bandes I der „Maschinenlehre der elektrischen Zugförderung“ des Verfassers vereinigt zu finden.

b) Beim *Kurbelgetriebe mit Abweichungen der Stangenlängen* von der Entfernung der Lagermittnen herrschen neben der, aus Gleichung (2) folgenden, Eigenschwingungszahl  $\nu_e$  noch die Schwingungszahlen  $\nu_1$  und  $\nu_2$  von erzwungenen Schwingungen, die sich zu:

$$\nu_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega \quad \text{und} \quad \nu_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot 2\omega$$

ergeben.

c) Beim *Kurbelgetriebe mit Lagerspiel*, für das an beiden Wellen die übereinstimmende, während der Drehung unveränderliche Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  vorausgesetzt wird, herrschen neben der, aus Gleichung (2) folgenden, Eigenschwingungszahl  $\nu_e$  noch die Schwingungszahlen  $\nu_1$  und  $\nu_2$  von erzwungenen Schwingungen, die sich zu:

$$\nu_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot 2\omega \quad \text{und} \quad \nu_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot 4\omega$$

ergeben.

Wenn nun in irgend einem der drei Fälle die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Kurbelwellen solche Werte annimmt, dass:

$$\nu_1 = \nu_e \quad \text{oder} \quad \nu_2 = \nu_e$$

wird, so herrscht Resonanz, bzw. eine kritische Drehzahl, die sich im Betriebe in der oben genannten Weise unangenehm bemerkbar macht. Als zu erwartende kritische Drehzahlen haben also zu gelten:

a) beim „idealen“ Kurbelgetriebe diejenige Drehzahl, die gleich der halben Eigenschwingungszahl ist;

b) beim Kurbelgetriebe mit Abweichung der Stangenlängen von der Entfernung der Lagermitteln diejenigen zwei Drehzahlen, die gleich der halben und gleich der ganzen Eigenschwingungszahl sind;

c) beim Kurbelgetriebe mit Lagerspiel diejenigen zwei Drehzahlen, die gleich dem vierten und gleich dem zweiten Teil der Eigenschwingungszahl sind.

Diese Resultate legten die Vermutung nahe, dass angesichts der Möglichkeit weiterer Ausführungsfehler und Abnutzungerscheinungen, als die in den Fällen b und c berücksichtigten, eine noch grössere und in allgemeinerer Weise darstellbare Zahl kritischer Drehzahlen  $\nu_k$  bestehen müsse, wofür eine Beziehung:

$$\nu_k = \frac{\nu_e}{\mu} \quad (4)$$

mit Werten des Moduls  $\mu$  entsprechend der Reihe:

$$\mu = 1, \quad 2, \quad 3, \quad 4, \quad 5, \quad 6, \dots$$

in Betracht kommen könnte. Sollten indessen die behandelten Fälle a, b, c allein von praktischer Bedeutung sein, dann würden praktisch auch nur die Module:

$$\mu = 1, \quad \mu = 2, \quad \mu = 4$$

festgestellt werden können. Da die sichere Abklärung über den Gültigkeitsbereich der Beziehung (4) nur auf experimentellem Wege zu erwarten war, hat der Schreibende im Spätherbst 1916 seinem ehemaligen Schüler, Ingenieur K. E. Müller, die Ausführung bezüglicher Untersuchungen als Doktorarbeit vorgeschlagen. Diese Untersuchungen wurden 1917/1918 an einem, von der A.-G. Brown, Boveri & Cie., Baden, bereitwilligst zur Verfügung gestellten, kleineren Modellen vorgenommen. Gleichzeitig nahm K. E. Müller auch den Ausbau der analytischen Erkenntnis der in Frage stehenden Schwingungerscheinung an die Hand. Gegen die Annahme der Gültigkeit der Gleichungen (1), (2), (3) konnte nämlich geltend gemacht werden, dass in Wirklichkeit die Elastizität des Getriebes während einer Kurbelumdrehung variiert und dass überdies die experimentell, bzw. betriebsmässig feststellbaren Schüttelschwingungen gar nicht, und zwar besonders nicht bei Vorhandensein

von Lagerspiel, als elastische Schwingungen aufgefasst werden dürften. Durch Annahme elastischer Deformierbarkeit nicht nur der Stangen, sondern auch der Wellen und der Befestigungselemente von Kurbeln und Massen an den Kurbelwellen im Schema nach Fig. 1, fand *K. E. Müller*<sup>1)</sup>, dass schon bei spielfreiem Getriebe der Schwingungsvorgang nicht mehr durch die Gleichung (3) sondern durch eine Gleichung (5) von der Form:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + F(t) \cdot x = R(t) \quad (5)$$

