

Eine dimensionslose Kennziffer K_s , für hydraulische Kreiselmaschinen

Autor(en): **Dubs, Robert**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **111/112 (1938)**

Heft 14

PDF erstellt am: **22.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-49922>

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.

INHALT: Eine dimensionslose Kennziffer K_s für hydraulische Kreiselmaschinen. — Gütebewertung und zulässige Spannungen von Schweisungen im Stahlbau. — Jugendherberge Fällanden am Greifensee. — Israelitisches Abdankungs- und Leichenhaus, Zürich. — Die Klima-Anlage in Verwaltungs- und Bureaubäuden. — Neues «Gotthard Auto-Tunnel»-Projekt. — Mitteilungen: Kegums-Kraftwerk. Institut für angewandte

Psychologie. Eidg. Technische Hochschule. Ferngedruckte Hauszeitung. Oesterreichischer Ingenieur- und Architekten-Verein. Betriebserfahrungen mit diesel-elektrischen Omnibussen. Trajektverkehr über den Bodensee. Neue Rheinbrücken bei Maxan. Graphische Sammlung der E. T. H. — Nekrologe: Alexander D. Zachariou. Robert v. Pfyffer. Sam. Dumas. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- u. Vortrags-Kalender.

Eine dimensionslose Kennziffer K_s für hydraulische Kreiselmaschinen

Von Prof. ROBERT DUBS, E. T. H., Zürich

Bei der Berechnung von hydraulischen Kreiselmaschinen und insbesondere Wasserturbinen ist es üblich, mit sogenannten Einheitsgrößen zu rechnen, wobei diese Werte für jeden Typ charakteristisch sind. Den folgenden Betrachtungen ist die Berechnung der Wasserturbine zu Grunde gelegt, doch es lassen sich die gleichen Überlegungen sinngemäss ohne weiteres auch auf die Berechnung der Kreiselpumpe anwenden.

Wenn man von der, von Prof. Dr. Camerer im Jahre 1902 als Vergleichsbasis für die Schnellläufigkeit von Wasserturbinen vorgeschlagenen, und in der Folge allgemein akzeptierten, spezifischen Drehzahl n_s ausgeht, so lässt sich diese Grösse bekanntlich aus der Beziehung

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_t}}{4 H \sqrt{H}} \dots \dots \dots (I)$$

berechnen, wobei n die Drehzahl der Welle in der Minute, N_t die an der Welle vorhandene Leistung in PS und H das Gefälle in m bedeutet. Bei Freistrahlturbinen mit mehreren Düsen, oder bei Francisturbinen mit mehreren Leitträdern, ist jeweilen die Leistung pro Düse oder pro Leitrad in die Formel einzusetzen. Bei den Kreiselpumpen ist es nun aber üblich, an Stelle der Wellenleistung N_t die nützliche Förderleistung $N_d = \frac{\gamma Q H}{75}$ zu

nehmen, womit dann die Beziehung

$$n_s = \frac{3,65 \sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}} \dots \dots \dots (II)$$

entsteht, worin Q in m^3/sec zu wählen ist¹⁾. Wenn man nun in Gl. I

$$N_t = \frac{\gamma Q H}{75} \eta_t$$

einsetzt, wobei η_t den totalen Wirkungsgrad bedeutet, so folgt

$$n_s = \frac{3,65 \sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}} \sqrt{\eta_t} \dots \dots \dots (III)$$

und wenn man in Gl. II in Konsequenz zu Gl. I die Wellenleistung einsetzt, so ergibt sich:

$$n_s = \frac{3,65 \sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}} \frac{1}{\sqrt{\eta_t}} \dots \dots \dots (IV)$$

