Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 93 (1975)

Heft: 47: SIA-Heft, 8/1975: VBZ-Zentralwerkstätte

Artikel: Energieverteilung in Messquerschnitten von Pumpendruckleitungen: Einfluss auf die Genauigkeit eines thermodynamisch gemessenen Wirkungsgrades

Autor: Brun, J.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-72880

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: 02.07.2025

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

Energieverteilung in Messquerschnitten von Pumpendruckleitungen

Einfluss auf die Genauigkeit eines thermodynamisch gemessenen Wirkungsgrades

Von **J. Brun**, Winterthur [1])

DK 621.65:531.7

Bei der thermischen Wirkungsgradbestimmung an hydraulischen Turbomaschinen werden die dem Strömungsmedium zugeführte oder entzogene Energie und die isentrop rückgewinnbare Energie ermittelt. Zu diesem Zweck werden in den Messquerschnitten an einer oder mehreren Stellen Totaldruck und Temperatur und der in den Querschnitten wirkende Statischdruck gemessen.

Wird die Messung an mehreren Stellen der Querschnitte vorgenommen, was zu empfehlen, jedoch oft umständlich oder undurchführbar ist, so kann der mittlere Energiedurchsatz bestimmt werden. Bei Messung an nur einer Stelle wird hingegen bloss der diesem Stromfaden zugeordnete Energiedurchsatz, welcher vom mittleren Energiedurchsatz abweichen kann, ermittelt. Diese Abweichung beeinflusst die Genauigkeit der Messergebnisse, die mit nur einer Messstelle erzielt werden.

Problemstellung

Die von den Begründern der thermodynamischen Wirkungsgradmessmethode an Freistrahlturbinen durchgeführten Messungen zeigten, dass die Ermittlung der Zustandsgrössen des Wassers in einem Punkt des Eintrittsquerschnittes, d.h. in der Druckleitung, genügt [1], [2], [3], [4]. Dieser Umstand ist klar, da Peltonturbinen mit einigen hundert Metern Gefälle eine ebenso lange Leitung aufweisen. Es ist durch Erfahrung aber auch bekannt, dass bei einem Abschlussorgan, welches kein Kugelschieber ist, nicht direkt hinter demselben gemessen werden darf. Wohl bleibt nach einem in die Strömung gestellten Körper die Totalenergie über die Strömungslänge unverändert erhalten, aber der Ausgleich von Druck und Temperatur koinzidiert nicht in demselben Punkt. Aus diesem Grund wird die eintrittsseitige, stromabwärts des Absperrschiebers liegende Messstelle möglichst weit stromabwärts, d.h. unmittelbar vor die Maschine gelegt. Weniger eindeutig ist die Lage am Austritt einer Peltonturbine, Gegendruckturbine oder Pumpe. Die Verlustquellen in der Maschine (Schaufeln) sind punkt- oder flächenförmig verteilt, was zu einer entsprechenden Temperatur- bzw. Energieverteilung nach der Maschine führt. Entsprechende, an Peltonturbinen gemachte Feststellungen bewogen die Messpraktiker, die Forderung bezüglich der Einhaltung einer *genügenden Mischstrecke* aufzustellen. Die Electricité de France verlangt für die Messung im Unterwasser von Peltonturbinen unbedingt eine Messung der Temperaturverteilung.

Die vorliegende Untersuchung hat den Zweck, bei Pumpen die Variation von Druck und Temperatur in bezug auf deren Mittelwerte in Abhängigkeit der örtlichen Lage der Messstelle im Messquerschnitt nach der Maschine, der Länge der Mischstrecke (Laufradaustritt — Messquerschnitt), des Betriebspunktes und der Schnelläufigkeit und Bauart der Pumpe zu ermitteln. Aus den Messwerten Totaldruck, Statischdruck und Temperatur lässt sich dann die Verteilung der für die thermodynamische Wirkungsgradbestimmung notwendigen Energiehöhen (Förderhöhe und Gesamtenergiehöhe) und deren Einfluss auf die Genauigkeit des Wirkungsgradergebnisses berechnen.

Theoretische Grundlagen

Definitionsgemäss [5] ist der innere Wirkungsgrad einer Strömungsmaschine gleich dem Verhältnis von Leistungsaufnahme der verlustlosen Pumpe zu Laufradleistung bzw. von Laufradleistung zu Leistung der verlustlosen Turbine. An Stelle der Leistung kann die auf die Masseneinheit bezogene Arbeit, welche am Arbeitsmittel geleistet bzw. von ihm geleistet wird, in Rechnung gesetzt werden.

Diese Arbeit ergibt sich aus der Differenz Δh der Totalenthalpie zwischen Ein- und Austritt und der zwischen Arbeitsmittel und Umgebung ausgetauschten Wärme, wiederum zwischen Ein- und Austritt betrachtet. Die Totalenthalpie h [6], [7] lässt sich aus der inneren Energie u, dem Druck p, dem spezifischen Volumen v, der Geschwindigkeit c, der Kotenhöhe z und der Gravitationskonstanten g wie folgt berechnen:

$$h = u + p \cdot v + \frac{c^2}{2} + g \cdot z$$

Bei der verlustlos arbeitenden Maschine ist die am Arbeitsmittel geleistete bzw. von ihm geleistete Arbeit gleich der Differenz Δh_s der unter Annahme konstanter innerer Energie u bestimmter Totalenthalpie zwischen Ein- und Austritt.

Zwischen der in einem Querschnittspunkt x gemessenen und der über den ganzen Querschnitt unter Berücksichtigung der Verteilung der Dichte ρ gemittelten Totalenthalpie bestehen die Unterschiede δh_x und δh_{sx}:

$$\delta h_x = \left(u + p \cdot v + \frac{c^2}{2} + g \cdot z\right)_x - \frac{\int_F \left(u + p \cdot v + \frac{c^2}{2} + g \cdot z\right) \cdot \rho \cdot c \cdot dF}{\int_F \rho \cdot c \cdot dF}$$

$$\delta h_{sx} = \left(p \cdot v + \frac{c^2}{2} + g \cdot z\right)_x - \frac{\int_F \left(p \cdot v + \frac{c^2}{2} + g \cdot z\right) \cdot \rho \cdot c \cdot dF}{\int_F \rho \cdot c \cdot dF}$$

Bezogen auf die Energiedifferenzen Δh und Δh_s lassen sich die relativen Unterschiede Ψh_x und Ψh_{sx} ableiten:

$$\Psi h_x = \frac{\delta h_x}{\Delta h}\ ; \quad \Psi h_{sx} = \frac{\delta h_{sx}}{\Delta h_s}$$

Werden bei einer Wirkungsgradbestimmung die Zustandswerte nur in einem Querschnittspunkt gemessen, so gehen die diesem Messpunkt zugeordneten Grössen Ψh_x und Ψh_{sx} als systematische Fehler in die Auswertung ein.