befriedigt wird; dabei dient die neu eingeführte Funktion  $F(t)$  zur Berücksichtigung der mit der Zeit veränderlichen Elastizität des Getriebes. Dieser, in der Technik bisher bedeutungslos gewesenen Differenzialgleichung (5) hat Prof. Dr. *E. Meissner*<sup>2)</sup> eine den Bedürfnissen des Technikers angepasste mathematische Weiterbehandlung gegeben. Für das vorliegende Problem, bei welchem in  $F(t)$  auch wieder ein Zweimassensystem, aber mit einer zeitlich veränderlichen Elastizität, mit dem nun allgemeiner umschriebenen Nachgiebigkeitsgrad  $\gamma$ , verstanden ist, fand Müller durch Integration der Gleichung (5) auch wieder eine Reihe kritischer Drehzahlen  $\nu_k$ , die aus:

$$\nu_k = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{k}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \quad (6)$$

berechnet werden können. Der Faktor  $k$  dieser Gleichung stellt einen „Korrektionsfaktor“, als Zahl in der Gegend von 1, wiewohl stets  $< 1$ , dar, durch den die Abhängigkeit der Elastizität von der Getriebelage, also auch von der Zeit, berücksichtigt ist; die Grösse  $\mu$  ist wieder durch die Werte 1, 2, 3, 4, 5, 6 . . . . festgelegt. Indessen sind die, durch die Gleichung (6) gegebenen kritischen Drehzahlen zunächst nur Grenzwerte solcher Drehzahlen, indem die Schüttelschwingungen gewissermassen ganze Drehzahlgebiete erfüllen, von denen allerdings nur dasjenige für  $\mu = 1$  von erheblicher Breite ist (bis 11% des Mittels der entsprechenden Werte  $\nu_k$ ). Bei Vorhandensein von Lagerspiel, wobei die Elastizität nicht nur variabel, sondern stellenweise gar unstetig ist, wird  $\nu_k$  gegenüber spielfreiem Getriebe bis auf etwa 15% erniedrigt und fällt, je nach Grösse des Spiels und des übertragenen Drehmoments, etwas verschieden aus; der Modul  $\mu$  erlangt dann vorzugsweise die Werte 2 und 4.

Auf Grund dieser Ergebnisse der analytischen Untersuchungen Müllers, und mit Rücksicht darauf, dass für die Praxis die rasche Ermittlung der *Grössenordnung* der kritischen Drehzahlen viel wichtiger ist, als eine umständliche Berechnung ihrer genauen Werte, die trotz allem nicht sicherer werden, als die Resultate irgend einer Festigkeits-Nachrechnung, dürfen die früheren einfachen Beziehungen:

$$\nu_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \quad (2)$$

$$\nu_k = \frac{\nu_e}{\mu} \quad (4)$$

zur Vorausberechnung kritischer Drehzahlen von Kurbelgetrieben ohne Bedenken verwendet werden. Ueber die praktisch in Betracht fallenden Module  $\mu$  geben die experimentellen Untersuchungen Müllers folgenden Aufschluss; er beobachtete:

27 mal Schwingungen mit $\mu = 2$ ,
15 " " " $\mu = 4$ ,
6 " " " $\mu = 3$ ,
3 " " " $\mu = 1$ .

Darnach steht also die Häufigkeit des Moduls  $\mu = 2$  an erster Stelle, wie wir es auf Grund unserer Arbeiten von 1914 und 1915, gemäss welchen  $\mu = 2$  für alle drei behandelten Fälle (a, b, c) auftritt, erwarten mussten. Der Modul  $\mu = 3$  ist relativ selten, zufolge der

<sup>1)</sup> Vergl. die Seiten 141, 155, 169 von Band LXXIV der „Schweiz. Bauzeitung“ von 1919.

<sup>2)</sup> Vergl. Seite 95 von Band LXXII der „Schweiz. Bauzeitung“ von 1918.

mit seinem Auftreten zusammenhängenden Notwendigkeit erheblicher Unsymmetrie des Getriebes, während die noch grössere Seltenheit des Auftretens von  $\mu = 1$  mit der erforderlichen sehr grossen Höhe der bezüglichen Drehzahl zusammenhängt.

