

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Band:** 73 (1955)  
**Heft:** 46

**Artikel:** Reynoldszahl und dimensionslose Kennziffern bei Strömungsmaschinen  
**Autor:** Rütschi, K.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-62020>

### **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:** 15.10.2024

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

# Reynoldszahl und dimensionslose Kennziffern bei Strömungsmaschinen

Von K. Rüttschi, Pumpenbau, Brugg

DK 621-135

## 1. Reynoldszahl

In Amerika wird im Zusammenhang mit dem Problem der Wirkungsgradaufwertung darüber diskutiert, ob die Reynoldszahl  $Re = u \cdot D/\nu$  mit  $u =$  Umfangsgeschwindigkeit in m/s,  $D =$  Raddurchmesser in m,  $\nu =$  Zähigkeit in  $m^2/s$  für Strömungsmaschinen richtig gewählt sei. Man anerkennt, dass  $Re$  in dieser Form wohl in bezug auf seitliche Radreibung passe, aber nicht für die *Raddurchströmung*. Eine eindeutige Definition der Reynoldsziffer ist dann von besonderer Bedeutung, wenn man sie nicht nur zu Vergleichen modellähnlicher Ausführungen, sondern verschiedenartiger Strömungsmaschinen untereinander gebrauchen will.

In einer Arbeit von Hunt, Kottas und AMG Moody<sup>1)</sup> versuchen die drei Autoren den Maschinenwirkungsgrad als Kenngrösse in Abhängigkeit der Reynoldszahl  $Re$  aufzuführen, wozu sie sich auf eine grössere Anzahl, in der Literatur angeführter praktischer Ausführungen von Turbomaschinen, d. h. Kreiselpumpen, Axial- und Radialkompressoren stützen. Bild 1 zeigt das Resultat dieser Untersuchungen, bei welchen man den Wirkungsgrad nach der Formel aufwertete:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_v} = \left( \frac{Re \cdot v}{Re} \right)^\alpha$$

wobei der Exponent  $\alpha$  aus Versuchen zurückberechnet wurde. Daraus geht hervor, dass der Einfluss von  $Re$  im allgemeinen um so kleiner wird, je grösser  $Re$  ist. Man findet Exponenten von 0,57 bis hinab zu 0 vertreten, wobei aber hier nicht darüber diskutiert werden soll, ob die als Basis gewählte Reynoldszahl für den beabsichtigten Zweck in dieser Form überhaupt zweckmässig ist.

Die starke Streuung der Werte in Bild 1 erklärt sich einestheils aus der Nichtberücksichtigung der Spalt- und Leckverluste usw. (es wurde jeweils der gesamte an der Welle gemessene Wirkungsgrad zugrundegelegt) und andererseits aus dem Umstand, dass die Werte  $Re = u \cdot D/\nu$  für Radial- und Axialmaschinen keinen inneren Zusammenhang haben. In den Diskussionen und Entgegnungen wird deshalb besonders betont, dass die Bezugnahme der Reynoldszahl auf den äusseren Raddurchmesser  $D_2$  nicht zufriedenstellen könne und es wurde empfohlen, einen mittleren Durchmesser

$$D_m = \sqrt{\frac{D_2^2 + D_1^2}{2}}$$

zu wählen. Ein anderer Vorschlag ging dahin, für die Reynoldszahl

$$Re = \frac{Q \cdot D}{D^2 \cdot \nu} = \frac{Q}{D \cdot \nu}$$

zu verwenden, wobei  $Re$  zugleich mit der Radform wechselt, also auch die spezifische Drehzahl mit einschliesst, um so verschiedene Modelle, bei denen also geometrische Aehnlichkeit nicht mehr vorliegt, miteinander vergleichen zu können.

In beiden Vorschlägen für die Reynoldszahl ist auch das Bestreben erkennbar, den Förderstrom entweder durch Herannahme von  $Q$  oder den davon abhängigen Laufradinnendurchmesser  $D_1$  zu berücksichtigen. Betrachtet man nun Bild 2, das verschiedene typische Strömungsmaschinen zeigt, so tritt tatsächlich als gemeinsames Merkmal bei Axial- und Radialmaschinen der gesammelte Förderstrom am Ein- und Austritt in Erscheinung. Eine Bestätigung dieses vorherrschenden Einflusses bei Strömungsmaschinen wurde in eindeutiger Weise bei Versuchen über die Wirkungsgradaufwertung an einstufigen Spiralgehäusepumpen gewonnen<sup>2)</sup>. Wählt

man in gewohnter Weise als Vergleichsbasis den Radaussendurchmesser  $D_2$ , so liegen in Bild 3a die hydraulischen Wirkungsgrade (bei denen Spaltverlust, Radreibung und mechanische Gleitflächenverluste ausgeschieden waren) für drei verschiedene Bauformen auf drei entsprechenden Kurven. Trägt man aber die gleichen Kurvenwerte in Bild 3b über dem Laufradinnendurchmesser  $D_1$  auf, welcher dem gesammelten Förderstrom entspricht, so ergibt sich die wichtige Feststellung, dass diese drei Kurven auf eine einzige zusammenfallen. Man kann nun diese Erscheinung, wonach sich bei Strömungsmaschinen der *Laufradinnendurchmesser*  $D_1$  als

