

Über die Verschiebung des Trägerendes beim Rollenlager des einfachen Balkens

Autor(en): **Ladner, Marc**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **85 (1967)**

Heft 20

PDF erstellt am: **22.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-69458>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Stufe, druckseitig an der zweiten Stufe und für die Leerlaufentlastung vorgesehen zu werden. Eine direkt von dem Verdichter angetriebene Zahnradpumpe versorgt sämtliche Schmierstellen mit Drucköl. Beim Anfahren und beim Auslaufen der Anlage sorgt eine Hilfspumpe für die Aufrechterhaltung des nötigen Öldruckes.

Die Firma Demag stellt Schraubenverdichter für Fördermengen bis 24000 m³/h her. Hierbei ist die obere Grenze noch nicht erreicht. Die minimale Fördermenge dürfte dagegen bei rd. 500 m³/h liegen. Je kleiner der Kompressor, desto grösser ist das Verhältnis der Leckverluste zur Ansaugmenge. Dies ist eine Folge der fertigungstechnisch erreichbaren Genauigkeit sowie der erforderlichen Toleranzen der Spalträume zwischen den Rotorprofilen. Daher wird bei kleinen Einheiten das Druckverhältnis geringer gewählt. Diese Erscheinung tritt auch bei der Förderung leichter Gase auf, da hier die Leckverluste mit kleinerem spezifischen Gewicht grösser werden.

Ausschlaggebend für die Bemessung eines Schraubenkompressors sind das Druckverhältnis und die Druckdifferenz. Die maximal zulässigen Temperaturen von 200 bis 220 °C begrenzen das erreichbare Druckverhältnis; die mechanische Belastbarkeit der Bauteile begrenzt die erzielbare Druckdifferenz. Bei der ersten Stufe wird normalerweise ein Druckverhältnis bis 4 zugrundegelegt; bei den weiteren Stufen kann die Druckdifferenz in Normalausführung bis 7 kp/cm² betragen. In einer verstärkten Ausführung kann diese bis auf rd. 14 kp/cm² gesteigert werden.

Für besondere Anwendungsgebiete kann auch saugseitig eine Flüssigkeitseinspritzung vorgesehen werden. Durch die damit erzielte Sperrwirkung erhöht sich der volumetrische Liefergrad der Anlage, die Leckverluste verkleinern sich und es wird ausserdem eine Kühlung erzielt. Es kann dadurch das Druckverhältnis vergrössert werden, ohne dass sich die Temperaturen erhöhen¹⁾.

Schraubenkompressoren sind unempfindlich gegen im Gasstrom mitgeführten Staub. Oft füllen sich die Spalten der Drehkolben mit solchen Ablagerungen; diese verkleinern das Laufspiel und vermindern die Leckverluste. Der überschüssige Schmutz wird druckseitig vom verdichteten Medium mitgerissen. Falls gereinigtes Gas benötigt wird, kann eine Reinigungsanlage dem Kompressor nachgeschaltet werden mit dem Vorteil, dass diese nur für das bereits verringerte Volumen bemessen werden muss und daher kleiner ausfällt und billiger wird.

Diese Maschinen eignen sich auch gut als Vakuumpumpen und finden als solche vermehrten Einsatz in der chemischen Industrie, besonders dort, wo Ölfreiheit gefordert wird. Als Vakuumpumpe kann der Schraubenkompressor mit grossen Druckverhältnissen gefahren werden, ohne dass die Temperaturen unzulässig hohe Werte annehmen. Mit zweistufigen Anlagen können ohne Flüssigkeitseinspritzung Unterdrücke von wenigen Torr erreicht werden. M. K.

¹⁾ Siehe auch «Schraubenkompressoren mit Öleinspritzung für die Kälteindustrie», SBZ 1966, H. 46, S. 816.

Über die Verschiebung des Trägerendes beim Rollenlager des einfachen Balkens

Von **Marc Ladner**, dipl. Ing. ETH, EMPA, Dübendorf

DK 624.072.221

Selten findet man in der Literatur Angaben über die Grösse der Verschiebung des Trägerendes beim beweglichen Auflager des einfachen Balkens, die durch die äussere Belastung hervorgerufen wird. Es ist aber von Interesse sich zu überlegen, welche Einflüsse dabei eine Rolle spielen können.

