Zeitschrift: Bulletin de l'Association suisse des électriciens
Herausgeber: Association suisse des électriciens
Band: 47 (1956)
Heft: 9

Artikel: Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern
Autor: Gerber, H.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-1058204

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: 22.08.2025

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

47e année N° 9 Samedi, le 28 avril 1956

BULLETIN

DE L'ASSOCIATION SUISSE DES ELECTRICIENS

ORGANE COMMUN

DE L'ASSOCIATION SUISSE DES ELECTRICIENS (ASE) ET DE L'UNION DES CENTRALES SUISSES D'ELECTRICITE (UCS)

Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern

Von *H. Gerber*, Zürich

621.241 : 621.3.017.6

Es werden die Versuche beschrieben, die mit verschalten und unverschalten Peltonturbinen-Laufrädern zum Zweck der Aufstellung einer befriedigenden Berechnungsgrundlage durchgeführt wurden. Die Modellversuchs-Resultate wurden ergänzt durch die gesammelten Ergebnisse von Messungen an grossen Laufrädern. Eine neu aufgestellte Berechnungsformel erlaubt es nun, die Ventilationsverluste von unverschalten Rädern zu berechnen, und unter Verwendung von Hilfsdiagrammen kann der Gehäuseeinfluss abgeschätzt werden. Die Resultate bei umgekehrtem Drehsinn und mit Einspritzung von Kühlwasser werden angegeben und die verschiedenen Messmethoden diskutiert.

Sont décrits les essais en laboratoire exécutés avec des roues Pelton libres et blindées, en vue d'établir une méthode suffisamment exacte pour le calcul des pertes par ventilation de telles roues. Les résultats ont été complétés par les valeurs recueillies sur les grandes roues des turbines exécutées. Une nouvelle formule permettra désormais de calculer avec une précision suffisante les pertes par ventilation des roues sans blindage, dont l'influence est retenue dans des diagrammes de correction. On a également mesuré les pertes avec rotation en sens inverse et sous l'influence de l'eau de refroidissement injectée. Finalement les différentes méthodes de mesure sont indiquées.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
2. Bezeichnungen
3. Die Versuchseinrichtung
4. Die untersuchten Modell-Laufräder
5. Die Verschalungsarten
6. Versuche und Messresultate
7. Auswertung
   a) Spezifische Dichte ϱ_L der Luft
   b) Exponent y für die Drehzahl n
   c) Die amerikanische Formel für P_v
   d) P_{v_0} für unverschalte Laufräder
8. Erste Anwendung auf grosse Laufräder
9. Einfluss der vereinfachten Verschalung bei den Modellversuchen
10. Verschalungs-(Gehäuse-)Formen der Ausführungen
    a) Horizontalachsige Freistrahl-Turbinen
    b) Vertikalachsige Freistrahl-Turbinen
    c) Messungen in Schleudergruben
11. Verschalungs-Korrektur bei grossen Laufrädern
12. Formel zur Berechnung der Ventilationsverluste von unverschalten einteiligen Laufrädern
13. Formel zur Berechnung der Ventilationsverluste von unverschalten mehrteiligen Laufrädern
14. Negative Drehrichtung
15. Einfluss von Spritzwasser zur Kühlung
16. Methoden für die Leistungsmessung
    a) Torsions-Dynamometer
    b) Antrieb mit Elektromotor
    c) Auslauf-Versuch
    d) Messung mit Zusatz-Heizung
    e) Variation von ϱ_L
17. Kontrolle der Gebrauchsformeln
18. Zusammenfassung

1. Einleitung

In seinem Aufsatz «Der Luftwiderstand von Schwungrädern, Riemenscheiben, Kupplungen und Scheiben» [1][1]) hat *R. Dubs* über die Resultate von Versuchen berichtet, die im Institut für Hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH durchgeführt worden waren. Nachdem die Versuchseinrichtung einmal bestand, war es naheliegend, im Institut auch die Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern zu messen.

Die Kenntnis dieser Verluste, einschliesslich des Einflusses der Gehäuseformen und deren Dimensionen, wird aus verschiedenen Gründen immer wichtiger. Die Grösse und die heutige Konstruktionsart der Generatoren, insbesondere der Rotoren, führen dazu, dass immer seltener eine Werkstattmontage mit nachfolgenden Messungen auf dem Prüffeld stattfindet. Will man die Verlustmessungen am Generator im Kraftwerk nachholen, so muss das Turbinenlaufrad abgekuppelt werden, was oft mit erheblichen Umtrieben und Betriebsstörungen verbunden ist. Man könnte auf diese Massnahmen verzichten, wenn die Ventilationsverluste in allen Fällen aus den Dimensionen mit genügender Genauigkeit berechnet werden könnten. Dem ist nun leider bis heute nicht so.

Im ASME Power Test Code PTC 18 — 1949 [2] ist in Kap. 54, Seite 12, eine Formel zur Berechnung der Ventilationsverluste enthalten, die jedoch, auf die hier beschriebenen Messungen angewendet, eine unzulässig grosse Streuung für den Vorfaktor K_i ergibt (siehe später). Überdies ist weiter nicht gesagt, ob die Formel für unverschalte oder verschalte Räder gilt, und für welche Gehäuseformen. Dazu fehlt eine Angabe über die Genauigkeit der Formel.