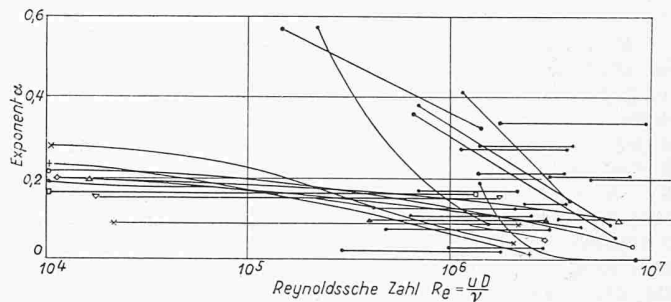


Bild 1. Beziehung zwischen dem Exponenten  $\alpha$  und der Reynoldszahl  $Re$  für Strömungsmaschinen nach amerikanischen Untersuchungen<sup>1)</sup>

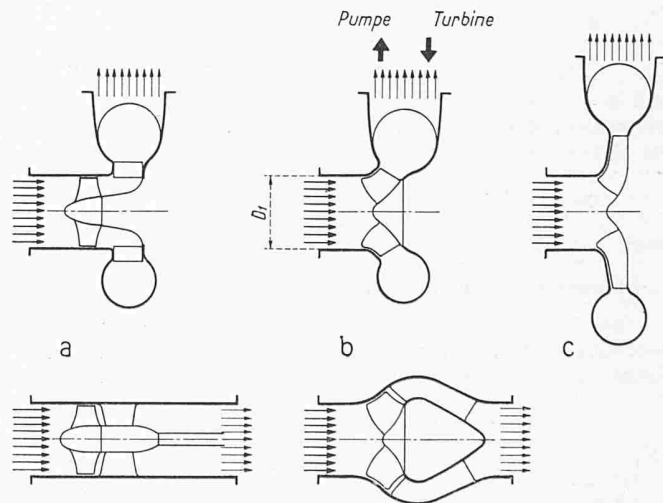


Bild 2. Allen Strömungsmaschinen gemeinsam ist der gesammelte Förderstrom am Ein- und Austritt der Maschine  
a Axialrad b Halbaxialrad c Radialrad

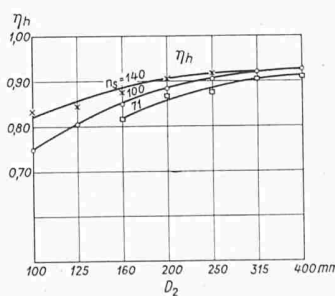


Bild 3 a.  $\eta_h$  in Funktion des Laufradaussendurchmessers  $D_2$

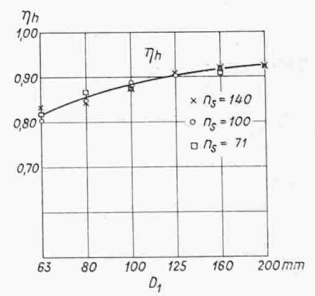


Bild 3 b.  $\eta_h$  in Funktion des Laufradinnendurchmessers  $D_1$

Bild 3. Verlauf des hydraulischen Wirkungsgrades geometrisch nicht ähnlicher Maschinen.

1) The Influence of Reynolds Number on the Performance of Turbomachinery by Hunt, Harry Kottas and AMG. Moody in «Transactions of the ASME.» Juli 1951

2) K. Rüttschi, Untersuchungen an Spiralgehäusepumpen verschiedener Schnellläufigkeit, «Schweizer Archiv», Febr. 1951 SBZ

kennzeichnende Abmessung herausstellt, auch auf die Reynoldszahl ausdehnen, indem man bei  $Re = u \cdot D/\nu$  und  $D$  auf den Laufradinnendurchmesser  $D_1$  bezieht oder noch besser die ursprüngliche Form der Reynoldszahl  $Re = c \cdot d/\nu$  mit  $c$  als mittlerer Geschwindigkeit, also Förderstrom durch Querschnitt und  $d = D_1$ , wählt.