Da nun aber ein auf dem ganzen Umfang beaufschlagtes Turbinenlaufrad sich von einem Kreiselpumpenlaufrad grundsätzlich nicht unterscheidet, erscheint es nicht konsequent, die Schnellläufigkeit dieser Räder verschieden zu definieren. Ich möchte deshalb vorschlagen, entweder durchwegs die Gleichungen III und IV oder noch besser durchwegs die Gleichung II für die Berechnung der Schnellläufigkeit eines hydraulischen Kreisellrades zu benützen. Der Vorteil der Gl. II ist nämlich der, dass sie den Wirkungsgrad η_t nicht enthält, sodass man direkt auf Grund der Konstruktionsdaten H , Q und n die charakteristische Grösse n_s berechnen kann, ohne vorher einen Wirkungsgrad, der ja dann mehr oder weniger eine Funktion von n_s ist, annehmen zu müssen. Die Berechnung der spezif. Drehzahl würde sich damit nicht mehr auf die Wellenleistung N_t sondern auf die disponible Leistung N_d beziehen und es ergäbe sich somit bei den Wasserturbinen eine kleine Erhöhung der spezif. Drehzahl gegenüber der bisherigen Berechnungsweise. Da die Wirkungsgrade der Wasserturbinen im letzten Jahrzehnt Werte erreicht haben, die nicht mehr sehr weit unterhalb des idealen Wertes einer verlustfreien Arbeitsumsetzung liegen, und da im Interesse des Fortschrittes das Bestreben, dem Grenzwert noch näher zu kommen, nie erlahmen darf, könnte man wenigstens bei der Berechnung der spezif. Drehzahl den Grenzwert ($\eta_t = 1$) zu Grunde legen, da diese Grösse ja doch nur Vergleichswert besitzt²⁾.

Aus den Beziehungen I und IV ist ohne weiteres zu erkennen, dass die Dimension der spezif. Drehzahl n_s keine befriedigende physikalische Interpretation dieses Wertes gestattet und

dass die Grösse von n_s abhängig ist von der Wahl der Einheiten. Es ist dies ein Mangel der spezif. Drehzahl als Kennzeichen, der von mir im Unterricht und auch von den Fachleuten schon lange empfunden wurde. Wohl hat Prof. Camerer s. Zt. die spezif. Drehzahl n_s als Drehzahl der 1 PS-Turbine bei 1 m Gefälle definiert, aber wenn man die betr. Dimensionen in die Gleichung einsetzt, erhält man eben nicht den reziproken Wert einer Zeit, und daraus ergeben sich, insbesondere beim Anfänger, ganz erhebliche Schwierigkeiten.

Am zweckmässigsten wäre es wohl, wenn eine dimensionslose Grösse für die Charakterisierung des Types, d. h. der Schnellläufigkeit einer hydraulischen Kreiselmachine gefunden werden könnte, und es soll nun im folgenden ein solcher Vorschlag gemacht werden.

1. Die Aktionsturbine (Freistrahlturbine u. dgl., s. Abb. 1).

Es sei: $c = \sqrt{2gH}$ eine Definitionsgeschwindigkeit, die, wie üblich, als Gefällsgeschwindigkeit bezeichnet werden soll. Wenn ferner d_1 der kleinste Durchmesser des freien Strahles und φ die Geschwindigkeitsziffer bedeutet, so ist die Strahlwassermenge zu berechnen aus:

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 \varphi c \dots \dots (1)$$

Wenn man ferner mit:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \dots \dots (2)$$

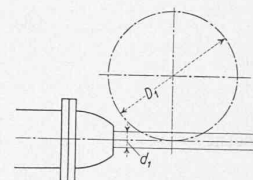


Abb. 1

die Umfangsgeschwindigkeit des Freistrahllades auf dem Durchmesser D_1

bezeichnet, so kann man einen Umfangsgeschwindigkeitskoeffizienten K_{u_1} definieren als:

$$K_{u_1} = \frac{u_1}{c} = \frac{\pi D_1 n}{60 c} \dots \dots \dots (3)$$

Hieraus folgt:

$$\frac{n}{c} = \frac{60 K_{u_1}}{\pi D_1} \dots \dots \dots (4)$$

und

$$\frac{n^2}{c^2} = \left(\frac{60 K_{u_1}}{\pi D_1} \right)^2$$

Aus Gleichung 1 folgt ferner:

$$\frac{Q}{c} = \frac{\pi}{4} d_1^2 \varphi$$

Wenn man nun die linken und die rechten Seiten der beiden letzten Gleichungen miteinander multipliziert ergibt sich:

$$\frac{Q n^2}{c^3} = \frac{\pi d_1^2 \varphi 3600 K_{u_1}^2}{\pi^2 4 D_1^2}$$

oder:

$$\frac{Q n^2}{c^3} = \frac{900 \varphi K_{u_1}^2}{\pi \left(\frac{D_1}{d_1} \right)^2}$$

Es ist nun im Freistrahlturbinenbau üblich,

$$\frac{D_1}{d_1} = m$$

zu setzen, wobei die Grösse m ein Charakteristikum der Schnellläufigkeit der betr. Turbine bedeutet³⁾.

