Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 82 (1964)

Heft: 35

Artikel: Ventilations- Reibungs-Verluste der Laufräder von hydraulischen Maschinen

Autor: Gerber, Hans

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-67564

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 13.12.2025

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

ORGAN DES SCHWEIZERISCHEN INGENIEUR- UND ARCHITEKTEN-VEREINS S.I.A. UND DER GESELLSCHAFT EHEMALIGER STUDIERENDER DER EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE G.E.P.

Ventilations- und Reibungs-Verluste der Laufräder von hydraulischen Maschinen

DK 621.2.001.4

Von Prof. **Hans Gerber**, Vorsteher des Instituts für Hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH [1])

1. Einleitung

Die Reibungsverluste der Laufräder bilden in den hydraulischen Maschinen einen wesentlichen Teil der Totalverluste, die schliesslich den Wirkungsgrad bestimmen. Deshalb wurden, gleich wie für thermische Maschinen, schon seit Jahrzehnten theoretische Berechnungen und experimentelle Untersuchungen aller Art angestellt, um die Gesetzmässigkeiten dieser Verluste zu erfassen und sie auf ein Minimum zu bringen. Mit der Aufteilung des Gesamtwirkungsgrades in einen Gefällswirkungsgrad und einen Wassermengenwirkungsgrad (deren Produkt den hydraulischen Wirkungsgrad ergibt), sowie einen mechanischen Wirkungsgrad wollte man das Erfassen der verschiedenen Teilverluste erleichtern.

In dieser Arbeit nun soll das Problem von einer ganz andern Seite her angegangen werden, indem versucht wird, die Reibungs- und Ventilations-Verluste der Laufräder von hydraulischen Maschinen zu erfassen, wenn sie *nicht* zur Energie-Umwandlung benützt werden. Die Kenntnis dieser Verluste ist in folgenden Fällen von Interesse oder gar dringend notwendig:

a Beim Messen von Generator- oder Motor-Wirkungsgraden, wenn die hydraulische Maschine nicht abgekuppelt werden kann, sondern leer mitläuft.

b Beim Phasenschieber-Betrieb mit Verlustdeckung aus dem Netz, was vor allem bei Freistrahlturbinen vorkommt.

c Beim Bereitschaftsdienst von Bahnturbinen mit offenem Absperrschieber, aber geschlossener Nadel (ebenfalls Freistrahl-Turbinen).

d Für die Vorausberechnung der auftretenden Dauer-Verluste im mitrotierenden Teil einer hydraulischen Kupplung.

e Dauerverlust eines der zwei Laufräder in Speicherpumpwerken mit zwei getrennten, aber starr gekuppelten hydraulischen Maschinen.

f Als Sonderfall neuerdings bei der Beurteilung der im Schweizer Patent Nr. 335 293 vom 14. Februar 1959 von den Ateliers des Charmilles in Genf vorgeschlagenen Lösung mit zwei getrennten, aber im gleichen Spiralgehäuse untergebrachten Laufrädern der gleichen Drehrichtung.

Als Grössen, die einen mehr oder weniger grossen Einfluss auf diese Verluste ausüben, sind zu nennen:

Drehzahl	n	U/min.
Laufrad-Aussendurchmesser (auf Mitte Leitapparat angenommen)	D	m
Leitapparatbreite	B	m
Spezifisches Gewicht des Mediums	γ	kp/m³
Turbinen-Gefälle, bzw.	H	m
Manometrische Förderhöhe	H_f	m
Zulaufhöhe, bzw. Gegendruck	H_z	m
Zahl, Grösse und Lage der wirksamen Labyrinthspalte von der Breite b auf dem Radius r	$\sum(r \cdot b)$	m²
Kühlwassermenge in den Spalten	q	l/s

Möglicherweise werden sich noch Abhängigkeiten ergeben von:

Spezifische Drehzahl	n_s	metrisch
Sekundliche Wassermenge	Q	m³/s
Wellenleistung	P_w	kW
Hydraulische Leistung $\gamma_w \cdot Q \cdot H/102$	P_d	kW
Gehäuse-Form		

Verschiedene Formeln hauptsächlich empirischer oder statistischer Herkunft sind schon vorgeschlagen und mit mehr oder weniger Erfolg verwendet worden, um diese «Ventilations-Verluste» zu berechnen, oder zum mindesten in der Grössenordnung abzuschätzen. Rechnet man umgekehrt aus vorhandenen Messwerten zu diesen Formeln die Koeffizienten aus, so muss leider eine enttäuschend grosse Streuung, je nach Maschinentyp, festgestellt werden. Abgesehen von den vielen schon erwähnten Parametern ist es meistens hinterher schwierig, sich über den Betriebszustand der Versuchsmaschine während den Verlustmessungen Klarheit zu verschaffen, insbesondere über

a Position des beweglichen Leitapparates β_0

b Lage des Unterwasserspiegels H_z

c Spez. Gewicht des umgebenden Mediums γ

Es sollen nun, in zweckmässig gewählter Reihenfolge, für die drei heute wichtigen Turbinenarten sowie für Laufräder von Radialpumpen, die Verhältnisse unter Benützung aller uns zur Verfügung stehenden Unterlagen näher betrachtet werden.

[1]) Erweiterte Fassung einer Gastvorlesung, gehalten am 6. März 1964 im Hydraulischen Institut von Prof. *Knut Alming* der Norwegischen Technischen Hochschule in Trondheim.

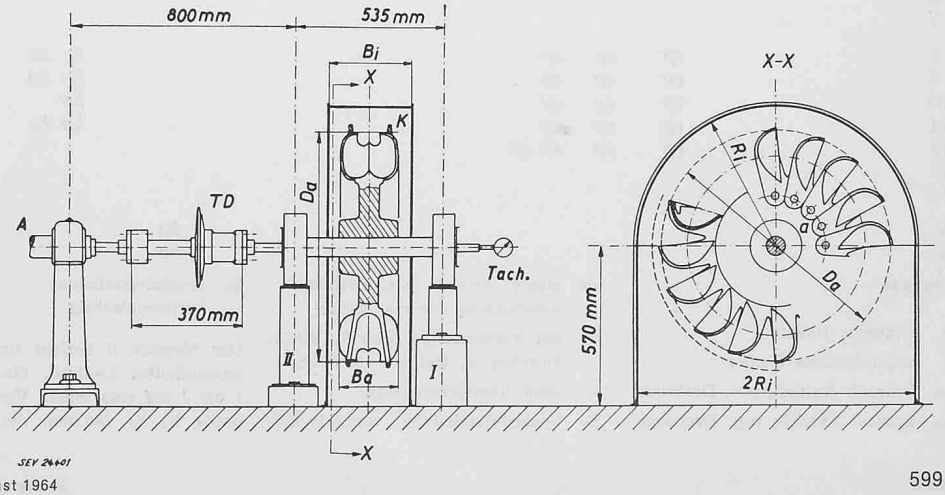

Bild 1. Schnitt durch die Anlage für Ventilationsversuche mit Peltonlaufrädern, Schwungrädern und Riemenscheiben.

A Antriebsseite

TD Torsionsdynamometer

I, II Doppellagerung

Tach. = Drehzahl-Messeinrichtung

D_a Aussendurchmesser (Becherrand, ohne K)

K Verstärkungsringe

B_a grösste Becherbreite

R_i, B_i Innenabmessungen der Verschalung

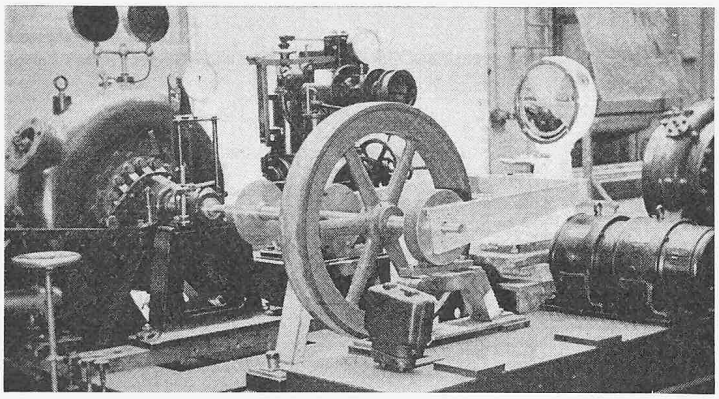

Bild 2. Unverschaltes Schwungrad; Antrieb mit Francisturbine

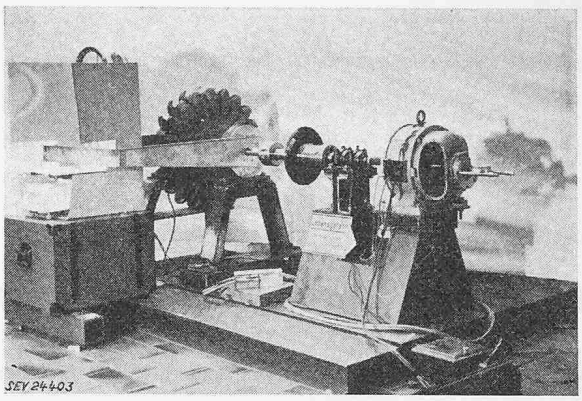

Bild 3. Versuche mit unverschaltem Pelton-Laufrad; Antrieb mit Elektromotor

2. Freistrahl-Turbinen

2.1 *Allgemeines*

Bei der Beratung der 2. Auflage der Schweiz. Regeln [1]* für Wasserturbinen wurde vom Fachkollegium (FK) 4 der Commission Electrotechnique Suisse (CES) beschlossen, wenigstens für den in der Schweiz sehr häufigen Fall der Anlagen mit Peltonturbinen, eigene, zuverlässige Unterlagen zu beschaffen, wenn nötig durch besondere Versuche. Die bisher publizierten Formeln, insbesondere die bekannteste, im ASME-Power Test Code enthaltene Formel, konnten in keiner Weise befriedigen. Über die Versuche im Laboratorium des Institutes für Hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH [2], [3] und ihren Vergleich mit Ergebnissen von Messungen an Grossturbinen soll nachfolgend kurz das Wesentliche berichtet werden. Das Institut hatte die Genugtuung, dass die von ihm aufgestellten Berechnungsunterlagen in die kürzlich im Druck erschienenen Normen der International Electrotechnical Commission (IEC) aufgenommen wurden, offenbar deshalb, weil sie als die relativ zuverlässigsten erscheinen.

*) Die Zahlen in eckiger Klammer beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes.

2.2 *Die Versuchseinrichtung*

Bild 1 gibt einen Schnitt durch die Versuchsanlage, auf dem die wesentlichen Elemente, nämlich das Torsions-Dynamometer, die Doppellagerung und die Verschalung gut sichtbar sind. Bild 2 zeigt die Anlage mit Antrieb durch die Francisturbine des Laboratoriums bei den Versuchen mit einem Schwungrad, Bild 3 die Einrichtung bei Versuchen mit einem Peltonturbinenrad und Antrieb durch einen Gleichstrom-Motor. In Bild 4 ist der Hebelarm zur getrennten Messung des Lagerreibungsmomentes deutlich zu sehen, ebenso auch die untersuchte «weite» Verschalung.

Die ganze Anlage mit geeigneten Versuchslaufrädern haben die Turbinenfirmen ausgeführt und kostenlos zur Verfügung gestellt, ebenso die vorhandenen Messresultate von grossen Turbinen.