[1]) Gekürzte Fassung der von der *Abteilung für Maschineningenieurwesen* der *Eidg. Technischen Hochschule Zürich* im Jahre 1975 genehmigten Dissertation «Untersuchung der Energieverteilung in Messquerschnitten von Pumpendruckleitungen und deren Einfluss auf die Genauigkeit eines thermodynamisch gemessenen Wirkungsgrades» des Verfassers. Die Anregung zu dieser Arbeit stammt von Prof. *H. Gerber* und von Dozent *P. U. Weber* vom *Institut für hydraulische Maschinen und Anlagen* der ETH Zürich. Ein wesentlicher Teil der Experimente wurde in den Laboratorien der Firma *Gebr. Sulzer AG*, Winterthur, die auch die Messeinrichtungen und Versuchspumpen in verdankenswerter Weise zur Verfügung stellte, durchgeführt. Ein weiterer Teil der Untersuchungen wurde an einer Speicherpumpe der Anlage *Veytaux* der *Forces motrices du Hongrin*, anlässlich der unter Leitung von Prof. *Th. Bovet*, ETH Lausanne, stattfindenden Abnahmemessungen, durchgeführt. Prof. *H. Gerber*, Prof. *B. Chaix* (ETH Zürich) und Dozent *P. U. Weber* sei für ihre Unterstützung herzlich gedankt.

Es ist geplant, falls sich genügend Interessenten finden, diese Dissertation in Buchform herauszugeben. Preis etwa 60 Franken. Interessenten melden sich beim Verfasser.

Versuche zur Ermittlung der Energieverteilung in Pumpenaustrittsquerschnitten

Ziel und Zweck der Versuche

Der Zweck der an drei Modellmaschinen und an einer Grossausführung durchgeführten Messungen ist die Ermittlung der Energieverteilung in verschiedenen Lagen des Austrittsquerschnittes und bei verschiedenen Betriebszuständen.

Bei den Modellmaschinen werden die Messquerschnitte mit 48 Messstellen, welche sich gleichmässig über den Umfang von 4 konzentrischen Kreisen verteilen und flächengleichen Kreisringsektoren zugeordnet sind, belegt. Bei der Grossausführung werden die Messquerschnitte mit 20 über 4 Radien verteilte und flächengleichen Abschnitten zugeordneten Messstellen belegt.

Die im Messpunkt x gegenüber einem Referenzpunkt gemessene innere Energie wird mit Δu bezeichnet. Ferner darf angenommen werden, dass der Betrag $p \cdot v + g \cdot z$ über den ganzen Querschnitt konstant sei. Als Dichte wird näherungsweise die der Rohrmittelachse zugeordnete Dichte ρ in Rechnung gesetzt. Zusammen mit der Bedingung, dass alle N Messstellen (48 bei den Modellmaschinen und 20 bei der Grossausführung) flächengleichen Abschnitten zugeordnet sind, ergeben sich die folgenden vereinfachten Beziehungen:

$$\delta h_x = \left(\Delta u + \frac{c^2}{2}\right)_x - \frac{\sum_1^N \xi \left(\Delta u + \frac{c^2}{2}\right)_\xi \cdot c_\xi}{\sum_1^N \xi \, c_\xi}$$

$$\delta h_{sx} = \left(\frac{c^2}{2}\right)_x - \frac{\sum_1^N \xi \left(\frac{c^2}{2}\right)_\xi \cdot c_\xi}{\sum_1^N \xi \, c_\xi}$$

Mit diesen Grössen lassen sich die Werte Ψh_x und Ψh_{sx} bestimmen. Das Ziel der durchgeführten Versuche ist die Ermittlung der Abhängigkeit der Werte Ψh_x und Ψh_{sx} vom Betriebspunkt, von der Lage der Messstelle, der Länge der Ausgleichsstrecke zwischen Messquerschnitt und Laufradaustritt und der Maschinenbauart.

Für die weiteren Betrachtungen wird die Grösse δh als Abweichung der gesamten und der Wert δh_s als Abweichung der hydraulischn Energie bezeichnet. Analog wird der Wert Δh als gesamte und der Wert Δh_s als hydraulische, in der Maschine umgesetzte Energie bezeichnet.

Versuchsobjekte

Bei den untersuchten Maschinen handelt es sich um einflutige Hochdruckpumpen mit Leitrad und Austrittsspirale. Die Hauptdaten dieser Maschinen sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1. Hauptdaten der untersuchten Maschinen

Maschine	A	B	C	D
Spez. Drehzahl n_s[1])	158	154	139	120
Stufenzahl z	3	4	1	5
Laufradaussendurchmesser D_{La} (m)	0,381	0,381	0,400	1,850
Förderstrom Q_f (m³/s)	0,185	0,193	0,340	6,500
Förderhöhe H_f (m WS)	110	155	166	838
Drehzahl n (U/min)	1500	1500	3000	600
Antriebsleistung P_w (kW)	229	331	638	59 200
Wirkungsgrad η_P	0,874	0,886	0,870	0,901

[1]) $n_s = 3{,}65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_f}}{H_f^{3/4}}$

Versuchseinrichtung

Die Versuchseinrichtung umfasst eine den Messquerschnitt über einen Durchmesser traversierende Sonde, welche sowohl als Zylinderstaurohr als auch als Zylinderentnahmesonde ausgebildet ist, eine Befestigungseinrichtung, die Druckmessinstrumente und die Temperaturdifferenzmesseinrichtung.

Die für die Messungen an den Modellmaschinen verwendete Traversiersonde weist über einen Schenkel verteilt 4 Staudruckmessbohrungen, über den anderen Schenkel analog verteilt 4 für die Temperaturmessung dienende Entnahmeöffnungen und in der Mitte eine als Druckmessbohrung oder für die Referenztemperaturmessung dienende Entnahmeöffnung auf. Die einzelnen Bohrungen sind gegenüber der inneren Druck- und Temperaturmesskammer mittels Drehschieber wahlweise zuschaltbar.

Die Traversiersonde ist in ein um die Rohrmittelachse unbegrenzt drehbares Rohrstück eingesetzt. Dieses Drehrohr lässt sich unmittelbar am Pumpenaustritt anflanschen oder es lassen sich Zwischenrohre einsetzen, so dass im Abstand von 0,35, 1,10 und 1,85 m vom Spiralenaustritt (Messquerschnitte A, B und C) gemessen werden kann.

