

# Ueber die Voraussage des Verhaltens von Wasserturbinen auf Grund von Modellversuchen

Autor(en): **Hutton, S.P.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **77 (1959)**

Heft 24

PDF erstellt am: **13.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-84267>

## **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.

## Ueber die Voraussage des Verhaltens von Wasserturbinen auf Grund von Modellversuchen

Von S. P. Hutton, Ph. D., Mech. Engin. Research Laboratory, East Kilbride, Schottland \*)

DK 621.242.0015

### Bezeichnungen

$C$	Venturimeter-Durchflusskoeffizient
$D$	Lauftrad-Durchmesser der Turbine
$f$	Fehler
$g$	Erdbeschleunigung
$H$	Nutzgefälle der Turbine
$H_a$	Gefälle entsprechend Barometerdruck
$H_s$	Statische Saughöhe des Laufrades
$H_v$	Verdampfungsdruck des Wassers
$h$	Differenzdruck am $Q$ -Messgerät
$l$	Profillänge der Schaufel
$n$	Drehzahl der Turbine
$n_R$	Durchgangsdrehzahl
$N$	Turbinen-Nutzleistung
$Q$	Sekundliche Wassermenge
$Q_*$	id. im Punkt besten Wirkungsgrades
$n_1$	$n_1 = \frac{nD}{\sqrt{H}}$ Drehzahl für 1 m Durchm. und pro 1 m Gefälle
$Q_1$	$Q_1 = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}$ Spezifische Wassermenge
$Re$	Reynoldssche Zahl
$w$	Mittlere Relativgeschwindigkeit längs der Laufradschaufel
$x$	$x = Q/Q_*$ Durchfluss-Verhältnis
$z$	Höhenlage des Laufrades über Bezugsebene
$Z$	$Z = z/D$ Relative Höhenlage des Laufrades
$\alpha$	Prozentualer Luftgehalt des Wassers
$\delta$	Hydraulische Verluste
$\eta$	Gesamtwirkungsgrad der Turbine
$\eta_h$	Hydraulischer Wirkungsgrad der Turbine
$\eta_{max}$	Bester Wirkungsgrad
$\sigma$	Kavitationskoeffizient nach Thoma
$\sigma_{CR}$	Kritischer Kavitationskoeffizient
$\sigma_P$	Kavitationskoeffizient in der Anlage
$\nu$	Kinematische Zähigkeit des Wassers

### 1. Einleitung

Bei Anwendung der nötigen Sorgfalt können die Charakteristiken einer Modell-Wasserturbine genauer gemessen werden als die einer Grossturbine. So lässt sich beispielsweise der Wirkungsgrad des Modells mit einem Fehler von höchstens  $\pm 0,5\%$  bestimmen, während es schwierig ist, ihn bei einer Grossturbine genauer als auf etwa  $\pm 2\%$  zu messen. Aus diesen Gründen ist ein steigendes Interesse festzustellen, Modellversuche zu verwenden, um 1. die relativen Charakteristiken verschiedener Modellturbinen unter sich zu vergleichen, oder um 2. die Notwendigkeit von Abnahmeversuchen an den grossen Maschinen zu umgehen, indem man die zu erwartenden Wirkungsgrade der Grossturbinen aus den Modellversuchen unter Anwendung passender Aufwertungsformeln vorausberechnet.

\*) Uebersetzung des in englischer Sprache gehaltenen Vortrages anlässlich der vom SEV, SWWV, S.I.A. und dem Institut für hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH veranstalteten Diskussionstagung vom 13. Februar 1959. Ausser dem ebenfalls in diesem Heft veröffentlichten Vortrag von M. Fauconnet erscheinen die weiteren Vorträge im «Bulletin des SEV» Nr. 10 und Nr. 13.

Es unterliegt keinem Zweifel, dass vom technischen Standpunkt aus die erstgenannte Möglichkeit ein praktischer Vorschlag ist, und dass zuverlässige Vergleiche von Modellturbinen *innerhalb der Grenzen der Messfehler* gemacht werden können, vorausgesetzt, dass diese Modellversuche sorgfältig und bei allen Modellturbinen in ähnlicher Weise durchgeführt werden.

Im zweiten Fall muss man jedoch vorsichtig unterscheiden zwischen vertraglichen und technischen Vorteilen. Vom vertraglichen Standpunkt aus erscheinen Modellversuche vorteilhaft, weil einerseits die kostspieligen Abnahmeversuche an Grossturbinen vermieden werden und andererseits die Modellversuchsergebnisse an sich weniger zu Diskussionen Anlass geben. Solange jedoch die Aufwertungsformeln, selbst wenn sie von allen Beteiligten abgemacht wurden, nicht genau bekannt sind, kann das Verhalten der Grossturbinen nicht mit genügender Sicherheit vorausgesagt werden. Es wird deshalb immer eine gewisse Unsicherheit über das wirkliche Verhalten der Grossturbinen bestehen bleiben, trotzdem vertraglich an sich alles abgeklärt erscheint.

Die Umrechnungs- und Aufwertungsgesetze werden exakter bekannt sein, sobald viele ähnliche Maschinen gebaut sein werden, für welche exakte Modelle hergestellt wurden und für welche genaue Modell- und Abnahmeversuchsergebnisse vorliegen. Trotzdem werden auch dann noch für neue Formgebungen und auch für sehr grosse Maschinen verhältnismässig wenig zuverlässige Erfahrungen über die Aufwertung bestehen. Für solche Fälle ist es deshalb notwendig, über genügende Erfahrung aus sorgfältig durchgeführten Modell- und Abnahmeversuchen zu verfügen. Das bezieht sich nicht nur auf die Voraussage des Wirkungsgrades, sondern ebenso auf die wichtige Frage des Kavitationsverhaltens. Es hängt deshalb viel von der Genauigkeit, mit welcher die Charakteristiken der Modellturbinen gemessen werden können und von der Genauigkeit der verwendeten Umrechnungsbeziehungen ab. Die folgenden Ausführungen beschäftigen sich mit einigen Schwierigkeiten, die im Zusammenhang mit der Durchführung von solchen Modellversuchen auftreten, die zur Vorausberechnung des Verhaltens der grossen Turbinen dienen sollen.

### 2. Zuverlässigkeit der Modellversuche

Eine stillschweigende Voraussetzung bei der Verwendung von Modellen ist, dass das Verhalten des Modelles einige bekannte Beziehungen zu demjenigen der Grossturbine aufweist. Damit diese Voraussetzung erfüllt ist, muss das Modell in allen wichtigen Dimensionen geometrisch ähnlich, und auch von genügender Grösse sein, um ähnliches hydrodynamisches Verhalten wie die Grossturbine aufzuweisen.

Eine der Schwierigkeiten besteht darin, dass noch nicht allzu viel über einige dieser Aehnlichkeitsbedingungen bekannt, und dass es im allgemeinen unmöglich ist, gleichzeitig die Bedingungen für geometrische und strömungstechnische Aehnlichkeit zu erfüllen. Beispielsweise muss die Strömung in den Spalträumen zwischen den bewegten und den stillstehenden Teilen «masstäblich» sein und die Rauigkeiten der überströmten Oberflächen sollten strömungstechnisch, jedoch nicht notwendigerweise geometrisch ähnlich sein.

#### 2.1 Modellgrösse und Reynoldszahl

Wohl eine der wichtigsten Fragen, die es zu entscheiden gilt, ist diejenige, welche minimale Modellgrösse noch zuverlässige Ergebnisse zeitigen kann. Im allgemeinen wird das

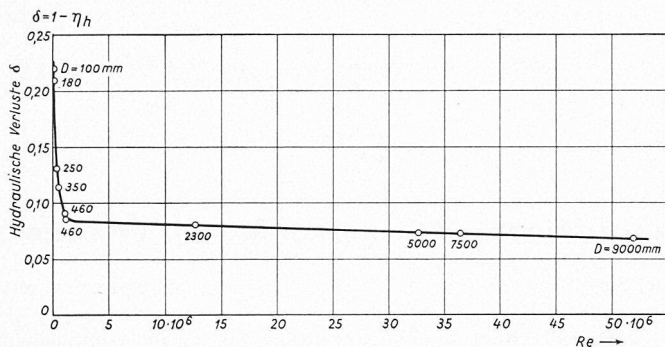


Bild 1. Verlauf der hydraulischen Verluste in einer Kaplan turbine in Abhängigkeit von der Reynoldsschen Zahl (nach Chistyakov)

Verhalten von der Reynoldszahl abhängen, bei welcher die Versuche durchgeführt werden, sowie von der Rauigkeit der überströmten Oberflächen des Modelles. Vorausgesetzt, dass die Modelle mit strömungstechnisch glatten Oberflächen hergestellt sind, ist die Reynoldszahl als Haupteinflussgrösse zu bezeichnen, und es liegen gute Unterlagen vor [1], [2], [3] \*), welche zeigen, dass das Verhalten durch die Reynoldszahl stark beeinflusst wird, im besonderen dasjenige von kleinen Modellen. Die Ergebnisse von Chistyakov [3], die in den Bildern 1 und 2 dargestellt sind, wurden an zehn Kaplan-Turbinen im Bereich von 100 bis 9000 mm Laufraddurchmesser im Punkt des besten Wirkungsgrades gemessen. Die in Bild 2 gezeigten Versuchsergebnisse nach Riemerschmid [1] gelten für eine kleine Francisturbine von 109 mm Laufraddurchmesser, bei der die Reynoldszahl durch Veränderung der Wassertemperatur zwischen 2° C und 70° C variiert wurde.

In den Bildern 1 und 2 bezieht sich die Reynoldssche Zahl auf den engsten Durchmesser hinter dem Laufrad und auf die mittlere axiale Wassergeschwindigkeit in diesem Querschnitt. Beide Versuchsreihen zeigen, dass sich die hydraulischen Verluste  $\delta$  mit der Reynoldsschen Zahl ändern, und zwar stark bei kleinen  $Re$ -Werten, nur noch sehr wenig bei grossen  $Re$ -Werten. Aus beiden Bildern scheint hervorzugehen, dass eine Art kritische Reynoldssche Zahl bei ungefähr  $10^6$  besteht, unterhalb welcher das Verhalten sich so rasch ändert, dass es fraglich ist, ob Modellversuche in diesem Bereich überhaupt einen Wert besitzen. Es ist deshalb wichtig, dass Modellversuche oberhalb dieser kritischen Grenze durchgeführt werden, d. h. im flachen Teil der Kurven, wo sich  $\delta$  nicht mehr stark ändert, und wo die selben Modellgesetze gelten sowohl für die Modellturbine wie für die Grossausführung. Aus Bild 2, wo eine logarithmische Darstellung gewählt wurde, ist zu ersehen, dass offensichtlich keine einfache mathematische Bezeichnung besteht, welche die ganze, experimentell bestimmte Kurve erfassen würde. Ebensovienig werden alle Versuchsergebnisse mit einem einfachen Ausdruck von der Form  $\delta = D^m$  erfasst. Wenn auch beispielsweise die Gleichung  $\delta = Re^{-14,7}$  eine vernünftige Annäherung ergibt zwischen  $Re = 5 \cdot 10^5$  und  $10^8$ , so müsste doch unterhalb  $5 \cdot 10^5$  ein anderer angenäherter Ausdruck verwendet werden. Darum könnten Modellversuche unterhalb  $Re = 5 \cdot 10^5$  nicht mit einer einfachen Funktion von  $Re$  auf Grossturbinen umgerechnet werden. Vielmehr müsste in diesem Falle das Verhalten der Grossturbine dadurch berechnet werden, dass von einer rein experimentell bestimmten Kurve ausgegangen würde, wie sie Chistyakov [3] empfiehlt.