Mit beiden obigen Formen von  $Re$  können nun also beliebige, d. h. geometrisch nicht ähnliche Strömungsmaschinen miteinander verglichen werden, wobei die letztere Fassung noch den weiteren Vorteil hat, dass sie zu direkten Vergleichen mit bekannten Zahlenwerten der Rohrströmung herangezogen werden kann.

Wie stark Reynoldszahlen, je nach der Bestimmungsweise, in ihren Absolutwerten differieren können, zeigt das Beispiel eines Radialrades mit  $D_1 = 200$  mm,  $D_2 = 400$  mm,  $n = 1450$  U/min und  $c = 4$  m/s bei Wasserförderung ( $20^\circ$  C,  $\nu = 1/10^6$  m<sup>2</sup>/s)

$$Re_{D_2} = \frac{u_2 D_2}{\nu} = \frac{30,4 \cdot 0,4 \cdot 10^6}{1} = 12,16 \cdot 10^6$$

$$Re_{D_1} = \frac{u_1 D_1}{\nu} = \frac{15,2 \cdot 0,2 \cdot 10^6}{1} = 3,04 \cdot 10^6$$

$$Re = \frac{c D_1}{\nu} = \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 10^6}{1} = 0,8 \cdot 10^6$$

Es ist verständlich, dass bei solchen Unterschieden, wo vor allem schmale Radialräder mit grossen Radienverhältnissen gegenüber Axial- und Halbaxialrädern für gleiche Förderströme sehr hohe Reynoldszahlen ergeben, deren Bestimmung in der herkömmlichen Weise ein Gefühl der Unsicherheit hinterlässt. Schliesslich ist die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  und der Radaussendurchmesser  $D_2$  wohl für die Förderhöhe massgebend, nicht aber für die bei Reynoldszahlen vorherrschende Durchströmung, für welche sich entschieden der Laufradinnendurchmesser  $D_1$  besser eignet. Auch Pfeleider schlägt für die Reynoldszahl den gleichwertigen Saugmündendurchmesser  $D_s$  vor (s. Fussnote 4). Es wird deshalb empfohlen, in Zukunft bei Strömungsmaschinen einheitlich die Gleichung

$$Re = \frac{c d}{\nu}$$

mit  $c =$  Durchflussgeschwindigkeit am Eintritt in m/s und  $d =$  Eintrittsdurchmesser  $D_1$  in m zu wählen. Zur Vereinfachung der Bestimmung von  $Re$  soll die Nabenverengung weggelassen werden, womit

$$Re = \frac{V D_1}{\pi/4 D_1^2 \nu} = \frac{4 V}{\pi D_1 \nu}$$

wird.

2. Dimensionslose Kennziffern

Bei der Ausbildung von Strömungsmaschinen hat sich als wertvolle Hilfe die Heranziehung von Versuchen und Erfahrungen aus den Nachbargebieten erwiesen, wobei durch die

Anwendung dimensionsloser Kennziffern solche Vergleiche erleichtert werden. Es ist üblich, das Betriebsverhalten einer Pumpe oder eines Verdichters bei gleichbleibender Drehzahl durch die sogenannte Drosselkurve darzustellen.

Diese Kurve mit den Förderhöhen  $H$  (in m) und den Durchflussmengen  $V$  (in m<sup>3</sup>/s) kann in dimensionsloser Form dargestellt werden, wenn aus einer kennzeichnenden Laufrad-Abmessung und der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  (in m/s) eine Beziehung zwischen wirklicher und dimensionsfreier Grösse gebildet wird. An Stelle der Förderhöhe tritt dann die

$$\text{Druckziffer } \psi = \frac{2gH}{u^2}$$

wo bei der Bildung von  $u^2$  der hierfür massgebende Laufradaussendurchmesser  $D_2$  gewählt wird. Die Durchflussmenge  $V$  wird durch die

$$\text{Durchflussziffer } \varphi = \frac{4 V}{\pi D^2 u} = \frac{V}{F u}$$

ersetzt, wobei in Anlehnung an Axialmaschinen, bei denen diese Kennziffern zuerst angewendet wurden<sup>3)</sup> für  $D$  und  $u$  wiederum der Radaussendurchmesser  $D_2$  (der bei Axialmaschinen mit dem Eintrittsdurchmesser  $D_1$  identisch ist) herangezogen wird. Häufig ist es üblich, bei der Definition der Durchflussziffer, insbesondere für axiale Maschinen, nicht den vollen Kreisquerschnitt, sondern den freien Ringquerschnitt zwischen Nabe und Laufradaussendurchmesser zugrunde zu legen. Mit Rücksicht auf eine einfache und eindeutige Definition, die für alle Strömungsmaschinen gelten soll, wurde vom Unterausschuss des VDI-Fachausschusses für Strömungsforschung vorgeschlagen, diese Nabenverengung bei der Bestimmung der Durchflussziffer nicht zu berücksichtigen. Bei den nachfolgenden Bildern wurde diese Weisung durchwegs berücksichtigt.