Der an der Rohrwand wirkende Statischdruck wird mittels Kolbenmanometer und der zwischen Messsonde und Rohrwand wirkende Staudruck wird mittels Differentialmanometer gemessen. Die Differenz zwischen der Temperatur an der Messstelle und derjenigen im Referenzpunkt wird mit Hilfe einer aus Widerstandsthermometern, Gleichstrombrücke und Galvanometer bestehenden Messeinrichtung ermittelt.

Bei den Versuchen an der Speicherpumpe D wurden in die Zulauf- und in die Druckleitung der Pumpe je zwei unter 45° zur Horizontalen liegende Traversiersonden angeordnet. Diese Sonden weisen 10 über den Durchmesser verteilte, als Druckmess- und Entnahmeöffnungen dienende Bohrungen auf, welche durch einen Drehschieber wahlweise gegenüber einer inneren Kammer zuschaltbar sind. Die Messung von Druck und Temperatur erfolgte an einer extern angeordneten Messapparatur [8]. Bild 1 zeigt die Versuchsanordnung mit der Modellpumpe A, Bild 2 diejenige mit der Speicherpumpe D.

Versuchsprogramm und Durchführung

Es wurden folgende Versuche durchgeführt:

- Messen der Energieverteilung in den Messquerschnitten A und B der Modellpumpe A bei Vollast-, 80% Teillast- und 120% Überlastförderstrom
- Messen der Energieverteilung in den Messquerschnitten A, B und C der Modellpumpen B und C bei Vollast-, 60% und 80% Teillast- und 120% Überlastförderstrom
- Messen der Energieverteilung in einem Messquerschnitt der Speicherpumpe D bei Bestpunktförderstrom.

Auswerten der Messergebnisse

Die *Wassergeschwindigkeit* c_x in m/s wird auf Grund des an der Stelle x wirkenden Staudruckes ΔH in m WS (ermittelt aus der Differentialmanometeranzeige) und dem Staurohrkoeffizienten k (gleich 1 gesetzt) wie folgt berechnet:

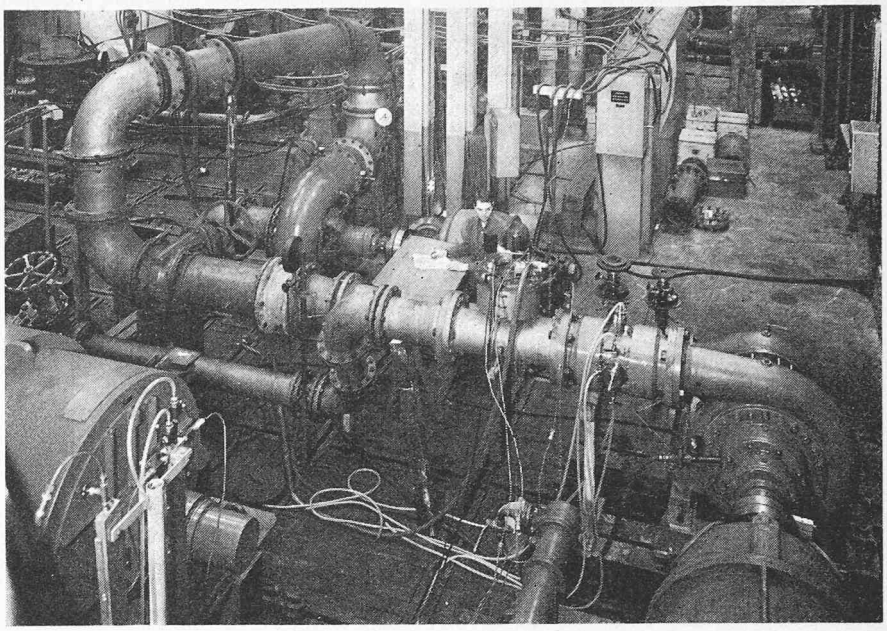
$$c_x = 4{,}43 \cdot k \cdot \sqrt{\Delta H}$$

Die mittlere Wassergeschwindigkeit c_m ist gleich dem Mittelwert aus allen c_x-Werten des betreffenden Querschnittes.

Bei der *hydraulischen Energie* wird der relative Unterschied Ψh_{sx} zwischen dem im Stromfaden x gemessenen Wert und dem Querschnittsmittelwert aus den Staudrücken ΔH in m WS, den Geschwindigkeiten c in m/s und der Förderhöhe H_f in m WS wie folgt bestimmt:

$$\Psi h_{sx} = \frac{\Delta H_x}{H_f} - \frac{1}{N} \frac{\sum_1^N \xi \, \Delta H_\xi \cdot \frac{c_\xi}{c_m}}{H_f}$$

Bild 1. Versuchsanordnung mit der Modellpumpe A



Bei der *gesamten Energie* wird der relative Unterschied Ψh_x zwischen dem im Stromfaden x gemessenen Wert und dem Querschnittsmittelwert aus den Staudrücken ΔH in m WS, den Energiedifferenzen Δu in m WS, den Geschwindigkeiten c in m/s und der Laufradenergiehöhe H_u in m WS wie folgt bestimmt:

$$\Psi h_x = \frac{(\Delta u + \Delta H)_x}{H_u} - \frac{1}{N} \frac{\sum_1^N \xi \, (\Delta u + \Delta H)_\xi \cdot \frac{c_\xi}{c_m}}{H_u}$$

Die Laufradenergiehöhe H_u ergibt sich aus der Förderhöhe H_f und dem inneren Wirkungsgrad η_i bzw. aus der Laufradleistung P_u und dem Förderstrom Q_f. Die Energiedifferenz Δu lässt sich auf Grund der Galvanometeranzeige und der durch Eichung bestimmten Instrumentenkonstanten [7] ermitteln.

Fehlerabschätzung

Bei der Bestimmung der Verteilung der *hydraulischen Energie* sind die zufälligen Fehler der örtlichen, relativen Abweichung vom Mittelwert bei einer Manometerablesegenauigkeit von ± 1,0 mm kleiner als ± 0,2‰. Bei der Bestimmung der *gesamten Energie* sind diese zufälligen Fehler bei derselben Manometerablesegenauigkeit, einer Galvanometerablesegenauigkeit von ± 0,2 mm und einer Brückenstromschwankung von ± 0,1 mA ebenfalls kleiner als ± 0,2‰. Für die übrigen Messgrössen wie Wasserstrom, Förderhöhe, Drehzahl usw. gelten die Genauigkeiten gemäss VDI-Regel [9], [10].

Versuchsergebnisse

Energieverteilung

Bei der Verteilung der hydraulischen Energie treten grösste Abweichungen in nahe dem Pumpenaustritt gelegenen Querschnitten, in Rohrwandnähe, bei Überlast und bei Pumpen mit kleiner Stufenzahl auf. Bei der Verteilung der gesamten Energie lassen sich in Rohrwandnähe, bei Über- und Teillast und bei Pumpen mit kleiner Stufenzahl grösste Abweichungen feststellen. Die Bilder 3 und 4 zeigen als Beispiel an der Modellpumpe B ermittelte Ergebnisse.