Dann folgt:

$$\frac{Q n^2}{c^3} = \frac{900 \varphi K_{u_1}^2}{\pi m^2} \dots \dots \dots (5)$$

Die rechte Seite dieser Gleichung ist, wie man auf Grund der Definitionsgrößen ohne weiteres erkennt, eine reine Zahl, also muss auch die linke Seite eine dimensionslose Grösse sein, was sich bei Einsetzen der Dimensionen von Q , n und c auch bestätigt. Es soll nun im folgenden die Grösse

$$\frac{Q n^2}{c^3} = K_s$$

gesetzt und als *neues* Kennzeichen für den betr. Turbinentyp benützt werden, denn es lässt sich, wie später gezeigt werden wird, eine solche Grösse auch für die Reaktionsturbinen ableiten.

Wenn man nun eine bestimmte Freistrahlturbine, d. h. einen Typ rein geometrisch vergrößert oder verkleinert, so bleibt naturgemäss m konstant. Sofern weiter die relative Rauigkeit der

³⁾ Siehe «SBZ» vom 19. Mai 1928, Bd. 91, S. 241: «Die Entwicklung und der gegenwärtige Stand des Freistrahlturbinenbaus».

¹⁾ Siehe Prof. Pfeleiderer: «Die Kreiselpumpen», Seite 258.
²⁾ Siehe Camerer: «Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen».

Nadeldüse bei grossen und kleinen Dimensionen sich nur wenig ändert und der Einfluss der Reynolds'schen Zahl auf die Reibungsziffer vernachlässigt wird, was mit Rücksicht auf die hohen Reynolds'schen Zahlen, die hier in Frage kommen, als zulässig erscheint, kann die Geschwindigkeitsziffer φ als praktisch konstant angenommen werden, also unabhängig von der absoluten Grösse der Maschine oder des Gefälles. Dabei ist allerdings noch vorausgesetzt, dass in keinem Falle Kavitation eintritt. Da ferner, wie an a. O. gezeigt wurde, der Wert von K_{u1} sich innerhalb verhältnismässig enger Grenzen bewegt, kann man für ihn einen praktischen Mittelwert setzen.

Wählt man nun: $\varphi = 0,98$ und $K_{u1} = 0,45$

so folgt:
$$K_s = \frac{900 \cdot 0,98 \cdot 0,45^2}{\pi m^2}$$

oder
$$K_s = \left(\frac{7,55}{m}\right)^2 = \frac{Q n^2}{c^3} \dots \dots \dots (6)$$

Da bei der Freistrahlturbine der Wert $m = 7,55$ nicht gerne unterschritten wird, kann gesagt werden, dass für $K_s = 1$ mindestens eine *eindüsige* Turbine und für $K_s = 2$ eine *zweidüsige* Turbine usf. gewählt werden sollte. Man kann sich also mit Hilfe der Grösse K_s sehr rasch und einfach über die notwendige Anzahl der Düsen orientieren.

Es wird noch von Interesse sein, den Zusammenhang zwischen dem jetzt gebräuchlichen Kennzeichen n_s und dem neu vorgeschlagenen festzustellen. Aus Gl. 5 folgt:

$$K_{u1}^2 = \frac{\pi m^2}{900 \varphi} \frac{Q n^2}{c^3} = \frac{\pi m^2}{900 \varphi} K_s \dots \dots \dots (7)$$

Andererseits gilt für Freistrahlturbinen⁴⁾:

$$n_s = \frac{570 K_{u1}}{m} \sqrt{\eta_t}$$

und daraus
$$K_{u1}^2 = \frac{m^2 n_s^2}{570^2 \eta_t} \dots \dots \dots (8)$$

Aus den Gleichungen 7 und 8 folgt dann:

$$\frac{\pi m^2 K_s}{\varphi 30^2} = \frac{m^2 n_s^2}{570^2 \eta_t}$$

und schliesslich, wenn man $\varphi = 0,98$ einsetzt:

$$K_s = \left(\frac{n_s}{34}\right)^2 \frac{1}{\eta_t} \dots \dots \dots (9)$$

Legt man aber, wie eingangs vorgeschlagen wird, der Berechnung der spezif. Drehzahl nicht die Wellenleistung N_t sondern die disponible Leistung N_d zu Grunde, so ist einfach $\eta_t = 1$ zu setzen und man erhält:

$$K_s = \left(\frac{n_s}{34}\right)^2 \dots \dots \dots (10)$$

Sowohl aus Gleichung 9 als auch aus Gleichung 10, die ich vorziehen möchte, geht hervor, dass der Wert von K_s viel stärker variiert als der Wert n_s , was unter Zugrundelegung von K_s als Charakteristikum eine feinere Differenzierung der Typen gestattet.