So eindeutig nun aber die Definition der Druckziffer ist, weil die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  für den Druck massgeblich ist, so wenig kann man das aber für die Durchflussziffer  $\varphi$  sagen, solange man bei Radialmaschinen für  $D$  und  $u$  den Radaussendurchmesser  $D_2$  einsetzt, wie dies heute üblich ist.

Vergleicht man in Bild 4 das Axialrad mit dem Radialrad, so sieht man sofort, dass beim Erstgenannten die Wahl des Austrittsdurchmessers  $D_2$ , der ja zugleich auch dem Eintrittsdurchmesser  $D_1$  entspricht, wohl sinnvoll ist, nicht aber beim Radialrad, bei welchem der Durchmesser  $D_2$  mit dem Durchflussstrom (deshalb die Bezeichnung Durchflussziffer) absolut in keiner Beziehung steht. Es ist deshalb angebracht, für die Durchflussziffer, genau gleich wie vorher bei der Reynoldszahl, den hierfür massgeblichen Laufradinnendurchmesser  $D_1$  zu verwenden.

Wenn man von der Nabenverengung und der Verengung durch die Schaufeln absieht, so entspricht die Durchfluss-

<sup>3)</sup> Dr. C. Keller «Axialgebläse vom Standpunkt der Tragflügeltheorie» Diss. ETH 1934

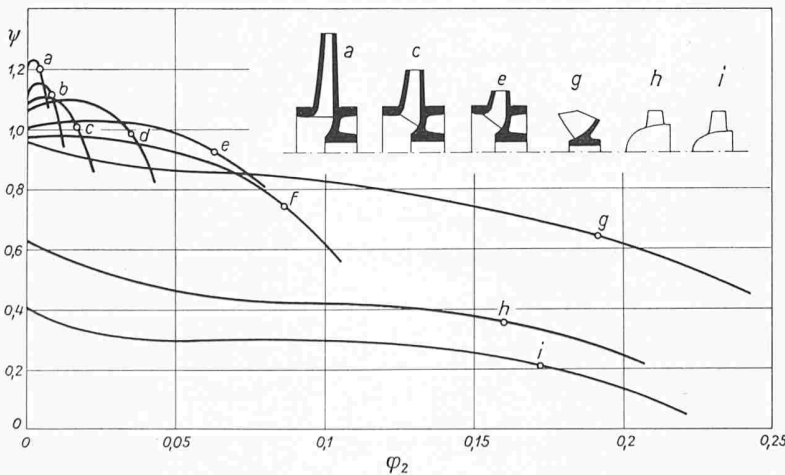


Bild 5. Dimensionslose Kennlinien von Kreiselpumpen verschiedener Schnellläufigkeit

$$\text{Druckziffer } \psi = \frac{2gH}{u_2^2} \quad \text{Durchflussziffer } \varphi_2 = \frac{4 V}{\pi D_2^2 u_2^2}$$

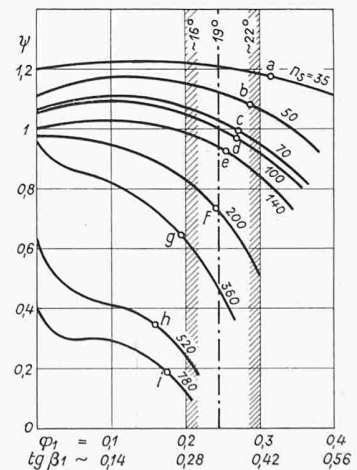


Bild 6. Gleiche Kennlinien wie in Bild 5, jedoch als Abszisse

$$\text{Durchflussziffer } \varphi_1 = \frac{4 V}{\pi D_1^2 u_1^2}$$

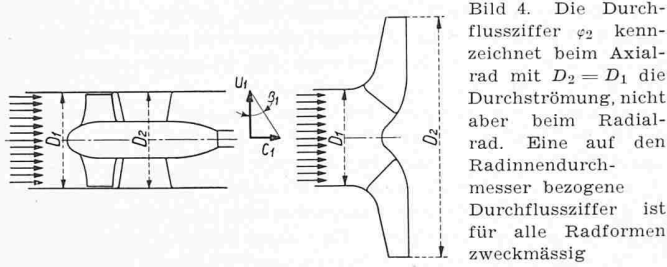


Bild 4. Die Durchflussziffer  $\varphi_2$  kennzeichnet beim Axialrad mit  $D_2 = D_1$  die Durchströmung, nicht aber beim Radialrad. Eine auf den Radinnendurchmesser bezogene Durchflussziffer ist für alle Radformen zweckmässig