Die praktisch wichtige Frage ist deshalb, zu entscheiden, bei welcher minimalen Reynoldszahl Modellversuche im Hinblick auf die spätere Aufwertung noch mit Sicherheit durchgeführt werden können. Bevor aber diese Grenze festgelegt wird, ist es nützlich, den Einfluss dieser Zahl noch etwas näher zu betrachten.

Es ist bekannt, dass in den meisten Turbomaschinen die Ausdehnung der laminaren und die der turbulenten Strömung über die Laufschaufeln u. a. von der Reynoldsschen Zahl ab-

hängt, und dass das Verhältnis dieser Ausdehnungen nicht nur die Grenzschichtverluste beeinflusst, sondern auch die Austrittsrichtung der Strömung aus dem Laufrad und die Stabilitätsverhältnisse, wenn Tragflügelprofile verwendet werden. Solche Einflüsse sind in Bild 3 enthalten, das den Einfluss der Reynoldszahl auf den Wirkungsgrad und auf den Austrittswinkel der Strömung in einem Kompressor-Laufrad darstellt, wie es Rhoden (1956) [4] publizierte. Es ist hier eindeutig eine kritische  $Re$ -Zahl festzustellen, unterhalb welcher sich die Laufschaufeln vollständig verschieden verhalten, wahrscheinlich weil die Grenzschicht laminar ist; während bei grösseren Werten von  $Re$  mit «turbulenter» Grenzschicht zu rechnen ist. Es ändert sich nicht nur der Wirkungsgrad, sondern auch der Austrittswinkel  $\beta_2$  der Strömung, und zwar ziemlich rasch; diese Tatsache kann durchaus das Kavitationsverhalten eines Wasserturbinenlaufrades beeinflussen, das hinter Leitschaufeln arbeitet.

Andere Informationsquellen einschliesslich Sawyer [5] bestätigen dieses Verhalten, geben aber abweichende Werte für die kritische Reynoldssche Zahl. Immerhin scheint es, dass ein sicherer minimaler Wert für  $Re$  bei etwa  $2 \cdot 10^5$  liegt. Eine ähnliche untere Begrenzung sollte für die Beschauelung von Wasserturbinen gelten. Im Falle von Axialturbinen arbeiten die Leitschaufeln unter einer viel niedrigeren Reynoldszahl als die Laufradschaufeln und erreichen deshalb die kritische Zahl früher. Wenn man also für die Leitschaufeln den Wert  $Re = wl/v$  grösser als  $2 \cdot 10^5$

halten will, so sollte der Wert  $Re = \frac{D \sqrt{2gH}}{v}$ , basierend auf mittleren Werten von geometrisch ähnlichen Turbinen, über etwa  $2 \cdot 10^6$  liegen. Ein Wert von ähnlicher Grössenordnung kann auch für Francisturbinen als richtig erachtet werden, weil auch dort die Leitschaufeln die kritische Reynoldssche Zahl bestimmen.

Dieser minimale Wert von  $\frac{D \sqrt{2gH}}{v}$  stimmt ebenfalls ungefähr mit dem im metrischen System ausgedrückten Wert  $D \sqrt{H} > 0,5$  überein, wie er sich auf Grund vieler hydraulischer Modellversuche ergab, und wie er im Entwurf der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (IEC) für Modellversuche an hydraulischen Maschinen enthalten ist. Er stimmt auch mit den Feststellungen von Chistyakov [3] und Bild 2 nach Riemerschmid überein.

In Tabelle 1 sind die kritischen Reynoldsschen Zahlen zusammengestellt, wie sie in verschiedenen Quellen vorliegen. Allerdings werden noch ziemlich grosse Abweichungen von diesen ungefähren Mittelwerten zu berücksichtigen sein, je nach der spezifischen Schnellläufigkeit der zu beurteilenden Turbine.

Es ist offensichtlich, dass der nach der Formel  $\frac{D \sqrt{2gH}}{v}$  berechnete kritische Wert von  $Re$  irgendwo zwischen  $1 \cdot 10^6$  und  $2 \cdot 10^6$  liegt, nachdem die allgemeine Uebereinstimmung zwischen den Ergebnissen der verschiedenen Forscher als durchaus vernünftig bezeichnet werden kann. Es ist ebenfalls wichtig, daran zu erinnern, dass die Reynoldszahl neben dem Wirkungsgrad auch das Kavitationsverhalten beeinflussen kann.

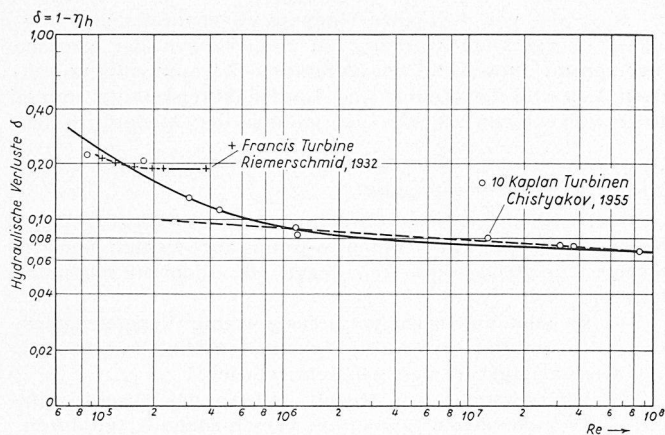
Tabelle 1. Kritische Reynoldssche Zahlen  $Re_{CR} = \frac{D \sqrt{2gH}}{v}$

Quelle	$Re_{CR}$	Bemerkungen
Riemerschmid	$1 \cdot 10^6$	Mittelwert für verschiedene Typen von Turbinen
Chistyakov	$1,3 \cdot 10^6$	
I. E. C. *)	$1,4 \cdot 10^6$	$D \sqrt{H} > 0,5$
Cascade Daten	$2 \cdot 10^6$	$\frac{wl}{v} = 2 \cdot 10^5$ (Leitschaufeln)

\*) Zahlen in eckiger Klammer verweisen auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes.

\*) Arbeitsgruppe M der Internationalen Elektrotechnischen Kommission





## 2.2 Rauigkeit und Turbulenz

Es ist bekannt, dass die Oberflächenrauigkeit der Laufschaufeln und der übrigen überströmten Flächen einen wichtigen Einfluss auf den Wirkungsgrad ausübt. Wenig ist aber quantitativ bekannt über den Grad der mechanischen Rauigkeit und seinen Einfluss auf das hydraulische Verhalten. Wenn aber eines Tages mehr darüber bekannt ist, wird es wahrscheinlich notwendig werden, Grenzen für die Güte der Oberflächen sowohl der Modellturbinen wie der Grossturbinen festzulegen.

Sawyer [5] hat den Sekundäreinfluss der Strömungsturbulenz gezeigt, welcher offensichtlich einen kleinen, aber bemerkbaren Einfluss sowohl auf den Austrittswinkel der Schaufeln, wie auf den Wirkungsgrad ausübt. Es ist deshalb wünschenswert, dass die Modelle unter denselben Turbulenzbedingungen geprüft werden, wie sie in bezug auf die Strömungsbedingungen in der grossen Maschine bestehen.

## 3. Die Genauigkeit der Modellversuche

Der wahrscheinliche Fehler irgendeiner Messung kann statistisch dargestellt werden unter Verwendung der Fehler der Einzelmessungen der beteiligten Grössen, z. B.:

$$(1) \quad f_{\eta} = \pm \sqrt{f_{\gamma}^2 + f_{Q^2} + f_{H^2} + f_{T^2} + f_{n^2}}$$

Hierin ist  $f_{\eta}$  der prozentuale Fehler beim Wirkungsgrad,  $f_{\gamma}$ ,  $f_Q$ ,  $f_H$ ,  $f_T$  und  $f_n$  sind die entsprechenden prozentualen Fehler beim spezifischen Gewicht des Wassers, bei der sekundlichen Wassermenge, beim Nutzgefälle, beim Drehmoment und bei der Drehzahl. Wenn also alle individuellen Fehler von der gleichen Grössenordnung sind, und wenn  $f_{\eta}$  innerhalb  $\pm 0,5\%$  liegen soll, dann muss jede einzelne der Messgrössen mit einer Genauigkeit innerhalb  $\pm 0,225\%$  gemessen werden.

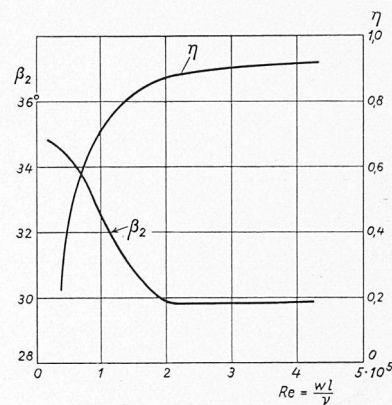
Diese Bedingung lässt sich in der Praxis nicht einfach erfüllen, und selbst mit den besten technischen Methoden ist es erfahrungsgemäss nicht möglich, unter folgende Werte zu kommen:

$$f_Q \pm 0,25\%; \quad f_H \pm 0,2\%; \quad f_T \pm 0,2\%; \quad f_n \pm 0,1\%; \quad f_{\gamma} \pm 0,1\%;$$

Mit diesen Werten würde man einen wahrscheinlichen Gesamtfehler von  $f_{\eta} = \pm 0,40\%$  erhalten. Es muss deshalb immer wieder bedacht werden, dass selbst unter besten Bedingungen in bezug auf den Modellwirkungsgrad eine Messunsicherheit von ungefähr  $\pm 0,4\%$  bestehen bleibt. Modellversuchsergebnisse können deshalb nur innerhalb der Grenzen der Messfehler miteinander verglichen werden. Beispielsweise ist es bei einem solchen wahrscheinlichen Fehler von  $\pm 0,4\%$  nicht zu vertreten, Qualitätsunterschiede zwischen zwei Modelltypen aufzustellen, deren Wirkungsgrade weniger als  $0,4\%$  auseinanderliegen. Für praktische Zwecke müsste ihr Verhalten als gleichwertig bezeichnet werden. Unglücklicherweise werden wohl viele gute Modellturbinen, die für die gleichen Daten gebaut wurden, wahrscheinlich Wirkungsgrade ergeben, deren Maximalwerte innerhalb  $0,4\%$  beisammen liegen, und es wird schwierig sein, nur auf der Basis der Modellversuchsergebnisse allein festzustellen, welches Modell den besseren Wirkungsgrad aufweist. Immer-

Bild 2 (links). Verlauf der hydraulischen Verluste von Francis- und Kaplan-turbinen über der Reynoldsschen Zahl

Bild 3 (rechts). Verlauf des Schaufel-Wirkungsgrades und des relativen Austrittswinkels bei einem Eintrittswinkel  $\beta_1 = 40^\circ$  über der Reynoldsschen Zahl (Rhoden 1956)



hin schliessen die oben angegebenen Einzelfehler sowohl die Streuungen der Messungen ein, wie die möglichen systematischen Ungenauigkeiten der Eichung, und deshalb beziehen sich diese Grenzwerte für die Messgenauigkeit auf die Absolutwerte.

