

# Knickstabilität: Einfluss der Einspannungsverhältnisse bei zentrischer Belastung

Autor(en): **Brunner, J.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **65 (1947)**

Heft 28

PDF erstellt am: **21.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-55907>

## **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.

**Knickstabilität**

DK 624.075.2

**Einfluss der Einspannungsverhältnisse bei zentraler Belastung**

Von Ing. Dr. J. BRUNNER, EMPA, Zürich

[Wir verweisen auf die einleitende Bemerkung beim Artikel «Knickstabilität», SBZ. Bd. 123, S. 247\* vom 20. Mai 1944, und führen hier ein weiteres Kapitel an.]

Den Untersuchungen legen wir meistens Stäbe zugrunde, die an beiden Enden als gelenkig gelagert vorausgesetzt werden. Das fundamentale Problem der elastischen Stabilität ist die Bestimmung der Knickfestigkeit des geraden Stabes mit konstantem Querschnitt. Auf diesen theoretisch klaren Fall lassen sich nun auch fest oder teilweise eingespannte Stäbe zurückführen.

Um die Einspannungsgrösse  $g$  zu definieren, denken wir uns den Stab aus seiner Einspannung gelöst und ihn beidseitig gelenkig gelagert. Dann bringen wir am zu betrachtenden Stabende ein Moment  $M = 1$  an und berechnen den Drehwinkel  $\varphi_{\text{Stab}}$ . Ebenso bringen wir dieses Moment  $M = 1$  am Auflager an. Das Verhältnis des Drehwinkels des Stabendes zum Drehwinkel des Lagers, den dieses Moment erzeugt, nennen wir die Einspannungsgrösse:

$$g = \varphi_S / \varphi_L$$

Ist die Lagerpartie starr, so wird  $\varphi_L = 0$ , also die Einspannungsgrösse  $g = \infty$ ; ist das Lager ein Gelenk, so ist  $\varphi_L = \infty$ , d. h. unbeschränkt beweglich, somit die Einspannungsgrösse  $g = 0$ .

Weisen sowohl Stab wie Einspannungsstelle für ein Moment den gleichen Drehwinkel auf, so ist die Einspannungsgrösse  $g = 1$ . Die Einspannungs-Verhältnisse sind bei Ueberschreiten der Elastizitätsgrenze durch Rekursion zu bestimmen. Bei der Definition der Einspannungsgrösse wurde Wert darauf gelegt, dass mit dem Begriff  $g$  eine anschauliche Vorstellung verbunden werden kann.

Als Endergebnis dieses Kapitels stellen wir in den Bildern 6 u. 7 (S. 380) den Wert  $l_0/l$  als Funktion der Einspannungsgrösse  $g$  dar.  $l_0$  ist die Stablänge zwischen den Wendepunkten, die für die Knicklast massgebend ist;  $l$  bezeichnet die ganze Stablänge zwischen den Lagern. Der Wert  $l_0/l$  wird dabei für folgende

Einspannungsarten dargestellt: beidseitig gleich grosse, elastische Einspannung; einseitig elastische Einspannung, anderseitig gelenkige Führung; einseitig elastische Einspannung, anderseitig völlig freies Ende.

Die dargestellten Kurven wurden sowohl analytisch wie graphisch berechnet. Bei der graphischen Ableitung wurde eine Doppel-Sinuswelle in grossem Masstabe aufgezeichnet und die betreffenden Werte der Zeichnung entnommen. Allgemein verweisen wir auf Bild 1, auf dem die wichtigsten Daten eingeschrieben sind.

Zur Berechnung betrachten wir die Gleichgewichtslage eines elastisch eingespannten, virtuell ausgebogenen Stabes, der unter der Knicklast  $P_k$  steht. Die Einspannung sei vorerst symmetrisch angenommen und die Beanspruchung liege unterhalb der Elastizitätsgrenze.

Wir gehen von einem beiderseits gelenkig gelagerten Stab von der Länge  $l_0$  aus. Unter der «Eulerschen Knicklast» bleibt ein virtuell ausgebogener Stab für jeden Ausbiegungspfeil im Gleichgewicht. (Wir sehen dabei ab von der kleinen Knicklasterrhöhung mit wachsendem Ausbiegungspfeil, wie sie sich aus dem im früheren Artikel erwähnten «Grashof-Effekt» ergibt.) Die Gleichgewichtsfigur ist also unabhängig von der Grösse des Ausbiegungspfeils; der Abstand der Gelenkpunkte ergibt die Tragkraft

$$P_k = \frac{\pi^2 E J}{l_0^2}$$

Als Gleichgewichtsfigur behalten wir diesen  $l_0$ -Bogen bei und verlängern die Sinuslinienwelle über die ursprünglichen Gelenkpunkte hinaus, die nun Wendepunkte werden. Die beiden Zweige werden verlängert bis zu einer Gesamtstablänge  $l$ , so dass nun für die Gleichgewichtsfigur charakteristisch ist das Verhältnis  $l_0/l$ . Das Gleichgewicht wird wieder hergestellt, indem wir an den Kopfenden die Kraft  $P_k$  und das Moment  $M = P_k f'$  anbringen.