ziffer  $\varphi$  gleichzeitig dem Eintrittswinkel des Fördergutes im Rad; denn es ist:

$$\varphi = \frac{V}{F_1 u_1} = \frac{c_1}{u_1} = \text{tg } \beta_1$$

In Bild 5 sind nun einige kennzeichnende Kennlinien von Kreiselpumpen in der bisherigen Darstellungsweise über der Durchflussziffer  $\varphi_2$ , die so bezeichnet wird, weil sie auf den Laufradaussendurchmesser  $D_2$  bezogen ist, und zum Vergleich in Bild 6 über der dem Eintrittsdurchmesser  $D_1$  zugrundeliegenden Durchflussziffer  $\varphi_1$  aufgezeichnet. Die Betriebspunkte besten Wirkungsgrades sind jeweils mit einem Kreis hervorgehoben. Der Unterschied der beiden Darstellungsweisen rührt daher, dass die bisher übliche Durchflussziffer  $\varphi_2$  nicht eine reine Durchflussziffer wie  $\varphi_1$  ist, sondern die spezifische Drehzahl mit einschliesst und deshalb mit der Radform wechselt.  $\varphi_2$  würde daher am treffendsten *spezifische Durchflussziffer* genannt.

Im Gegensatz zu Bild 5, in welchem z. B. ein Vergleich der Kennlinien nichts Wesentliches aussagt, gewährt Bild 6 mit der auf den Laufradinnendurchmesser bezogenen Durchflussziffer eine instruktive Uebersicht über die Wertigkeit der einzelnen Pumpen. Ausserdem sind sowohl Durchfluss- und Druckziffer als auch der ganze Verlauf der Förderkurve viel besser vergleichbar als in Bild 5.

Neben der Durchflussziffer  $\varphi_1$  ist gleichzeitig auch der davon abhängige Eintrittswinkel  $\beta_1$  eingezeichnet, wobei als Durchschnittswerte für die Nabenverengung  $k = 1 - (d_n^2/D_1^2) = 0,8$  und für die Verengung durch die Schaufeln am Laufradeintritt  $t_1/(t_1 - \sigma_1) = 1,12$  angenommen wurde, so dass also

$$\text{tg } \beta_1 = \varphi_1 \frac{t_1/(t_1 - \sigma_1)}{k} = (\infty 1,4) \varphi_1$$

entspricht.

Wenn auch dieser Mittelwert insbesondere bei Axialrädern mit grosser Nabe und hoher Schaufelzahl (Rad  $h$ ) etwas knapp ist, so bestätigt doch Bild 6, dass bei Kreiselpumpen die Eintrittswinkel insbesondere von Radialrädern meistens zwischen  $16$  und  $22^\circ$  liegen. Bei Luftförderung, wo keine Rücksichten auf Kavitation zu nehmen sind, können naturgemäss Eintrittswinkel und damit auch die Durchflussziffern merklich höher liegen.

Die bisherige auf dem Laufradaussendurchmesser  $D_2$  basierende spezifische Durchflussziffer  $\varphi_2$  kann aber zusam-

men mit der spezifischen Schnellläufigkeit zur Bildung einer wertvollen Uebersicht über das gesamte Arbeitsgebiet von Strömungsmaschinen verwendet werden. Für die spezifische Drehzahl sind die beiden Begriffe

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}} \text{ oder } \frac{n \sqrt{N}}{H^{5/4}} \text{ und } n_q = \frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}}$$

weit verbreitet. Beide Ausdrücke sind aber nicht ganz dimensionsfrei, sie ändern ihren Wert mit dem Masssystem und darüber hinaus ist  $n_s$  noch von der Dichte des Stoffes abhängig und gilt streng nur für kaltes Wasser mit der Dichte  $1000 \text{ kg/m}^3$ .

Damit man bei der spezifischen Drehzahl  $n_q$  auch noch die Abhängigkeit vom Masssystem wegbringt, wird entweder durch Einführung von  $g \cdot H$  an Stelle von  $H$  die von Pfeleiderer<sup>4)</sup> empfohlene Abänderung von  $n_q$  in

$$n_q' = n \frac{\sqrt{V}}{(g H)^{3/4}}$$

oder die im Verdichterbau bereits gut eingeführte Drehzahl- oder Schnelllaufziffer von Keller<sup>3)</sup>

$$\sigma = \frac{2 \sqrt{\pi}}{60} (2gH)^{-3/4} \sqrt{V} n$$

verwendet.