2. Die Reaktionsturbine (Francis-, Kaplan- und Propeller-Turbine). Es sei D_1 bei der Francisturbine der *kleinste* und bei der Kaplan- und Propellerturbine der *grösste* Eintrittsdurchmesser des Laufrades (siehe Abb. 2). Dann gilt wiederum, bezogen auf diesen Durchmesser:

$$K_{u1} = \frac{u_1}{c} = \frac{\pi D_1 n}{60 c}$$

Andererseits erhält man nun für den Wasserdurchlass:

$$Q = \psi \pi D_0 B_0 c_0 \sin \alpha_0$$

wobei ψ die Verengung des Querschnittes durch die Leitschaufelspitzen bedeutet (es ist $\psi \approx 1$ bei wenig Leitschaufeln oder dünnen Schaufeln). Wenn man nun wieder zu einem Turbinen-Typ einen streng geometrisch ähnlichen, nur im Durchmesser grösseren oder kleineren zeichnet, so ist:

$$\frac{D_0}{D_1} = K_1 \text{ und } \frac{B_0}{D_1} = K_2, \text{ d. h. konstant.}$$

Wegen der geometrischen Aehnlichkeit ist α_0 konstant und ebenso ψ , sodass man schreiben kann:

$$Q = \psi \pi K_1 K_2 \sin \alpha_0 D_1^2 c_0 \dots \dots \dots (11)$$

Setzt man ferner: $c_0 = K_{c0} c$

so folgt:
$$Q = (\psi \pi K_1 K_2 \sin \alpha_0 K_{c0}) D_1^2 c$$

Es lässt sich nun nachweisen, dass unter den gleichen Voraussetzungen wie bei der Freistrahlturbine (gleiche relative Rauigkeit, Vernachlässigung des Einflusses der Reynolds'schen Zahl

auf die Reibungsziffer, Kavitationsfreiheit) der Wert von K_{c0} konstant bleibt, wenn man K_{u1} konstant hält⁵⁾. Damit folgt dann:

$$\psi \pi K_1 K_2 \sin \alpha_0 K_{c0} = \text{konstant} = K \text{ (reine Zahl)}$$

Somit
$$Q = K D_1^2 c$$

und
$$\frac{Q}{c} = K D_1^2 \dots \dots \dots (12)$$

Andererseits ist, nach der auch hier gültigen Gl. 4

$$\frac{n^2}{c^2} = \left(\frac{60 K_{u1}}{\pi D_1}\right)^2$$

und wenn man wiederum die linken und die rechten Seiten miteinander multipliziert, folgt:

$$\frac{Q n^2}{c^3} = K D_1^2 \left(\frac{60 K_{u1}}{\pi D_1}\right)^2$$

oder:
$$\frac{Q n^2}{c^3} = K_s = \frac{3600 K K_{u1}^2}{\pi^2} \dots \dots \dots (13)$$

wobei nun an Stelle des charakteristischen Wertes $1/m$ (siehe Gl. 5) der Freistrahlturbine, der für die Reaktionsturbine charakteristische Wert K getreten ist.

Wenn man Gl. 12 durch D_1^2 dividiert und $c = \sqrt{2gH}$ setzt, folgt:

$$\frac{Q}{D_1^2 \sqrt{2gH}} = K$$

In der praktischen Turbinenberechnung ist es üblich, mit der Einheitswassermenge Q_{11} zu rechnen, die als Wassermenge für 1 m Durchmesser und 1 m Gefälle definiert wird. Man setzt:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$$

Woraus sich ergibt, dass $K = \frac{Q_{11}}{\sqrt{2g}}$

ist. Um den Zusammenhang zwischen dem neuen Kennzeichen K_s und den Grössen K_{u1} und Q_{11} herzustellen, substituieren wir in Gl. 13 den obigen Wert von K und erhalten:

$$\frac{Q n^2}{c^2} = K_s = \frac{3600 Q_{11}}{\pi^2 \sqrt{2g}} K_{u1}^2$$

d. h.
$$K_s = 82,4 Q_{11} K_{u1}^2 \dots \dots \dots (14)$$

wenn g in m/s^2 eingesetzt wird. Es lässt sich ferner leicht zeigen, dass auch jetzt wieder die gleiche Beziehung zwischen dem Kennzeichen K_s und der spezif. Drehzahl n_s besteht, wie bei der Freistrahlturbine, wie dies ja auch sein muss.