2. 3 *Umfang der Versuche*

Die Bestimmung solcher Ventilationsverluste in einem Laborversuch scheint zunächst sehr einfach und übersichtlich zu sein. Schon nach dem Vorliegen der ersten Versuchsergebnisse war es jedoch klar, dass das Programm beträchtlich erweitert werden müsste, wenn auch nur für eine bestimmte Radart einigermassen zuverlässige Unterlagen beschafft werden sollen. Wir haben uns deshalb auch an die Turbinen-

Tabelle 1. Uebersicht über die im Institut für Hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH durchgeführten Versuche an Modellrädern

Versuchsrad		A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N m	N o	O
Laufrad	D_a mm	541	541	541	645	655	760	734	682	648	500	840	318	860	860	598
	B_a mm	148	148	148	247	216	181	215	162	94	80	233	92	230	230	156
Verhältnis	B_a/D_a	0,273	0,273	0,273	0,383	0,329	0,238	0,293	0,237	0,145	0,160	0,277	0,289	0,267	0,267	0,261
	G kg	70	60	74	136	150	178	244	71	56	58	288	18	385	365	185
	Z_2	23	17	20	18	18	20	19	20	28	24	20	20	20	20	20
Bauart		*e*	*e*	*e*	*a*	*a*	*a*	*e*	*a*	*a*	*a*	*a*	*e*	*a*	*a*	*e*
Radform der Firma		C	C	C	C	C	C	D	B	B	A	A	C	A	A	C
Verschalung																
0		*ep*	*ep*	*ep hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp*	*hp hn*	*ep*	*hp hn*	*hp hn*	*ep*
1		*ep*	*ep*	*ep*			*hp*		*hp*	*hp hn*	*hp*	*hp hn*	*ep*	*hp hn*	*hp hn*	*ep*
2		*ep*	*ep*	*ep hn*		*hp hn*	*hp hn*	*hp hn* ↑	*hp hn* ↑	*hp hn*	*hp*	*hp hn* ↑	*ep*	*hp hn*	*hp hn*	*ep*
3		*ep*	*ep*	*ep*			*hp*	*hp*	*hp*	*hp*		*hp*	*ep*			*ep*
4		*ep*	*ep*	*ep*		*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*			*ep*			*ep*
5		*ep*	*ep*	*ep hn*							*hp*		*ep*			
6													*ep*			
7													*ep*			
8		*ep*	*ep*	*ep*						*hp hn*	*hp*		*ep*			
9		*ep*	*ep*	*ep*						*hp hn*	*hp*		*ep*			
10		*ep*	*ep*	*ep*						*hp*			*ep*			
11		*ep*	*ep*	*ep*						*hp hn*			*ep*			
12		*ep*	*ep*	*ep hn*							*hp*		*ep*			
13													*ep*			
14													*ep*			
S_h									*hp*				*ep*			
S_v									*hp*				*ep*			

Legende

e einteilige Bauart

a angeschraubte Becher

h_p hydraul. Antrieb, pos. Drehsinn

h_n hydraul Antrieb, neg. Drehsinn

ep elektr. Antrieb, pos. Drehsinn Einspritzung von Kühlwasser

m mit Verstärkungsringen K, Bild 1, Durchm. d. Ringe K 955 mm

o ohne Verstärkungsringe

S_v Spezialverschalung vertikalachsig

S_h Spezialverschalung horizontalachsig

Der Versuch 0 bezieht sich auf ein unverschaltes Laufrad, die Versuche 1 bis 7 auf eine innere Verschalungsbreite B_i = 240 mm, die Versuche 8 bis 14 auf B_i = 160 mm. Die Verschalungsradien R_i betrugen:

Versuch	1	2	3	4	5	6	7
	8	9	10	11	12	13	14
R_i [mm]	∞	490	430	392,5	280	220	165

baufirmen gewandt, um geeignete, in unsere Versuchsgehäuse passende Modell-Laufräder zu erhalten.

Das umfangreiche Programm geht aus Tabelle 1 hervor. Es befinden sich darunter einteilige und mehrteilige Laufräder der verschiedensten Herkunft. Je nach der Bauart der Räder konnten auch verschiedene Varianten untersucht werden: ein Modellrad mit einem bestimmten Bechertyp stand in drei Exemplaren mit verschiedener Becherzahl zur Verfügung.

Da Freistrahlturbinen-Laufräder heute auch zu verschiedenen anderen Zwecken benützt werden, beispielsweise zum Anwerfen von Hochdruck-Speicherpumpen oder als Bremse, haben wir das Programm auch auf umgekehrte Drehrichtung ausgedehnt.

Da bei längerem Betrieb als Phasenschieber und mit Synchronmotor-Antrieb die Gehäusekappen von Peltonturbinen auch schon gekühlt werden mussten, haben wir einige Vergleichsversuche mit Spritzwasser durchgeführt.

Trotz diesem bereits als umfangreich zu bezeichnenden Programm würden wir bei einer ähnlichen Untersuchung unbedingt anstreben, mindestens doppelt so viele Messwerte zu erhalten. Die Erfahrung zeigt, dass der Aufbau und die Erprobung einer Messeinrichtung sowie die Auswertung der Versuchsergebnisse die weitaus grösste Zeit beansprucht, und dass die eigentliche Messzeit verhältnismässig gering ist, so dass deren Vergrösserung tragbar erscheint.

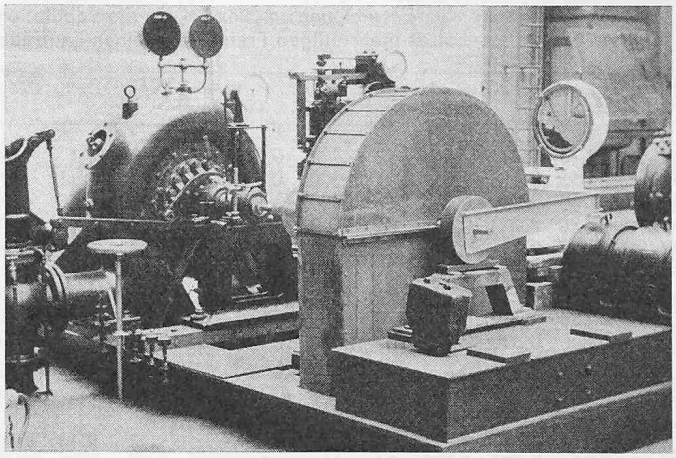

Bild 4. Verschaltes Versuchslaufrad. Besondere Doppellagerung für die Messung der Lagerverluste zwecks Aufteilung der Gesamtverluste.

2.4 *Auswertung*

Da die spezifische Dichte der Luft über die lange Versuchszeit nur $\pm$ 2,5 % um den Mittelwert streute, wurde in Anbetracht vieler anderer Unsicherheiten in der Schlussauswertung vereinfachend nur mit dem Mittelwert $\gamma_L/g = 0{,}1164$ kp s²/m⁴ gerechnet.

Stark streute der Drehzahl-Exponent, nämlich im Bereich von 3,44 bis 2,59. Bei reiner Pumpwirkung sollte er 3,0 betragen. Die Werte über 3,0 rühren von der Differenzmethode der Drehmomentmessung her. Im normalen Verwendungsbereich der Räder ergaben sich aber bei Auswertung mit dem Exponenten 3 nur geringe Abweichungen, die auf alle Fälle weit innerhalb der Streuungen der Messungen an grossen Laufrädern lagen.

2.5 *Die ASME-Formel*

Im ASME-Power Test Code [4] wird unter Ziffer 54 eine Formel vorgeschlagen, die im metrischen System lautet:

(1) $$P_v = K_i \cdot B_a \cdot D_a^4 \cdot n^3$$

K_i	Erfahrungswert ($K_i = 4{,}048 \cdot 10^{-8}$)	
B_a	Max. Becherbreite aussen	m
D_a	Max. Laufrad-Aussendurchmesser	m
n	Drehzahl	U/min
P_v	Ventilationsverlust	kW

Da bei «positiver» Drehrichtung, ohne Spritzwasser, verschalt und unverschalt, unsere Versuche K_i-Werte zwischen 0,72 und $6{,}37 \cdot 10^{-8}$ ergaben, da weiter nur 8 von 101 Resultaten über dem ASME-Wert

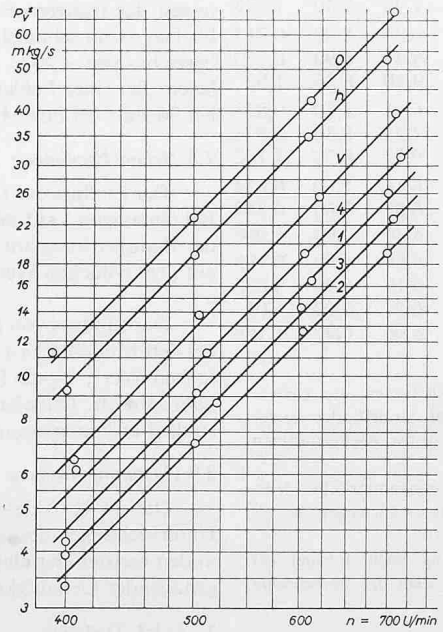

Bild 5a. Antrieb hydraulisch, Drehsinn vorwärts.

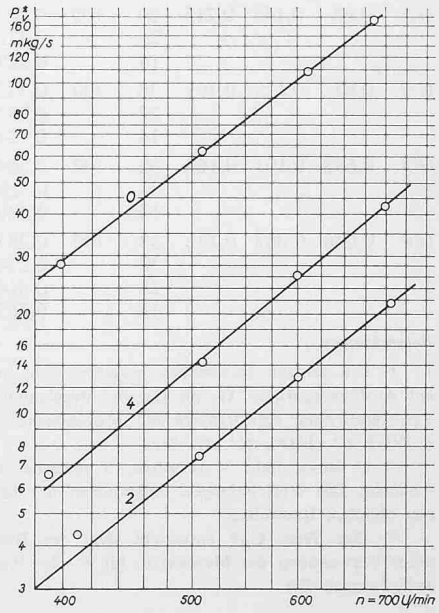

Bild 5b. Antrieb hydraulisch, Drehsinn rückwärts.

Bild 5. Logarithmische Darstellung der Versuchsergebnisse mit dem Versuchslaufrad *H*. *O* ohne Verschalung; 1 bis 4 verschiedene, vereinfachte Verschalungen; *h* Nachbildung der Verschalung einer horizontalen Turbine; *v* Nachbildung der Verschalung einer vertikalen Turbine.

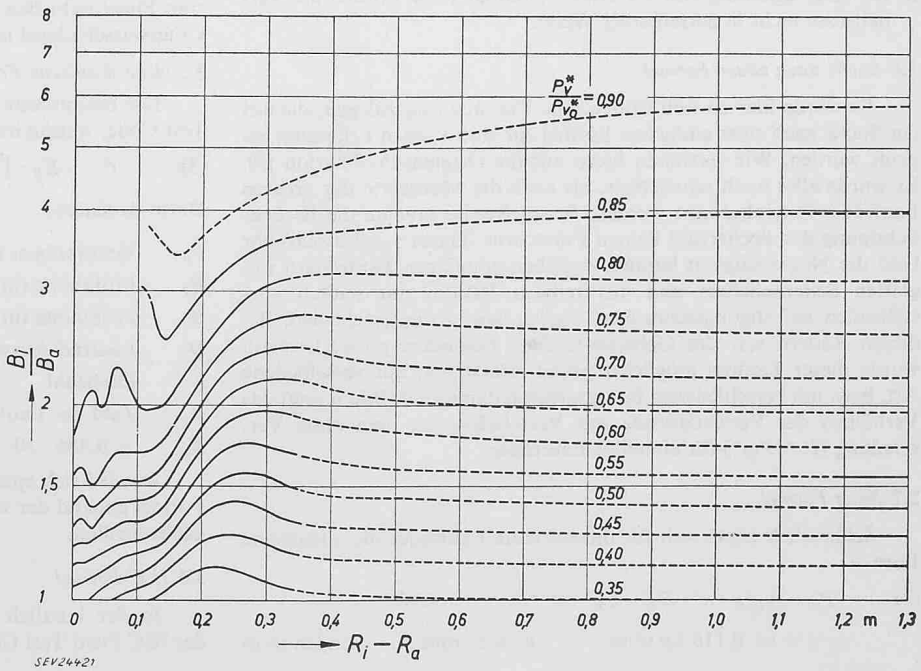

Bild 6. Zusammenhang zwischen dem Verhältnis der Verlustleistung P_v^* mit Verschalung zur Verlustleistung ohne Verschalung $P_v{}^*{}_0$ für einteilige Laufräder und den Abmessungen des Spaltraumes zwischen Rad und Verschalung. Die ausgezogenen Linien beruhen auf Messungen, die gestrichelten auf Extrapolation.