Das Verhalten der Maschinen kann genauer verglichen werden, wenn alle Modellturbinen auf dem gleichen Prüfstand gemessen werden. In diesem Falle können die dem System anhaftenden Fehler vernachlässigt werden, weil sie ja bei allen Versuchen die selben sind; man muss nur die Streuung der Messpunkte berücksichtigen, welche etwa  $\frac{1}{4}$  der oben erwähnten Gesamtfehler in Anspruch nimmt. Bei genügender Sorgfalt und unter Verwendung des selben Prüfstandes für alle Versuche, und sofern die Messungen systematisch gemacht werden, kann deshalb in diesem Fall zwischen den Wirkungsgraden verschiedener Modelltypen erheblich genauer unterschieden werden als nur auf etwa  $0,4\%$ , vor allem auch deshalb, weil die Mittelkurven durch die Messpunkte mit grösserer Präzision festgelegt werden können, als die einzelnen Messpunkte selbst. Wenn natürlich Kavitationsversuche an verschiedenen Modelltypen gemacht werden, so mögen sich grössere Unterschiede im Verhalten zeigen. Die Schwierigkeit besteht dann darin, zu wissen, wie diese Differenzen sich in den grossen Turbinen auswirken werden. Darüber soll später unter dem Titel «Modellmasstab für die Kavitation» mehr ausgesagt werden.

Wenn verschiedene Modelle in verschiedenen Prüfständen untersucht werden, wird die Gesamt-Ungenauigkeit grösser sein, denn es ist dann schwieriger, das Verhalten zuverlässig zu beurteilen. Es ist über diese Seite der Modellversuche schon viel publiziert worden, aber es ist aus verwandten Gebieten (Windkanalversuche an Flugzeugen, Schleppversuche an Schiffmodellen, Schiffspropellerversuche im Wasserkanal usw.) bekannt, dass das gleiche Modell, wenn in verschiedenen Prüfständen untersucht, erheblich verschiedenes Verhalten aufweisen kann, solange nicht ausserordentlich scharfe Bedingungen und Vorsichtsmassnahmen eingehalten werden, um die Versuchsbedingungen in allen wesentlichen Punkten ähnlich zu halten. Trotzdem können nützliche vergleichende Ergebnisse erzielt werden, wenn die Versuchsbedingungen ähnlich und alle Messungen mit der bestmöglichen Genauigkeit gemacht worden sind.

Um so hohe Genauigkeiten zu erzielen, müssen die wirklich besten Messapparate und Einrichtungen verwendet werden, und sie müssen sorgfältig und regelmässig geeicht werden. Von all den aufgeführten Messgrössen ist wahrscheinlich das genaue Messen der sekundlich durchfliessenden Wassermenge am schwierigsten. Die zuverlässigsten Messmethoden hierfür sind im Laboratorium die Gewichtsmessung, die volumetrische Messung und der Mess-Schirm. Alle Mengemessgeräte nach dem Stau-Prinzip müssen bei den Einbauverhältnissen selbst, unter welchen sie verwendet werden, geeicht werden, denn sie sind alle sehr empfindlich darauf. Sie sollten auch regelmässig wieder geeicht werden, denn ihr Zustand kann sich mit der Zeit ändern. Beispielsweise wurde im Falle von normalisierten Venturimetern, wie sie im Mechanical Engineering Research Laboratory des Verfassers verwendet werden, gefunden, dass ihre Ober-



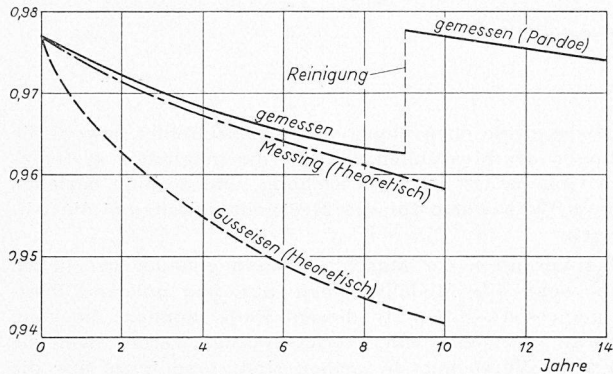
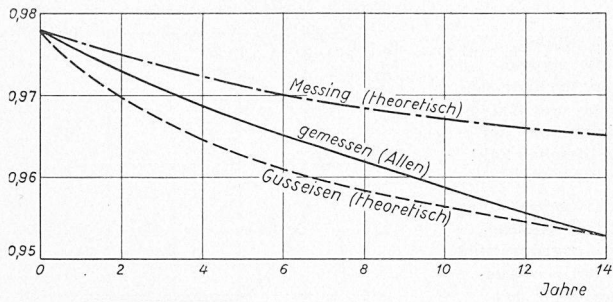


Bild 4. Vergleich zwischen der gemessenen und der berechneten Aenderung des Durchflusskoeffizienten eines Venturimeters mit der Zeit (Alterung)

flächenrauigkeit mit der Zeit zunimmt und einen stetigen Rückgang des Durchflusskoeffizienten  $C_D$  verursacht, und zwar etwa in der Grössenordnung von 0,25 % pro Jahr. Diese Veränderungen der Oberflächenrauigkeit mit der Zeit sind durch den Autor selbst untersucht worden [6], und wie Bild 4 zeigt, kann auf Grund der Strömungstheorie für rauhe Rohre eine bemerkenswert gute Voraussage hinsichtlich dieser Alterungserscheinung gemacht werden. Messdüsen müssen ebenfalls mit Vorsicht verwendet werden, wenn ihre Oberfläche nicht vollkommen glatt erhalten wird und wenn die Innenfläche der Rohre, in welchen sie eingebaut sind, die Rauigkeit ändert. Messblenden wiederum sind sehr empfindlich auf die Schärfe der Ablösekante der Öffnung.

Als Fehlerquelle bei allen solchen Messgeräten ist allgemein auch der Einfluss von Luftblasen im Wasser zu betrachten. Sie verändern u. a. das wirkliche spezifische Gewicht des Wassers und verursachen so einen Fehler in der Berechnung der wahren durchfliessenden sekundlichen Wassermenge. Besonders empfindlich sind diesbezüglich die Messwehre, bei denen sich Fehler in der Messung der Ueberfallhöhe stark geltend machen. Diese wirken sich mit  $h^{3/2}$  aus, währenddem der Differenzdruck in den Staugeräten sich nur mit  $h^{1/2}$  auswirkt. Jeder Fehler in der Höhe  $h$  muss deshalb im Falle von Messüberfällen mit 1,5 multipliziert werden, während für Staugeräte nur die Hälfte zu berücksichtigen ist.

#### 4. Vorausberechnung des Wirkungsgrades der Grossturbinen aus den Modellversuchen

Wenn anstelle von Abnahmeversuchen im Kraftwerk die Ergebnisse von Modellversuchen für die Berechnung des Verhaltens der Grossturbine verwendet werden sollen, so muss nicht nur das Turbinenmodell selbst einschliesslich der Zu- und Wegströmbedingungen genau ähnlich sein, sondern es müssen vor allem auch die besonderen Modellgesetze für die Umrechnung der Modellwirkungsgrade auf die Grossausführung sehr genau bekannt sein. Für folgende zwei Punkte benötigt man die Modellgesetze und Umrechnungsformeln:

- Für die Vorausberechnung des Wirkungsgrades, sowohl im Berechnungspunkt, wie auch bei Teil- und Ueberlast, und
- für die Vorausberechnung des Kavitationsverhaltens, welches zudem einen massgebenden Einfluss auf die Durchgangsdrehzahl haben kann.

Im Falle von Kaplansturbinen muss ebenfalls die Möglichkeit vorgesehen werden, die Steuerkurve der grossen Turbinen zu ändern, da der günstigste Zusammenhang zwischen Leitschaufelöffnung und Laufschaufelstellung immer etwas verschieden ist von demjenigen der Modellturbinen.

#### 4.1 Aufwertungsformeln für die Voraussage des Wirkungsgrades im Berechnungspunkt

Viele solcher Aufwertungsformeln sind vorgeschlagen worden, aber im allgemeinen werden nur wenige berücksichtigt. Die Schwierigkeiten liegen vor allem in folgenden Punkten:

a) Es sind nur verhältnismässig wenig Vergleichsmessungen an wirklich bis in alle Einzelheiten ähnlichen Modell- und Ausführungsturbinen gemacht worden.

b) Die Versuche am Modell und an der Grossturbine sind von verschiedenen Leuten auf verschiedene Arten durchgeführt worden, und die Ergebnisse sind deshalb nicht einwandfrei vergleichbar.

c) Die «Ausführungsgüte» sowohl der Modelle wie der Grossturbinen variiert in weiten Grenzen. Einwandfreie Ergebnisse können nur erreicht werden, wenn die Modellturbinen und die grossen Maschinen in bezug auf ihre geometrische Aehnlichkeit und Oberflächenrauigkeit entsprechend allgemein anerkannten Normalvorschriften ausgeführt werden.

Der Autor hat seinerseits die bekannten Aufwertungsformeln für Reaktionsturbinen geprüft und sich vor allem mit denjenigen für Kaplansturbinen beschäftigt [7]. Wie schon bekannt, ist er unbedingt der Auffassung, dass für die Turbinentypen Pelton, Francis und Kaplan verschiedene Aufwertungsformeln benötigt werden.

Um die vorliegenden Schwierigkeiten in einfacher Weise zu beleuchten, soll die Lage bei Kaplansturbinen näher betrachtet werden. Früher wurden vor allem die Aufwertungsformeln von Ackeret und von Moody gebraucht, sie lauten:

$$(2) \text{ Ackeret (1930) [8]} \quad \frac{\delta}{\delta'} = 0,5 + 0,5 \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{5}}$$

$$(3) \text{ Moody (1939)} \quad \frac{1 - \eta}{1 - \eta'} \approx \frac{\delta}{\delta'} = \left( \frac{D'}{D} \right)^{\frac{1}{4}} \left( \frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{100}}$$

Dabei bezeichnet ein Strich ' die Werte der Modellturbine.