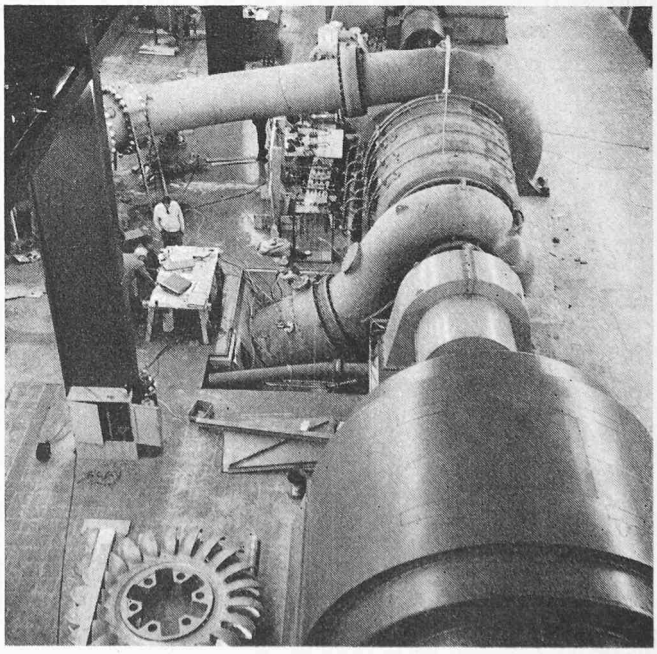
Werden die Energieverteilungen als empirische Verteilungen [11] betrachtet, so lassen sich deren Streuungen wie folgt berechnen:

$$s\,\Psi h_s = \sqrt{\frac{\sum_1^N i \; \Psi h s^2_i}{N-1}} \; ; \quad s\,\Psi h = \sqrt{\frac{\sum_1^N i \; \Psi h^2_i}{N-1}}$$

Einfluss des Betriebspunktes, der Ausgleichsstrecke und der Maschinenbauart auf die Energieverteilung

Die Bilder 5 bis 7 zeigen die Streuung der Energieverteilung der Modellpumpen in Abhängigkeit des relativen Förderstromes mit dem Messquerschnitt als Parameter. Die Streuung der hydraulischen Energie nimmt mit zunehmender Aus-

Bild 2. Versuchsanordnung mit der Speicherpumpe D



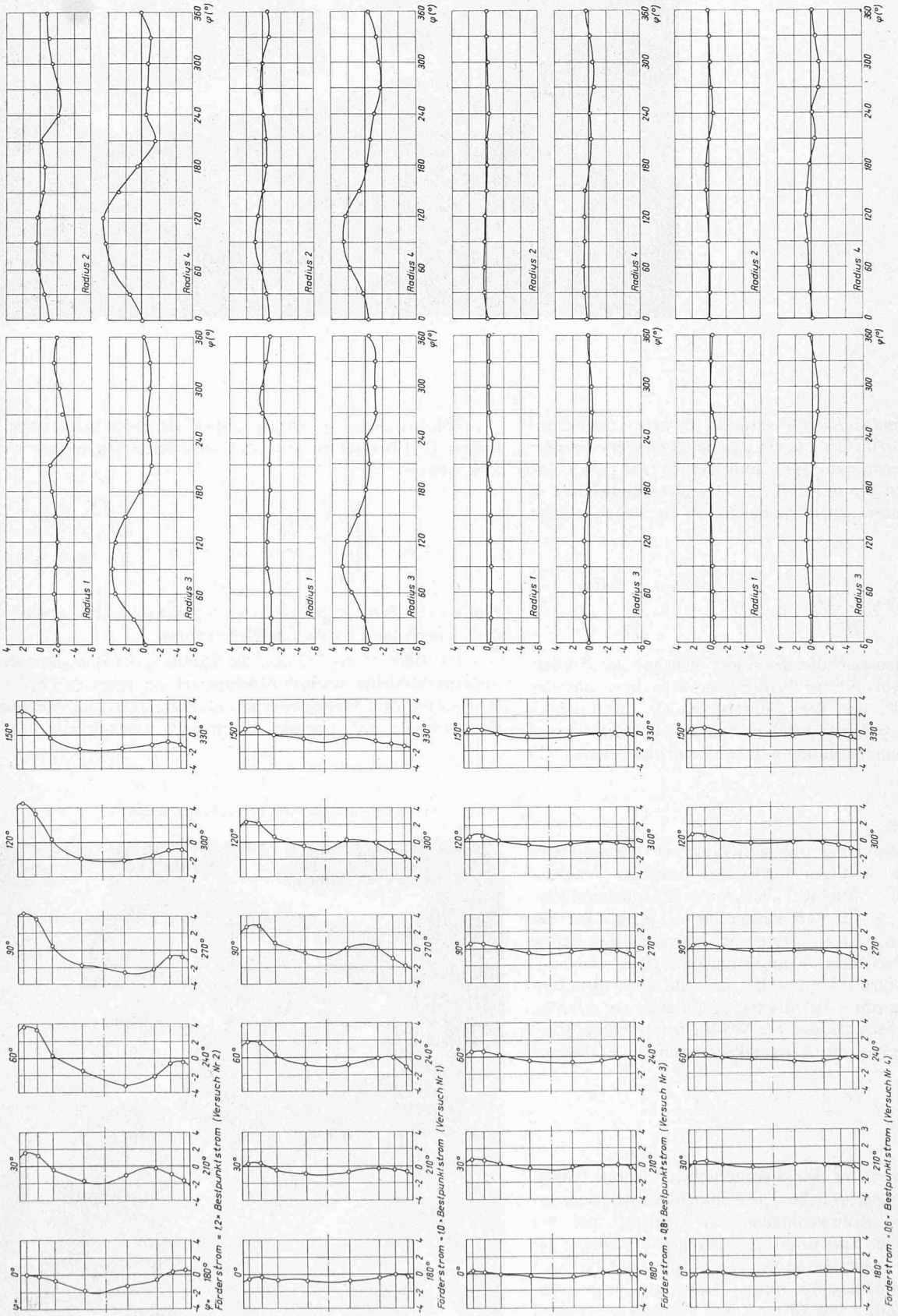


Bild 3. Abweichung der hydraulischen Energie vom Mittelwert im Messquerschnitt A der Modellpumpe B in ‰

