

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 69/70 (1917)
Heft: 5

Artikel: Höchstwerte der Leistungen und Drehzahlen bei Riemenscheiben und Zahnrädern
Autor: Kummer, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-33923>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 22.12.2024

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

bei Knoten 23 des mittlern Feldes, nach vorheriger Bohrung der Löcher für die Verbindungsriemen. Während dieser Arbeiten, die mehrere Tage in Anspruch nahmen, fand zwar keine Aenderung im Spannungszustand vom Eigengewicht herrührend statt, jedoch war zu erwarten, dass Temperaturänderungen auftreten würden. Um ein Verschieben des Obergurtes während des Bohrens, und Temperaturspannungen im Gurt während des Nietens zu vermeiden, war in der Längsrichtung dieses Gurtes ein Bolzen von 203 mm Durchmesser angebracht und mittels Doppelmuttern an die beiden anstossenden Gurtglieder befestigt (Abb. 8). Bei mittlerer Temperatur (15° C) wurden die Muttern satt angezogen, sodass von diesem Momente an der Bolzen sämtliche Temperaturspannungen aufnahm und den Gurtanschluss selbst entlastete.

Transport, Verladen und Heben des Materials. Sämtliches Material wurde auf Eisenbahn-Fähren (car floats) zur Baustelle gebracht, wo an jedem Ufer ein Dock mit Ausladekran erstellt war. Das Material für die über Wasser liegenden Felder des Bogens wurde auf einem Leichter mit Schleppkahn an die Stelle unter die Montierwagen T_2 geschleppt und von diesen direkt in die endgültige Lage gehoben. Um das Einsetzen zu erleichtern waren alle schweren Stücke der Bogenträger mit besonderer Aufhängevorrichtung versehen, die so angebracht war, dass die Stücke genau in der Lage hingen, die sie in der Brücke einnehmen mussten (Abb. 4).

Vernieten. Sämtliche Fachwerkglieder wurden vorläufig mit Bolzen und Dornen befestigt; die Verbindungen der Wandglieder wurden dann sobald als möglich vernietet. Die Stösse der Gurte jedoch wurden erst vernietet, nachdem der ganze eiserne Ueberbau aufgestellt war. Der hierbei verfolgte Zweck war, die von dem Eigengewicht herrührenden Kräfte zum grössten Teil unmittelbar an den Stossflächen zu übertragen, und so die Stosslaschen und deren Nietens möglichst zu entlasten. Es waren in der ganzen Brücke 334 000 Montagennieten zu schlagen. Etwa zwei Drittel hiervon haben Durchmesser von 32 mm und Längen zwischen den Köpfen bis zu 250 mm. Sämtliche Montagennieten wurden mit pneumatischen Hand-Nietmaschinen geschlagen.

Baudaten. Die Aufstellung, die planmässig von beiden Seiten zugleich hätte fortschreiten sollen, wurde auf der Long Island Seite im Oktober 1914 begonnen, auf der Wards Island Seite jedoch erst im Januar 1915, weil die bedeutend schwierigeren Foundationen auf dieser Seite mehr Zeit in Anspruch nahmen als vorausgesehen war. Am 1. Oktober 1915 wurde der Bogen in der Mitte geschlossen, im Januar 1916 war der ganze eiserne Ueberbau aufgestellt. Die Befestigung des Obergurtes des Mittelfeldes fand jedoch erst am 4. Mai 1916 statt, als die Temperatur normal wurde. Nach Fertigstellung der Zufahrt-Viadukte, Fahrabtafel und Geleise wurde die Brücke am 1. April 1917 dem Betrieb übergeben.

Höchstwerte der Leistungen und Drehzahlen bei Riemenscheiben und Zahnrädern.

Von Prof. Dr. W. Kummer, Ingenieur, Zürich.