Tabelle 2: Unterlagen zur Entwicklung der Formel für die Ventilationsverluste von unverschalten mehrteiligen Freistrahlturbinen-Laufrädern

Rad[1])	D_a m	B_a m	B_a/D_a	Z_2	n U/min	P_{v0}* kW	Einbau[2])	C_B*[3])	C_B[3])	C_B*/C_B
I	0,645	0,247	0,383	18	700	0,594	*U*	13,3	13,1	1,015
E	0,655	0,216	0,330	18	500	0,194	*U*	11,05	11,75	0,94
F	0,760	0,181	0,238	20	500	0,363	*U*	9,90	9,45	1,05
H	0,686	0,162	0,238	20	500	0,2235	*U*	10,40	9,45	1,10
I	0,684	0,094	0,145	28	800	0,469	*U*	6,87	7,10	0,967
K	0,500	0,080	0,160	24	900	0,235	*U*	10,72	7,50	1,43
L	0,840	0,233	0,278	20	600	1,078	*U*	10,25	10,45	0,98
N_m	0,860	0,230	0,268	20	500	0,735	*U*	10,74	10,20	1,055
N_o	0,860	0,230	0,268	20	500	0,745	*U*	10,88	10,20	1,065
k	1,462	0,342	0,234	20	500	11,55	*U*	11,88	9,35	1,26
					700	32,5		12,2		1,305
					900	65,9		11,61		1,24
l	1,822	0,432	0,237	21	750	92,0	*V*	9,32	9,40	0,991
m	2,28	0,505	0,221	20	375	37,4	*V*	9,90	9,01	1,10
n	2,53	0,450	0,178	26	340	38,0	*V*	8,02	7,95	1,01
o	2,95	0,474	0,160	28	500	87,5	*V*	2,75	7,50	0,367
p	3,642	0,392	0,108	30	333	199,1	*V*	7,20	6,20	1,16
q	3,485	0,539	0,155	28	333	176,0	*S*	7,95	7,40	1,075
G 1	0,68	0,144	0,215	30	700	0,363	*V*	6,34	8,90	0,713
				22		0,3725		6,41	8,90	0,720
				14		0,529		9,10	8,90	1,02
G 2	0,67	0,128	0,191	30	700	0,3725	*V*	6,91	8,30	0,833
				22		0,392		7,28	8,30	0,876
				14		0,524		9,74	8,30	1,172
G 3	0,658	0,107	0,163	30	700	0,304	*V*	6,18	7,60	0,814
				22		0,3285		6,68	7,60	0,880
				14		0,406		8,26	7,60	1,088
G 4	0,646	0,087	0,135	38	700	0,265	*V*	6,88	6,90	0,998
				30		0,2745		6,10	6,90	0,885
				20		0,314		6,97	6,90	1,01
				14		0,3625		8,06	6,90	1,168

Bemerkungen

1) Die grossen Buchstaben beziehen sich auf Modellräder, die kleinen auf Ausführungsräder. G_1 bis G_4 sind Bezeichnungen für Modellräder in der Veröffentlichung von *Reichel* und *Wagenbach:* Versuche an Becherturbinen Z. VDI, *62* (1918), Nr. 47, 49.

2) U unverschalt, V verschalt, S spezielle (rotationssymmetrische) Verschalung. Die Verschalungen entsprachen der bei horizontalachsigen Turbinen üblichen Bauweise.

3) Der Wert C_B* entspricht dem der Berechnung nach Formel (2) unter Verwendung des Messwertes für P_v der Wert C_B dem der Berechnung nach Formel (2b).

lagen, und sich diese acht Ergebnisse auf unverschalte Laufräder bezogen, kamen wir zu folgenden Schlüssen:

a Die ASME-Formel stimmt offenbar eher für unverschalte Laufräder; sonst sind ihre Werte zu hoch.

b Bei einer Streuung von 9:1 erfasst offenbar diese Formel die Verhältnisse nicht in zutreffender Weise.

2.6 *Suche nach neuer Formel*

Es würde hier zu weit führen, alle Varianten darzulegen, die auf der Suche nach einer einfachen Formel zur statistischen Erfassung geprüft wurden. Wir verweisen hiezu auf die Original-Publikation [3]. Es wurde alles noch schwieriger, als auch die Messwerte der grossen Laufräder miteinbezogen wurden. Beispielsweise brachte die Berücksichtigung der Becherzahl keinen Fortschritt. Dafür schälte sich sehr bald die Notwendigkeit heraus, zwischen einteiligen Laufrädern mit glatten Seitenscheiben und mehrteiligen Rädern mit seitlich vorstehenden Befestigungsschrauben, Keilen usw. zu unterscheiden. Bei diesen Rädern war der Gehäuse-Einfluss besonders gross. Deshalb wurde dieser Einfluss möglichst genau erfasst und auf verschiedene Art, bzw. mit verschiedenen Bezugsgrössen dargestellt. Bild 6 zeigt das Verhältnis der Verlustleistung mit Verschalung zu dem ohne Verschalung (P_v*/P_{v0}*) für einteilige Laufräder.

2.7 *Neue Formel*

Schliesslich ergab sich für unverschalte Laufräder die allgemeine Formel:

$$P_v = \gamma_L/g \cdot n^3 \cdot D_a^5 \cdot C_B \cdot 10^{-8} \quad \text{in kW} \tag{2}$$

γ_L/g = rd. 0,116 kp s²/m⁴ $\quad n$ in U/min. $\quad$ Längen in m

In dieser Formel sind einzusetzen für

2a) Einteilige Laufräder $\quad C_B = 1 + 1240\,(B_a/D_a)^4$

2b) Mehrteilige Laufräder $\quad C_B = 3{,}5 + 25\,(B_a/D_a)$

Der Gehäuse-Einfluss wird sinngemäss nach Bild 6 und den übrigen Korrekturdiagrammen der Originalpublikation [3] berücksichtigt.

Tabelle 2 gibt als Beispiel die Unterlagen für die statistische Auswertung der Versuche mit den verwendeten mehrteiligen Laufrädern. Es sind Laufräder, deren Becher einzeln, paarweise oder in ganzen Kränzen auf einer rotierenden Scheibe befestigt sind, sei es mit Schwalbenschwänzen, Querschrauben oder mit Keilen aller Art. Auch dieses Programm erscheint reichlich, wird aber von uns jetzt als gerade noch genügend betrachtet. Es ist zu berücksichtigen, dass für eine statistisch genügend genaue Erfassung der Gehäuse-Einflüsse zweifellos ganz erheblich mehr Material beschafft werden müsste mit genauer Kenntnis der bei den Versuchen herrschenden Bedingungen und der Gehäuseformen. Es wäre auch mit einer Weiterführung der Modellversuche kaum möglich, die so verschiedenartigen Gehäuseformen nur einigermassen zu erfassen.

Trotzdem darf die neue Berechnungsart, verglichen mit den Streuungen der früheren Formeln, als befriedigend bezeichnet werden. Es blieben damit schliesslich 75 % aller Messwerte innerhalb eines Fehlerbereiches von ±20 %, während mit der ASME-Formel nur 41 % darin lagen. Bei einer Fehlergrenze von ±50 % liegen die «Treffer»-Zahlen bei 96 statt bei nur 64 % nach der ASME-Formel.

2.8 *Neben-Ergebnisse*

Der Einfluss der *Drehrichtung* ist nicht bei allen Laufrädern gleich: Bei einteiligen Laufrädern steigt die Ventilation infolge der Zunahme der Pumpwirkung auf den 5fachen Wert, bei mehrteiligen Rädern nur auf den 3,4fachen Wert, da die Schraubenköpfe vorher schon «pumpten».

Der Einfluss von *Spritzwasser* ist eindeutig. Schon mit 0,8 l/s stieg bei den Modellrädern die Ventilationsleistung im Mittel auf den zweifachen Wert; dieser Faktor nimmt interessanterweise mit steigender Drehzahl ab: Offenbar wird das Wasser immer stärker weggeblasen, so dass es immer weniger zur Auswirkung kommt.

2.9 *Zusammenfassung*

Die im IEC-Field Test Code [5] enthaltenen Angaben, die auf Untersuchungen des hydraulischen Institutes der ETH fussen, dürften in den meisten der eingangs erwähnten Fällen Resultate mit durchaus genügender Genauigkeit ergeben.

3. Axial-Turbinen

3.1 *Allgemeines*

Die Ventilations-Verluste von Axial-Turbinen-Laufrädern werden meistens bei der Messung von Generator-Wirkungsgraden in Kraftwerken benötigt, da hier aus verschiedenen Gründen die Laufräder wohl nie abgekuppelt werden können. Es bestehen auch Anlagen, die zum Phasenschieben benützt werden, wie z. B. Wettingen, wobei der Unterwasserspiegel mit Druckluft abgesenkt wird.

3.2 *Amerikanische Formel*

Die bekannteste Formel ist wiederum diejenige im ASME-Power Test Code, welche im metrischen Einheiten-System lautet:

$$P_v = K_p \cdot \sqrt{B_t + B_h/4} \cdot n^3 \cdot D^4 \cdot (5 + Z_p) \tag{3}$$

Darin bedeuten:

P_v	Ventilations- und Reibungsleistung	kW
B_t	Profilhöhe (in Achsrichtung) aussen	m
B_h	Profilhöhe (in Achsrichtung) an der Nabe	m
D	Laufrad-Aussendurchmesser	m
n	Drehzahl	U/min
Z_p	Zahl der Laufschaufeln	
K_p	$= 0{,}486 \cdot 10^{-8}$ für Rotation in Luft	

Es wird sich später Gelegenheit bieten, die Zuverlässigkeit dieser Formel anhand der wenigen, uns zur Verfügung stehenden Messwerte nachzuprüfen.

3.3 *IEC-Formel*

In der kürzlich erschienenen zweiten Auflage, Jahrgang 1963, des IEC Field Test Code [5] ist in Kapitel 2.4.1 die allgemeine Formel

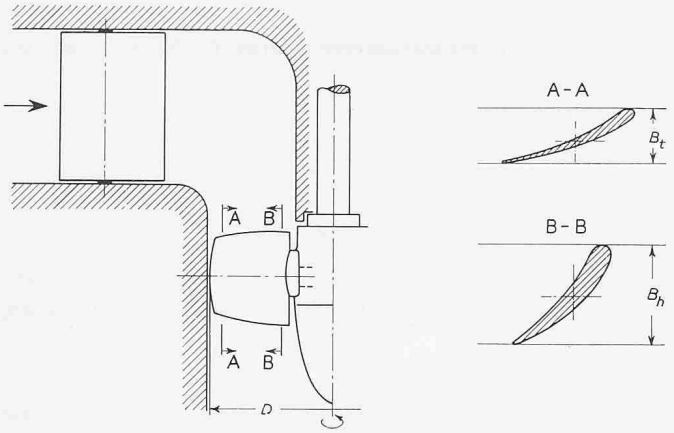

Bild 7. Schematischer Schnitt durch eine Axialturbine zum Kennzeichnen der Profilhöhen B_t und B_h.

für die Berechnung des Ventilationsverlustes eines in Luft drehenden Axial-Laufrades wie folgt angegeben:

(4) $$P_v = \gamma_L/g \cdot K_v \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot 10^{-6}$$

Darin soll die spezifische Masse der Luft bei 20° C mit $\gamma_L/g = 0{,}132$ kp s²/m⁴ eingesetzt werden. Für Kaplan-Laufräder mit den Schaufeln in *geschlossener*, also aufeinanderliegender Stellung soll der Beiwert wie folgt eingesetzt werden:

$$K_{vk} = \frac{0{,}04\,..\,0{,}05}{n^{0,2} \cdot D^{0,4}}$$

Diese Formel, wie übrigens auch die entsprechende für Francislaufräder (s. Kapitel 4.3.3), ist der Arbeitsgruppe «Leistungen und Verluste», welche unter Leitung von *F. Réméniéras* der Electricité de France (EdF) stand, in Ermangelung anderer Informationen von Prof. *Emil Alm*, Mitglied des schwedischen TC4-Komitees der IEC zur Verfügung gestellt worden. Es war offenbar zum damaligen Zeitpunkt die einzige bekannte Formel, wobei wir nicht wissen, welche Messunterlagen zu ihrer Aufstellung gedient haben. Es scheint aber doch, dass man in Schweden weitaus am meisten Versuche über die Verluste von mitrotierenden Kaplanturbinen-Laufrädern durchgeführt hat.