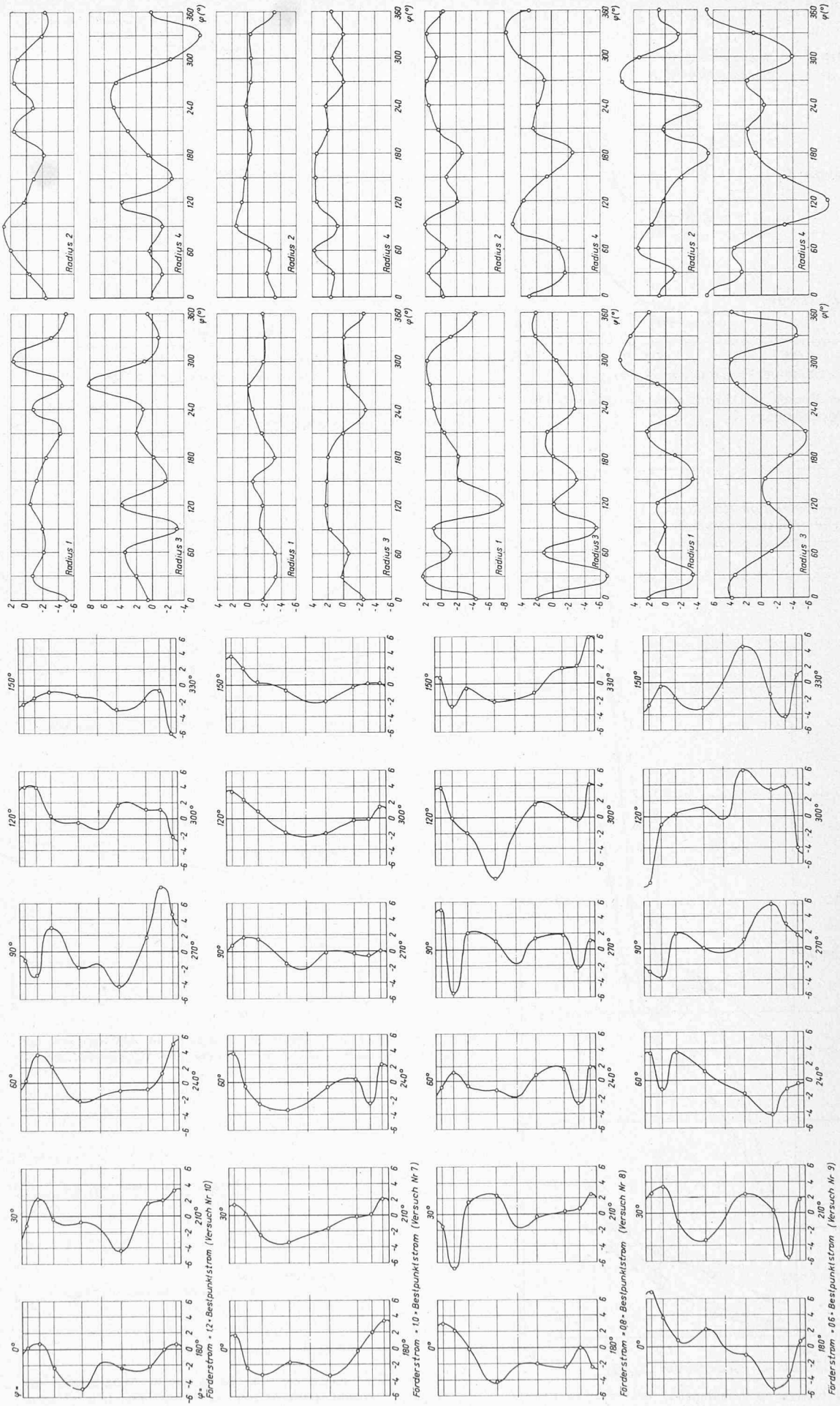


Bild 4. Abweichung der gesamten Energie vom Mittelwert im Messquerschnitt A der Modellpumpe B in ‰

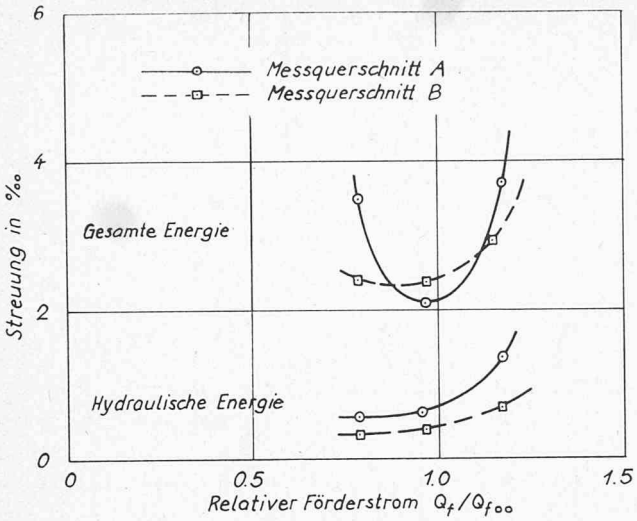


Bild 5. Streuung der Energie in Abhängigkeit des relativen Förderstromes bei der Modellpumpe A

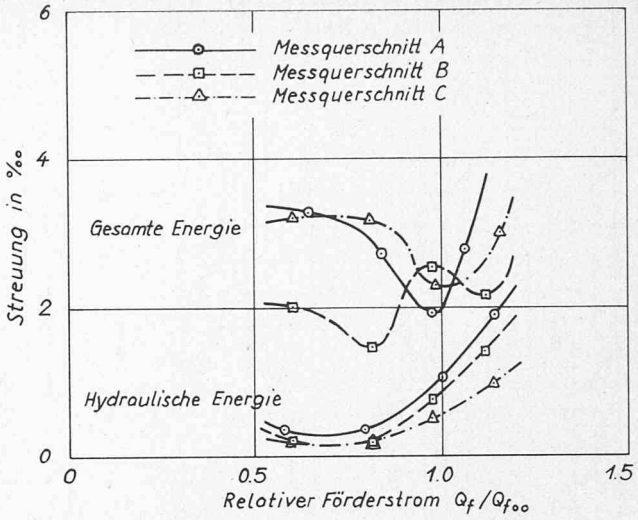


Bild 6. Streuung der Energie in Abhängigkeit des relativen Förderstromes bei der Modellpumpe B