Die Formel von Moody ist rein empirisch aufgestellt worden, während diejenige von Ackeret eine einfache theoretische Grundlage hat und annimmt, dass die Verluste  $\delta$  ( $\approx 1 - \eta$ ) eine Funktion der Reynoldsschen Zahl sind, welche im Falle der Wasserturbinen als proportional zu  $D\sqrt{H}$  angenommen werden kann. Es scheint heute festzustehen, dass für Kaplansturbinen die Formel (2) die Aufwertung des Wirkungsgrades unterschätzt, die Formel (3) diese überschätzt. Der wahre Wert liegt deshalb irgendwo dazwischen.

Für die Kaplansturbinen hat deshalb der Autor [7] eine Aenderung der Ackeretformel vorgeschlagen, welche auf der Tragflügeltheorie beruht und Aufwertungsbeträge gibt, die ziemlich genau in der Mitte zwischen Moody (1939) und Ackeret liegen:

$$(4) \quad \frac{\delta}{\delta'} = 0,3 + 0,7 \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{5}}$$

Obschon diese Formel theoretische Vorteile bietet, und insbesondere auch die Möglichkeit aufweist, die zu erwartenden Wirkungsgrade nicht nur im Berechnungspunkt vorauszusagen (Abschnitt 4.2), so gibt sie bei der Anwendung nur kleine Unterschiede zu anderen Formeln, wie z. B. diejenige von:

$$(5) \text{ Canaan} \quad \frac{\delta}{\delta'} = 0,5 + 0,5 \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$(6) \text{ Moody (1942)} \quad \frac{1 - \eta}{1 - \eta'} \approx \frac{\delta}{\delta'} = \left( \frac{D'}{D} \right)^{\frac{1}{5}}$$

In Bild 5 sind diese zwei Formeln mit derjenigen von Hutton für das Gefällsverhältnis  $H/H' = 10$  verglichen.

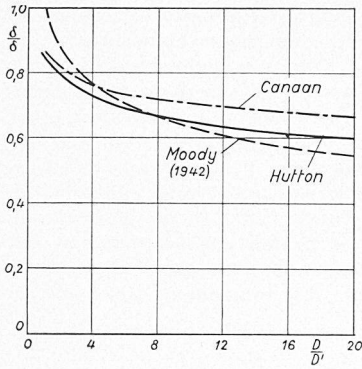


Bild 5 (links). Vergleich verschiedener Aufwertungsformeln für das Gefällsverhältnis  $H/H' = 10$

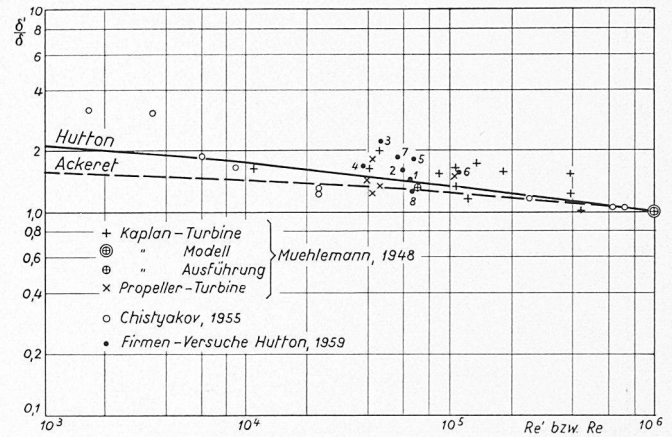


Bild 6 (rechts). Vergleich der an Modellturbinen und Grossausführungen gemessenen Werte  $\delta'/\delta$  mit denjenigen von Aufwertungsformeln. Die Ziffern 1 bis 8 beziehen sich auf die Kraftwerke, in denen die Firmen-Versuche durchgeführt wurden.

Selbst noch für extreme Gefällsverhältnisse von 1 oder 20 ist die Übereinstimmung verhältnismässig gut, woraus geschlossen werden kann, dass  $\delta$  tatsächlich von  $Re$  oder  $D$  oder vielleicht von beiden abhängt.

Es ist deshalb heute noch nicht möglich zu sagen, welche dieser Formeln in der praktischen Anwendung als die zuverlässigste bezeichnet werden kann. Aehnliche Schwierigkeiten liegen für die Aufwertungsformeln bei Francis-Turbinen vor. Der einzig mögliche Weg, um diese Frage zu beantworten, ist die statistische Analyse einer möglichst grossen Zahl von Vergleichsversuchen, die einerseits an Modell- und Ausführungsturbinen von möglichst weitgehender Aehnlichkeit durchgeführt wurden, und die andererseits mit grösstmöglicher Genauigkeit und in übereinstimmender, systematischer Weise durchgeführt wurden. Erst dann werden die Versuchsergebnisse eindeutig vergleichbar sein. Der Umfang der Versuchspunkte wird voraussichtlich ein breites Band bedecken, aber es wird doch möglich sein, die wahrscheinliche Mittelkurve mit einiger Genauigkeit vorauszusagen.

Um zu zeigen, was hier noch getan werden kann, sind in Bild 6 die Versuchsergebnisse von Muehleemann [8] und die späteren von Chistyakov [3] zusammen mit Ergebnissen aufgetragen, die der Autor mit der freundlichen Unterstützung von Turbinenbauunternehmen gesammelt hat. In diesem Diagramm sind ebenfalls zu Vergleichszwecken die Akeret- und die Huttonformel eingetragen. Offensichtlich kann aus ihm vorläufig kein Schluss gezogen werden, wie schon erwähnt vermutlich vor allem deshalb, weil die Versuchsergebnisse nicht vergleichbar sind. Trotzdem scheint es doch, dass vielleicht eine Mittelkurve gezogen werden könnte und dass dieselbe offenbar nicht weit von derjenigen der Huttonformel entfernt zu liegen käme.

Daraus geht hervor, dass es unbedingt nötig ist, noch viel mehr zuverlässige Vergleichsergebnisse zu sammeln, um das Material für sorgfältige statistische Analysen zu beschaffen. Der Autor hat diese Arbeit in Angriff genommen. Es ist zu hoffen, dass mit der Mitarbeit der europäischen Wasserturbinenfirmen eines Tages genügend statistisches Material für diese Analyse vorliegen wird.

#### 4.2 Aufwertungsformeln für Messpunkte ausserhalb des Berechnungspunktes

Eine andere Seite des Problems ist heute von grosser Wichtigkeit, nämlich die Voraussage des Wirkungsgrades nicht nur im Berechnungspunkt, sondern auch bei Teil- und Ueberlast. Die Schwierigkeiten, die bei der Anwendung der bestehenden Aufwertungsformeln hier auftreten, sind schon von Vazeille [11] und anderen betont worden. In diesem Falle wurde allerdings nur untersucht, wie sich eine für den Punkt besten Wirkungsgrades aufgestellte Aufwertungsformel verhält, wenn sie über das ganze  $\eta$ - $Q$ -Gebiet angewendet wird. Nun bestehen aber neuere Aufwertungsformeln, die ausdrücklich zum Zweck aufgestellt wurden, den Wirkungsgrad für irgendeinen Punkt des zukünftigen Arbeitsgebietes der Turbine voraus zu berechnen. Einige von ihnen sollen nachstehend betrachtet werden.

#### 4.2.1 Miyagi

Eine der ersten dieser Formeln war diejenige, welche Miyagi 1937 publiziert hat [12] und welche für Kaplan-turbinen wie folgt geschrieben werden kann:

$$(7) \quad \frac{\delta}{\delta'} = 1 - \left( \frac{1 - \eta_*'}{1 - \eta'} \right) \left[ 1 - \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{4}} \right] x^{-\frac{1}{8}}$$

Darin ist  $\eta_*$  der beste Wirkungsgrad (im Berechnungspunkt) des Modells,  $x = Q/Q_*$ , worin  $Q_*$  die Durchflussmenge im Berechnungspunkt und  $Q$  diejenige im betrachteten Punkt bezeichnet.

Diese Formel bedeutete einen interessanten Ansatz. Sie setzt aber theoretisch voraus, dass das Verhältnis der Saugrohrverluste zu den Laufradverlusten über den ganzen Arbeitsbereich konstant bleibt, was kaum je zutreffen wird.

#### 4.2.2 Hutton-Blackstone [7]

Die Formel von Hutton kann in ihrer allgemeinen Form geschrieben werden:

$$(8) \quad \frac{\delta}{\delta'} = 1 - \frac{\delta_f}{\delta} \left[ 1 - \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{5}} \right]$$

worin  $\delta_f/\delta$  das Verhältnis der Reibungsverluste zu den Totalverlusten bedeutet. Weiter ist vorausgesetzt, dass dieses Verhältnis der Verluste zwischen der Modellturbine und der Grossausführung die entsprechende dimensionslose Verhältniszahl für den Durchfluss  $Q/Q_* = Q'/Q_*'$  nicht verändere. Ueber die Zulässigkeit dieser Annahme ist später noch mehr auszusagen. Eine andere Begrenzung der Theorie liegt in der Voraussage der Saugrohrverluste bei Teil- und Ueberlast. Die Annahme, dass im Berechnungspunkt der Wert  $c_{u2} = 0$  sei, mag vernünftig sein; aber es ist offensichtlich, dass sie nicht genau zutreffen muss. Die Aenderung des Verlustverhältnisses in Abhängigkeit vom Durchflussverhältnis, wie es sich nach der Hutton-Formel unter der Annahme von mittleren Werten für die Hauptberechnungswerte der Turbinen berechnen lässt, ist in Bild 7 dar-

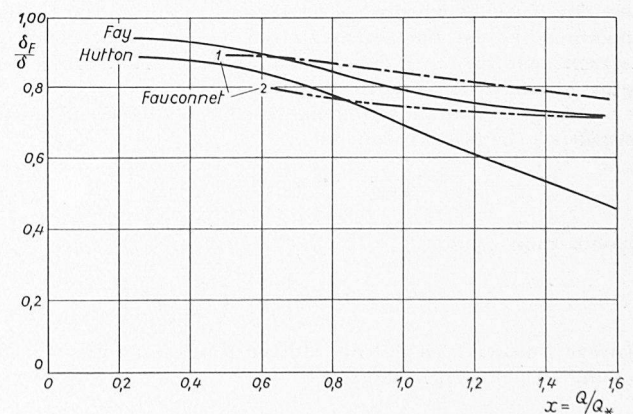


Bild 7. Verlauf der Reibungsverluste  $\delta_f$  im Verhältnis zu den Gesamtverlusten  $\delta$  in einer Kaplan-turbine über dem ganzen Verwendungsbereich von Teillast bis Ueberlast



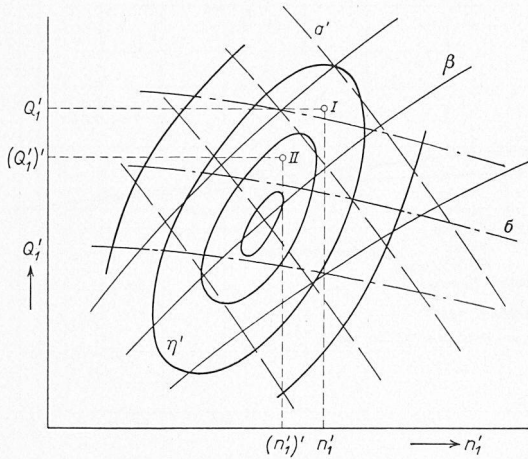


Bild 8. Verschiebung des besten Wirkungsgradpunktes zwischen Modellturbine und Grossausführung gegen höhere Drehzahl und höheren Wasserdurchlass, als Folge der Wirkungsgradaufwertung

gestellt. Blackstone ([7], Diskussion), schlug vor, dass diese mittlere Kurve in erster Annäherung erfasst werden könnte durch den linearen Ausdruck

$$\frac{\delta_f}{\delta} = 1,1 - 0,4x$$

welcher, kombiniert mit der Hutton-Formel nach Gleichung 8 die Beziehung ergibt

$$(9) \quad \frac{\delta}{\delta'} = 1 - (1,1 - 0,4x) \left[ 1 - \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{5}} \right]$$

Dies ist eine verhältnismässig einfache Beziehung für die Aufwertung des Wirkungsgrades bei irgendeinem Durchflusswert  $x$ . Es scheint aber, dass sich bei der praktischen Anwendung Einschränkungen aufdrängen, wie weiter unten noch gezeigt wird.