3.4 *Allgemeine Bezeichnungen*

In Bild 7 ist ein Schnitt durch ein Kaplan-Turbinen-Profil dargestellt, ebenso wie die Schnitte durch ein äusseres und inneres Profil einer Laufschaufel. Die Profilhöhen B_t und B_h werden in der amerikanischen Formel benötigt. Bild 8 zeigt ein Modellaufrad in geschlossener Stellung. Es ist eindeutig zu ersehen, dass selbst ein sechsschaufliges Laufrad in dieser Stellung in den äusseren Schnitten weitgehend einer dünnen Scheibe gleicht. Die Profilhöhen an der Nabe sind natürlich von Fall zu Fall verschieden.

3.5 *Versuchsunterlagen*

Es konnten ausserordentlich wenige genaue Versuchsunterlagen beschafft werden. Dafür dürften sie recht zuverlässig sein.

3.5.1 *Wettingen*

Anlässlich der Abnahmeversuche im Kraftwerk Wettingen vor 30 Jahren hatte der Verfasser Gelegenheit, die Ventilationsverluste des Kaplanlaufrades einer der drei Turbinen zu messen und zwar in Wasser und in Luft, und bei den Luftversuchen bei 50 und 60 Hz. Die Versuche mit Luft waren aus verschiedenen Gründen unzuverlässig und sollen deshalb hier nicht berücksichtigt werden. Dagegen war der Versuch mit geschlossenem Laufrad in ruhendem Wasser (das Laufrad befindet sich über 2 m unter dem Unterwasserspiegel) sehr zuverlässig. Gemessen wurde eine Ventilationsleistung von 780 kW bei einer Drehzahl von 214 U/min und einem Laufraddurchmesser von 2,835 m.

3.5.2 *Modellversuche Escher Wyss*

Im Versuchslokal von Escher Wyss wurden mit drei verschiedenen Laufradtypen, alle mit dem Laufraddurchmesser $D = 0{,}616$ m eingehende Versuche über die Ventilationsverluste von Kaplan-Laufrädern in Wasser durchgeführt und zwar bei verschiedenen Stellungen der Laufradschaufeln, deren Profilhöhen bekannt waren, und bei verschiedenen Drehzahlen. Die Turbine war vollständig mit Wasser gefüllt: durch besondere Massnahmen konnte ein allfälliger, wenn auch geringer Einfluss des Leckwassers durch den geschlossenen Leitapparat einwandfrei eliminiert werden.

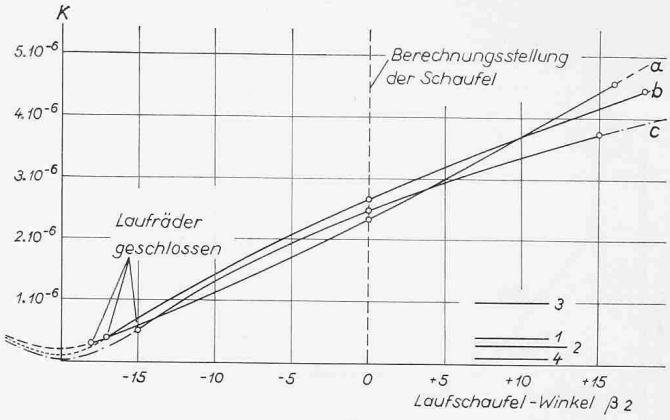

Bild 9. Verlauf der K-Werte (Formel [5]) in Abhängigkeit vom Schaufelverdrehwinkel β_2 bei verschiedenen Schaufelzahlen

a) 4 Schaufeln b) 5 Schaufeln c) 6 Schaufeln

1 Laufrad Wettingen, in Wasser

2 Mittelwert aus den Schwungradversuchen des Institutes

3 Schwungradscheibe wie 2, jedoch am Umfang mit kleinen Peltonbechern besetzt deren Breite 3 Prozent des Scheibendurchmessers betrug.

4 Nach Arbeitsblatt Dickmann [9] für hohe Reynoldszahlen.

Die Versuche erhalten dadurch besonderes Gewicht, dass sie mit einem der Laufräder und zwei verschiedenen Schaufelstellungen in Luft wiederholt wurden. Die Tatsache, dass die mit einer vielfach kleineren Waagbelastung gefundenen Koeffizienten K auf 15% bis höchstens 20% mit den in Wasser gemessenen übereinstimmten, zeigt sowohl die Zuverlässigkeit der verwendeten Messeinrichtung als auch die Zweckmässigkeit der von Escher Wyss vorgeschlagenen Berechnungsformel. Diese lautet:

(5) $$P_v = 0{,}00103 \cdot K \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot$$

Darin ergibt sich die Leistung in kW, die Drehzahl ist in Umdrehungen pro Minute einzusetzen und der Laufraddurchmesser in Meter. Für Wasser gilt $\gamma_W = 1000$ kp/m³, für Luft etwa $\gamma_L = 1{,}17$ kp/m³.

In Bild 9 sind die experimentell gefundenen K-Werte über dem Laufradwinkel β_2 aufgetragen. Der kleinste Messpunkt jedes Laufrades entspricht der geschlossenen Stellung des Rades.

3.6 *Berechnung mit Arbeitsblatt*

Es liegt auf der Hand, dass schon viele Versuche unternommen wurden, die Ventilationsverluste zu berechnen, vor allem wenn man entsprechend Bild 8 das geschlossene Kaplan-Laufrad durch eine glatte Scheibe zweckmässiger Dicke ersetzen würde. Aus der umfangreichen Literatur soll nur auf die Publikationen von *Pantell*, «Versuche über Scheibenreibung» [6], und *Linnecken*, «Der Radreibungsverlust, insbesondere bei Turbomaschinen» [7] verwiesen werden. Grundlegend jedoch war die Publikation von *Schultz/Grunow*: «Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen» [8]. Aus ihr hat *Dickmann* [9] ein Arbeitsblatt gemäss Bild 10 entwickelt. Im zugehörigen Erläuterungsblatt ist der Momentenbeiwert wie folgt angegeben:

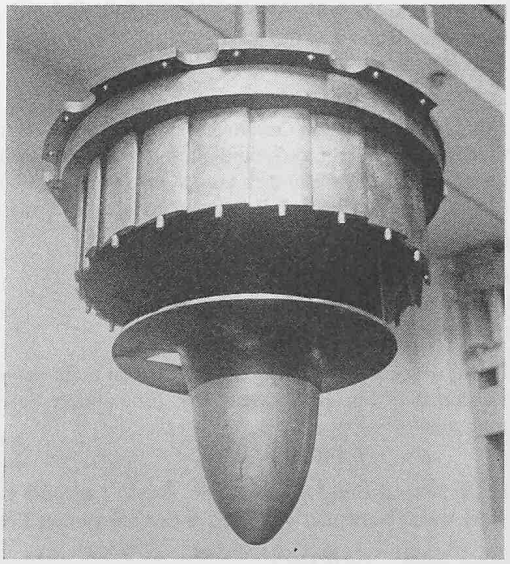

Bild 8. Sechsschaufliges Modell-Laufrad in geschlossener Stellung.

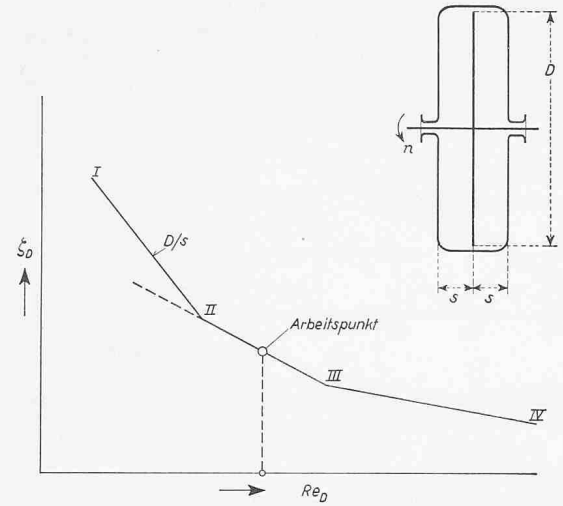

Bild 10. Prinzipieller Aufbau des Arbeitsblattes nach Dickmann [9] zur Berechnung des Momentenbeiwertes ζ_D rotierender glatter Scheiben.

$$\zeta_D = \frac{M \cdot g}{\gamma \cdot n^2 \cdot D^5}$$

In unsere Bezeichnungsart umgewandelt erhält die Formel für die Berechnung des Ventilationsverlustes schliesslich die Form:

(6) $$P_v = k \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot \zeta_D$$

Darin ist $k = \dfrac{2\pi}{g \cdot 60^3 \cdot 102} = 2{,}9 \cdot 10^{-8}$

3.7 *Berechnung aus Schwungrad-Verlustmessungen*

Die in Kapitel 2.2 beschriebene Einrichtung wurde ebenfalls verwendet, um die Ventilationsverluste von Schwungrädern aller Art zu messen [2]. In starker Annäherung an die dem Arbeitsblatt Dickmann zu Grunde gelegten Verhältnisse stehen aus den in unserem Institut durchgeführten Messungen auch Werte zur Verfügung, welche mit einer sehr dünnen Schwungradscheibe gemessen wurden (Aussendurchmesser 920 mm, Dicke 25 mm, Relativdicke 2,8%). Die dort gefundenen Werte führten zu folgender Berechnungsformel:

$$K = 0{,}28 \cdot 10^{-6} \cdot \left(1 + 1{,}8 \frac{B_a}{D_a}\right)$$

Damit kann ein direkter Vergleich mit den Escher Wyss-Messungen vorgenommen werden.

3.8 *Weiterer theoretischer Ansatz*

Der allgemeine Ansatz für die Reibungskraft einer mit der Geschwindigkeit c überstrichenen Fläche lautet

$$dW = C_M \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot dF$$

Betrachtet man das Laufrad als rotierende Scheibe, so ergibt sich die Elementarfläche von der Breite dr auf dem Radius r für beide Seiten berechnet zu

$$dF = 2 \cdot 2\pi\, r dr$$

Die dort herrschende Geschwindigkeit c kann leicht aus der am Umfang herrschenden Geschwindigkeit c_s berechnet werden. Das Elementar-Moment dM ergibt sich zu $dW \cdot r$. Integriert über den ganzen Radius r, ohne Berücksichtigung der Nabe, erhält man für die Leistung

(7) $$P_v = M \cdot \omega = K' \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot D^5$$

worin bedeutet:

$$K' = \frac{\pi^4}{80 \cdot 9{,}81 \cdot 30^3 \cdot 102} \cdot C_M$$

Der C_M-Wert kann direkt dem Buch von *Schlichting* [10] entnommen werden, z.B. Fig. 10, 14. Seite 191. Eine andere Berechnungsart erhält man aus

$$C_M = 0{,}146 \cdot Re^{-1/5}$$

entsprechend Fig. 5, 14. Seite 86. Darin kann die Reynolds-Zahl beispielsweise berechnet werden aus der bekannten Formel

$$Re = \left(\frac{0{,}316}{\lambda}\right)^4$$

Hier ist λ aus den Druckverlustberechnungen für Rohrleitungen gut bekannt.

Es gilt aber auch die Beziehung:

$$Re = \frac{R^2 \cdot \omega}{\nu} = \frac{D^2 \cdot \omega}{4 \cdot \nu} = \frac{D^2 \cdot n \cdot \pi}{\nu \cdot 4 \cdot 30}$$

3.9 *Vergleich der Berechnungsarten*

3.9.1 *Versuch Wettingen*

Rechnet man mit der Escher Wyss-Formel (5) auf Grund der in Wettingen gemessenen Leistung von 780 kW den Koeffizienten K aus, so ergibt sich:

$$K = 0{,}418 \cdot 10^{-6}$$

Dieser Wert passt sehr gut in das Diagramm von Bild 9, wo für ein ebenfalls sechsschaufliges Laufrad für geschlossene Stellung ein Wert von $0{,}49 \cdot 10^{-6}$ abgelesen werden kann. Damit wäre zwischen einer Kraftwerksmessung und den Laborversuchen über die Formel von Escher Wyss ein befriedigender und offenbar zuverlässiger Zusammenhang geschaffen.