Die Werte  $\sigma$ ,  $n_q'$ ,  $n_q$  und  $n_s$  für die spezifische Schnellläufigkeit verhalten sich im metrischen System zueinander wie in Tabelle 1 angegeben:

Tabelle 1. Zusammenhang zwischen den verschiedenen Werten für die spezifische Schnellläufigkeit.

|                  |                    |                    |
|------------------|--------------------|--------------------|
| $n_s = 3,65 n_q$ | $n_q' = 0,182 n_q$ | $\sigma = n_s/578$ |
| $n_s = 50$       | 100                | 200                |
| $n_q = 14$       | 28                 | 56                 |
| $n_q' = 2,55$    | 5,1                | 10,25              |
| $\sigma = 0,087$ | 0,172              | 0,345              |
|                  | 0,69               | 1,38               |
|                  | 2,76               |                    |

In Bild 7 sind nun die Betriebspunkte für eine grössere Anzahl verschiedener Bauarten von Kreiselpumpen zusammen mit der spezifischen Drehzahl eingetragen. Letztere steht zur spezifischen Durchflussziffer  $\varphi_2$  und zur Druckziffer  $\psi$  in folgender Beziehung:

$$\text{Schnelllaufziffer } \sigma = \sqrt{\varphi_2} / \psi^{3/4}$$

Die Druckziffer  $\psi$  verbleibt beim Radialrad lange auf einem Wert um rd. 1 und sinkt dann bei etwas breiteren Radformen zuerst langsam ab, um hierauf beim Halbaxialrad und noch ausgeprägter beim Axialrad steil abzufallen. Dieser Verlauf ist daraus zu erklären, dass die spezifische Durchflussziffer  $\varphi_2$  bei ungefähr gleichbleibender Druckziffer  $\psi$  mit

4) C. Pfeleiderer, Strömungsmaschinen, Springer Verlag 1952

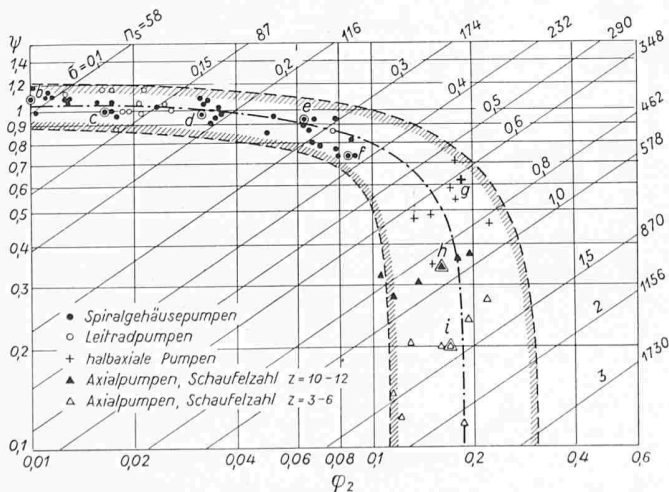


Bild 7. Druckziffer, Durchflussziffer und spezifische Schnellläufigkeit für verschiedenartige Kreiselpumpen

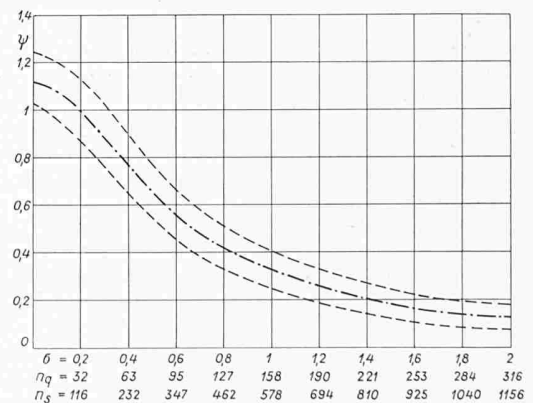


Bild 8. Verlauf der Druckziffer  $\psi$  für Kreiselpumpen in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl

kleinerem Verhältnis  $D_2/D_1$  ständig anwächst, beim Halbaxialrad und Axialrad mit  $D_2/D_1 = 1$  ein Optimum erreicht und aus diesem Grunde bei sinkender Druckziffer vertikal abfällt. Einen gleichen Verlauf hat übrigens auch Eckert<sup>5)</sup> für Verdichter festgestellt, nur liegen dort die Absolutwerte etwas höher, weil im Verdichterbau steilere Schaufelwinkel und auch höhere Schaufelzahlen üblich sind. Bild 7 zeigt mit den schraffierten Konturen gleichzeitig auch die Grenzwerte von  $\psi$  und  $\varphi_2$ , die man bei Kreiselpumpen anwendet. Fallen die Betriebspunkte auf die linke Seite der Mittellinie, so handelt es sich um spezifisch schwächer «aufgeladene» Pumpen, d. h. die Maschine darf vielleicht bei der hohen absoluten Drehzahl aus Kavitationsgründen keine zu steile Schaufelwinkel erhalten. Umgekehrt dürfen und sollen bei relativ niedrigen Drehzahlen oder bei Wegfall von Kavitationsgefahr bei der Pumpe möglichst steile Winkel mit recht hohen Durchflussziffern angestrebt werden, wobei innerhalb des schraffierten Bereiches gute Wirkungsgrade möglich sind.

Trotz der scheinbar starken Streuung der Punkte gestattet Bild 7 doch, die für die Vorausbestimmung einer Strömungsmaschine wichtige Druckhöhenziffer  $\psi$  mit guter Annäherung herauszulesen. Zu diesem Zweck sind in Bild 8

Mittellinie und Grenzkonturen aus Bild 7 über der Schnelllaufziffer  $\sigma$  oder der spezifischen Drehzahl  $n_s$  aufgetragen, wobei die obere Grenzlinie wiederum für Pumpen mit höheren Schaufelzahlen und steileren Schaufelwinkeln gilt.

Es ist übrigens reizvoll festzustellen, dass auch Dr. *Cor-dier*<sup>6)</sup> bei seinen Untersuchungen über die Arbeitspunkte von 120 Lüftern, Gebläsen und Pumpen unter Benützung eines dimensionslosen spezifischen Laufraddurchmessers, welcher an Stelle der spezifischen Durchlaufziffer  $\varphi_2$  tritt, zu gleichen Ergebnissen kommt, wie sie die Bilder 7 und 8 zeigen.

Entsprechend dem vorherrschenden Einfluss des Aussendurchmessers  $D_2$  ergeben die Bilder 7 und 8 in erster Linie Unterlagen für die Druckhöhenziffer  $\psi$  in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl, wogegen als reine Durchflussziffer wie

$$\varphi_1 = \frac{V}{F_1 u_1} = \frac{4 V}{\pi D_1^2 u_1}$$

vorgeschlagen der Wert mit dem kennzeichnenden Innendurchmesser  $D_1$  zweckmäßiger erscheint.

5) Eckert, Axialkompressoren und Radialkompressoren, Springer Verlag 1953, Abb. 41

6) BWK «Brennstoff, Wärme, Kraft» Bd. 5, 10. Oktober 1953

## † Lux Guyer

Als Lux Guyer im Jahre 1923 in Zürich ihr eigenes Bureau eröffnete, war sie die erste praktizierende Architektin in der Schweiz, und sie blieb für ein Jahrzehnt die einzige. Sie hatte an der ETH studiert, und zwar trotz ihren modernen Ansichten bei Prof. G. Gull, den sie stets menschlich schätzte, so wenig ihre Architektur mit der seinen übereinstimmte. Es folgten Jahre praktischer Tätigkeit in England, Paris, Berlin, Florenz; der entscheidende Eindruck war die englische Wohnkultur.