Für einen solchen Stab berechnen wir die Endtangentialneigung, die dann mit der Lagerverdrehung verträglich gemacht wird. Je länger der Stab wird (für gleiches  $l_0$ , das wir aus rechnerisch-praktischen Gründen festhalten und dafür  $l$  variieren), desto geringer wird die Tangentialneigung, desto stärker muss also die Einspannung sein. Für starre Einspannung ist die Lagerverdrehung  $\varphi_L = 0$  und das Verhältnis  $l_0/l = 0,5$ , die massgebende «freie Knicklänge  $l_0$ » ist also hier nur die Hälfte der ganzen Stablänge  $l$ .

Zum Erfassen der Lagerelastizität nehmen wir einen «Einheits-Lagerstab» von gleicher Länge  $l$ , gleichem  $E$  und  $J$  an, wie der durch ihn eingespannte Tragstab (Bild 2). In diesem Falle ist der Einspannungsgrad  $g = 1$ . Verdoppeln oder verdreifachen wir z. B. die Zahl der Einheitsstäbe, so wären die entsprechenden Einspannungsgrade  $g = 2$  bzw.  $3$  (Bild 4).

Der Verdrehungswinkel  $\varphi'_L$  des Kopfendes eines «Einheits-Lagerstabes» berechnet sich für ein Moment  $M$  zu:

$$\varphi'_L = M \frac{l}{3 E J}$$

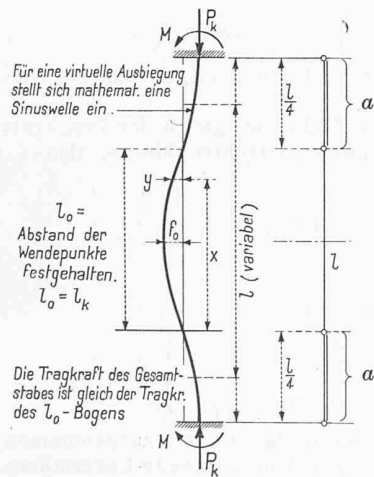


Bild 1. Beidseitig starr oder teilweise eingespannter, auf Knickfestigkeit beanspruchter Stab  $a =$  Zone der Verschiebung der Endpunkte je nach Einspannungs-Grösse

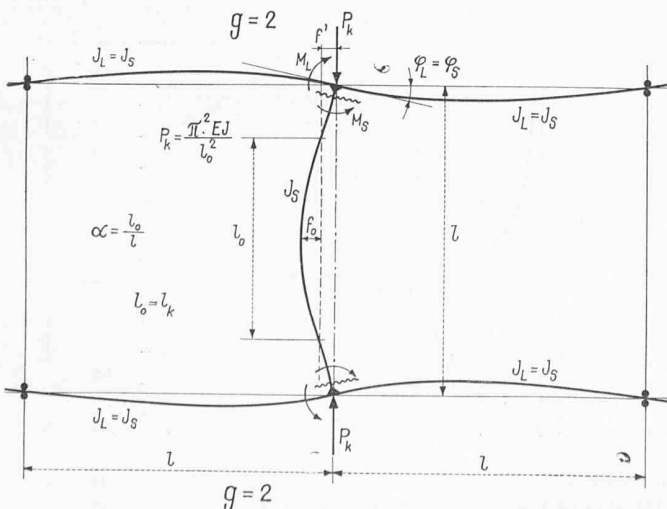


Bild 2 (links). Beidseitig elastisch eingespannter Stab

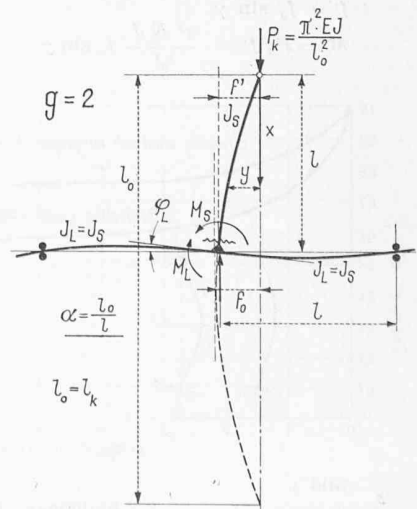
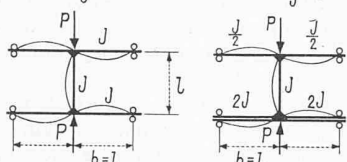


Bild 3 (rechts). Einseitig völlig freier, anderseitig elastisch eingespannter Stab