Am Ende des abgelaufenen Jahrhunderts schienen Riemenscheiben und Zahnräder nur noch für die Uebertragung von kleineren Einzelleistungen, etwa bis 100 PS oder doch bis auf wenige Hundert PS im Maximum, in Betracht zu fallen, da mit der Einführung der Starkstrom-Elektrotechnik in den Maschinenbau die rein mechanischen Triebwerke vielfach entbehrlich wurden, und da der Anreiz zum direkten Kuppeln von Kraftmaschinen und Arbeitsmaschinen noch besonders gestärkt wurde. Man konnte es deshalb beinahe als Ueberraschung empfinden, als vor einigen Jahren erst die Zahnräder und kurz nachher auch die Riemenscheiben zur Uebertragung von Einzel-Leistungen von mehreren Tausend PS herangezogen wurden. Den Anlass für die Ausbildung von Zahnradgetrieben sehr

grosser Leistung lieferte das Problem des Turbinenantriebs der Schiffschraube, das unter Verwendung von Stirnrädern von der amerikanischen Marine erfolgreich aufgegriffen wurde¹⁾; zur Ausbildung von Riemengetrieben sehr grosser Leistung führte das Problem des elastischen Antriebs von Walzenstrassen²⁾, wozu die luxemburgische Lederindustrie die geeigneten Riemen zu liefern wusste. Damit haben sich Zahnräder und Riemenscheiben wiederum als sehr leistungsfähige und demgemäss beachtenswerte Maschinenelemente ausgewiesen.

Es soll nun untersucht werden, welche Höchstwerte der Leistungen und Umdrehungszahlen bei dem heutigen Stand der Technik für Riemenscheiben und Zahnräder in Betracht kommen können. Die Untersuchung hat auszugehen von der maximalen, am Umfang der Räder von Riementrieben und Zahntrieben übertragbaren Umfangskraft P in kg.

Für *Riementriebe* steht diese Kraft unmittelbar im Zusammenhang mit der Zugfestigkeit des Riemens, deren Koeffizient zweckmässig jedoch nicht auf die höchste auftretende Spannung, sondern direkt auf die höchste übertragbare Umfangskraft einzuführen ist. Bei Anwendung von *vielfachem* Idealleder, von insgesamt 16 mm Dicke, bei genügend grossen Scheiben, günstigen Uebersetzungsverhältnissen und genügend hohen Riemen- und Umdrehungsgeschwindigkeiten werden in Anlagen, deren Riemen von der „Fabrik für Idealleder A.-G.“, in Wiltz (Luxemburg) stammen, mit gutem Erfolg Kräfte von 55 und 56 kg pro 1 cm Riemenbreite im Dauerbetrieb ausgenützt. Bezeichnen wir einen Erfahrungskoeffizienten dieser Art allgemein mit p , so ist zu setzen:

$$P = p \cdot b$$

wenn die Riemenbreite b in cm eingesetzt wird. Durch Einführung des ebenfalls in cm gemessenen Durchmessers D der kleineren der zwei, zu einer bestimmten Uebertragung gehörenden Riemenscheibe und durch Einführung des Verhältniswertes:

$$q = \frac{b}{D}$$

folgt für das in cmkg ausgedrückte, drehende Moment M an dieser Scheibe:

$$M = \frac{D}{2} \cdot b \cdot p = D^2 \cdot \frac{q \cdot p}{2}$$

Wir benützen diese Beziehung weiter in der Form:

$$D^2 = \frac{2 \cdot M}{q \cdot p}$$

Vom übertragenen Moment gelangt man zur übertragenen Leistung durch Einführung der Umdrehungszahl. Man könnte darüber im Zweifel sein, ob die Umdrehungszahl auf Grund eines gerade noch zulässigen Maximums für die Umfangsgeschwindigkeit oder auf Grund eines gerade noch zulässigen Maximums für die am Scheibenumfang auftretende Fliehkraft pro Masseneinheit eingeführt werden müsse.³⁾ Wir entscheiden uns für die zweite Darstellung, die einen Ausdruck:

$$D \cdot n^2 = K$$

bewirkt, in dem n die Umlaufzahl pro Sekunde und K eine in cm/sek² gegebene Erfahrungszahl bedeuten. Mit diesem Ausdruck wird einerseits der tatsächlich auftretenden mechanischen Beanspruchung gut Rechnung getragen, während sie andererseits für grössere Scheiben auch grössere Umfangsgeschwindigkeiten bedingt, wie dies mit der Eigenart der Riemenübertragung zweckmässig in Einklang steht. Aus dieser Beziehung leiten wir ab:

$$D^2 = \frac{K^2}{n^4}$$

¹⁾ Siehe Seite 215 von Bd. LV (16. April 1910).