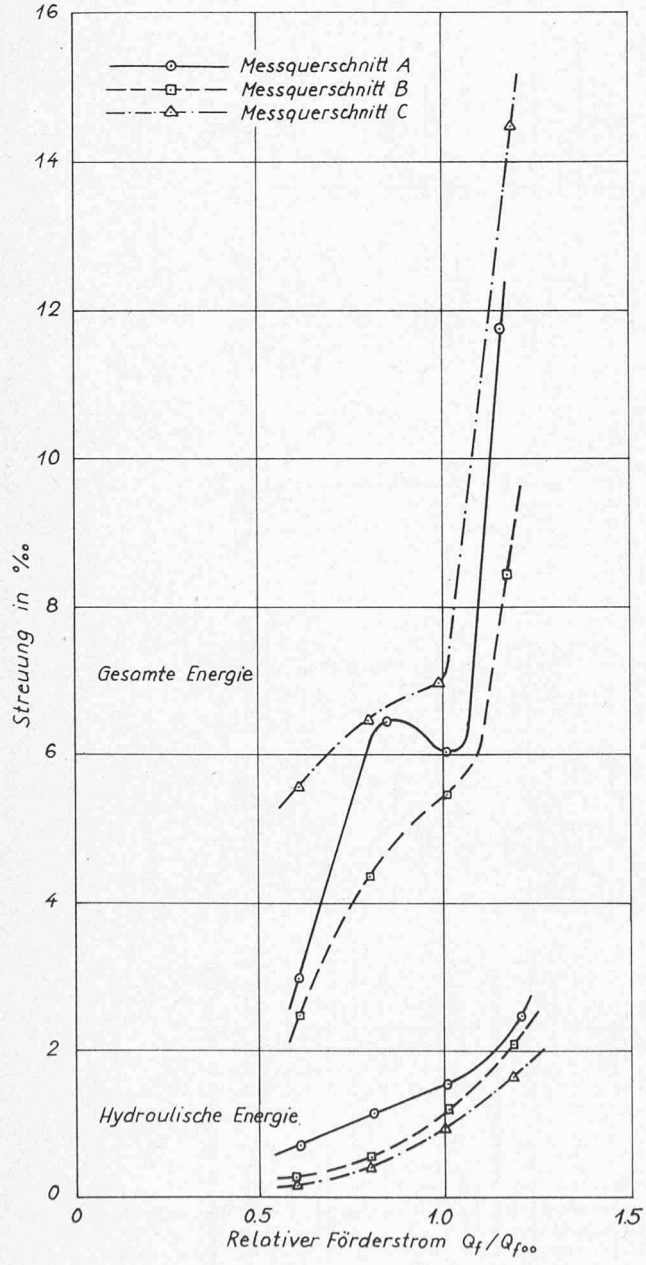


Bild 7. Streuung der Energie in Abhängigkeit des relativen Förderstromes bei der Modellpumpe C

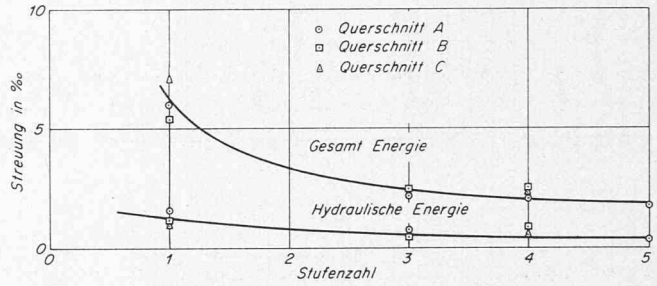


Bild 8. Streuung der Energie im Bestpunkt in Abhängigkeit der Stufenzahl

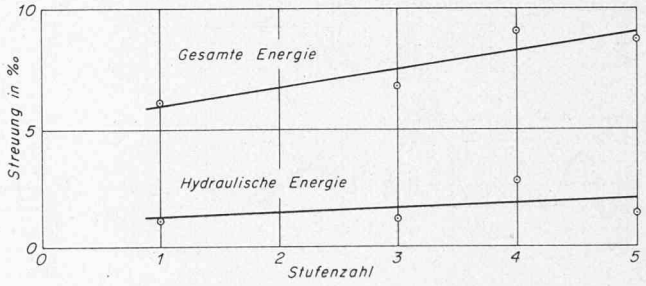


Bild 9. Streuung der Energie im Bestpunkt in Abhängigkeit der Stufenzahl, bezogen auf die Förderhöhe bzw. Gesamtenergiehöhe einer Stufe

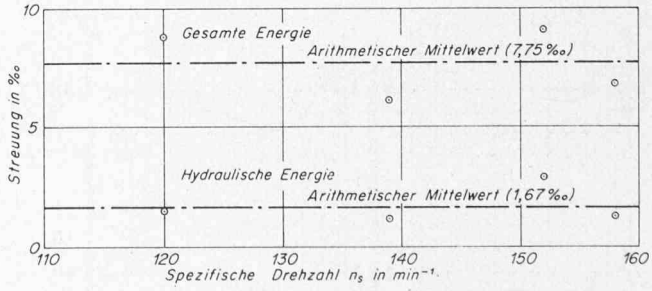


Bild 10. Streuung der Energie im Bestpunkt in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl, bezogen auf die Förderhöhe bzw. Gesamtenergiehöhe einer Stufe

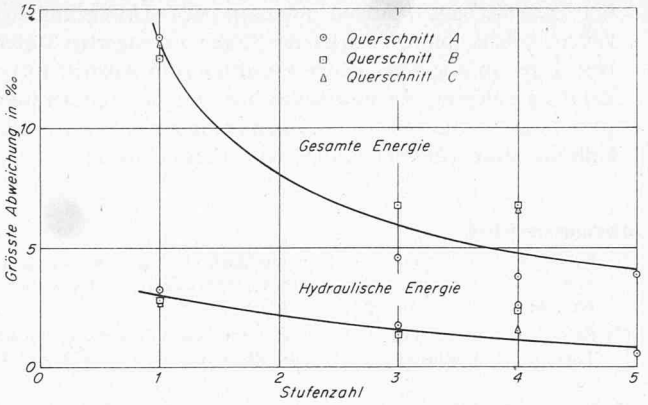


Bild 11. Grösste Abweichung der Energie im Bestpunkt in Abhängigkeit der Stufenzahl

gleichsstrecke ab; bei der Streuung der gesamten Energie ist über dem untersuchten Ausgleichsstreckenbereich kein entsprechender Einfluss feststellbar. Bild 8 zeigt den Einfluss der Stufenzahl der Pumpe auf die Streuung der Energieverteilung bei Bestpunktförderstrom; die Streuung nimmt mit zunehmender Stufenzahl hyperbolisch ab. Werden anstelle der Förder- und der Laufradenergiehöhe der Pumpe die entsprechenden Werte einer Einzelstufe in Rechnung gesetzt, so ist, wie Bild 9 zeigt, der Einfluss der Stufenzahl auf die Streuung nur noch schwach. Ein Einfluss der spezifischen Drehzahl ist, wie Bild 10 zeigt, nicht feststellbar.