#### 4.2.3 Hutton-Fauconnet [7]

Hierbei handelt es sich um eine abgeänderte Hutton-Formel, welche für das Verhältnis  $\delta_f/\delta$  Werte verwendet, die von der Firma Charmilles, Genf, experimentell bestimmt wurden. Sowohl Fauconnet, wie O'Farely [5] haben gefunden, dass auf Grund ihrer Modellversuche die Aenderung von  $\delta_f/\delta$  über  $x$  kleiner sei, als wie es Hutton vorgeschlagen hat. Sie zeigten, dass offenbar das Verhältnis der Reibungsverluste im Saugrohr grösser sein müsse (mehr als 50%), als Hutton vorschlug, und dass, obwohl im allgemeinen in Uebereinstimmung mit der Theorie, die Konstanten der Gleichung (4) doch in Berücksichtigung dieser Erfahrungswerte abgeändert werden müssen. Die Aenderung von  $\delta_f/\delta$  über  $x$ , basierend auf ihren Modellversuchen, ist zum Vergleich ebenfalls in Bild 7 eingetragen. Bei Kurve 1 ist angenommen, dass 90% der Laufradverluste und 60% der Saugrohrverluste als Reibungsverluste zu betrachten sind; bei der Kurve 2 wurden diese Anteile zu 80 und 60% angenommen. Es ist vor allem zu sehen, dass mit beiden Ansätzen sich für  $\delta_f/\delta$  eine geringere Aenderung über  $x$  ergibt, als nach der Theorie von Hutton.

Die Kurve 1 kann angenähert durch folgenden linearen Ausdruck erfasst werden:

$$\frac{\delta_f}{\delta} = 0,94 - 0,1x$$

womit man erhält:

$$(10) \quad \frac{\delta}{\delta'} = 1 - (0,94 - 0,1x) \left[ 1 - \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{5}} \right]$$

Dieser Ausdruck ist mit der Hutton-Blackstone-Formel, Gleichung (9) zu vergleichen.

#### 4.2.4 Fay-Kwiatowski

Vor kurzem hat Fay (1958) [13] die Hutton-Formel abgeändert auf Grund einer Analyse der Verhältnisse der ver-

schiedenen Teilverluste, wie sie Kwiatowski experimentell bestimmt hat. Fay stellt fest, dass diese Experimente zu einem anderen Kurvenverlauf führen, welcher jedoch im Berechnungspunkt  $x = 1$  mit der Formel von Ackeret übereinstimmt, das heisst,  $\delta_f/\delta = 0,5$ . Tatsächlich hat nun aber eine genauere Ueberprüfung der Publikation von Fay ergeben, dass in der Berechnung  $A = 1 - \delta_f/\delta$  aus den Versuchsergebnissen von Kwiatowski ein Fehler unterlaufen sein muss. Die korrigierte Kurve für  $\delta_f/\delta$  ist ebenfalls in Bild 7 eingetragen; es zeigt sich, dass sie befriedigend mit den Kurven 1 und 2 von Fauconnet übereinstimmt. Diese Kurve von Fay wird ungefähr mit folgendem Ausdruck erfasst:

$$\frac{\delta_f}{\delta} = 1 - (1 - 0,18x) \left[ 1 - \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{5}} \right]$$

Daraus scheint hervorzugehen, dass sich nach der Theorie von Hutton wahrscheinlich eine zu starke Veränderung von  $\delta_f/\delta$  über  $x$  ergibt, und es ist deshalb wahrscheinlich, dass die Reibungsverluste mindestens 50% der Saugrohrverluste betragen. Ferner scheint, dass im Berechnungspunkt ( $x = 1$ ) das Verlustverhältnis  $\delta_f/\delta$  näher bei 0,8 als bei 0,7 liegt. Diese Annahme erscheint durchaus möglich, wenn man beispielsweise in Bild 6 noch die Kurve

$$\frac{\delta}{\delta'} = 0,2 - 0,8 \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{\frac{1}{5}} \quad \frac{\delta}{\delta'} = 0,2 + 0,8 \left( \frac{Re'}{Re} \right)^{1/5}$$

einträgt und mit den Versuchswerten vergleicht. Trotzdem müssen vorläufig die endgültigen Werte für diese Aufteilung offen gelassen werden, bis mehr Versuchsergebnisse vorliegen.

#### 4.3 Verschiebung der Turbinencharakteristiken infolge Veränderung des Wirkungsgrades

Ein Faktor wird üblicherweise nicht berücksichtigt, nämlich die Tatsache, dass die spezifischen Werte

$$Q_1 = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad \text{und} \quad n_1 = \frac{nD}{\sqrt{H}}$$

für den Punkt besten Wirkungsgrades nicht dieselben sind im Modell und in der Grossausführung, weil die zugehörigen Wirkungsgrade verschieden sind: Als Folge der kleineren Verluste wird die grosse Maschine einen grösseren spezifischen Wasserdurchlass aufweisen für das gleiche Gefälle und wird auch den besten Wirkungsgrad bei einer etwas höheren spezifischen Umfangsgeschwindigkeit aufweisen. Der Leitapparat müsste also ein wenig geschlossen werden gegenüber der Stellung des Modell-Leitapparates, damit die Grossausführung mit den gleichen spezifischen Werten arbeitet wie das Modell im Berechnungspunkt. Wenn deshalb in Bild 8 der Punkt I im Modelldiagramm dem Punkt besten Wirkungsgrades der Grossturbine für die Werte  $H$ ,  $Q$  und  $n$  entsprechen würde, wobei

$$Q' = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = Q_1 \quad \text{und} \quad n' = \frac{nD}{\sqrt{H}} = n_1$$

so würde dem im gleichen Modelldiagramm der Punkt II entsprechen, in Berücksichtigung des niedrigeren Wirkungsgrades des Modelles, und bei einer etwas geringeren Leitapparat-Oeffnung  $\alpha'$ . Es gelten dann die Beziehungen

$$(Q_1)' = Q_1 \left( \frac{\eta'}{\eta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (n_1)' = n_1 \left( \frac{\eta'}{\eta} \right)^{\frac{1}{2}}$$

und sinngemäss für die Leistung

$$(N_1)' = N_1 \left( \frac{\eta'}{\eta} \right)^{\frac{3}{2}}$$

Die Wirkungsgradkurven des Modells sollten deshalb nicht nur aufgewertet werden, sondern entsprechend der Wirkungsgradänderung auch gegen höhere spezifische Werte des Wasserdurchflusses und der Umfangsgeschwindigkeit verschoben werden. Diese Seite des Problems ist schon verschiedentlich behandelt worden, u. a. von Nechleba [7, 15], Chistyakov [3] und Vazeille [11].

Im Falle von Kaplan-turbinen könnte diese Schwierigkeit mit Hilfe eines interessanten Vorschlages auf empirischer Grundlage überwunden werden, nämlich dadurch, dass die Wirkungsgrade aufgewertet werden, wobei sie sowie die anderen Kurvenwerte der Charakteristiken auf konstanten Schaufelwinkel bezogen werden. Da würden sich die  $(\eta - Q)$ -Kurven oder die  $(\eta - N)$ -Kurven gegen grössere Wassermengen und Leistungen hin verschieben. Diese Veränderungen der spezifischen Werte von Wasserdurchlass, Drehzahl und Leistung ist zweifellos dann besonders wichtig, wenn auf Versuche an den grossen Maschinen ganz verzichtet wird, denn dann müssen die Verschiebungen in den spezifischen Werten zwischen Modell- und Grossausführung genau so exakt bekannt sein, wie die Aufwertung des Wirkungsgrades selbst. Trotzdem wird es immer schwierig sein, für die Grossausführung die richtige Steuerkurve für günstigste Wirkungsgrade allein auf Grund solcher empirischer Rechnungsmethoden vorzunehmen, und deshalb ist es wahrscheinlich, dass sogenannte «Index-Versuche» in irgendeiner Form für diesen Zweck immer nötig sein werden.

## 5. Voraussage des Kavitationsverhaltens der Grossturbinen aus den Modellversuchen

Im Hinblick auf den Einfluss auf die Durchgangsdrehzahl, den Wirkungsgrad und die mechanischen Erosionen, ist es ebenso wichtig, das Kavitationsverhalten der Grossturbinen mit der gleichen Genauigkeit voraussagen zu können, wie dies für den Wirkungsgrad gewünscht wird. Das physikalische Problem ist womöglich noch komplexer, und unglücklicherweise liegen hier nur sehr wenige systematische Unterlagen hinsichtlich der exakten Ähnlichkeitsgesetze vor, welche für die Kavitationsbedingungen zwischen Modell und Grossausführung gelten.

Es ist wahrscheinlich, dass das Kavitationsverhalten, in mehr oder weniger starker Weise, durch folgende Einflüsse bestimmt wird: Reynoldszahl und relative Rauigkeit, Kavitationszahl  $\sigma$  nach Thoma, Froudesche Zahl, Luftgehalt des Wassers. Möglicherweise bestehen noch andere wichtige, bisher unbekannte Einflüsse. Es ist deshalb unmöglich, alle diese Grössen im Modell und in der Grossausführung gleich zu halten, aber es ist trotzdem nötig zu wissen, welche Faktoren als wesentlich zu betrachten sind.

### 5.1.1 Reynoldszahl $Re$

Als Grundlage aller Modellversuche muss das Modell selbst gross genug und die Reynoldszahl hoch genug sein, damit in den durchflossenen Querschnitten der Maschine die Bereiche der laminaren und der turbulenten Strömung ähnlich sind. Wir verweisen auf die Ausführungen in Abschnitt 2.1 bezüglich der kritischen Reynoldszahlen.