²⁾ Siehe Seite 277 von Bd. LXII (15. November 1913).

³⁾ Von einer «Wahl der Umdrehungszahl» ist bei gewöhnlichen Riemenübertragungen und Zahnradübertragungen natürlich nie die Rede, da dabei die Umdrehungszahlen von vornherein als gegeben zu betrachten sind; demgegenüber kommt eine «Wahl der Umdrehungszahl» für solche Riemen- und Zahnradübertragungen in Betracht, die man als besonders schwierige mechanische Aufgaben ansehen muss und die deshalb selbst im Mittelpunkt der technischen Erwägungen und Festsetzungen liegen.

welchen, ebenfalls für die kleinere Scheibe verstandenen, Ausdruck wir in Zusammenhang bringen mit dem früheren Ausdruck:

$$D^2 = \frac{2 \cdot M}{q \cdot p}$$

Die Elimination von D^2 liefert:

$$\frac{K^2}{n^4} = \frac{2 \cdot M}{q \cdot p}$$

Nun kann die in PS einzuführende Leistung L gemäss:

$$L = \frac{2 \pi n \cdot M}{7500}$$

dem obenstehenden Ausdruck entnommen werden und ergibt sich damit der neue Ausdruck:

$$L \cdot n^3 = \frac{\pi}{7500} \cdot q \cdot p \cdot K^2$$

der bereits endgültig den Zusammenhang zwischen den Höchstwerten von Leistung und Umdrehungszahl der kleineren Scheibe bei Riementrieben darstellt. Ueber die Konstanten q , p und K muss noch zahlenmässig im Sinne von Höchstwerten verfügt werden. Gemäss der Praxis besonders leistungsfähiger Ausführungen, aber bei Vermeidung äusserster Grenzwerte, scheinen uns folgende Ansätze berechtigt:

$$p = \sim 50 \text{ kg/cm}; \quad q = \sim 0,75; \quad K = \sim 8000 \text{ cm/sek}^2$$

Damit ergibt sich:

$$L \cdot n^3 = \sim 1,0 \times 10^6 \dots \dots \dots (1)$$

Indem wir statt der auf die Sekunde bezogenen Umlaufzahl n im Einklang mit der allgemeinen Gepflogenheit die Umlaufzahl pro Minute benützen, stellen wir unsere Gleichung (1) durch ein Schaubild gemäss Abbildung 1 dar, zu dem weitere Erläuterungen entbehrlich sein dürften.

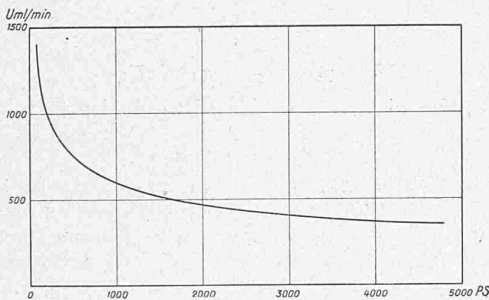


Abb. 1. Höchstwerte von Leistungen und Umdrehungszahlen der kleineren Scheibe bei Riementrieben.

Zu den Zahngetrieben übergehend, haben wir wiederum zunächst die am Umfang der Räder wirkende Kraft zu formulieren, wofür der Ausdruck:

$$P = \left(\frac{k}{\psi}\right) \cdot b^2$$

dienen möge, der sowohl für Räder mit geraden als auch für Räder mit schrägen oder gewundenen Zahnflanken brauchbar ist; es bedeuten: b die in cm gemessene Radbreite, k der Koeffizient für die Berücksichtigung der Biegefestigkeit der Zähne, der als Erfahrungszahl in kg/cm^2 erscheint und ψ das Verhältnis von Radbreite und Zahnteilung, unter Berücksichtigung der bei Rädern mit geraden oder schrägen Zahnflanken jeweils geltenden Verhältnisse. Auch für Zahnräder führen wir einen Verhältnisswert:

$$q = \frac{b}{D}$$

ein, den wir ebenfalls auf das kleinere Rad einer bestimmten Uebertragung beziehen, und erhalten für das in $cmkg$ gemessene, drehende Moment M den Ausdruck:

$$M = \frac{D^3 \cdot q^2}{2} \cdot \left(\frac{k}{\psi}\right)$$

den wir in der Form:

$$D^3 = \frac{2 \cdot M}{q^2 \cdot \left(\frac{k}{\psi}\right)}$$

weiter verwenden. Zur Einführung der Umdrehungszahl n pro Sekunde benützen wir, wie bei Riementrieben, und aus denselben Gesichtspunkten wie dort, die ebenfalls für das kleinere Rad verstandene Beziehung:

$$D \cdot n^2 = K$$

die wir in die Form:

$$D^3 = \frac{K^3}{n^6}$$

überführen und mit dem soeben entwickelten, andern Ausdruck für D^3 vergleichen. Wird D^3 aus diesen beiden Ausdrücken eliminiert, so folgt:

$$\frac{K^3}{n^6} = \frac{2 \cdot M}{q^2 \cdot \left(\frac{k}{\psi}\right)}$$

Wird auch hier die Leistung L in PS gemäss:

$$L = \frac{2 \pi n \cdot M}{7500}$$

herausgenommen, so ergibt sich der Ausdruck:

$$L \cdot n^5 = \frac{\pi}{7500} \cdot q^2 \cdot \left(\frac{k}{\psi}\right) \cdot K^3$$

der den endgültigen Zusammenhang zwischen den Höchstwerten von Leistung und Umdrehungszahl des kleineren Rades bei Zahntrieben darstellt.

Es ist bemerkenswert, dass dieser Ausdruck von der allgemeinen Form:

$$L \cdot n^5 = \text{Konstante}$$

auch bei normalen elektrischen Maschinen als allgemeiner Zusammenhang zwischen nomineller Leistung und nomineller Umlaufzahl auftritt, wie wir schon vor acht Jahren in der „Schweiz. Bauzeitung“ dargestellt haben¹⁾.

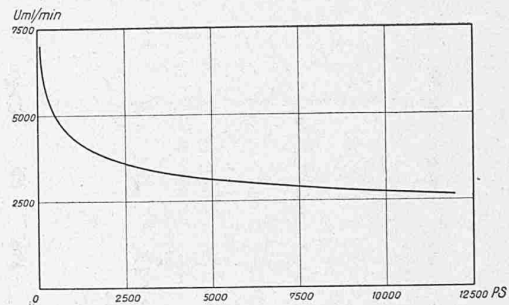


Abb. 2. Höchstwerte von Leistungen und Umdrehungszahlen des kleineren Rades bei Zahntrieben.

Ueber die Konstanten $\frac{k}{\psi}$, q und K muss nun zahlenmässig verfügt werden, wobei Höchstwerte, die noch nicht die äussersten Grenzen darstellen, in Frage kommen. Gestützt auf die amerikanische Praxis bei Schiffantrieben²⁾ scheinen uns für normale Doppelritzel folgende Ansätze berechtigt:

$$\left(\frac{k}{\psi}\right) = \sim \frac{60}{30} = \sim 2,0 \text{ kg/cm}^2; \quad q = \sim 4,0;$$