Einspannungsgrößen

Ober:  $g=2$



Unten:  $g=2$

$g=4$

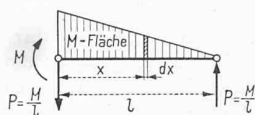


Bild 5  
Bild 4 (links).  
Einspannungsbilder  
für verschiedene  
Einspannungsgrade

Der Wert kann z. B. nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit berechnet werden. Aus Bild 5 folgt:

$$\begin{aligned} M\varphi &= \int_0^l \frac{M_x^2}{EJ} dx = \frac{1}{EJ} \int_0^l (M - \frac{M}{l}x)^2 dx = \\ &= \frac{M^2}{EJ} \left[ x - \frac{x^2}{l} + \frac{x^3}{3l^2} \right]_0^l \\ \varphi &= M \frac{l}{3EJ} \end{aligned}$$

Die Axe eines virtuell ausgebogenen Knickstabes ist bekanntlich eine Sinuslinie und entspricht mit den Bezeichnungen von Bild 1 der Gleichung:

$$y = f_0 \sin(\pi x/l_0) \text{ also ist der Tangentenwinkel:} \\ \text{tg } \varphi_s = \frac{dy}{dx} = \frac{f_0}{l_0} \pi \cos\left(\frac{\pi}{l_0}x\right)$$

Für die Endtangente des durch die Zweige auf  $l$  verlängerten Stabes wird die Abszisse, gemessen in der Stabaxe (Bild 1)

$$x = l_0 + \frac{1}{2}(l - l_0) = \frac{1}{2}(l + l_0)$$

Wir schreiben das Winkelargument vereinfachend  $\gamma$

$$\gamma = \frac{\pi}{l_0}x = \frac{\pi}{l_0} \frac{l + l_0}{2} = \left[ \frac{\pi}{2} \left( \frac{1}{l_0/l} + 1 \right) \right]$$

Für ein bestimmtes Verhältnis  $l_0/l$  ergibt sich der Drehwinkel des eingespannten Stabendes zu:

$$\varphi_s = \frac{f_0}{l_0} \pi \cos \left[ \frac{\pi}{2} \left( \frac{1}{l_0/l} + 1 \right) \right] = \frac{f_0}{l_0} \pi \cos \gamma$$

(Für die hier vorkommenden kleinen Winkel wird  $\text{tg } \varphi_s = dy/dx = \varphi_s$  gesetzt.)

Da der Tragstab mit dem Lager fest verbunden ist, muss  $\varphi_s = \varphi_L$  sein. Der Drehwinkel des Lagers ist:

$$\varphi_L = \varphi'_L/g$$

Vorabgehend haben wir den Winkel  $\varphi'_L$  als Drehwinkel eines «Einheits-Lagerstabes» definiert. Je mehr solcher Lagerstäbe wir voraussetzen, desto kleiner wird für ein bestimmtes Moment der Lagerdrehwinkel  $\varphi_L$ ; die Anzahl der angenommenen Lagerstäbe entspricht der Einspannungsgrösse  $g$  (Bild 4).

Die Kurven auf Bild 6 wurden wie folgt berechnet: Die senkrecht zur Stabaxe ( $y$ -Richtung) zu messende Verschiebung  $f'$  der durch die Wendepunkte gelegten Nulllinie gegenüber den feststehenden Endpunkten des Stabes ist:

$$f' = f_0 \sin \gamma \\ M = P_k f' = \frac{\pi^2 EJ}{l_0^2} f_0 \sin \gamma$$

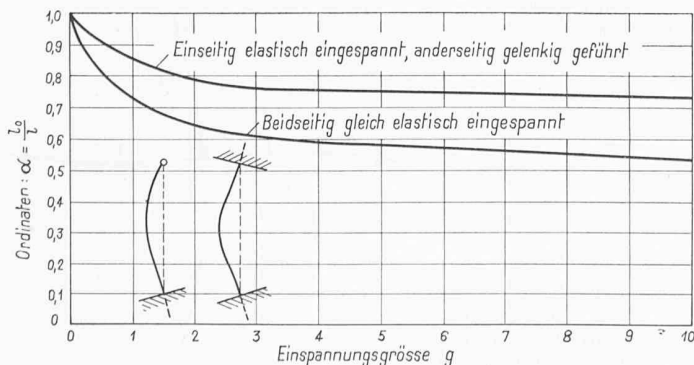


Bild 6.