Aus Gl. I folgt:
$$n_s^2 = \frac{n^2 N_t}{H^2 \sqrt{H}}$$

und wenn man nun
$$N_t = \frac{\gamma Q H \eta_t}{75}$$

und
$$H = \frac{c^2}{2g}$$

setzt, so folgt nach einigen Vereinfachungen und unter Berücksichtigung von Gl. 4 und Gl. 13:

$$K_s = \left(\frac{n_s}{34}\right)^2 \frac{1}{\eta_t}$$

oder
$$K_s = \left(\frac{n_s}{34}\right)^2$$

wenn man der Berechnung der spezif. Drehzahl die disponible Leistung zu Grunde legt.

Es soll noch darauf hingewiesen werden, dass sich die neu vorgeschlagene dimensionslose Kennziffer K_s

$$K_s = \frac{Q n^2}{c^3}$$

auf dem Rechenschieber leicht berechnen lässt. Wenn man nämlich auf der unteren Hälfte der beweglichen Zunge den Wert $\sqrt{2g} = 4,43$ sich einritz und das obere rechte Ende dieser Zunge auf das Gefälle H einstellt, so kann man, wenn die oberste Teilung des Schiebers die dritten Potenzen der Zahlen darstellt, den Wert von c^3 dort sofort ablesen.

Die Werte der Kennziffer K_s variieren für alle praktisch vorkommenden Grössen der spezif. Drehzahl n_s zwischen 1 und 1000.

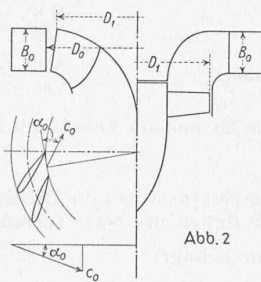
Zum Schlusse soll noch kurz gezeigt werden, dass sich für die Berechnung des Laufraddurchmessers D_1 ebenfalls ein dimensionsloses Charakteristikum ableiten lässt, dessen Grösse eine Funktion des betr. Typs ist.

Nach Gl. 12 war:
$$\frac{Q}{c} = K D_1^2$$

und nach Gl. 4
$$\frac{n}{c} = \frac{60 K_{u1}}{\pi D_1}$$

⁵⁾ S. a. «SBZ», Nr. 7, 8, 10, 12 und 13 vom Jahre 1905 (Bd. 45): «Vergleichende Untersuchungen an Reaktionsturbinen» von Prof. Dr. F. Präsil, Zürich.

⁴⁾ Siehe «SBZ», Bd. 91, 1928, Nr. 20, Seite 242.



Wenn man nun die linken und die rechten Seiten dieser beiden Gleichungen miteinander multipliziert, folgt:

$$\frac{Q n}{c^2} = \frac{60 K_{u1} K D_1^2}{\pi D_1}$$

oder

$$\frac{Q n}{c^2 D_1} = \frac{60 K_{u1}}{\pi} K = K_1$$

wo nun K_1 eine dimensionslose Grösse ist und zweckmässigerweise als «Typenkonstante» zu bezeichnen wäre.

Nach der heute gebräuchlichen Schreibweise hätte man:

$$K_1 = \frac{60 K_{u1} Q_{11}}{\pi \sqrt{2g}} = 4,315 K_{u1} Q_{11}$$

Diese Typenkonstante kann man nun als Funktion der neu vorgeschlagenen Kennziffer darstellen und auf diese Weise für eine bekannte Kennziffer den Laufraddurchmesser leicht bestimmen. Man hätte also:

$$\frac{Q n}{c^2 D_1} = f\left(\frac{Q n^2}{c^3}\right)$$

d. h.

$$K_1 = f(K_s)$$

Da das Rechnen mit dimensionslosen Grössen in verschiedener Richtung Vorteile bietet, sollte es bei der Lösung technischer Aufgaben mehr als bisher herangezogen werden.