$$K = \sim 53000 \text{ cm/sek}^2$$

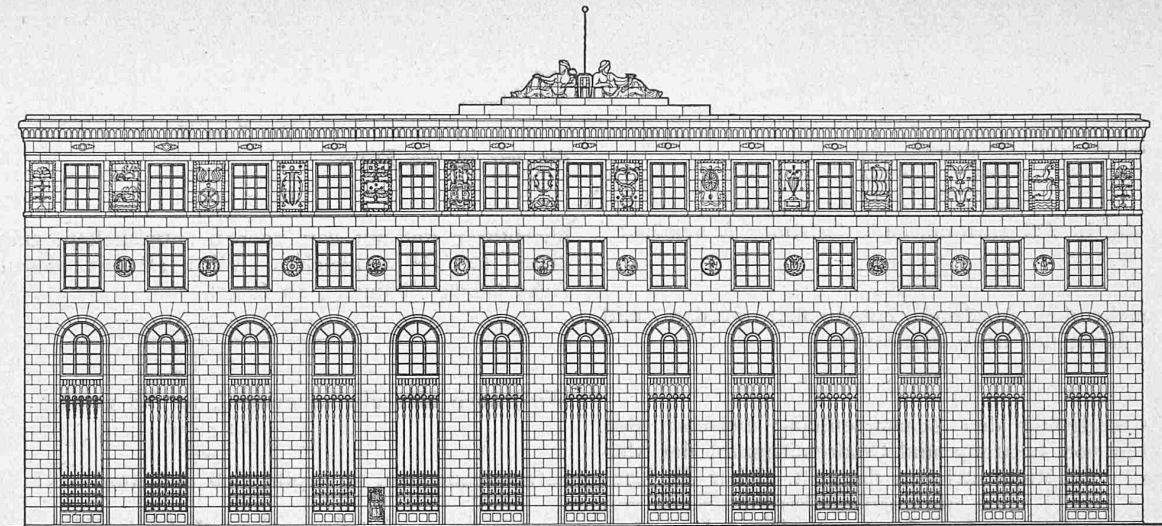
Damit ergibt sich:

$$L \cdot n^5 = \sim 2,0 \times 10^{12} \dots \dots \dots (2)$$

Zur Darstellung dieser Beziehung im Schaubild der Abbildung 2 benützen wir wieder die auf die Minute bezogenen Umlaufzahlen, die gleich $60 \cdot n$ sind; auch diese Abbildung bedarf keiner nähern Erläuterung.

¹⁾ Auf Seite 311 von Bd. LIII (12. Juni 1909), in der langen Fussnote der zweiten Spalte, die auch ein bezügliches Kurvenbild enthält. In besonders ausführlicher Weise hat der Verfasser diesen Zusammenhang im «Bulletin des Schweiz. Elektrotechnischen Vereins», Band 1910, Seite 357 bis 363, entwickelt und dabei besonders auf die gute Uebereinstimmung dieser Formel a priori mit den von andern Autoren a posteriori aufgestellten Kurven und Tabellen hingewiesen.

²⁾ Siehe Seite 31 und 32 sowie Seite 43 von Band LXIX (20. und 27. Januar 1917).



8. Rang. Entwurf von Müller & Freytag, Architekten in Thalwil. — Südfassade. — Masstab 1:400.

Durch unsere Abbildungen 1 und 2 dürfte der gegenwärtige Stand des Zusammenhanges von Leistungen und Umdrehungszahlen für sog. „Monstre-Ausführungen“ von Riementrieben und Zahntrieben, unter der Voraussetzung von gleichmässigen Konstruktionsgrundlagen für Triebe verschiedener nomineller Leistungen, übersichtlich dargelegt sein. Bei weiterer Entwicklung der Technik werden unsere Kurven Verschiebungen erfahren. Für Riementriebe bleibt jedoch der Kurvencharakter:

$$L \cdot n^3 = C = \text{konstant}$$

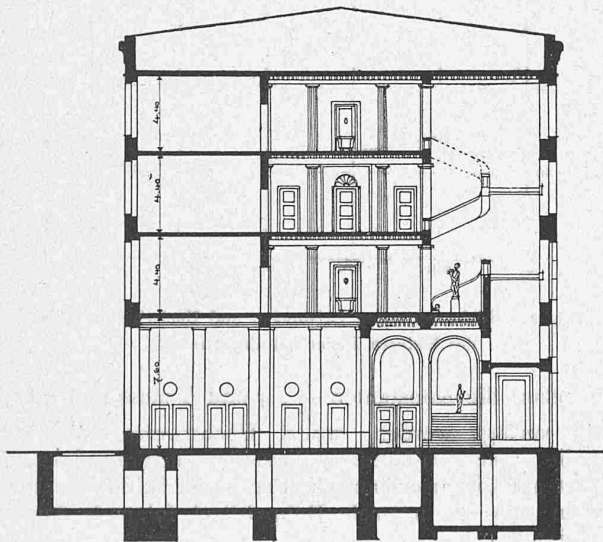
bestehen, wenn weiterhin mit p , q und K als Konstanten