Für die praktische Vorausberechnung von  $\nu_e$  sind nun die verschiedenen, auf Lokomotiven angewendeten Bauformen von Parallelkurbelgetrieben auseinander zu halten. Dabei handelt es sich um Schwingungsmöglichkeiten, für die unsere Figuren 2 und 3 typische

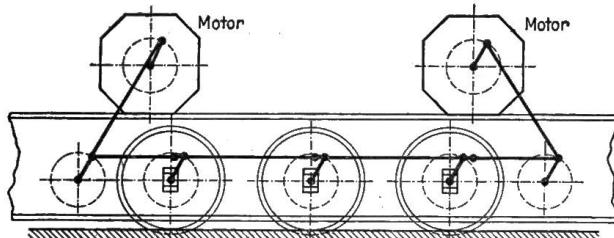


Fig. 2.

Antriebschema von Lokomotiven wie sie zuerst für die Veltlinbahn erstellt wurden; Typen 36 und 38; 1904 und 1906.

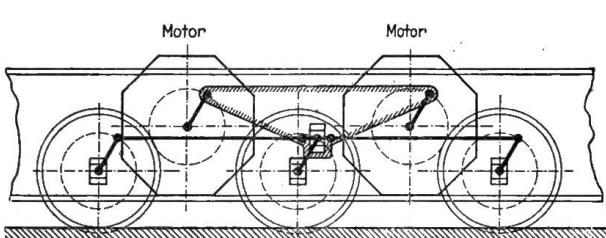


Fig. 3.

Lokomotive, wie zuerst von der General Electric Co. 1909 erstellt.

Unterlagen darstellen, und denen entsprechende Sonderfälle der Gleichung (2) zu Grunde liegen. Im Falle eines Triebwerks nach Fig. 2 erfolgen die Schwingungen wesentlich von Motor zu Motor; es gilt dann:

$$m_1 = m_2 = m$$

und geht die Gleichung (2) über in:

$$\nu_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2}{\gamma \cdot m}} \quad (2a)$$

Im Falle eines Triebwerks nach Fig. 3 erfolgen die Schwingungen vom einen, event. vom einzigen, Motor mit  $m_1 = m$  gegen die Zugsmasse, für die  $m_2 = \infty$  zu setzen ist; es geht dann Gleichung (2) über in:

$$\nu_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{\gamma \cdot m}}. \quad (2b)$$

In der nachfolgenden Zahlentafel geben wir Berechnungsbeispiele zu den Formeln (2a) und (2b), wobei wir indessen statt der Drehzahlen  $\nu_e$  die entsprechenden Fahrgeschwindigkeiten  $v_e$  in km/h der betreffenden Lokomotiven aufführen. Bei einem in Meter angegebenen Triebbraddurchmesser  $D$  ist nämlich der Zusammenhang von  $v_e$  mit  $\nu_e$  durch:

$$v_e = 3,6 \cdot \pi \cdot D \cdot \nu_e$$

gegeben. Als Werte  $v_k$ , in km/h, gibt die Tafel die tatsächlich festgestellten kritischen Fahrgeschwindigkeiten, sodass der Quotient  $\frac{v_e}{v_k}$  dann den praktisch in Betracht kommenden

Modul  $\mu$  zum Ausdruck bringt. Für die Beispiele No. 1, 2, 3 liegen Werte  $v_k$  für Module  $\mu \leq 2$  überhaupt ausserhalb des Fahrbereichs der betreffenden Lokomotiven. Für das Beispiel No. 1 ist ferner  $m$  der Mittelwert für die beiden, nicht genau gleichen Motoren.

No. des Bei- spiels	Bahnanlage	Lokomotive	Rechnungs-Unterlagen				$v_e$ in km/h nach Rechnung	$v_k$ in km/h nach Be- obachtung	$\frac{v_e}{v_k} = \mu$
			Formel	$m$	$\gamma$	$D$			
1	Veltlinbahn . . .	Typ 38 v. 1906	2a	2400	$9,4 \times 10^{-8}$	1,50	256	64	4
2	Milano-Varese . . .	1C1 von 1912	2b	750	$10,0 \times 10^{-8}$	1,50	312	78	4
3	Lötschberg . . .	1E1 von 1913	2a	8950	$5,0 \times 10^{-8}$	1,35	164	41	4
4	Schles. Gebirgsbahn .	2D1 von 1917	2b	25000	$1,5 \times 10^{-8}$	1,25	80	40	2

Zum Beispiel No. 1, das der Fig. 2 ohne weiteres entspricht, bemerken wir, dass die durch abwechselnden Antrieb mit zwei ungleichen Motoren (ein 12-poliger und ein 8-poliger Drehstrom-Motor) ursprünglich ausgelöste Störung durch Umbau mit Verwendung ausschliesslich gleicher Motoren beseitigt wurde.