Zunächst resultiert aus der Durchbiegung des Balkens eine Verdrehung des Endquerschnittes. Ist der Balken wie üblich unten aufgelagert, so entsteht daraus eine Verschiebung des Trägerendes (Bild 1). Sie ist auf der Trägerunterseite positiv (Verlängerung), auf der Trägeroberseite dagegen negativ (Verkürzung). Hinzu kommt aber, dass die Spannweite der Neutralaxe eine Verkleinerung erfährt, da ja nicht die Spannweite, sondern die Länge der gebogenen Neutralaxe konstant bleibt. Die gesamte Verschiebung des Trägerendes setzt sich somit aus dem Einfluss der Endquerschnittsverdrehung und der Sehnenverkürzung zusammen.

Der Verschiebungsanteil aus der Endquerschnittsverdrehung ist einfach anzugeben:

$$\Delta v_1 = \frac{h}{2} (\sin |\alpha_l| + \sin |\alpha_r|) \cong \frac{h}{2} (|\alpha_l| + |\alpha_r|),$$

wenn die Auflagerdrehwinkel α_l und α_r als relativ klein angenommen werden.

Für die Berechnung der Sehnenverkürzung wird von der Biegelinie der Neutralaxe ausgegangen. Ist diese bekannt, dann muss nur noch ausgedrückt werden, dass die Bogenlänge konstant bleibt:

$$\int_0^l ds = l.$$

Wird die Integration dagegen über die Sehnenlänge durchgeführt, dann ist die obere Integrationsgrenze um die Verkürzung der Sehne Δv_2 gegenüber der Bogenlänge zu verkleinern. Da weiterhin der Tangentenwinkel φ an die Biegelinie als klein angenommen werden kann, dürfen $\sin \varphi \cong \varphi$ gesetzt und die Glieder höherer Ordnung von φ vernachlässigt werden. Somit erhält man

$$ds = \frac{dx}{\cos \varphi} = \frac{dx}{\sqrt{1 - \sin^2 \varphi}} \cong \frac{dx}{\sqrt{1 - \varphi^2}} \cong \left(1 + \frac{1}{2} \varphi^2 + \frac{3}{8} \varphi^4 + \frac{5}{16} \varphi^6 + \dots \right) dx,$$

$$\int_0^{l - \Delta v_2} \left(1 + \frac{1}{2} \varphi^2 \right) dx = l.$$

Beim Einsetzen der oberen Integrationsgrenze kann man wegen der Kleinheit der Sehnenverkürzung die Glieder höherer Ordnung von Δv_2 unterdrücken. Damit erhält man eine lineare Gleichung für Δv_2 . Die gesamte Verschiebung Δv beträgt somit

$$\Delta v = \Delta v_1 - \Delta v_2.$$

Beispiele

1. Gleichmässig verteilte Belastung p

$$y = \frac{pl^4}{24 EI} (\xi - 2 \xi^3 + \xi^4) \quad \xi = x/l \quad f = y \left(\xi = \frac{1}{2} \right) = \frac{5}{384} \frac{pl^4}{EI}$$

$$y' = \varphi = \frac{pl^3}{24 EI} (1 - 6 \xi^2 + 4 \xi^3) \quad \alpha_l = -\alpha_r = \varphi (\xi = 0) = \frac{pl^3}{24 EI}$$

$$\frac{\Delta v}{l} = 3,2 \frac{f}{l} \left[\frac{h}{l} - \frac{1,554 fl}{2 + 10,24 (fl)^2} \right]$$

Für $fl < 1$, $(fl)^2 \ll 1$ gilt näherungsweise

$$\frac{\Delta v}{l} \cong 3,2 \frac{f}{l} \left[\frac{h}{l} - 0,78 \frac{f}{l} \right]$$

2. Einzellast P in Balkenmitte

$$y = - \frac{Pl^3}{48 EI} (4 \xi^3 - 3 \xi) \left(0 \leq \xi \leq \frac{1}{2} \right) \quad f = y \left(\xi = \frac{1}{2} \right) = \frac{Pl^3}{48 EI}$$

$$y' = \varphi = - \frac{Pl^2}{16 EI} (4 \xi^2 - 1) \quad \alpha_l = -\alpha_r = \varphi (\xi = 0) = \frac{Pl^2}{16 EI}$$

$$\frac{\Delta v}{l} = 3 \frac{f}{l} \left[\frac{h}{l} - 0,80 \frac{f}{l} \right]$$

Die Bilder 2 und 3 stellen die Diagramme für die beiden Lastfälle dar. Die darin eingezeichneten Versuchswerte zeigen eine gute Über-