Gütebewertung und zulässige Spannungen von Schweissungen im Stahlbau

Von Prof. Dr. Ing. h. c. M. ROŠ und Dipl. Ing. A. EICHINGER, E. M. P. A., Zürich

Die statischen und dynamischen Versuche der E. M. P. A. mit geschweissten Verbindungen und Konstruktionen aus Flusstahl, die der E. M. P. A. zu ihrer eigenen Bewertung von Schweissungen und als Grundlage für die in der Eidg. Verordnung für Bauten aus Stahl vom 14. Mai 1935 niedergelegten Vorschriften dienten, gehen auf die Jahre 1927 bis 1934 zurück¹⁾. Inzwischen hat die Schweissung von vollwandigen Tragwerken, Druckleitungen, Gefässen und Kesseln auch in der Schweiz eine ganz bedeutende Entwicklung durchgemacht und sehr beachtenswerte Fortschritte zu verzeichnen, sodass es auf Grundlage der vorliegenden Erfahrungen, die weiterer, systematischer Ergänzungen bedürfen, gerechtfertigt erscheint, die in den Art. 62 und 64 der Eidg. Stahlbau-Verordnung vom Jahre 1935 festgesetzten zulässigen Spannungen, vorläufig für geschweisste, vollwandige Stahlbauten, im Sinne des Art. 140 der Verordnung — den erforderlichen Festigkeits- und Güteausweis der Schweissungen vorausgesetzt — zu erhöhen. Die E. M. P. A. stellt, den grossen Fortschritten der Elektrodenfabrikation, der Schweissmaschinen, der Ausführung der Schweissungen in der Werkstätte und am Bauplatz, der Schulung der Schweisser und Prüfung der Schweissnähte, der Durchbildung konstruktiver Einzelheiten und des Zusammenbaues auf der Baustelle sowie ganz besonders den gewonnenen metallurgischen Erkenntnissen Rechnung tragend, ihre Vorschläge hiemit zur Diskussion. Dadurch ist auch den gegenwärtigen Forderungen unserer Stahlbauindustrie Rechnung getragen, sind ferner die Bestrebungen der Technischen Kommission des Verbandes Schweiz. Brückenbauanstalten (T. K. V. S. E.), der S. I. A.-Fachgruppe der Ingenieure für Brückenbau und Hochbau sowie einzelner tüchtiger Konstrukteure gewürdigt und unbegründete Angriffe gegen die E. M. P. A.-Bestimmungen abgewiesen. Es ist nun an den am Fortschritt in der Schweissung Interessierten, die bereits vorliegenden, sehr wertvollen und zahlreichen Versuchs- und Erfahrungstatsachen durch Ergebnisse wohlgedachter, systematischer Versuche zu ergänzen und den Ausweis betreff. die wirklich mögliche Hebung der Ausführungsgüte von Schweissungen zu erbringen, damit die Erhöhung der zulässigen Spannungen zu begründen und die Schweisstechnik zu fördern.

Die bisherigen Vorschriften für die Schweissungen entsprechend den Art. 62 und 64 der Eidg. Verordnung sollen bestehen bleiben und für die mit «Güteklasse II» bezeichneten Schweissungen gelten. Es sind dies Schweissungen, wie sie bei sachgemässer Ausführung heute in jeder richtig geleiteten Konstruk-

tionswerkstätte angetroffen werden und die den Bestimmungen der Eidg. Verordnung von 1935 bzw. denjenigen der E. M. P. A. genügen. Neben dieser Güteklasse II wird nun die «Güteklasse I» in Vorschlag gebracht, an die höchste Ansprüche in bezug auf die materialtechnische Güte der Schweissung gestellt werden und für die folgerichtig auch höhere zulässige Spannungen gelten. Der Nachweis der Güte der Schweisstäbe und besonders guter Schweissbarkeit der Werkstoffe muss erbracht werden. Die schweisstechnisch schwierigsten sowie hochbeanspruchten Stellen müssen durchleuchtet werden. Die Schweissnähte müssen den Anforderungen einer Ueberprüfung durch Anfräsen, bzw. Entnahme von Versuchsscheiben an geeigneten Stellen genügen. Schroffe Querschnittsübergänge und Kerben in der Einbrandzone müssen vermieden, bzw. die Uebergänge und Schweissnähte bearbeitet werden und der Mittelwert der Zug-Ursprungsfestigkeit der Stumpfnah und der Einbrandzone von Kehlnähten winkelrecht zur Naht muss $\sigma_u = 18 \text{ kg/mm}^2$ erreichen, mit einer zulässigen Abweichung von höchstens -10% , also einem Mindestwert von $\sigma_u = 16 \text{ kg/mm}^2$.