### 5.1.2 Thoma-Parameter

Thoma [16] hat als erster einen wichtigen Parameter eingeführt, der für die Ähnlichkeit in bezug auf das Kavitationsverhalten berücksichtigt werden muss. Er lautet in der üblichen Darstellung:

$$\sigma = \frac{H_a - H_v - H_s}{H}$$

Obschon es sich dabei nicht um einen restlos idealen Ansatz handelt, ist er bisher für die Interpretation und die Uebertragung der Ergebnisse von Kavitationsversuchen an hydraulischen Turbinen und Pumpen viel angewendet worden. Es ist notwendig, den Kavitationsbeiwert  $\sigma$  der Modellturbine und der grossen Turbine gleich zu halten. Dieses Vorgehen hat sich für Turbinen hoher Gefälle als recht erfolgreich erwiesen.

Im Falle von Wasserturbinen wird der kritische Wert  $\sigma_{CR}$  durch den Punkt bestimmt, in welchem der innere Druck der Flüssigkeit gleich dem Verdampfungsdruck  $H_v$  des Wassers wird. Nimmt man an, dass der Wert für  $k_{c_{u2}}$  vernachlässigbar klein sei, so liegt im Ansatz

$$\sigma_{CR} = K Q_1^2$$

implizite die Annahme, dass die kritischen Bedingungen beim Verdampfungsdruck des Wassers auftreten. Hier sind jedoch

zwei Schwierigkeiten zu berücksichtigen: Die eine besteht darin, dass die Kavitation oder zumindest die Luftauscheidung bei einem Druck auftritt, der von diesem Verdampfungsdruck verschieden ist, und ferner, dass die kritische Kavitation, bezogen beispielsweise auf den plötzlichen Wirkungsgradabfall, bei einem Druck auftritt, der sogar erheblich verschieden vom Verdampfungsdruck sein kann.

Dies führt in der praktischen Anwendung dazu, für den kritischen Kavitationsbeiwert korrekterweise eher den Ansatz wie folgt zu schreiben:

$$\sigma_{CR} = B + K Q_1^2$$

Darin ist  $B$  eine Konstante. Es hängt von der Wahl der Grösse von  $B$  ab, ob  $\sigma$  wirklich mit Erfolg dazu verwendet werden kann, den Kavitationszustand zu definieren oder nicht. Beispielsweise wird  $B$  bei grossen Gefällen vernachlässigbar klein sein, bei kleinen Gefällen kann es wichtig werden. Wenn relative und nicht absolute Werte von  $\sigma$  verwendet werden, beispielsweise  $(\sigma - \sigma_{CR})$ , dann fällt natürlich der Faktor  $B$  ausser Betracht, aber üblicherweise kommt man nicht darum herum, irgendwelche Absolutwerte von  $\sigma_{CR}$  als Bezugsgrössen zu verwenden.

### 5.1.3 Froudesche Zahl

Neuerdings haben sich Danel und Dupont [17] dafür eingesetzt, dass die Kavitationsversuche, zum mindesten für Niederdruckturbinen, so durchzuführen seien, dass die Froudesche Zahl beim Modell und bei der Grossausführung dieselbe sei. Das heisst, dass  $H/D = H'/D'$  sein muss.

Der Kavitationsbeiwert  $\sigma$  kann nämlich auch wie folgt geschrieben werden

$$\sigma = \sigma_0 - Z \frac{D}{H} - \frac{h}{H}$$

worin

$$\sigma_0 = \frac{H_a - H_s}{H}$$

$H_a$  = Gefälle entsprechend dem Barometerdruck,

$H_s$  = Saughöhe, bezogen beispielsweise auf die Drehachse der Laufschaufeln.

$h$  ist der örtliche Absolutdruck auf der Höhe  $z$ , wobei  $Z = z/D$  ist. Deshalb müssen für wirkliche Ähnlichkeit nicht nur in der Druckgefälle-Beziehung ( $\sigma$ ), sondern auch für die Ausdehnung der Kavitationserscheinung am Modell und an der Grossturbinen die folgenden Bedingungen erfüllt sein:

$$\sigma = \sigma' \quad \text{und} \quad \frac{H}{D} = \frac{H'}{D'}$$

Gerber [18] hat die praktischen Schwierigkeiten unterstrichen und gezeigt, dass es nicht immer möglich sein wird, gleichzeitig diesen beiden Bedingungen zu genügen, und dass auch nicht eindeutig entschieden werden kann, ob die Absolutgrösse des Versuchsgefälles oder die Froudesche Zahl den  $\sigma$ -Wert stärker beeinflusst.

### 5.1.4 Luftgehalt des Wassers

Wenn die Kavitationsversuche an Modellturbinen bei kleinen Gefällen durchgeführt werden, dann ist der Druck hinter dem Laufrad so niedrig, dass die im Wasser gelöste Luft ausgeschieden wird und Wolken von Blasen bildet, die die Durchflussquerschnitte ausfüllen. Um gute Kavitationsbeobachtungen und zuverlässige hydraulische Messungen durchführen zu können, ist es also notwendig, diese Luftblasen wegzubringen. Sobald dies gelungen ist, hat der Luftgehalt des Wassers im Versuchskreislauf ein neues Gleichgewicht angenommen, der dem tiefsten Druck im Kreislaufsystem entspricht.

Natürliches Flusswasser enthält ungefähr zwei Volumenprocente an gelöster Luft. In einem geschlossenen Versuchskreislauf für Modellturbinen, der mit niedrigen Gefällen arbeitet, wird das entsprechende Luftgleichgewicht bei etwa  $1/5$  dieses Wertes liegen, also bei nur etwa 0,4 %. Das bedeutet aber, dass das Wasser, mit welchem die Modellturbine geprüft wird, nicht mehr die gleichen physikalischen Eigen-



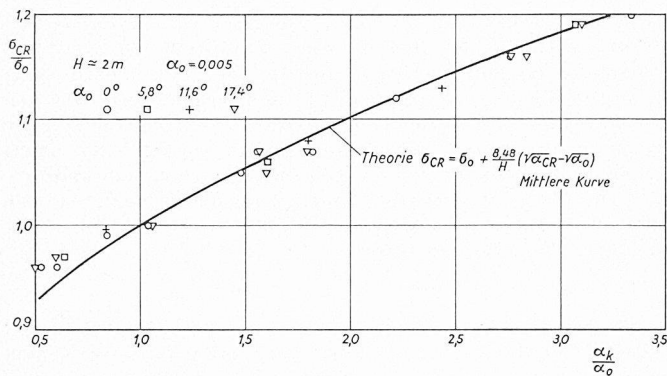


Bild 9. Veränderung des kritischen Kavitationsbeiwertes mit dem Luftgehalt des Wassers, nach Shmuglyakov

schaften besitzt wie das natürliche Wasser, mit welchem später die Grossturbine arbeitet. Wie Edstrand (1946) [19] auf dem analogen Gebiet der Schiffspropellerforschung zeigte, kann der Luftgehalt einen beträchtlichen Einfluss auf  $\sigma_{CR}$  ausüben. Korrekturen von 10 bis 20 % müssen dann angebracht werden, um die Unterschiede in den Betriebsbedingungen zwischen Versuchsstand und Meerfahrt zu berücksichtigen.

In ähnlicher Weise wurde bei hydroballistischen Versuchen im Strömungskanal gefunden, dass der Luftgehalt einen merkbaren Einfluss auf den Kavitationsbeginn ausübt, wenn es auch scheint, dass die in Blasenform vorhandene freie Luft den Haupteinfluss ausübt; Ripken (1958) [20]. Auf dem Gebiet der Wasserturbinenforschung haben sich die wenigen bisher erschienenen Arbeiten zum Teil widersprochen, so dass keine eindeutigen Schlüsse gezogen werden konnten. Ursprünglich hat Spannhaake (1936) [21] gezeigt, dass bei kleinen Versuchsgefällen der Einfluss des Luftgehaltes auf  $\sigma_{CR}$  beträchtlich sei und überdies zunehme, sobald das Versuchsgefälle verringert werde. 1940 zeigte Vuskovic [22], dass für Kaplan turbinen mit Gefällen von 10 m und darüber der Einfluss des Luftgehaltes auf  $\sigma_{CR}$  vernachlässigbar sei, obschon er den Kavitationsbeginn beeinflusse. Vor kurzem jedoch hat Shmuglyakov (1956) [23] Versuche ausgeführt mit Kaplan turbinen-Modellen von 400 Millimeter Laufraddurchmesser und mit Gefällen zwischen 2 und 8 m, und er hat gezeigt, dass in diesem Bereich, und besonders bei den kleinen Gefällen, der totale Luftgehalt einen starken Einfluss ausübt. Einige seiner Versuchsergebnisse sind in Bild 9 dargestellt; dort ist zu ersehen, dass sich das Verhältnis  $\sigma_{CR}/\sigma_0$  in dem von ihm untersuchten Bereich des Luftgehaltes zwischen 0,95 und 1,2 verändert.

Basierend auf den ursprünglichen Untersuchungen von Numachi [24] über den Einfluss des Luftgehaltes auf den Kavitationsbeginn, hat Shmuglyakov die folgende empirische Formel für die Veränderung von  $\sigma$  mit dem Luftgehalt aufgestellt:

$$(11) \quad \sigma = \sigma' + 8,48 \left( \frac{\sqrt{\alpha}}{H} - \frac{\sqrt{\alpha'}}{H'} \right)$$

Darin sind  $H$  und  $H'$  in m einzusetzen, während  $\alpha$  und  $\alpha'$  Verhältniszahlen bedeuten. Vergleicht man die in Bild 9 eingetragene Kurve, die für einen der durchgeführten Modellversuche gilt, so sieht man, dass die Annäherung erfreulich gut ist, und dass in der Tat der obenstehende Ausdruck über den ganzen Bereich der Versuchsreihe auf etwa 3 % genau mit den Versuchsergebnissen übereinstimmt. Um die Anwendung zu zeigen, sollen als typisches Beispiel für eine Kaplan turbine für 20 m Gefälle, einem Luftgehalt  $\alpha = 0,02$  (normaler Sättigungswert) und einem Wert  $\sigma_{CR} = 0,7$  mit Hilfe der Formel (11) die entsprechenden Modellwerte berechnet werden, das heisst die Werte  $\sigma_{CR}'$  für verschiedene Versuchsgefälle  $H'$  und Luftgehalte  $\alpha'$  des Wassers der Versuchsanlage.