Zum Beispiel No. 2, das, abgesehen von der Lage der Blindwellen, unserer Fig. 3 entspricht, bemerken wir, dass sich  $v_k$  durch keine eigentliche Störung, sondern nur durch eine leichte Lärmerzeugung des Getriebes bemerkbar macht.

Für das Beispiel No. 3 kann wieder Fig. 2 als grundlegend hingestellt werden. Indessen sind die Motoren nicht direkt auf den oberen Kurbelwellen aufgebaut, sondern arbeiten mittels Zahnräder auf dieselben; die auf den Kurbelkreis zu beziehende Masse des Rotors war daher mit dem Quadrat des, als Zahl  $> 1$  verstandenen, Uebersetzungsverhältnisses zu multiplizieren, um  $m$  zu erhalten, während die in  $\gamma$  enthaltenen Teilelastizitäten, soweit sie die Motorwelle betreffen, vorerst durch das Quadrat des Uebersetzungsverhältnisses dividiert werden mussten<sup>1)</sup>. Die ursprünglich sehr gefährlichen Störungen der kritischen Geschwindigkeit  $v_k$  sind durch Einbau von Federungen in die grossen Zahnräder, d. h. durch starke Vergrösserung von  $\gamma$  und gleichzeitige starke Verkleinerung von  $v_e$  und von  $v_e$  völlig beseitigt worden.

Das Beispiel No. 4 entspricht grundsätzlich wieder der Fig. 3, sofern man sich die zwei Motoren dieser Figur in einen einzigen verschmolzen denkt, von dessen Kurbeln aus die schrägen Stangen dann auf Blindwellen entsprechend weitergehen, wie in Fig. 3. Dem  $v_k$  entspricht keine eigentliche, wenigstens keine den Betrieb hindernde Störung.

Geradeso wie es die Entwicklung des Baues grosser elektrischer Generatoren und zugehöriger Turbo-Antriebsmaschinen (sowohl Wasserturbinen als Dampfturbinen) erforderlich machte, dass sich bei der Feststellung der Dimensionen der Maschinenwellen der Konstrukteur über die Möglichkeit des Entstehens und der Verhinderung kritischer Drehzahlen durch Vorausberechnung Klarheit verschafft, so dürfte in Zukunft beim Bau grosser Lokomotiven mit Parallelkurbelgetrieben der Konstrukteur ebenfalls die Möglichkeit des Entstehens und der Verhinderung kritischer Drehzahlen durch Vorausberechnung untersuchen müssen. Der Verfasser ist sich durchaus klar, dass diesbezügliche Forschungsarbeiten noch weiteres Material zum vorliegenden Problem beibringen werden, obwohl es auf Grund unserer Darlegungen im Wesentlichen als gelöst betrachtet werden kann.

## Graphische Ermittlung der Spannungsverhältnisse in sterngeschalteten Drehstromwiderständen.

Von O. Hugentobler, Wädenswil.

Im Bulletin No. 11 des letzten Jahrganges hat Herr W. Schälchlin eine rechnerische Methode zur Ermittlung der Stromverhältnisse an sterngeschalteten Drehstromwiderständen ohne Nulleiter entwickelt. Es wurde gezeigt, dass bei ungleichen Widerständen in Sternschaltung eine sehr wesentliche Unsymmetrie der Phasenspannungen auftreten kann, ja, dass sogar der Transformator eine Phasenverschiebung zwischen Stromstärke und Phasenspannung aufweisen wird. Früher, wo sterngeschaltete Widerstände fast ausschliesslich bei Motoren und Transformatoren angewendet wurden und schon bei der Fabrikation dieser Apparate auf genau symmetrische Belastung ein Hauptaugenwerk gerichtet war, kamen wesentliche Ungleichheiten in der Belastung der drei Phasen selten vor. Heute aber, wo bereits sehr viele grössere und ganz grosse Wärmeapparate an Drehstromnetze angeschlossen sind (Wärmespeicheröfen, Heisswasserboiler, Grossbacköfen usw.) rechtfertigt es sich wohl, die Belastungsverhältnisse zu studieren, wenn der Anschluss an die drei Phasen nicht sym-

<sup>1)</sup> Es ist  $m$  stets eine sog. „reduzierte“ Masse und ist  $\gamma$  stets ein sog. „reduzierter“ Nachgiebigkeitsgrad, beide Grössen bezogen auf den Kurbelkreis.