3.9.2 *Schwungradversuche des Institutes*

Wir haben die Ergebnisse unserer Messungen mit einer glatten Schwungradscheibe von 2,8% Dicke auf folgende Scheiben übertragen und dabei K-Werte bekommen, die durchaus vernünftig in das Diagramm von Bild 9 hineinpassen.

Glatte Scheibe, unendlich dünn	$K = 0{,}280 \cdot 10^{-6}$
Glatte Scheibe, 2% dick	$K = 0{,}289 \cdot 10^{-6}$
Glatte Scheibe, 10% dick	$K = 0{,}330 \cdot 10^{-6}$

Das Mittel dieser Werte von etwa $0{,}3 \cdot 10^{-6}$ ist in Bild 9 als Horizontale 2 eingetragen.

Könnte man die Laufradschaufeln durchdrehen, so müsste sich bei irgend einer Stellung ein minimaler K-Wert ergeben. Bei noch weiterem Durchdrehen müsste der K-Wert wieder steigen. Bild 9 zeigt, dass die Gerade 2 durchaus als Tangente an den Minimalpunkt aufgefasst werden könnte. Damit haben wir versucht, den wahrscheinlichen Minimalwert festzustellen.

Da es sich bei einem geschlossenen Laufrad aber nicht um eine glatte Scheibe handelt, sondern um eine unterbrochene Fläche, herrührend von der Verwindung der Schaufeln, ist zweifellos infolge der inneren Radprofile eine gewisse Pumpwirkung vorhanden. Wir haben versucht, diese Schaufelverwindung durch eine Anzahl kleiner Pelton-Becher zu ersetzen, die am Umfang der rotierenden Scheibe angebracht sind und eine Breite von nur 3% des Scheibendurchmessers aufweisen. Die Gerade 3 in Bild 9 entspricht dem so erhaltenen Wert von $K = 1 \cdot 10^{-6}$. Man sieht, dass jede Pumpwirkung den Verlust sofort stark erhöht.

3.9.3 *Arbeitsblatt Dickmann*

Wendet man die Berechnungsmethode des Arbeitsblattes Dickmann nach Bild 10 an, wobei entsprechend den bei unseren hydraulischen Maschinen vorhandenen Reynoldschen Zahlen Momentenbeiwerte von 1 bis $3 \cdot 10^{-3}$ angenommen werden, so ergibt sich im Mittel für die Escher Wyss-Formel ein Wert von $K = 0{,}05 \cdot 10^{-6}$, welcher in Bild 9 als Gerade 4 eingetragen ist. Dieser Wert dürfte für unser Problem zweifellos mehrfach zu niedrig sein.

3.9.4 *Theoretischer Ansatz nach* 3.8

Berechnet man für einen Reibungskoeffizienten von $\lambda = {}^1/_{60}$, wie er heute etwa für glatte geschweisste Rohrleitungen benützt wird, nach der Formel von Escher Wyss über den theoretischen Ansatz den K-Wert, so erhält man $K = 0{,}617 \cdot 10^{-6}$. Dieser rein theoretisch berechnete Wert ist in der Grössenordnung richtig, liegt aber doch wesentlich über den mit geschlossenen Rädern gemessenen K-Werten, was kaum möglich ist. Mit einer Scheibe im Gehäuse hat man jedoch nur ungefähr den halben Wert gemessen: berücksichtigt man diese Reduktion, so würde das Ergebnis wiederum plausibel erscheinen.

Berechnet man die Reynoldszahl nach der zweiten Methode, so erhält man für die Ventilationsleistung direkt:

(8) $$P_v = 0{,}874 \cdot 10^{-9} \cdot \gamma \cdot n^{2,8} \cdot D^{4,6}$$

Die hier auftretenden Exponenten von n und D lassen vermuten, dass die Formel (4) auf dieser Basis aufgebaut wurde. Wir haben deshalb darauf verzichtet, die obenstehende Formel numerisch nachzuprüfen.

3.9.5 *ASME-Formel*

Auf Grund der gegebenen Dimensionen für das Wettinger-Laufrad und für die Modellräder (Drehzahl $n = 400$ U/min angenommen) wurden die Ventilationsleistungen nach der ASME-Formel berechnet und nach Einsetzen dieser Leistungen in die Escher Wyss-Formel die sich so ergebenden K-Werte ermittelt, die mit den gemessenen K-Werten verglichen werden können. Zwei Feststellungen mussten dabei gemacht werden:

a Die so erhaltenen K-Werte sind sowohl bei den Modellrädern als auch beim Wettinger-Rad sieben- bis zehnmal zu hoch.

b Mit dem in der ASME-Formel enthaltenen Ansatz bezüglich der Berücksichtigung der Profil-Höhen ergeben sich viel zu kleine Unterschiede zwischen Rädern mit flachgestellten und steilen Schaufeln. Nach unserer Feststellung wächst der K-Wert mindestens linear mit dem Wert $(B_t + B_h/4)$. Die wenigen hier vorhandenen Versuchsunterlagen gestatten es jedoch nicht, die ASME-Berechnungsformel so zu ändern, dass wiederum mit einem konstanten, von der Stellung der Laufschaufeln unabhängigen Berechnungskoeffizienten gerechnet werden darf.

3.9.6 *IEC-Formel*

Ähnlich unbefriedigend liegen die Verhältnisse mit der IEC-Formel. Wir haben ebenfalls mit ihrer Hilfe für die Modellräder und für das Wettinger-Rad die Koeffizienten berechnet und dabei widersprüchliche Ergebnisse erhalten:

a bei den Modellrädern ergaben sich mit der Formel fünf- bis achtmal zu grosse K-Werte.

b Auf das Wettinger-Laufrad angewendet war der sich ergebende Zahlenwert für K_{vk} etwa dreimal zu klein.

Vorläufig konnte für diese Feststellungen keine Erklärung gefunden werden. Eine Verbesserung der internationalen Formel lässt sich wohl auch nur erreichen, wenn viel mehr zuverlässige Messwerte zur Verfügung stehen.

3.9.7 *Andere Darstellungsart der Escher Wyss-Resultate*

An der Strömungstagung vom Frühling 1963 in Freiburg im Breisgau hat *J. Osterwalder* eine sehr zweckmässige und einfache Darstellung der Versuchsergebnisse gebracht. In Bild 11 hat er über dem Schaufelverdrehwinkel β_2 den spezifischen Wert M_{11}/K_{u1}^2 aufgetragen. Es zeigt sich, dass sich in dieser Darstellung in erster Annäherung Geraden ergeben, und dass die Unterschiede zwischen den drei gemessenen Betriebszuständen recht gering sind.

3.10 *Zusammenfassung*

Auf Grund der vorstehenden Ausführungen muss leider festgestellt werden, dass nach unseren Unterlagen die Verhältnisse bei Axialmaschinen weder durch die ASME-Formel noch durch die vorgeschlagene IEC-Formel richtig erfasst werden.

4. Radial-Laufräder

4.1 *Allgemeines*

Weitaus am wichtigsten, aber auch am kompliziertesten und schwierigsten zu erfassen sind die Ventilations- und Reibungsverluste von Radial-Laufrädern, seien es nun solche von Francis-Turbinen oder von Zentrifugalpumpen. Die in der Einleitung unter (a) bis (f) aufgeführten Fälle, wo man diese Verluste möglichst genau kennen sollte, können bei Radialrädern alle auftreten. Gleichzeitig beeinflussen weitgehend auch alle in der Einleitung angegebenen Grössen mit grosser Wahrscheinlichkeit diese Verluste.

4.2 *Unterlagen*

Eine vom Institut vorgenommene Umfrage zur Beschaffung von Unterlagen hatte nur einen bescheidenen Erfolg. Es zeigte sich deutlich, wie wenig zuverlässige Messungen eigentlich vorhanden sind und wie schwierig es ist, zu diesen wenigen Werten nachträglich die bei der Messung herrschenden Versuchsbedingungen zu beschaffen. Insgesamt standen uns für unsere Untersuchungen folgende Werte zur Verfügung:

Francisturbinen horizontal	7 Anlagen	12 Messwerte
Francisturbinen vertikal	5 Anlagen	9 Messwerte
Speicherpumpen horizontal	3 Anlagen	4 Messwerte
Speicherpumpen vertikal	1 Anlage	3 Messwerte

Diese Erfahrungszahlen betreffen Anlagen, deren Erstellung sich über vier Jahrzehnte erstreckte! Es ist klar, dass in dieser Zeit sowohl die Formgebung der Schaufelungen als auch diejenige der Labyrinthspalte zum Teil wesentlich geändert hat. Es soll aber gleich festgestellt werden, dass unter den aufgetretenen «Ausreissern» sich einige Werte von alten *und* neuen Anlagen befinden.

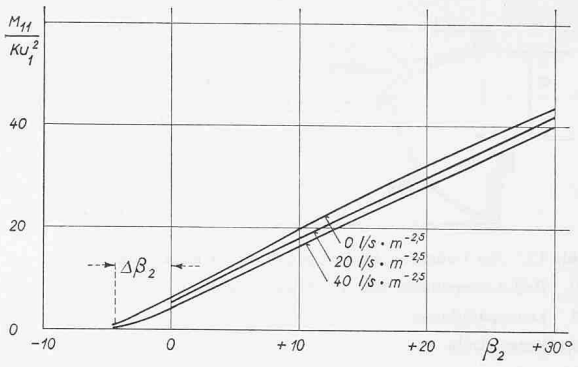

Bild 11. Spezifische Bremsmomente eines Kaplanturbinenlaufrades in Abhängigkeit von der Schaufelstellung β_2 bei verschiedenen kleinen spezifischen Wasserdurchlässen Q_{11}, d.h. sehr kleinen Leitapparat-Öffnungen, bzw. kleinen Spaltverlusten (Versuchsergebnisse Escher-Wyss nach J. Osterwalder)

$M_{11} = M/D^3 H \qquad Q_{11} = Q/D^2 H$

$K_{u1} = u_1/\sqrt{2g H} = 0{,}0524\, n D/\sqrt{2g H}$

$M_{11}/K_{u1}^2 = \sim 1{,}25\,(\beta_s + \Delta\beta_s)$

Schwierig zu beschaffen waren insbesondere auch die Angaben bezüglich der Lage des Unterwasserspiegels. Die Auswertungen haben jedoch gezeigt, dass durch dessen Berücksichtigung die Streuung der aus den Messergebnissen berechneten Koeffizienten nicht wesentlich verringert werden kann.

4.3 *Bekannte Formeln*

Nachstehend sollen die bisher bekannten und die allfällig davon abzuleitenden genaueren Formeln nacheinander behandelt werden und zwar ungefähr in der Reihenfolge eines immer komplizierteren Aufbaues. Bei allen diesen Formeln handelt es sich um mehr oder weniger theoretische Ansätze, wobei die Koeffizienten ausnahmslos statistischer Herkunft sind.

4.3.1 *«Amerikanische Formel»*

Es scheint, dass bei einigen schweizerischen Konstruktionsfirmen die folgende, offenbar aus einer amerikanischen Publikation stammende Formel verwendet wird:

$$P_{v1} = K_{v1} \cdot 10^{-6} \cdot B \cdot D^4 \cdot n^3$$

Alle aus amerikanischer Quelle stammenden Formeln sind bereits ins metrische System umgerechnet, derart, dass sich die Verlustleistungen in kW ergeben. Die vorstehende Formel ergibt einen Wert von $K_{v1} = 0{,}248$, der von einem Konstrukteur noch vorsichtigerweise um rund 50% auf 0,37 erhöht wurde. Ein anderer Konstrukteur dagegen ist der Meinung, dass der Wert $K_{v1} = 0{,}205$ ebenso zuverlässig sei.

4.3.2 *ASME-Formel*

Die im Power Test Code (PTC) der ASME, Druckschrift 18–1949, Ziff. 55, Seite 13 angegebene Formel lautet umgerechnet:

$$P_{v2} = K_{v2} \cdot 10^{-8} \cdot H \cdot B \cdot D^4 \cdot n^3 \qquad \text{mit } K_{v2} = 0{,}693$$

Diese zweite Formel unterscheidet sich von der ersten nur durch die Berücksichtigung des Gefälles H und soll für Gefälle zwischen 26 und 250 m gelten.