Werte  $l_0/l$  als Funktion der Einspannungsgrösse  $g$ .  
 $l$  = Stablänge,  $l_0$  = Rechnerische Knicklänge für eine bestimmte Einspannungsgrösse  $g$

$$\begin{aligned} \varphi_L &= M \frac{l}{3EJ} \frac{1}{g} = \frac{\pi^2 EJ}{l_0^2} f_0 \sin \gamma \frac{l}{3EJg} = \\ &= \frac{\pi^2}{l_0^2} f_0 \sin \gamma \frac{l}{3g} = \varphi_s \\ \frac{\pi^2}{l_0^2} f_0 \sin \gamma \frac{l}{3g} &= \frac{f_0 \pi}{l_0} \cos \gamma \end{aligned}$$

$$(A) \quad g = \frac{\pi}{3} \frac{l}{l_0/l} \text{tg} \left[ \frac{\pi}{2} \left( \frac{1}{l_0/l} + 1 \right) \right]$$

Für die Grenzfälle ergeben sich:

$$l_0/l = 1 \text{ (keine Einspannung): } g = \frac{\pi}{3} \frac{1}{1} \text{tg } \pi = 0$$

$$l_0/l = 0,5 \text{ (starre Einspannung): } g = \frac{\pi}{3} \frac{1}{0,5} \text{tg} \left( \frac{3}{2} \pi \right) = \infty$$

Für die folgenden Verhältnisse  $l_0/l$  ergeben sich aus Gl. (A) als notwendige Einspannungsgrößen:

$$l_0/l = 0,75; g = \frac{3,14}{3 \cdot 0,75} \text{tg} [1,57 \cdot 2,33] = \sim 0,8$$

$$l_0/l = 0,60; g = \frac{3,14}{3 \cdot 0,60} \text{tg} [1,57 \cdot 2,67] = \sim 3,0$$

Grundsätzlich gleich gestaltet sich die Ableitung für den einseitig elastisch eingespannten, andererseits gelenkig geführten Stab, wobei zu bemerken ist, dass bei einseitig starrer Einspannung bekanntlich  $l_0 = \sim 0,7l$  wird. Die Ergebnisse zeigt Bild 6.

Für den einseitig elastisch eingespannten, andererseits völlig freien Stab ergibt sich die Ableitung wie folgt:

An einem einfachen Sinuslinienbogen von der Länge  $l_0$  und dem Pfeile  $f_0$  (Bild 3) betrachten wir einen gewissen Abschnitt von der Länge  $l$  und legen damit das Verhältnis  $l_0/l$  fest ( $x = l$ ).

Am unteren Ende dieses Teilstückes beträgt der Endtangentialwinkel  $\varphi_s$ ; er wird berechnet aus:

$$\text{tg } \varphi_s = \frac{f_0}{l_0} \pi \cos \left( \frac{\pi}{l_0}x \right) = \frac{f_0}{l_0} \pi \cos \left( \frac{\pi}{l_0/l} \right)$$

Da es sich um kleine Winkel  $\varphi$  handelt, setzen wir wieder  $\text{tg } \varphi_s = \varphi_s$ .

Die Tragkraft dieses Teilstückes ist gleich der Tragkraft des zur vollen Sinuslinie ergänzt gedachten Stabes, also

$$P = \frac{\pi^2 EJ}{l_0^2}$$

Die Pfeilweite am Fusse beträgt:

$$f' = f_0 \sin \left( \frac{\pi}{l_0/l} \right)$$

und das dort wirksame Moment:

$$P f' = \frac{\pi^2 EJ}{l_0^2} f_0 \sin \left( \frac{\pi}{l_0/l} \right)$$

für das Winkelargument setzen wir  $\left( \frac{\pi}{l_0/l} \right) = \gamma$ .

Dieses Moment muss durch das Lager aufgenommen werden und erzeugt für die  $g$ -fachen «Einheits-Lagerstäbe» einen Drehwinkel:

$$\begin{aligned} \varphi_L &= M \frac{l}{3EJ} \frac{1}{g} = \frac{\pi^2 EJ}{l_0^2} f_0 \sin \gamma \frac{l}{3EJg} = \\ &= \frac{\pi^2}{l_0^2} f_0 \sin \gamma \frac{l}{3g} \end{aligned}$$

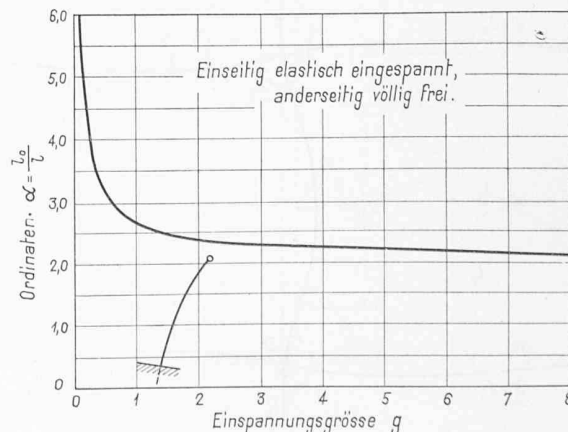


Bild 7.