Die sich daraus ergebenden Kurven sind in Bild 10 dargestellt. Aus ihnen geht hervor, dass bei kleinen Gefällen ein starker Einfluss des Luftgehaltes auf  $\sigma_{CR}'$  festzustellen ist, während oberhalb etwa 5 m sich  $\sigma_{CR}'$  nur noch

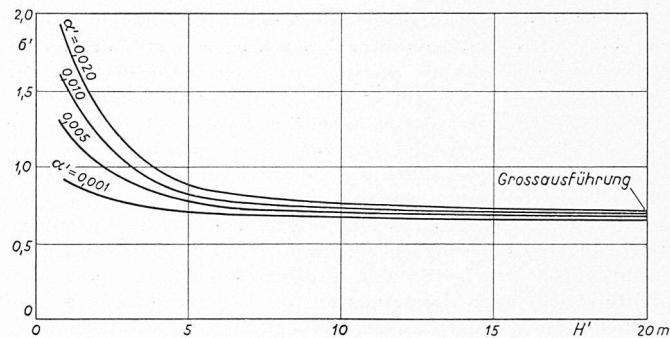


Bild 10. Veränderung von  $\sigma'$  mit dem Versuchsgefälle und dem Luftgehalt bei einer Kaplan turbine für die Daten  $H = 20$  m,  $\sigma = 0,7$ ,  $\alpha = 0,02$

wenig mit dem Versuchsgefälle  $H'$  und dem Luftgehalt  $\alpha'$  ändert. Diese Feststellungen lösen den offensichtlichen Widerspruch zwischen den Versuchsergebnissen von Spannhaake und Vuskovic; es scheint nun klar, dass der Luftgehalt wichtig ist bei kleinen Gefällen, aber nicht mehr bei Gefällen über etwa 5 m. Das weist aber auch auf die Gefahr hin, die besteht, wenn Modellversuche mit Gefällen unter etwa 5 m durchgeführt werden, solange der Luftgehalt nicht gebührend berücksichtigt wird. Besondere Sorgfalt muss deshalb dann angewendet werden, wenn versucht wird, die Modellversuche nach dem Froudeschen Aehnlichkeitsgesetz durchzuführen, denn wenn der Luftgehalt abnormal gross ist oder das Gefälle klein, kann dies zu irreführenden Resultaten führen.

## 5.2 Modellmasstab für den Kavitationswert $\sigma_{CR}$

Selbst wenn wir die genauen Gesetze kennen, die für die Aehnlichkeit der Kavitationserscheinungen anzuwenden sind, bleiben immer noch Einflüsse zu berücksichtigen, sobald quantitativ umgerechnet werden soll. Um diese Schwierigkeiten darzulegen, sollen einige der sich widersprechenden Theorien auf ein praktisches Problem angewendet werden. Obschon einige Zweifel hinsichtlich der Frage vorzuliegen scheinen, ob das Versuchsgefälle  $H'$  einen Einfluss auf  $\sigma_{CR}$  ausübe (Gerber [18]), ist Dupont [25] der Auffassung, allerdings nur basierend auf beschränkten experimentellen Unterlagen, dass  $\sigma_{CR}'$  mit dem Versuchsgefälle  $H'$  zunehme. Als Beispiel für diesen Widerspruch in den vorliegenden Ansichten sollen die verschiedenen theoretischen Argumente dafür und dagegen betrachtet werden.

### 5.2.1 Froude

Dupont zeigte auf der Basis des Froudeschen Aehnlichkeitsgesetzes, dass  $\sigma_{CR}$  mit dem Wert  $H/D$  sowohl zunehmen wie abnehmen kann und dass dies von der Druckverteilung rund um die Strömungsprofile der Laufradschaufeln abhängt.

### 5.2.2 Nechleba

Andererseits hat Nechleba [7, 15] hervorgehoben, dass der Unterschied zwischen dem Wirkungsgrad des Modells und der Grossausführung auch zu Unterschieden in  $\sigma_{CR}$  führt. Begründet wird dies damit, dass die relativ kleineren Verluste in der grossen Turbine den besten Wirkungsgradpunkt gegen höhere spezifische Umfangsgeschwindigkeit und gegen grösseren spezifischen Durchfluss hin verschieben, und dass demzufolge an den Laufradschaufeln ein grösserer Unterdruck vorhanden sein müsse. Er schlug deshalb bereits 1939 [26] das folgende Gesetz vor:

$$\frac{\sigma_{CR}}{\sigma_{CR}'} = \frac{\eta}{\eta'}$$

Im Falle von zunehmendem Versuchsgefälle  $H'$  würde das bedeuten, dass die Reynoldszahl grösser wird, und dass demzufolge auch der Wirkungsgrad für die gleiche Modell turbine leicht ansteigen müsste, was wiederum einer Zunahme von  $\sigma_{CR}$  rufen würde.

Vergleicht man eine Grossausführung mit ihrer Modellturbine, bei welchen sich das Verhältnis der Wirkungsgrade etwa auf 90/85 beläuft, so ergibt sich für das Verhältnis der kritischen Kavitationswerte ein Faktor 1,06. Daraus geht hervor, dass eine ungefähre 6%ige Zunahme des  $\sigma$ -Wertes von der Modellturbine auf die Grossausführung möglich ist.

### 5.2.3 Shmuglyakov

Auf der Grundlage der Feststellungen von Shmuglyakov könnte überlegt werden, dass mit der Zunahme des Versuchsgefälles der Luftgehalt  $\alpha$  für Gleichgewicht ungefähr proportional zum Gefälle  $H$  zunimmt. Damit erhält man aus Gleichung (11)

$$\sigma_{CR} \approx \frac{8,48}{H} \sqrt{H} \approx \text{prop} \frac{1}{\sqrt{H}}$$

Damit aber ergäbe sich umgekehrt eine Abnahme von  $\sigma_{CR}$  mit zunehmendem Versuchsgefälle.

### 5.2.4 Stopskii

In einer neueren Untersuchung auf akustischer Basis ist Stopskii [26] (1958) der Meinung, dass bei der Grossturbine die Kavitation früher eintreten müsse als beim Modell, weil die Druckschwankungen in der grossen Turbine relativ grösser seien. Demzufolge sei auch  $\sigma_{CR} > \sigma_{CR}'$ . Er ist der Meinung, dass  $(\sigma_{CR} - \sigma_{CR}')$  von der Grössenordnung 0,04 bis 0,06 sein könnte. Wir haben also hier ganz verschiedene Theorien vor uns, die zum Teil eine Zunahme von  $\sigma_{CR}$  mit  $H$  erklären würden. Tatsächlich sind aber die experimentellen Ergebnisse noch unter sich im Widerspruch, und es ist noch durchaus nicht klar, wie sich  $\sigma_{CR}$  mit dem Versuchsgefälle  $H$  ändert.

Die genannten Schwierigkeiten zeigen, dass heute noch zu wenig zuverlässige und systematische Unterlagen vorliegen, auf welchen eine sichere Theorie aufgebaut werden könnte. Wenn auch die Hersteller von Wasserturbinen in der Lage sind, auf empirischer Grundlage das Kavitationsverhalten der grossen Maschinen vorzusagen, so ist es im heutigen Zeitpunkt noch nicht möglich, irgendein allgemeingültiges Gesetz für die Aehnlichkeit des Kavitationsverhaltens aufzustellen.

### 5.3 Modellmasstab für den Kavitationszustand im sicheren Arbeitsbereich

Eine ähnliche widerspruchsvolle Lage besteht hinsichtlich eines anderen ebenfalls wichtigen Kavitations-Parameters, der zuverlässig vorausgesagt werden sollte. Es handelt sich um die Sicherheitsgrenze  $(\sigma_P - \sigma_{CR})$ , worin es sich bei  $\sigma_P$  um den in der Anlage vorhandenen Betriebswert von  $\sigma$  handelt. Selbst wenn es möglich sein sollte,  $\sigma_{CR}$  genau vorzusagen, wird es wohl eher schwieriger sein, zu entscheiden, wie gross die Sicherheitsmarge  $(\sigma_P - \sigma_{CR})$  für die Grossturbine gewählt werden soll. Auch hier bestehen wiederum verschiedene empirische Methoden, um diesen Sicherheitsabstand gegenüber  $\sigma_{CR}$  festzulegen; als Beispiele seien genannt:

#### 5.3.1 Tenot

Einer der ersten Vorschläge für diese Sicherheitsmarge stammt von Tenot (1936) [27]. Er setzt voraus, dass die Differenz zwischen dem niedrigsten örtlichen Druck und dem Verdampfungsdruck bei der Modellturbine und bei der Grossausführung die selbe sein müsse, das heisst

$$\frac{\sigma_P - \sigma_{CR}}{\sigma_P' - \sigma_{CR}'} = \frac{H'}{H}$$

Da aber die Sicherheitsgrenze mit  $H$  abnimmt, würden die Modellversuche zu eher vorsichtigen Werten von  $(\sigma_P - \sigma_{CR})$  führen, eine Tendenz, die sich offenbar aus der Praxis ergeben hat.

#### 5.3.2 Andere Begründungen

Aus nicht veröffentlichten Arbeiten, die dem Verfasser zur Verfügung stehen, ergab sich folgender Vorschlag:

$$\frac{\sigma_P - \sigma_{CR}}{\sigma_P' - \sigma_{CR}'} = \left(\frac{H'}{H}\right)^n$$

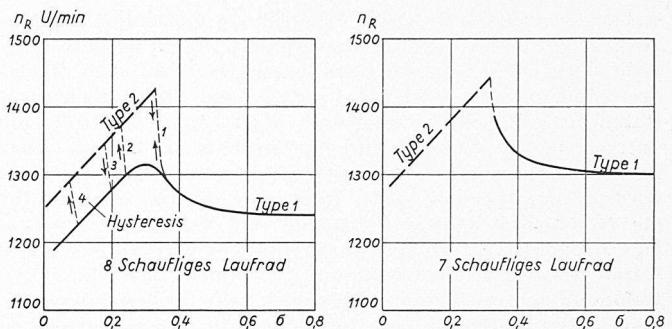


Bild 11. Einfluss der Laufschaufelzahl auf die Änderung der Durchgangsdrehzahl ( $n_R$ ) mit  $\sigma$  bei einem Kaplan-turbinenmodell mit den Daten  $D = 200$  mm,  $H = \sim 4$  m,  $\beta = 12^\circ$ ,  $a = 16$  mm (Ishii 1958)

Aus verhältnismässig begrenzten Versuchsunterlagen scheint auf Grund einer Analyse hervorzugehen, dass der Exponent  $n$  zwischen 0,5 und 1 liege.

### 5.4 Durchgangsdrehzahl

Die Durchgangsdrehzahl einer Kaplan-turbine hängt in weitem Masse von ihrem Kavitationsverhalten ab, und es sind schon verschiedene Wege vorgeschlagen worden, sie vorauszuberechnen.

Auch bei der Durchgangsdrehzahl sind wahrscheinlich Einflüsse der Modellgrösse vorhanden, und mit Sicherheit ist wegen unseren ungenügenden Kenntnissen der Strömungsbedingungen beim Durchgehen mit Schwierigkeiten zu rechnen. Bild 11 zeigt die Ergebnisse der von Ishii [28] durchgeführten Versuche über die Durchgangsdrehzahl einer Kaplan-turbine. Es wurde dabei gefunden, dass verschiedene aufeinanderfolgende und gelegentlich wechselnde Stufen in der Entwicklung der Kavitation vorhanden sind, da die Durchgangsdrehzahl  $n_R$  nicht nur vom Kavitationskoeffizienten  $\sigma$  allein abhängt, sondern gelegentlich ebenfalls vom allgemeinen Strömungszustand.