4.3.3 *IEC-Field Test Code* 1963

In der jetzt im Druck erschienenen zweiten Auflage des Field Test Code der Internationalen Elektrotechnischen Kommission ist im zweiten messtechnischen Teil, Kap. 2.4.1, eine Formel für die Berechnung der Ventilationsverluste angegeben, die allgemein für alle Turbinentypen gilt, sie lautet:

$$P_{v3} = K_{v3} \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\gamma_a}{g} \cdot D^5 \cdot n^3$$

Der Koeffizient K_{v3} für Francis-Turbinen (also für Radialräder), ohne Kühlwasser in den Labyrinthen, ist hier:

$$K_{v3} = \frac{1}{n^{0,2} \cdot D^{0,4}} \cdot \left[0{,}2 + 0{,}03 \left(\frac{n_s - 140}{100} \right)^2 \right]$$

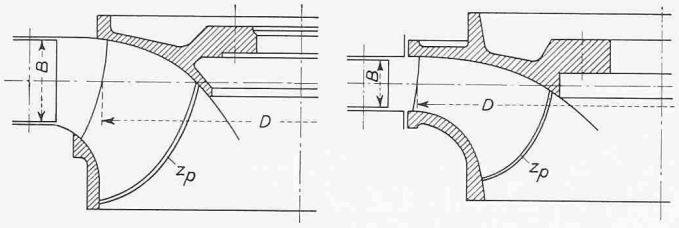

Bild 12. Zur Definition der Bezugsgrössen für Radialräder

D Rad-Aussendurchmesser bei Mitte Leitapparat

B Leitapparatbreite

Zp Schaufelzahl

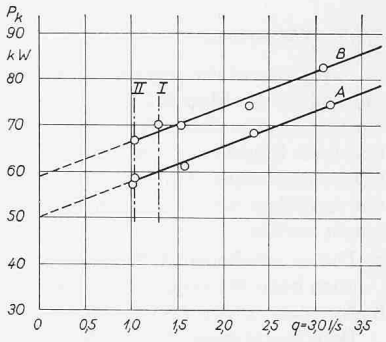

Bild 13. Ventilations-Verlustleistungen P_k des Pumpenlaufrades von zwei hydraulischen Kupplungen A und B im Turbinenbetrieb in Abhängigkeit von der Labyrinth-Kühlwassermenge *q*. A, B Maschinengruppen.

I Einstellung von *q* bei den Hauptversuchen zur Wirkungsgradmessung.

II spätere, endgültige Einstellung

Darin berechnet sich die spezifische Drehzahl n_s in der üblichen Weise mit der Turbinenleistung in PS. Auch hier gelten die Hinweise von Kapitel 3.3 über die Herkunft der Formel.

4.3.4 *Bessere Erfassung des Gefällseinflusses*

Eine erste Untersuchung über die möglichen Einflüsse durch andere Grössen ergab eine zur ASME-Formel verfeinerte Erfassung des Gefällseinflusses nach dem Ansatz:

$$P_{v4} = K_{v4} \cdot 10^{-6} \cdot B \cdot D^4 \cdot n^3 \cdot [a + b \cdot H]$$

Es sei vorweggenommen, dass sich aus unseren Versuchsunterlagen die Koeffizienten ergaben zu:

$$a = 0{,}4 \qquad b = 0{,}0016$$

4.3.5 *Einfluss des Unterwasserspiegels*

Ausgehend von der Überlegung, dass der Unterwasserspiegel den Luftdruck hinter dem Laufrad bestimmt, haben wir auf entsprechenden Vorschlag hin die Formel in 4.3.4 durch den Faktor ergänzt:

$$\left[a + b\left(\frac{H_z + 10}{10}\right)\right]$$

Darin soll H_z den Vertikalabstand zwischen dem Unterwasserspiegel und Mitte Leitapparat (bei vertikaler Welle), bzw. Mitte Turbinenwelle (bei horizontaler Welle) bedeuten. Als Zulaufhöhe ist H_z positiv. Damit wurde indirekt allenfalls auch die Dichte der Druckluft berücksichtigt, die für eine Spiegelabsenkung im Saugrohr benötigt wird.

4.3.6 *Weitere Kombinationen*

Es kann auch ein andersgearteter Einfluss des Wertes H_z untersucht werden, ferner Kombinationen der Formel von 4.3.4 und 4.3.5.

4.3.7 *Einfluss der Labyrinthquerschnitte*

Vorausgeschickt sei, dass Formeln, welche die Berechnung des Ventilationsverlustes ermöglichen sollen, ohne Berücksichtigung des Einflusses von Kühlwasser in den Labyrinthspalten, als uninteressant betrachtet werden müssen. Natürlich brauchen schnellaufende Francis-Turbinen für die jetzt von der Kaplan-Turbine beherrschten Gebiete keine Labyrinthe, die beispielsweise im Phasenschieberbetrieb eine Kühlung benötigen. Sobald aber die Gefälle die 100 m-Grenze übersteigen, wäre es wohl zu riskant, die Maschinen ohne Labyrinthkühlung längere Zeit laufen zu lassen, auch wenn für die Labyrinthringe und ihre Gegenringe Materialien gewählt werden, die grösste Sicherheit gegen ein Zusammenschweissen bieten.

Sobald aber Labyrinthkühlung vorhanden ist, haben wir es einerseits mit einer neuen Unbekannten zu tun, anderseits spielt die Reibung der Radseiten in diesem Betriebszustand nur noch eine untergeordnete Rolle. Dies um so mehr, als ja noch ein dritter Summand vorhanden ist, nämlich die reine Pumpwirkung des Laufrades. Wir sind deshalb zur Überzeugung gelangt, dass es für solche Radialräder wirklich keinen Sinn hat, für die Berechnung des kleinsten der drei Summ nden noch grosse theoretische Überlegungen anzustellen, sodass wir hier darauf verzichteten.

Da die Reibung ausser der Spaltgrösse und der Spaltwassermenge durch die totale Labyrinthfläche bestimmt wird, sollen die in den früher erwähnten Formeln als zweckmässig gefundenen *K*-Werte auf ihre allfällige Abhängigkeit vom Wert $(r \cdot b)$ geprüft werden. Der Aufbau dieser Formel bleibe vorläufig offen.

4.3.8 *Verlustleistungen im Verhältnis zur Radleistung*

Eine erste Überprüfung der vorliegenden Messwerte hat eine überraschend kleine Streuung der *K*-Werte ergeben, wenn der einfache Ansatz verwendet wird:

$$P_{v8} = K_{v8} \cdot P_{mech} \cdot D \cdot n$$

Darin bedeutet P_{mech} die Leistung (P_t bei Turbinen bzw. P_w bei Pumpen) bei dem bezüglich Wirkungsgrad besten Gefälle, bzw. besten Förderhöhe. Bei diesem Ansatz sind in allen Fällen die Verlustleistungen und die mechanischen Leistungen pro Rad und pro Stufe zu verstehen. Doppelflutige Pumpenlaufräder zählen doppelt.

4.4 *Kontrolle der Formeln*

4.4.1 *Definitition der Bezugsgrössen*

In Bild 12 sind die von uns verwendeten Dimensionen am Beispiel je eines langsam- und schnelllaufenden Francisturbinen-Laufrades dargestellt. Für die Laufräder von Speicherpumpen gilt ungefähr das Pro-

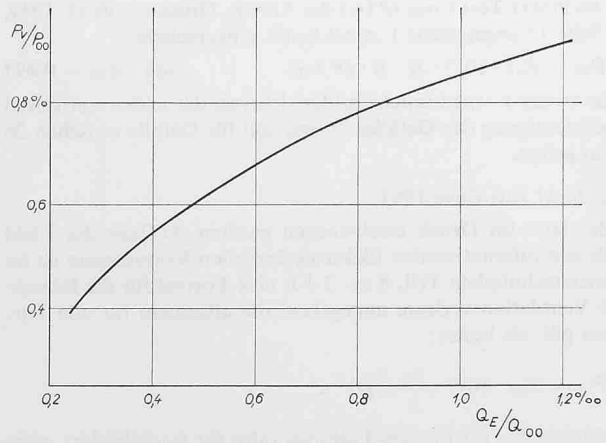

Bild 14. Verhältnis der Ventilations-Leistungsverluste P_v zum Leistungsbedarf P_{00} der untersuchten Modellpumpe im Bestpunkt in Abhängigkeit des Verhältnisses der Labyrinthwassermenge Q_E zur Fördermenge Q_{00} der Pumpe im Bestpunkt. Drehzahl 2900 U/min.

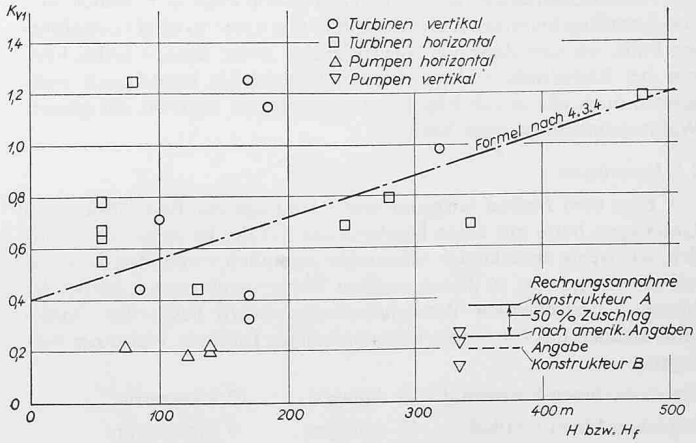

Bild 15. Koeffizienten K_{v1} der «USA»-Formel nach Abschnitt 4.3.1 in Abhängigkeit vom Gefälle *H* bzw. von der Förderhöhe H_f

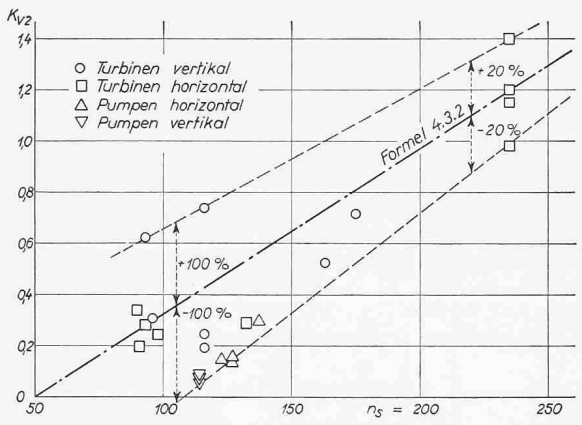

Bild 16. Koeffizienten K_{v2} der ASME-Formel nach Abschnitt 4.3.2 in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl n_s

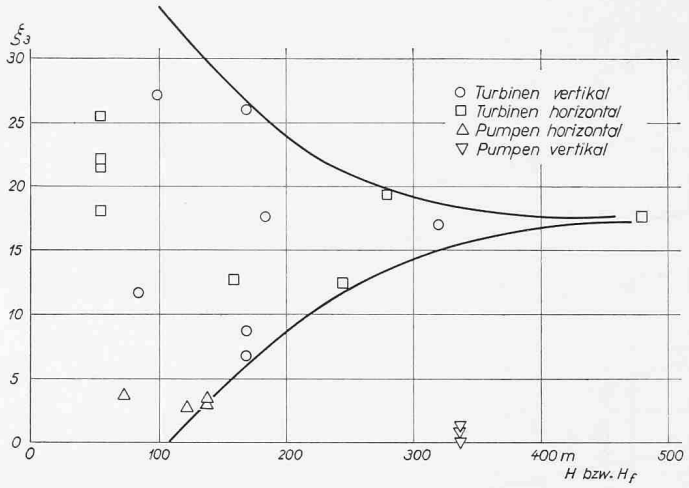

Bild 18. Verhältnis ξ_3 (wie bei Bild 17) in Abhängigkeit vom Gefälle H bzw. von der Förderhöhe H_f

fil des Francis-Langsamläufers. Mit b bezeichnen wir die Breite eines engen Labyrinthspaltes, in axialer Richtung gemessen, mit r den Radius, auf dem sich dieser Labyrinthspalt befindet. Als eigentliche Labyrinthspalte sollen nur solche von etwa 0,75–1,5 mm Weite betrachtet werden.