gerechnet werden darf. Ebenso bleibt für Zahntriebe der Kurvencharakter

$$L \cdot n^5 = C = \text{konstant}$$

erhalten, wenn weiterhin $\frac{k}{\psi}$, q und K als Konstante angesehen werden dürfen.

Wir halten den Gebrauch derartiger Kurven, die man leicht zu Kurvenscharen für äusserste, mittlere und innerste Gesamtkonstante C erweitern kann, für besonders geeignet, um rasch die Projektierungs-Verhältnisse für irgendwie gestellte schwierige Uebertragungsprobleme zu beurteilen.

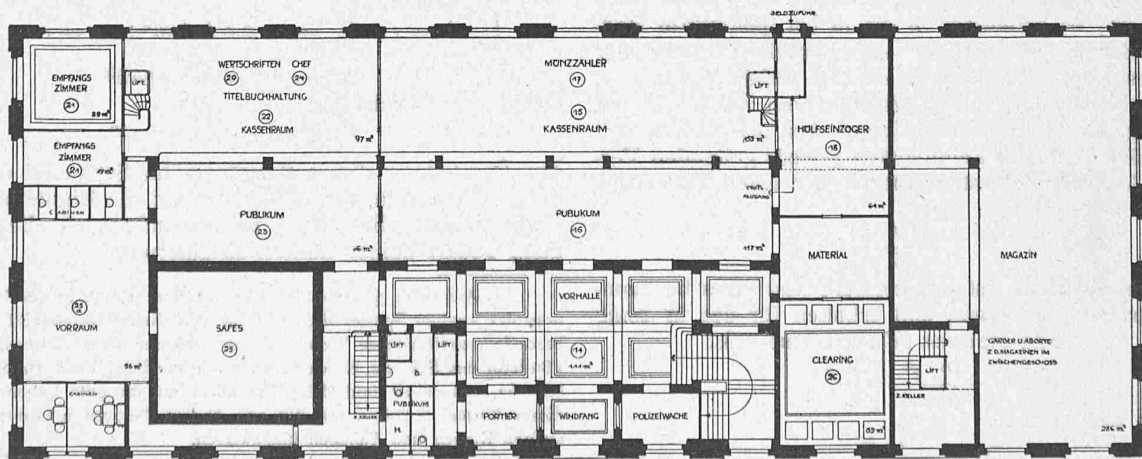


Wettbewerb für die Schweizerische Nationalbank in Zürich.

(Schluss von Seite 44.)

Bischoff & Weideli, Zürich. Der Erdgeschossgrundriss weist keine klar abgegrenzten Räume und Raumfolgen auf. Er leidet, architektonisch gesprochen, an einer gewissen Auflösung und Unbestimmtheit, die in der Grundrisszeichnung zum Ausdruck kommt. Vestibül, Treppenhaus und Portierloge gehen ungeschlossen ineinander über. Ebenso verhält es sich mit der Kassenhalle und den anstossenden nicht klar ausgesprochenen Raumgebilden.

Die Wertschriftenabteilung ist weder praktisch, noch übersichtlich angelegt. Der Safestresor gehörte an die Nordfront. Der Eingang zum Clearing kann nur durch die Portierloge erfolgen. Der Aufzug in die oberen Etagen ist nicht architektonisch in die Vorhalle eingebaut. Die direkten Verbindungen der Kassenräume mit den Tresors im Kellergeschoss sind gut, aber die Aufzüge sind nicht für den Personenverkehr eingerichtet. Das Kellergeschoss an sich weist eine brauchbare Anlage auf.



8. Rang. Entwurf von Müller & Freytag, Arch. in Thalwil. — Erdgeschoss-Grundriss und Schnitt. — 1:400. (Text siehe Seite 60.)