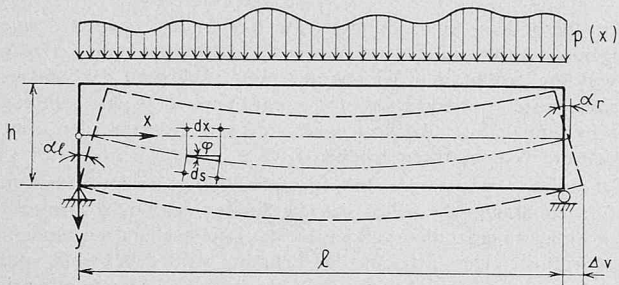


Bild 1. Statisches System mit Bezeichnungen

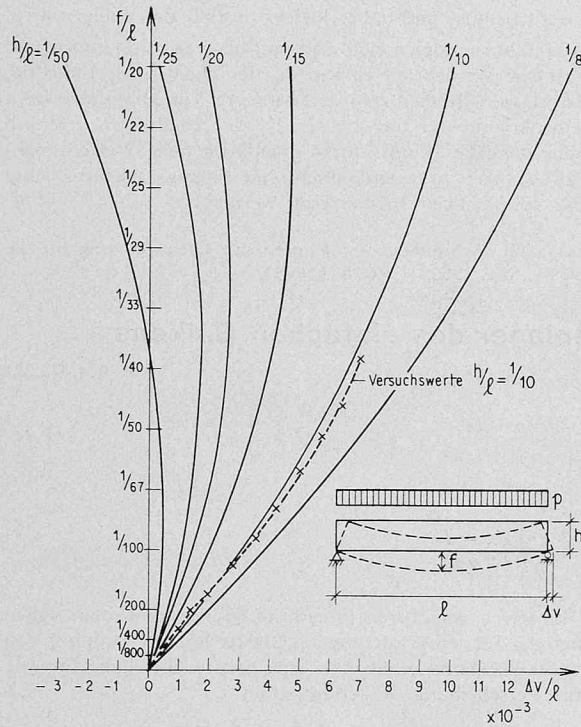


Bild 2. Widerlagerverschiebung beim einfachen Balken in Funktion der Durchbiegung f in Balkenmitte und der Trägerhöhe h infolge gleichmässig verteilter Belastung p

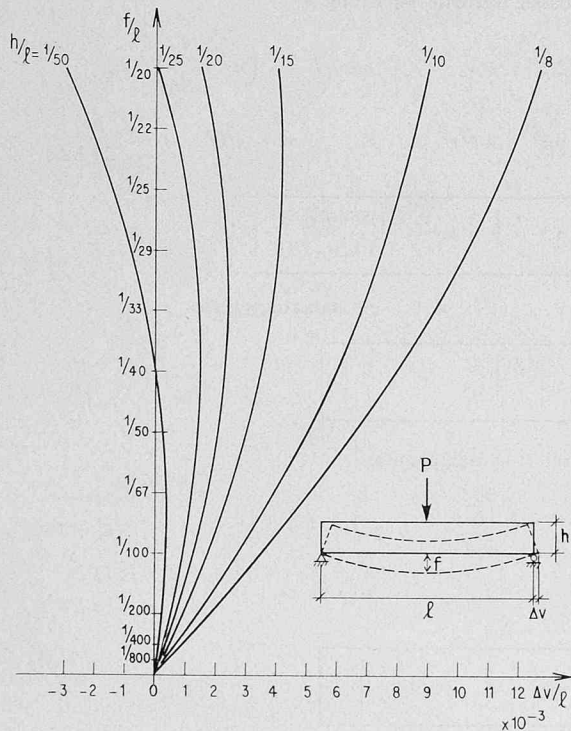


Bild 3. Widerlagerverschiebung beim einfachen Balken in Funktion der Durchbiegung f in Balkenmitte und der Trägerhöhe h infolge Einzellast P in Balkenmitte

einstimmung mit den gerechneten Werten. Die Diagramme lassen aber auch erkennen, dass bei den normalerweise vorkommenden Durchbiegungsverhältnissen $f/l < 1/500$ der Verschiebungsanteil aus der Sehnverkürzung gegenüber dem aus der Endquerschnittsverdrehung vernachlässigbar klein ist. Dagegen kann bei schlanken Trägern (h/l klein) und grossen Durchbiegungen (f/l gross), wie das etwa bei Bruchversuchen vorkommen kann, der Verschiebungsanteil aus der Sehnverkürzung deutlich in Erscheinung treten, so dass sich sogar die Richtung der Verschiebung ändern kann.

Adresse des Verfassers: Marc Ladner, dipl. Ing. ETH, EMPA, Überlandstrasse 129, 8600 Dübendorf.