4.4.2 *Einfluss des Kühlwassers*

Es besteht kein Zweifel, dass die Kühlwassermenge bei sonst gleichen Verhältnissen die Ventilationsleistung eines Radialrades stark beeinflussen kann. Der Verfasser hatte selbst vor Jahren Gelegenheit, an der mitrotierenden Pumpen-Hälfte einer hydraulischen Kupplung zu einer Speicherpumpe die minimale Kühlwassermenge einzuregulieren. Bild 13 zeigt den Verlauf der Ventilations-Verluste dieser Kupplungshälfte in Funktion der Labyrinth-Kühlwassermenge q bei einer Leistung der Speicherpumpe von etwa 4500 kW.

In Bild 14 sind die an einer Modellpumpe mit aller Sorgfalt gemessenen Ventilationsverluste als Prozentsatz der Maschinenleistung angegeben, aufgetragen über der Spaltwassermenge in Prozenten der Betriebswassermenge der Maschine. Die Bezugsgrössen beziehen sich auf den Betriebszustand mit bestem Wirkungsgrad. Das Diagramm zeigt, dass durch Variation der Kühlwassermenge im Verhältnis 1 : 4 die Ventilationsverluste sich im Verhältnis 1 : 2 ändern, wobei der Verlauf offensichtlich nicht linear ist. Leider war es nicht zulässig, die Versuche mit einer noch kleineren Kühlwassermenge durchzuführen. Man sieht jedoch, dass eine Extrapolation auf die Kühlwassermenge 0 zu einem sehr kleinen Ventilationsverlust führen würde.

4.4.3 *Diskussion der verschiedenen Formeln*

Bild 15 zeigt aus Versuchen gewonnene K_{v1}-Werte in Abhängigkeit von H. Wie ersichtlich ergibt die einfache amerikanische Formel nach 4.3.1 vor allem bei kleinen Gefällen eine sehr grosse prozentuale Streuung. Die von den Konstruktionsfirmen gewählten Koeffizienten genügen höchstens bei kleinem Gefälle, stimmen jedoch überraschend gut für alle Pumpenlaufräder. Die durch das Diagramm gelegte Gerade bildet die Grundlage für die Formel von Abschnitt 4.3.4.

Aus Bild 16 geht hervor, dass die ASME-Formel für grössere spezifische Schnelläufigkeiten eine verhältnismässig geringe Streuung aufweist. Diese ist jedoch für kleine Werte n_s, d.h. für Hochdruck-Francis-Turbinen, verhältnismässig gross. Durch Einführen einer Gleichung entsprechend der mittleren Geraden würde keine wesentliche Verbesserung erzielt.

Da die zukünftige IEC-Formel nach 4.3.3 variable K-Werte aufweist, wurden die Verhältniszahlen zwischen den theoretischen K-Werten zu denen, die sich aus den Versuchen ergeben, berechnet. Diese sind in Bild 17 versuchsweise über D und über n_s aufgetragen: Irgend eine Abhängigkeit ist nicht zu erkennen, jedoch ist offensichtlich, dass diese Formel für sozusagen alle Turbinen-Laufräder viel zu kleine Koeffizienten ergibt. Nur die Werte der Pumpen-Laufräder werden

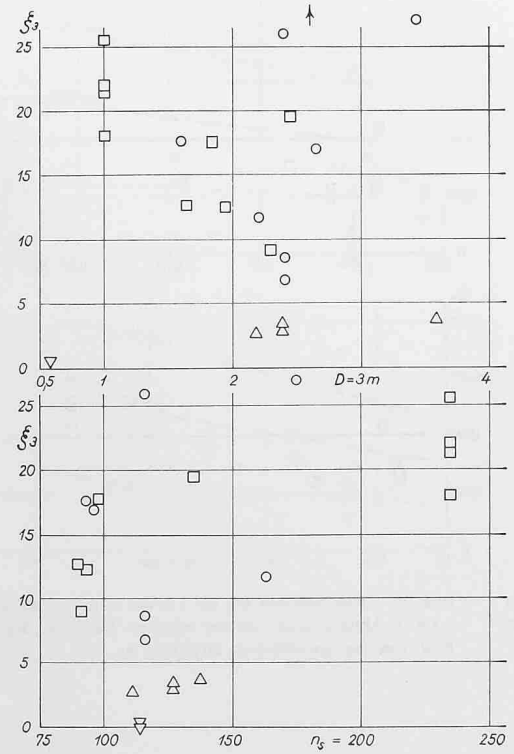

Bild 17 (links). Verhältnis ξ_3 der gemessenen K_{v3}-Werte zu den nach der IEC-Formel (Abschn. 4.3.3) berechneten in Abhängigkeit vom Radaussendurchmesser D bzw. von der spezifischen Drehzahl n_s.

○ Turbinen vertikal
□ Turbinen horizontal
△ Pumpen horizontal
▽ Pumpen vertikal

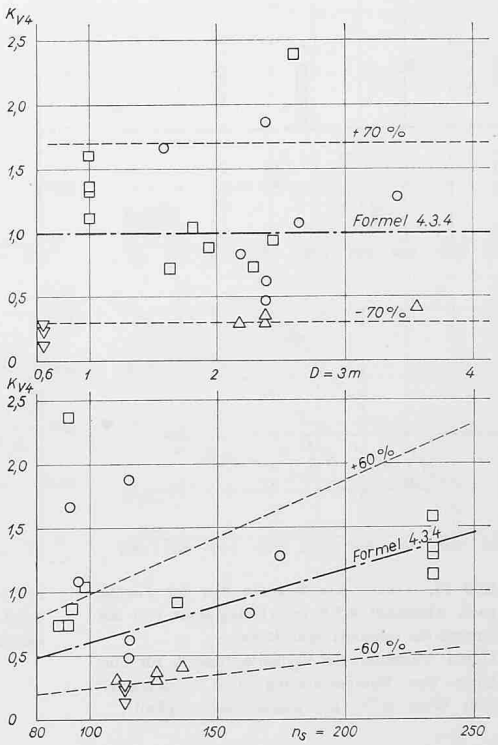

Bild 19. (rechts) Koeffizienten K_{v4} der Formel nach Abschnitt 4.3.4, oben in Abhängigkeit vom Durchmesser D, unten von der spezifischen Drehzahl n_s

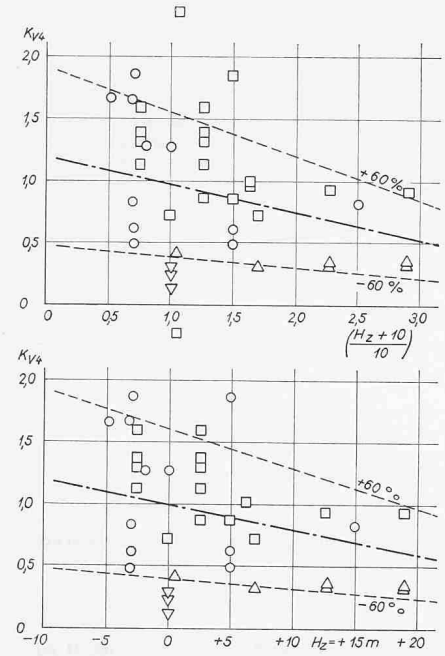

Bild 20. Koeffizienten K_{v4} der Formel nach Abschnitt 4.3.4 in Abhängigkeit von der Zulaufhöhe H_z bzw. vom Wert $(H_z + 10)/10$

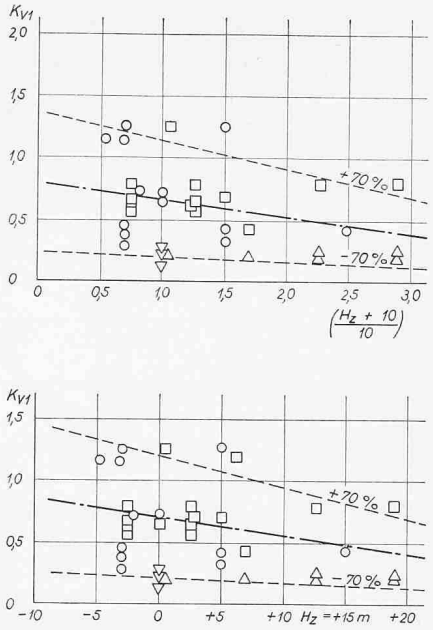

Bild 21. Koeffizienten K_{v1} der «USA»-Formel nach 4.3.1 in Abhängigkeit von der Zulaufhöhe H_z bzw. vom Wert $(H_z + 10)/10$

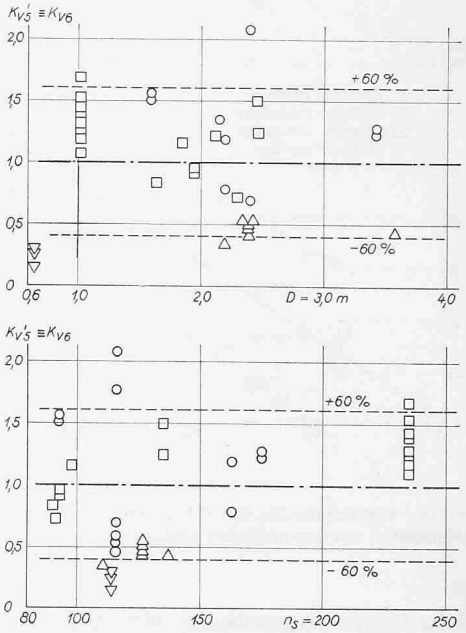

Bild 22. Koeffizienten K_{v5} der Formel nach Abschnitt 4.3.5 in Abhängigkeit vom Durchmesser D bzw. von der spezifischen Drehzahl n_s

besser erfasst: sie sind nur etwa dreimal zu hoch. Nach Bild 18 führt auch eine Kontrolle für die Abhängigkeit vom Gefälle zu keinem besseren Ergebnis.

Bild 19 ist zu entnehmen, dass die Formel 4.3.4 vom Durchmesser unabhängig ist. Auch wenn man einige «Ausreisser» nicht berücksichtigt, beträgt die Streuung noch ± 70%. Die Verhältnisse würden sich etwas verbessern, wenn man entsprechend Bild 19 unten eine weitere Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl einführen würde. Unserer Ansicht nach lohnt sich dies jedoch nicht, da auch ohne die «Ausreisser» die Streuung noch ± 60% beträgt.

Die Bilder 20 und 21 zeigen, dass weder für die Formeln (4.3.1) noch (4.3.4) irgend eine Abhängigkeit von der Zulaufhöhe H_z besteht, die eine Berücksichtigung lohnen würde. Schliesslich zeigt Bild 22, dass auch eine kompliziert aufgebaute Formel (nach Abschnitt 4.3.5), in der sowohl das Gefälle H als auch die Zulaufhöhe H_z enthalten sind, die Streuung nicht unter ± 60% verkleinert und auch keine Abhängigkeit vom Laufraddurchmesser D oder von der spezifischen Drehzahl n_s erkennen lässt. Das gleiche gilt für eine allfällige Abhängigkeit von der relativen Labyrinthfläche, denn Bild 23 oben zeigt keine Verringerung der Streuung.

Zusammenfassend muss festgestellt werden, dass sich auf Grund unserer Unterlagen die Berücksichtigung einer verfeinerten Formel kaum lohnt, und dass wir deshalb vorläufig die Verwendung der Formel von 4.3.4 vorschlagen möchten.

4.4.4 *Verlustleistungen im Verhältnis zur Radleistung*

Trägt man entsprechend Bild 23 unten die auf die Radleistung bezogenen Verlustleistungen über der Radumfangsgeschwindigkeit bzw. über dem Ersatzwert (nD) auf, so ergibt sich eine Streuung von nur ± 50%, wenn einige «Ausreisser» unberücksichtigt bleiben. Will man die Abhängigkeit von u nicht berücksichtigen, so steigt die Streuung nur wenig auf ± 55%. Bild 24 lässt erkennen, dass für den Koeffizienten nach Formel (4.3.8) weder über (nD) noch über H eine ausgeprägte Abhängigkeit besteht.