Messfehler

Werden Messungen in einem einzelnen Querschnittspunkt vorgenommen, so sind die ermittelte hydraulische und gesamte Energie mit Fehlern, deren Grösse durch die örtliche Abweichung vom Energiemittelwert bedingt ist, behaftet. Bei ungünstigster Messpunktwahl ist der Fehler gleich der grössten Abweichung vom Mittelwert im entsprechenden Querschnitt. Das Verhalten der grössten Abweichung ist, wie die Bilder 11 und 12 am Beispiel der Stufenabhängigkeit zeigen, ähnlich demjenigen der Streuung.

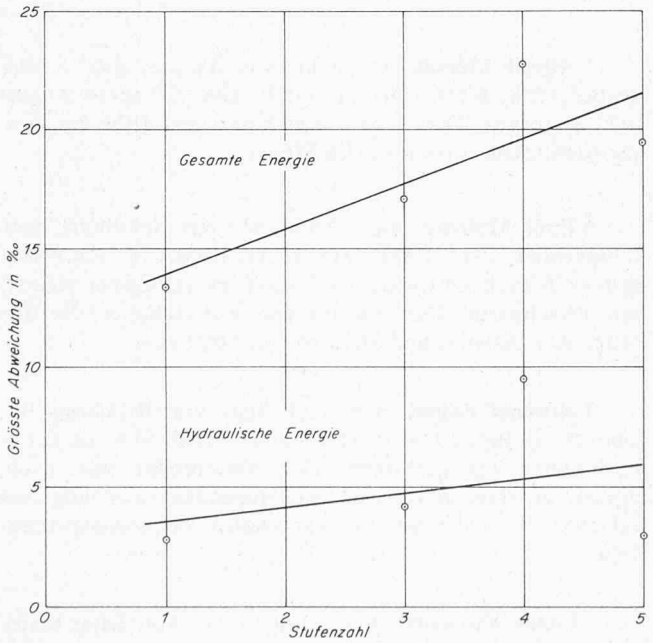


Bild 12. Abweichung der Energie im Bestpunkt in Abhängigkeit der Stufenzahl, bezogen auf die Förderhöhe bzw. Gesamtenergiehöhe einer Stufe

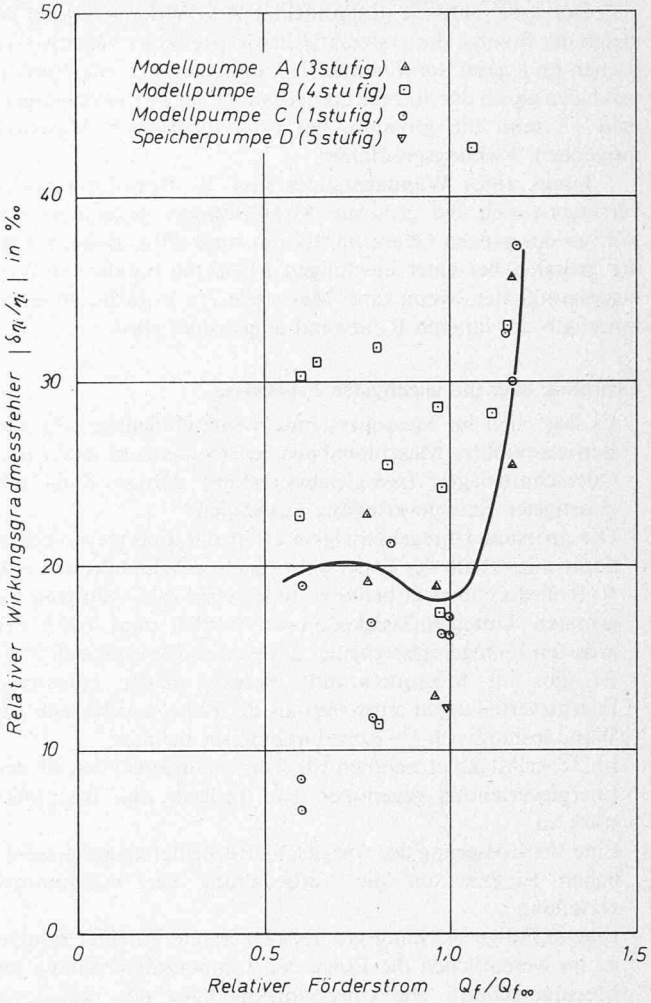


Bild 13. Relativer Wirkungsgradmessfehler bei Einzelentnahme in Abhängigkeit des relativen Förderstromes, bezogen auf die einstufige Maschine

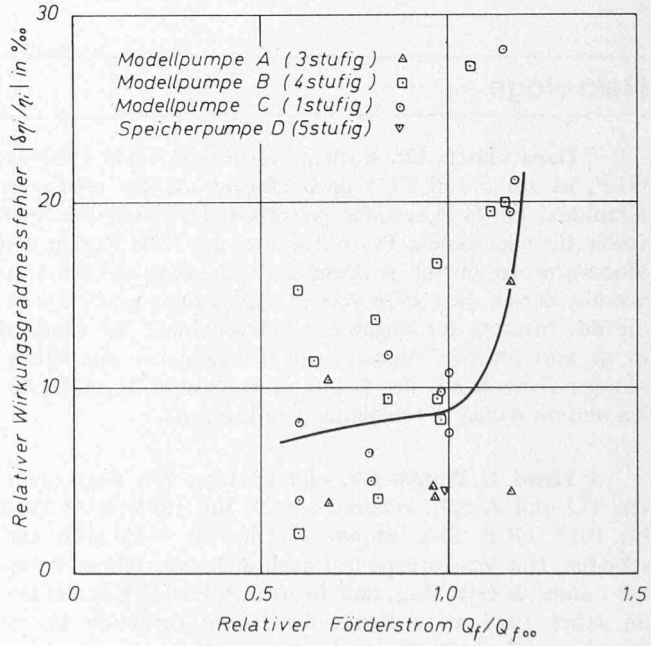


Bild 14. Relativer Wirkungsgradmessfehler bei Einzelentnahme im Wandabstand von 1/7 Rohrdurchmesser in Abhängigkeit des relativen Förderstromes, bezogen auf die einstufige Maschine

Der systematische Relativfehler des Wirkungsgrades ist gleich der Summe der systematischen Einzelfehler von hydraulischer und gesamter Energie, bei ungünstigster Messpunktwahl also gleich der Summe der grössten Energieabweichungen. Bild 13 zeigt die grössten, bei einer einstufigen Maschine möglichen Wirkungsgradfehler.

Längs eines Wandabstandes von $^1/_7$ Rohrdurchmesser verringern sich die grössten Abweichungen gegenüber den Werten des ganzen Querschnittes um rund 40%. Bild 14 zeigt die grössten bei einer einstufigen Maschine möglichen Wirkungsgradfehler, wenn eine Messstelle $^1/_7$ Rohrdurchmesser innerhalb der inneren Rohrwand angeordnet wird.