Ursprungsfestigkeit und Biegezahl der Stumpfnähte sind jeweils an Versuchstäben gemäss Art. 53, Ziffer 1, festzustellen. Für die Biegezahl k sind, je nachdem die Nahtwurzel in der Druck- oder in der Zugzone liegt, folgende Mittelwerte auszuweisen: Mittelwerte k für Wurzel in der Druckzone Zugzone
bei Blechen bis 12 mm Stärke 40 30
bei Blechen von 12 bis 20 mm Stärke 30 25
bei Blechen über 20 mm Stärke 25 20
zulässige Toleranz -20% .

Unter Beibehaltung der von der E. M. P. A. sinngemäss auf die Schweissnähte übertragenen und von ihr ausgewiesenen Theorie der konstanten Gestaltänderungsenergie²⁾ sind die Verhältniszahlen σ_s zur Schweissung: σ_{zul} Nietung und τ_s zur Schweissung: σ_{zul} Nietung für ein- und zweiachsig Spannungszustände und die Güteklassen I und II in der Tabelle I (Abb. 1) angegeben und in den Abb. 2 und 3 zeichnerisch dargestellt.

Bei der Güteklasse I ist für Zugbeanspruchungen parallel sowie Druckbeanspruchungen sowohl winkelrecht als auch parallel zur Stumpfnah und zur Einbrandzone von Kehlschweissungen und sodann auch für auf Zug und Druck parallel zur Naht beanspruchte Kehlschweissungen von Art. 67, Ziffer 5, Gebrauch gemacht worden, indem die zulässigen Spannungen um $\sim 10\%$

²⁾ M. Ros: «Statische Bruchgefahr bei normaler und hoher Temperatur»; Forschungsergebnisse der E. M. P. A., 1926 bis 1936.

¹⁾ «Festigkeit geschweisster Verbindungen». Bericht Nr. 86 der E. M. P. A.

Abb. 1 (Tabelle I)
Schweissungen-Vollwandige Träger:

Verhältniszahlen $\alpha = \frac{\sigma_{zul} \text{ Schweissung}}{\sigma_{zul} \text{ Nietung}}$
 $\frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{zul}}$

Zweiachsig Spannungszustände.

Erster Fall: $\sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{\alpha}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\alpha}\right)^2}$ bzw. $\sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{\alpha}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\alpha}\right)^2} \leq \sigma_{zul}$ (σ_1 und σ_2 sind beide Zug- oder Druckspannungen)

Zweiter Fall: $\sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{\alpha}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\alpha}\right)^2} - C \frac{\sigma_1 \sigma_2}{\alpha_1 \alpha_2} + \left(\frac{\sigma_1}{\alpha}\right)^2 \leq \sigma_{zul}$ (σ_1 und σ_2 mit verschiedenen Vorzeichen)

Beanspruchungsart	Stumpfschweissung		Kehlschweissung-Binderfläche	
	I	II	I	II
auf Druck σ_{zul} 1 zur Naht $\alpha_1 =$ 2 zur Naht $\alpha_2 =$	1,1	1,1	1,0*	1,0*
auf Zug σ_{zul} 1 zur Naht $\alpha_1 =$ 2 zur Naht $\alpha_2 =$	1,0	0,85	0,7	0,7
auf Schub τ_{zul} $\alpha =$	0,85	0,6	0,55	0,4
Zifferwert C	1/2	1/2	1/2	1/4
Bei Wechselbeanspruchung σ	$(1+0,25)$	$(1+0,25)$	$(1+0,25)$	$(1+0,25)$
Zug-Ursprungsfestigkeit	18	18	14	14

* = Nur im Druckgebiet

Verhältniszahlen $\frac{\sigma_{zul} \text{ Schweissung}}{\sigma_{zul} \text{ Nietung}}$ für $\tau = 0$