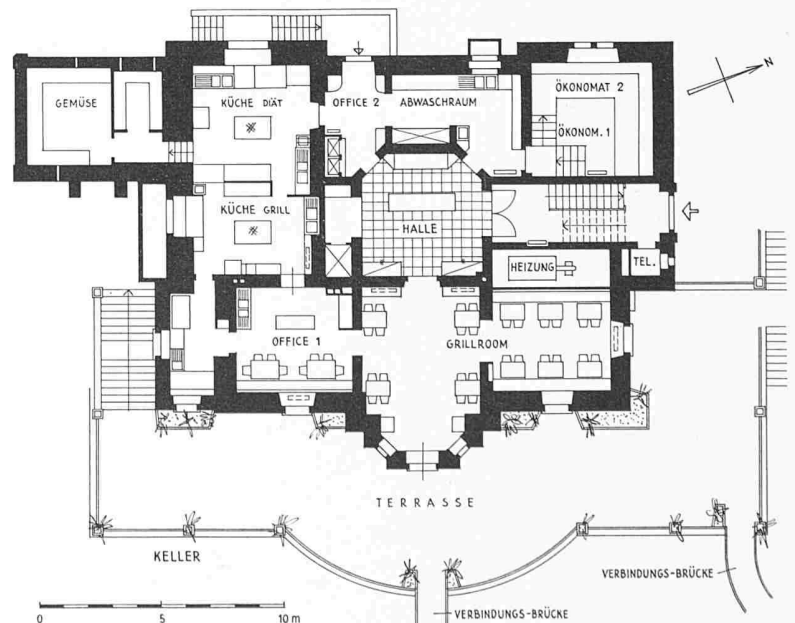
Im Jahre 1930 verheiratete sich Lux Guyer mit dem besonders durch seine Brückenbauten der Rhätischen Bahn bekannten Ingenieur Hans Studer, so dass zu ihren Berufspflichten noch die einer Frau und Mutter dazukamen. Ihre erstaunliche Energie und Unternehmungslust liess sich auch durch Rückschläge nicht entmutigen, zu ihrem höchst aktiven, strahlenden Temperament kam eine spezifisch weibliche Einfühlungsgabe in die Bedürfnisse ihrer Bauherren und in die Möglichkeiten einer gegebenen Situation, und ein ganz instinktiver und darum untrüglicher Geschmack für das Detail, für Textilien, Keramik, für Farbgebung jeder Art, und dies ohne alle doktrinaire Festlegung. Ihre Einfühlung hatte nichts Sentimentales à la «Heimatstil», sie war im Gegenteil überzeugt, ihren Bauherren und auch den Besuchern und Bewohnern der Bauten sozialer Zweckbestimmung etwas an geistiger Spannung zumuten zu dürfen, und sie damit — ohne alle ausdrückliche Belehrung — geschmacklich, und nicht nur geschmacklich erziehen zu können. Andererseits lag ihr nichts ferner, als irgend jemandem irgendwelche Avantgardismen aufzudrängen.

Neben zahlreichen Einfamilienhäusern in Küsnacht, Itschnach, Zollikon, Muttenz u. a. O. stammen folgende grössere Bauten von Lux Guyer: Drei grosse Wohnblöcke mit alkoholfreiem Restaurant «Lettenhof» in Zürich für eine Baugenossenschaft berufstätiger Frauen — das erste Unternehmen dieser Art in Zürich, 1926. Aehnlich zwei Baublöcke mit 44 Ein- und Zweizimmerwohnungen und Restaurant «Beckenhof» 1929, und im gleichen Jahr Bauten für alleinstehende Frauen in Luzern. 1930 bis 1932 fünf Sechsfamilienhäuser «Südend» an der Zollikerstrasse in Zürich 8; 1930 das Studentinnenheim gegenüber der Kirche Fluntern, 1929 und 1932 die Ferienheime «Co-op» in Weggis und Joigny sur Vevey, dazu 1941 bis 1944 ein Altersheim «Co-op» in Joigny, alles in Zusammenarbeit mit Dr. Jäggi. 1940 bis 1941 Ausbau des Restaurant «zur Münz» in Zürich, besonders schön geschmückt mit Wand- und Deckengemälden und Gipsplastiken verschiedener Künstlerinnen und Künstler — in der Folge leider verständnislos entstellt, immerhin noch nicht

zerstört. 1942 bis 1943 Umbau der Pension Tiefenau an der Steinwiesstrasse. 1950 bis 1953 eine Wohnsiedlung von vier Ein- und Mehrfamilienhäusern an der Guggerstrasse sowie drei Einfamilienhäuser und ein Mehrfamilienhaus an der Alten Landstrasse, beides in Zollikon, und 1953 bis 1954 die hier abgeleiteten Umbauten und Neubauten der Fremdenpension Résidence «Im Park», Zürich-Enge. Dazwischen zahlreiche Einzelhäuser, so neun an der Strasse von Küsnacht nach Itschnach, aus den Jahren 1929 bis 1955.

Eine Hauptleistung, sowohl künstlerisch wie organisatorisch, war Lux Guyers führende Mitarbeit an der «Schweizerischen Ausstellung für Frauenarbeit» SAFFA in Bern 1928. Diese erstmalige, vom ganzen Enthusiasmus der politisch und sozial selbstbewusst gewordenen Schweizer Frauen getragene Manifestation stand weit über allem, was vorher und nachher auf dem gleichen Areal stattfand, und wurde an Intensität und Güte der Darbietung erst von der Landi Zürich 1939 übertroffen.

Wie für keinen anderen Architekten (was wörtlich zu nehmen ist) war es für Lux Guyer eine Selbstverständlichkeit, Kunst und Kunstgewerbe zur Ausstattung ihrer Bauten beizuziehen, und sie hatte ein besonderes Talent, ihre Bauherren für derartiges zu gewinnen, weil sie selbst von der



Kellergeschoss der umgebauten Villa, Masstab 1:300