Überblick über die wichtigsten Ergebnisse

- Es lässt sich im Messquerschnitt keine eindeutige, für alle Betriebspunkte, Maschinenbauarten (Stufenzahl usw.) und Querschnittslagen (Ausgleichsstrecken) gültige Zone mit günstigster Energieverteilung auswählen
- Die grössten Unregelmässigkeiten in der Energieverteilung liegen ausserhalb der Zone, welche sich im Wandabstand von $^1/_7$ Rohrdurchmesser befindet. In letzterer Zone betragen die grössten Unregelmässigkeiten im Mittel rund 60% der grössten Unregelmässigkeiten des ganzen Messquerschnittes
- Es gibt im Messquerschnitt Zonen, welche günstigere Energieverteilungen aufweisen als die Zone, welche sich im Wandabstand von $^1/_7$ Rohrdurchmesser befindet
- Im Überlastgebiet nehmen die Unregelmässigkeiten in der Energieverteilung gegenüber dem Teillast- und Bestpunkt stark zu
- Eine Vergrösserung der Ausgleichsstrecke hat keinen wesentlichen Einfluss auf die Verbesserung der Temperaturverteilung
- Eine allfällige Wirkungsgradfalschmessung an einer Pumpe ist im wesentlichen die Folge der Temperaturverteilung im Messquerschnitt. Die Unregelmässigkeiten der Verteilung der gesamten Energie haben im Mittel den vierfachen Wert der Unregelmässigkeiten der Verteilung der hydraulischen Energie
- Bei mehrstufigen Pumpen pflanzen sich Unregelmässigkeiten, welche von den der letzten Stufe vorgelagerten Stufen herrühren, in abgeschwächter Form bis zum Austritt fort
- Bei der Festlegung des mutmasslichen, von der Temperaturverteilung herrührenden Wirkungsgradmessfehlers ist deshalb die Stufenzahl der Pumpe zu berücksichtigen.

Literaturverzeichnis

[1] *Barbillon, L.* et *Poirson, A.:* Sur une Méthode Thermométrique de Mesure du Rendement des Turbines Hydrauliques, «La Houille Blanche», 1920, no 167, p. 217/221.

[2] *Barbillon, L.* et *Poirson, A.:* Sur la Détermination de Rendement des Turbines Hydrauliques, «La Houille Blanche», 1921, no 172, p. 161/162.

[3] *Poirson, A.:* Méthode Thermométrique de Mesure de Rendement des Turbines Hydrauliques. Précaution à prendre pour l'Application correcte de cette Méthode. «La Houille Blanche», 1922, no 178, p. 155/157.

[4] *Barbillon, L.* et *Poirson, A.:* Mesure du Rendement des Pompes par la Méthode Thermométrique. «La Houille Blanche», 1922, no 176, p. 84.

[5] *Traupel, W.:* Thermische Turbomaschinen, Erster Band, Springer, Berlin 1958, S. 22ff.

[6] *Traupel, W.:* Die Theorie der Strömung durch Radialmaschinen. G. Braun, Karlsruhe 1962, S. 1ff.

[7] *Weber, P. U.:* Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen, «Bulletin SEV», Bd. 55, 1964, Nr. 24, S. 1199/1208.

[8] *Weber, P. U., Schneller, H.* und *Brun, J.:* Thermodynamische Wirkungsgradbestimmung an Speicherpumpen und Wasserturbinen mit der Messapparatur *Weber-Sulzer*, «Technische Rundschau Sulzer», Nr. 1, 1968, S. 25ff.

[9] *VDI:* Regeln für die Durchflussmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturi-Düsen, DIN 1952, 6. Auflage 1948.

[10] *VDI:* Abnahmeversuche an Kreiselpumpen, DIN 1944, Oktober 1968.

[11] *Hengst, V.:* Einführung in die mathematische Statistik und ihre Anwendung. BI Hochschultaschenbücher, Bd. 42/42a. Bibliographisches Institut, Mannheim/Wien/Zürich 1967.

Adresse des Verfassers: Dr. *J. Brun*, Meilistrasse 11, 8400 Winterthur.

Nekrologe

† **Hans Biäsch,** Dr. sc. nat., von Davos, ETH 1920–24, GEP, ist am 5. Juli 1975 nach längerer, tapfer ertragener Krankheit im 74. Altersjahr gestorben. H. Biäsch war Professor für angewandte Psychologie an der ETH Zürich und Honorarprofessor für praktische Psychologie an der Universität Zürich. Seit 1928 war er Mitarbeiter, später Direktor des Instituts für angewandte Psychologie. Er verstand es in vorbildlicher Weise, seine Tätigkeit an den Hochschulen sinnvoll mit der Praxis in Unternehmungen, Schulen und im Alltag in Verbindung zu bringen.

† **Henri G. Puppikofer,** dipl. El.-Ing., von Rothenhausen TG und Zürich, geboren am 27. Juli 1893, ETH 1912 bis 1917, GEP, SIA, ist am 12. Oktober 1975 sanft entschlafen. Der Verstorbene trat nach mehreren Jahren Praxis bei Landis & Gyr, Zug, und Brown, Boveri & Cie., Baden, im Jahre 1927 als Adjunkt der Techn. Direktion in die Maschinenfabrik Oerlikon ein. Von 1945 an bis zu seiner Pensionierung war er Direktor der technischen Abteilungen dieser Firma.

† **Alfred Mürset,** Architekt, von Twann, geb. 6. September 1888, ETH 1907–11, GEP, SIA, ist am 4. August 1975 gestorben. Der Verstorbene besass seit 1933 ein eigenes Architekturbüro in Zürich-Höngg.

† **Emil Metzner,** dipl. Architekt, von Solothurn, geb. 7. November 1914, ETH 1935–41, GEP, SIA, ist am 9. August 1975 nach schwerer, mit Tapferkeit ertragener Krankheit verschieden. Der Verstorbene war Inhaber der Fa. Zetter AG, Asphalt und Strassenbau, Solothurn.

† **Armand Zahnd,** dipl. Kult.-Ing., von Rüschegg BE, geboren 26. Juni 1923, ETH 1942–47, GEP, SIA, ist am 6. September 1975 gestorben. Der Verstorbene war nach Diplomabschluss in verschiedenen Ingenieurbüros tätig und trat 1951 in die Dienste des kantonalen Vermessungsamtes Bern.

† **James Virchaux,** dipl. Masch.-Ing., von Saint-Blaise NE, geboren 31. Juli 1885, ETH 1904–08, GEP, ist am 5. Oktober 1975 gestorben. Der Verstorbene hat während 40 Jahren bei den Ateliers des Charmilles in Genf gearbeitet.