Hundert Jahre J. M. Voith

DK 061.5:621

Am 20. Mai 1967 feiert die Firma *J. M. Voith, GmbH*, Heidenheim, ihr hundertjähriges Firmenjubiläum. Die weltbekannte, hauptsächlich im Bau von Wasserturbinen, Getrieben und Papiermaschinen führende Maschinenfabrik, deren Stammwerk heute rd. 7500 Angehörige beschäftigt, ging aus kleinen Anfängen hervor: Am 1. Januar 1867 übernahm *Friedrich Voith* die Leitung der Maschinenfabrik, die sein Vater *Johann Matthäus Voith* in 40jähriger emsiger Tätigkeit aufgebaut hatte. Das Arbeitsprogramm umfasste damals die Aufstellung und Reparatur von Textilmaschinen, Triebwerken, Mühlen und kleinen Papiermaschinen. Schon 1870 wurde der Wasserturbinenbau aufgenommen und im folgenden Jahr eine zweite Giesserei errichtet. 1873 ist die erste Francisturbine hergestellt worden. 1904 begann die Lieferung von insgesamt 12 Turbinen von je 12 000 PS für die Niagara-Kraftwerke (damals die grössten Turbinen der Welt), die sich über mehrere Jahre erstreckte. Grosses Aufsehen erregte die Errichtung des ersten Pumpspeicherwerkes Deutschlands «Brunnenmühle», die zur Spitzenstromdeckung der Maschinenfabrik diente und mit zwei hydraulischen Versuchsanstalten verbunden war.

1912 wurde die Firma in eine Offene Handelsgesellschaft umgewandelt, in die auch die Söhne *Friedrich Voiths*, *Walter*, *Hermann* und später auch *Hanns* eintraten. Das Stammwerk hat sich trotz der Rückschläge in der Zeit des Ersten Weltkrieges den rasch zunehmenden Aufträgen entsprechend schrittweise vergrössert. Schon 1903 kam eine Zweigniederlassung in *St. Pölten*, *Niederösterreich*, hinzu. Bemerkenswert ist die Aufnahme neuer Fabrikationszweige in der Zwischenkriegszeit, so die Turbokupplungen und Turbogetriebe nach dem *Föttinger-Prinzip*, der Bau von Axialgebläsen, von *Voith-Schneider-Schiffspropellern*¹⁾ und von Speicherpumpen grosser Leistungen. Die Beschäftigtenzahl stieg im Jahre 1939 auf 4000.

Nach dem Zweiten Weltkrieg erfuhr das Unternehmen einen erneuten Aufschwung. Er wirkte sich auf allen Produktionszweigen in stark erhöhten Lieferzahlen aus. Die grossen und vielseitigen Anforderungen im Export von Grossmaschinen machten ein weitstichtiges Planen in Europa und Übersee erforderlich. Teils beteiligte man sich an bestehenden Unternehmungen, teils gründete man neue Fabriken. Das geschah in *Spanien*, *England*, *Indien* und *Brasilien*. Neu kamen verwandte Arbeitsgebiete hinzu, so z. B. Anlagen für die Reinigung von Frisch- und Abwasser sowie Maschinen zur Kunststoffverarbeitung. Besondere Aufmerksamkeit wurde dem Ausbau der Forschungs- und Versuchsanstalten sowie deren Ausrüstung mit modernsten Messeinrichtungen geschenkt. Zur Verfügung stehen: Eine Forschungsanstalt für den gesamten Papiermaschinenbau, zwei hydraulische Versuchsanstalten für Niederdruckturbinen, Hochdruckturbinen und Pumpen, sowie für wasserbauliche Untersuchungen ein Umlaufgerinne für Messungen an Schiffsmodellen und *Voith-Schneider-Propeller-Modellen*, eine lufttechnische Versuchsanstalt mit Windkanal, Prüfstände für *Voith-Schneider-Propeller*, für Zahnradgetriebe, für Turbogetriebe und Turbokupplungen sowie eine gut ausgestattete Materialprüfanstalt.

Mit unseren aufrichtigen Glückwünschen zum hundertjährigen Bestehen verbinden wir die zuversichtliche Hoffnung, es möchte sich das heute blühende Unternehmen auf der bisher verfolgten Linie weiter entwickeln und dank gutem Geist und hoher Arbeitsqualität auch fernerhin der Wohlfahrt und dem Frieden dienen. *A. Ostertag*

¹⁾ Beschreibung siehe SBZ 1959, H. 25, S. 387–392 und H. 26, S. 410–417.