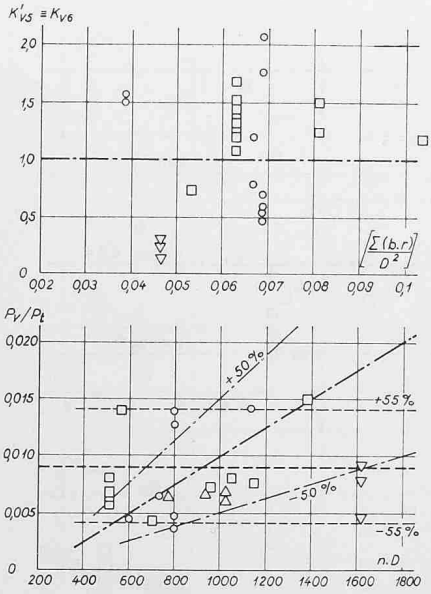

Bild 23. Oben: Koeffizienten K_{v5} der Formel nach Abschnitt 4.3.5 in Abhängigkeit von der Summe der relativen Spaltflächen.
Unten: Verhältnis der Verlustleistung P_v zur Turbinen- bzw. Pumpenleistung P_t in Abhängigkeit vom Wert $n \cdot D$ (Umfangsgeschwindigkeit).

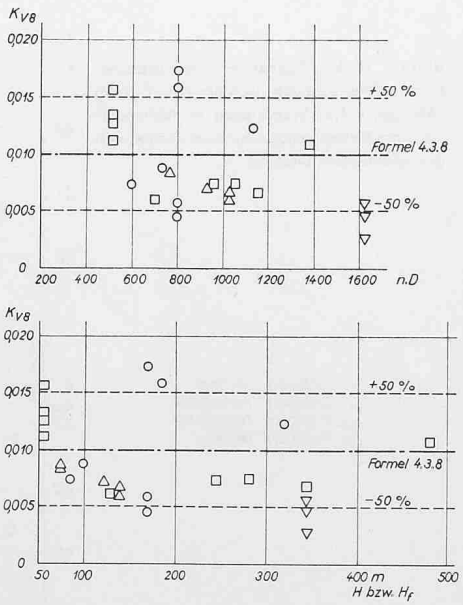

Bild 24. Koeffizienten K_{v8} der Formel nach Abschnitt 4.3.8 in Abhängigkeit vom Wert $n \cdot D$ bzw. vom Gefälle H (bzw. H_f).

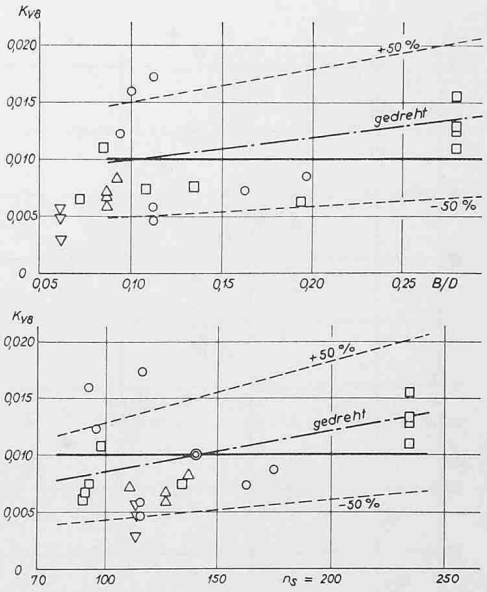

Bild 25. Koeffizienten K_{v8} der Formel nach Abschnitt 4.3.8 in Abhängigkeit von der relativen Radbreite B/D bzw. von der spezifischen Drehzahl n_s.

Abschliessend haben wir diese Formel noch auf eine allfällige Abhängigkeit von der relativen Radbreite B/D und von der spezifischen Drehzahl n_s geprüft. Bild 25 zeigt jedoch, dass sich eine Berücksichtigung dieser Grössen in der Formel des Abschnittes 4.3.8 zum Zwecke einer Verringerung der Streuung kaum lohnt; es müssten dann schon viel mehr Erfahrungswerte verfügbar sein.

Verglichen mit allen anderen Formeln ist zweifellos die Formel (4.3.8) eine ebenso einfache wie zuverlässige Berechnungsunterlage.

4.5 *Rechnungsvorschlag*

Auf Grund der vorstehenden Ausführungen haben wir für unsere Berechnungen jeweils die zwei Formeln (4.3.4) und (4.3.8) berücksichtigt und, wenn nicht andere Gründe dagegen sprachen, die so erhaltenen Verlustwerte arithmetisch gemittelt. Es haben sich immer offensichtlich vernünftige und von allen Parteien akzeptierte Werte ergeben.

5. Schlussbetrachtung

Wir haben versucht, einen Überblick über die bekannten Berechnungsformeln zu geben und sie mit den vorliegenden Versuchswerten zu vergleichen. Wir sind uns durchaus bewusst, dass dabei die rein theoretischen Überlegungen auf ein Minimum reduziert wurden. Auf Grund der Erfahrungen mit einer grossen Zahl von Maschinen, sowohl Turbinen als auch Pumpen und hydraulischen Kupplungen, sind wir jedoch zur Überzeugung gelangt, dass hier den rein theoretischen Versuchen zur numerisch zuverlässigen Erfassung aller Verlustquellen sehr früh eine Grenze gesetzt ist. Die Ursache hiefür sehen wir in erster Linie in der sehr verschiedenartigen Ausbildung der Drosselstrecken und in der Menge des eingeführten Kühlwassers, sowie in der Art seiner Zu- und Ableitungen.

Seit der Abfassung dieser Arbeit hatte der Verfasser Gelegenheit, neue Ventilationsmessungen an den Laufrädern der Hochdruck-Francisturbinen zweier Speicherpumpen-Turbinengruppen durchzuführen. Im Auslegungspunkt, d.h. bei bestem Wirkungsgrad, fördern die Pumpen je 4 m³/s auf 467 m bei einer Leistungsaufnahme von rund 21 MW. Die Francisturbinen ergeben unter dem Auslegungsgefälle von 474 m (max. rund 510 m) eine Leistung von rund 63 MW. In Bild 26 sind die Versuchsergebnisse von beiden Gruppen dargestellt. Daraus geht folgendes hervor:

a) Aus Kurve *a* ist zu ersehen, dass, sobald der Leitapparat auch nur wenig geöffnet ist, seine Stellung keinen grossen Einfluss mehr ausübt.

b) Kurve *b* zeigt den Einfluss der Kühlwassermenge q für die Labyrinth-Berieselung. Mit $q = 0$ würde der Ventilationsverlust auf etwa 375 kW fallen, also auf etwa 43 % des bisher «eingestellten» Wertes bei offenem Kühlwasserhahn.

c) Der Dauermesspunkt *c* zeigt, dass die Betriebszustände gut reproduzierbar sind.

d) Von besonderem Interesse war die Wiederholung der Messungen an Gruppe I. Kurve *d* liegt erheblich tiefer, nämlich je nach der Kühlwassermenge um 100 bis 150 kW, was bei zwei zeichnungsmässig identischen Turbinen überrascht. Auf Grund der vorliegenden Betriebsdaten ist die Vermutung berechtigt, dass bei Gruppe I die Labyrinthspalte grösser sind als bei Gruppe II.

Von der Firma Riva sind mir schliesslich dieser Tage ebenfalls zuverlässige Messresultate von einem Francisturbinen-Laufrad für etwa 31 MW unter 165 m Gefälle bei 428 U/min zur Verfügung gestellt worden. Danach betrugen die Ventilationsleistungen

im Fall a: Laufrad vollständig im Wasser, mit etwa 15 m Gegendruck, Absperrorgane beidseitig offen, Leitapparat zu
$P_v = 1630$ kW

im Fall b: Absperrorgane zu, Spirale leer, Leitapparat 2/10 offen, etwa 100 mm Wasser über Unterkant Saugrohr der horizontalen Turbine, Spalt-Berieselungswassermenge
$q = 5$ l/s
$P_v = 310$ kW

im Fall c: Gleicher Betriebszustand wie bei b, aber Saugrohr entleert
$P_v = 250$ kW

im Fall d: Gleicher Betriebszustand wie c, aber ohne Spaltberieselungswasser
$P_v = 114$ kW

Man sieht, dass der Einfluss des Berieselungswassers ähnlich ist wie bei unseren Versuchen nach Bild 26.

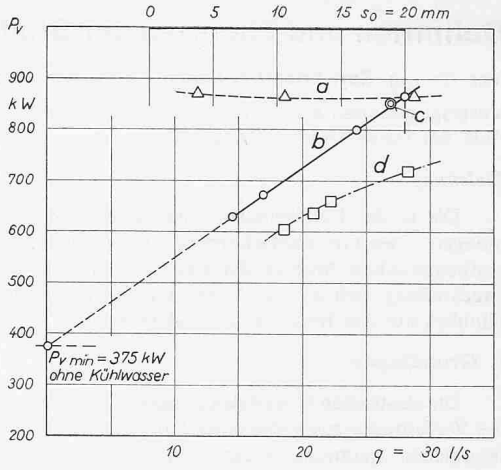

Bild 26. Gemessene Ventilationsverlustleistungen P_v der Laufräder von zwei Hochdruck-Francisturbinen in Abhängigkeit von der Labyrinth-Kühlwassermenge q bzw. von der Öffnung des Leitapparates s_0 (gemessen am Regulierring)

a P_v in Abhängigkeit von s_0 bei $q = 27{,}8$ l/s

b P_v in Abhängigkeit von q bei $s_0 = 10{,}7$ mm

c Dauerversuch mit offenem Kühlwasserhahn und $s_0 = 7{,}8$ mm

a b c gemessen an Gruppe II

d wie *b*, jedoch gemessen an Gruppe I

Dass bei Radialrädern bei sonst gleichen Dimensionen die *Pumpen*-Laufräder offensichtlich erheblich kleinere Ventilationsverluste aufweisen, führen wir in erster Linie auf die Schaufelung zurück. Dies dürfte insbesondere bei verhältnismässig grossen Labyrinth-Kühlwassermengen von erhöhtem Einfluss sein.

Vor wenigen Tagen vernahmen wir, dass ein speziell bestelltes Komitee der ASME den Auftrag hat, das Kapitel «Windage and Friction» im Power Test Code 18, Ziff. 55, für Radial-Räder, insbesondere von Francisturbinen, zu revidieren. Bereits liegt ein vorläufiger interner Bericht vor, der aber nach Eingang der «europäischen» Unterlagen überarbeitet werden soll. Trotzdem sind darin schon Vorschläge für besser passende Berechnungsformeln enthalten, die jedoch nur bis zu einem höchsten Gefälle von etwa 285 m durch Messresultate belegt sind.

Das Problem ist offensichtlich bis heute weder theoretisch noch für den praktischen Bedarf befriedigend gelöst. Das Institut beabsichtigt, mit Hilfe einer Rundfrage zu einer möglichst grossen Zahl von zuverlässigen Messwerten zu kommen und hofft dann, die bisherigen Studien auf eine solidere Grundlage stellen zu können.

Literatur-Verzeichnis

[1] Schweiz. Regeln für Wasserturbinen, Publikation SEV 178 (1957), 3. Auflage

[2] *R. Dubs:* Der Luftwiderstand von Schwungrädern, Riemenscheiben, Kupplungen und Scheiben. «Bulletin SEV» *45,* 20 (1954).

[3] *H. Gerber:* Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern; «Bulletin SEV» *47,* 9 (1956).

[4] Hydraulic Prime Movers. Power Text Code (PTC) 18-1949, New York 1949.

[5] IEC-Code for the field acceptance test of hydraulic turbines. Publication 41, 1963.

[6] *K. Pantell:* Versuche über Scheibenreibung. «Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens», Band *16,* Nr. 4 (1949/50).

[7] *H. Linnecken:* Der Radreibungsverlust, insbesondere bei Turbomaschinen. «AEG-Mitteilungen» *47* (1957) 1/2.

[8] *F. Schultz-Grunow:* Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen. ZAMM, *15,* Heft 4, Juli 1935, S. 191 ff.

[9] *H. E. Dickmann:* BWK-Arbeitsblatt 40 «Brennstoff, Wärme, Kraft», *5* (1953), Heft 10.

[10] *H. Schlichting:* Grenzschicht-Theorie. Verlag Braun, Karlsruhe, 3. Auflage, 1958.