Für gerade Laufschaufelzahlen (Bild 11 links) waren offensichtlich bei den niedrigen Kavitationskoeffizienten zwei ganz verschiedene Strömungszustände und Kavitationsbilder festzustellen. Zwischen diesen zwei Zuständen hat sich ein Hysterese-Band ausgebildet: Je nachdem man sich dem Messpunkt aus der Richtung grosser oder kleiner  $\sigma$ -Werte näherte, stellte sich auch der eine oder andere der zwei möglichen Werte von  $n_R$  ein. Bei Laufrädern mit ungerader Laufschaufelzahl war dieses Hysterese-Band nicht vorhanden.

Diese Erscheinung würde eine ernsthafte Schwierigkeit bedeuten, wenn sie auch an den Grossmaschinen auftreten würde. Aber ein Vorbehalt in bezug auf die Versuche von Ishii muss angebracht werden: Sie werden bei einer kleinen Reynoldsschen Zahl durchgeführt ( $D = 200$  mm,  $H = 3$  bis 4 m). Damit war sein Wert  $D \sqrt{H}$  unterhalb dem Grenzwert 0,5, der von der Arbeitsgruppe «M» als untere Grenze für Modellversuche empfohlen wurde. Es ist deshalb möglich, dass die festgestellte Hysterese-Kurve einfach die Folge der Versuchsdurchführung bei zu kleiner Reynoldszahl ist. Was aber auch die Gründe für die zwei möglichen Kavitationszustände sein mögen, so ist offensichtlich weitere Versuchsarbeit nötig, um das Phänomen abzuklären.

### 6. Schlussfolgerungen

Bei Anwendung der nötigen Sorgfalt ist es möglich, zuverlässige Laboratoriumsversuche an Wasserturbinenmodellen durchzuführen und die Ergebnisse von verschiedenen Modellentwürfen innerhalb der Grenzen der Messfehler miteinander zu vergleichen. Wenn jedoch diese Modellversuche als Abnahmeversuch anstelle von direkten Messungen an den grossen Maschinen benützt werden sollen, so sind die heutigen Kenntnisse über die korrekten Umrechnungsgesetze und Aufwertungsformeln für die Voraussage des späteren Verhaltens der Grossturbine noch ungenügend.

Viel Aufmerksamkeit ist bisher der Teilfrage der Aufwertung der Wirkungsgrade gewidmet worden, aber es be-



stehen ebenfalls schwierige Probleme in bezug auf die Modellgesetze für das Kavitationsverhalten. Es ist deshalb dringend nötig, dass weitere Forschungsarbeit auf dem Gebiet der Modellgesetze geleistet werde und das Mechanical Engineering Research Laboratory hofft, einige der Probleme untersuchen zu können. Nur eine statistische Analyse einer grossen Zahl von systematisch durchgeführten Versuchen wird es ermöglichen, gute, allgemein gültige Gesetze für die Modellähnlichkeit aufzustellen und genügend zuverlässige Aufwertungsformeln für vertragliche Zwecke zu liefern. Damit ist weiter die Hoffnung verbunden, dass durch die Betonung der auf diesem Gebiet noch bestehenden Schwierigkeiten dieser Vortrag das allgemeine Interesse all derjenigen angeregt habe, die berufen sind, an der Lösung der verbleibenden Probleme über die Modellgesetze mitzuarbeiten.

#### Literaturangaben

- [1] *Riemerschmid, F.*: Der Einfluss der Zähigkeit des Wassers auf die hydraulischen Eigenschaften einer kleinen Francismodell-Turbine. «Mitt. des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule, München», 1932, 5, pp. 20—46.
- [2] *Grégoric, R.*: Der Wirkungsgrad einer Wasserturbine bei veränderlichem Gefälle, Dimensionen und Temperaturen des Betriebswassers. «Schweiz. Bauztg.», 1933, 102 (15), p. 181.
- [3] *Chistyakov, A. M.*: Some considerations on theoretical investigations of size effect in water turbines and on the physical nature of this phenomenon. «Izvestia VN». 11 G, 1955, 54, pp. 185—197.
- [4] *Rhoden, H. G.*: Effects of Reynolds number on the flow of air through a cascade of compressor blades. «Aeronautical Research Council — Reports and Memoranda» No. 2919, 1956.
- [5] *Sawyer, W. T.*: Experimental investigation of a stationary cascade of aerodynamic profiles. «Mitt. Inst. Aerod., E. T. H. Zurich», 1949, No. 17.
- [6] *Hutton, S. P.*: The prediction of venturimeter coefficients and their variation with roughness and age. Proc. Instn. Civ. Engrs., 1954, 3 (3), pp. 216—241 and pp. 922—927.
- [7] *Hutton, S. P.*: Component losses in Kaplan turbines and the prediction of efficiency from model tests. «Proc. Instn. Mech. Engrs.», 1954, 168 (28), pp. 743—762.
- [8] *Mühlemann, E.*: Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Ueberdruck-Wasserturbinen. «Schweiz. Bauztg.» 1948, 66 (24), pp. 331—333.
- [9] *Moody, L. F.*: Efficiency and power step-up. «Proc. A.S.C.E.», 1939, 65, p. 1584.
- [10] *Moody, L. F.*: Handbook of applied hydraulics by C. Davis, 1942, McGraw-Hill Publishing Co., London and New York, p. 55.
- [11] *Vazeille, R.*: Transposition des rendements, 1958. V<sup>es</sup> Journées de l'Hydraulique, Société Hydrotechnique de France (Aix-en-Provence).
- [12] *Miyagi, O.*: Estimation of the efficiencies of the Francis, Propeller and Kaplan turbines by means of their model experiments, 1937, «Technical Reports of Tohoku Imperial University», 12 (3), pp. 137—161.
- [13] *Fay, C.*: Theoretische Grundlagen der Modellgesetze und Umrechnung der Messergebnisse an Ueberdruckturbinen. «Acta Technica — Budapest», 1958, 21 (3—4), pp. 403—421.
- [14] *Kwiatowski, W. S.*: Rabotschii Prozess osewoi gidroturbinu, Trudy V. I. G. M., Mashgiz, Moscow, 1951.
- [15] *Nechleba, M.*: Kzakonu hydraulickej podobostni vodnych turbin, «Techn. Sbornik Slovenskej akademie vied», 1952.
- [16] *Thoma, D.*: Die Kavitation bei Wasserturbinen. Prague Wasserkraftj 1924, pp. 409—420.
- [17] *Danel, P.*, and *Duport, J. P.*: Quelques aspects de la similitude du seuil de cavitation dans les turbo-machines. 7th Congress International Association for Hydraulic Structures Research — Lisbon, July 1957.
- [18] *Gerber, H.*: Some reflections on model scale formulae for cavitation phenomena. Cavitation Symposium — N. P. L. — Her Majesty's Stationery Office, London, 1956.
- [19] *Edstrand, H.*: The effect of air content of water on the cavitation point and upon the characteristics of ships' propellers. State Shipbuilding Experimental Tank, Göteborg, Sweden, 1946 — Report No. 6.
- [20] *Ripken, J. F.*: A study of the influence of gas nuclei on cavitation scale effects in water tunnel tests. St. Anthony Hydraulic Laboratory, 1958, Report No. 58.
- [21] *Spannhake, W.*: V. D. I. Special issue, 71st Assembly, 1933, p. 59.
- [22] *Vuskovic, I.*: Investigations on the influence of air content on cavitation and corrosion. «Escher Wyss News», 1940, 13 pp. 83—89.
- [23] *Shmuglyakov, L. S.*: The relation between the cavitation coefficient and content of air dissolved in water in a hydraulic turbine. «Energomashinostroenie», 1956, 5, pp. 11—14.
- [24] *Numachi, F.*: Ueber die Kavitationsentstehung mit besonderem Bezug auf den Luftgehalt des Wassers, 1937. «Tohoku Imperial University», Report No. 3.
- [25] *Duport, J. P.*: Contribution to reference 18. «Cavitation Symposium, N. P. L., H. M. S. O.», 1956, E., pp. 3—6.
- [26] *Stopskii, S. V.*: The effect of flow excitation on the development of cavitation in water turbines. «Energomashinostroenie», 1958, 3, pp. 24—27.
- [27] *Tenot, A.*: Turbines hydrauliques, Dunod, Paris, 1936, 3, p. 380.
- [28] *Yasuo Ishii*: On experimental considerations of the relation between runaway speeds and cavitation phenomena of Kaplan turbine. «Bulletin of Japanese Society of Mechanical Engineers», 1958, 1 (2), pp. 178—184.

Diese Veröffentlichung erfolgt mit der Erlaubnis des Direktors des Mechanical Engineering Research, Department of Scientific and Industrial Research.

## Réflexions au sujet des essais contractuels de cavitation effectués sur modèles réduits de turbines hydrauliques

Par **M. Fauconnet**, ing. EPF, chef des laboratoires aux Ateliers des Charmilles S. A., Genève

DK 621.242.0015

### Introduction

Le projet de code d'essais international de modèles réduits de turbines hydrauliques soumis à l'examen des membres des comités nationaux de la Commission Electrotechnique Internationale (CEI) a pour objet de préciser la manière dont doivent être entrepris les essais sur modèles réduits pour que l'on puisse attribuer aux résultats acquis la même valeur que s'il s'agissait d'essais contractuels effectués selon les règles de l'art sur la machine industrielle elle-même.

On comprendra aisément que l'ingénieur responsable d'un service d'essais en laboratoire s'interroge à chaque proposition énoncée dans ce projet. Son amour du métier le pousse à suggérer de nombreux moyens d'investigations employés parfois dans les travaux de recherches. Sa conscience professionnelle l'engage à éliminer rigoureusement tous les procédés pouvant conduire à des conclusions qui n'offrent pas la sécurité requise par le but poursuivi.

Les auteurs du projet de code, qui ont mis sur pied en un temps record un texte remarquable à bien des égards, ont certes dû éprouver cette difficulté et cela tout particulièrement lorsqu'ils ont abordé les questions soulevées par les essais de cavitation. En effet, bien que de tels essais soient effectués depuis longtemps par les fournisseurs de turbines hydrauliques dans le but de perfectionner leurs produits, on doit reconnaître qu'ils posent des problèmes théoriques et expérimentaux qui sont encore loin d'avoir tous reçu des solutions rigoureuses.

Ce motif explique, pensons-nous, la façon discrète dont ce sujet particulier est traité dans le projet de code. Le texte fait plus souvent allusion aux essais de cavitation qu'il ne fournit de prescriptions précises pour leur exécution. Or le but du code n'est pas atteint si sa rédaction laisse la porte ouverte à des divergences d'interprétation. C'est pourquoi nous nous sommes décidés à donner connaissance des quelques réflexions qui vont suivre, dans l'espoir