Um hier wenn möglich etwas mehr Klarheit zu schaffen, wurden die nachstehend beschriebenen Versuche durchgeführt.

2. Bezeichnungen

Die in der Arbeit verwendeten Symbole und Einheiten und die Bedeutung der betreffenden Grössen sind folgende:

[1]) Siehe Literaturverzeichnis am Schluss der Arbeit.

Symbol	Einheit	Gegenstand
$P_{v_0}^*$	kg m/s^{-1}	Ventilationsleistung, gemessen, unverschalt
P_{v_0}	kg m/s^{-1}	Ventilationsleistung, gerechnet, unverschalt
P_v^*	kg m/s^{-1}	Ventilationsleistung, gemessen, verschalt
P_v	kg m/s^{-1}	Ventilationsleistung, gerechnet. verschalt
n	U./min	Drehzahl
ϱ_L	kg s^2 m^{-4}	spezifische Dichte der Luft
$\frac{P_v}{P_{v_0}}$; $\frac{P_v^*}{P_{v_0}^*}$		Reduktionsfaktor für Verschalungseinfluss
D_a	m	Laufrad-Aussendurchmesser (siehe Fig. 1)
B_a	m	Becher-Aussenbreite (siehe Fig. 1)
Z_2		Becherzahl (siehe Fig. 1)
B_i	m	lichte Breite der Verschalung (siehe Fig. 1)
R_i	m	Radialweite der Verschalung (siehe Fig. 1)
Index o		oberer Teil der Verschalung (meist eng)
Index u		unterer Teil der Verschalung (meist weit)
U		unverschalt gemessen
V		verschalt gemessen
S		spezielle (rotationssymmetrische) Verschalung
h		horizontalachsig
a		vertikalachsig

Die von der Antriebsseite her aufgenommene totale Antriebsleistung $P_{v_{tot.}}$ wurde mit Hilfe eines Torsionsdynamometers gemessen, dessen auswechselbare Stäbe dem zu messenden Drehmoment angepasst und regelmässig geeicht werden konnten. Als Antriebsmaschine wurde zuerst, wie Fig. 2 zeigt, die Francis-Spiralturbine des Institutes verwendet. Aus verschiedenen Gründen wurde später, im Verlaufe der Versuche mit den Pelton-Laufrädern, zum Antrieb ein Gleichstrommotor benützt, entsprechend Fig. 3.

Die Zwischenringe der Doppellager *I* und *II* waren mit einem Hebel verbunden, der auf eine vollautomatische Waage wirkte und so die Messung der Reibungsleistung P_{v_R} der zwei Lager ermöglichte. Die Differenz $P_v = P_{v_{tot.}} - P_{v_R}$ ergab den reinen Ventilationsverlust des eingebauten rotierenden Körpers. Die Drehzahl n wurde mit einem geeichten Präzisions-Handtachometer gemessen.

Die Verschalung aus Eisenblech erlaubte das Einstellen von zwei Breiten: $B_i = 240$ mm und $B_i = 160$ mm und von 6 verschiedenen Radialabständen R_i.

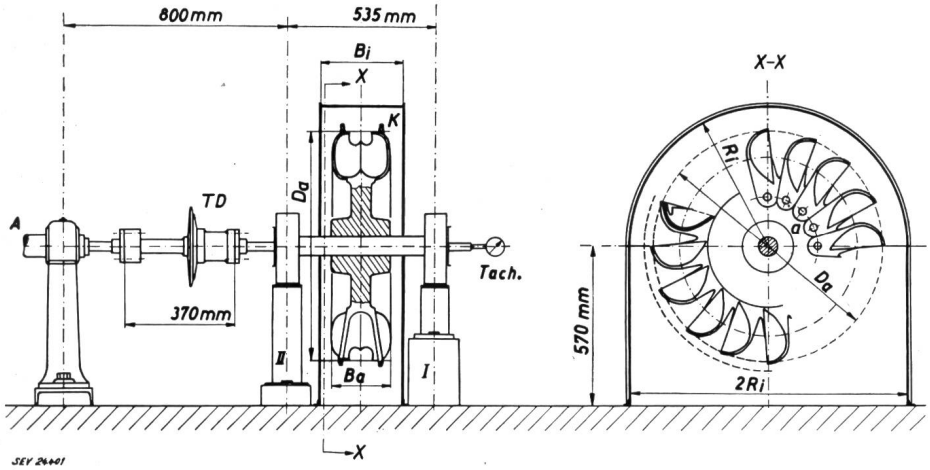


Fig. 1
Schema der Versuchsanordnung
A Antriebsseite; *TD* Torsions-Dynamometer; *I*, *II* Doppellagerung der Versuchswelle; *Tach.* Drehzahl-Messeinrichtung; D_a Aussendurchmesser der Versuchslaufräder (ohne vorstehende Rippen oder die Verstärkungsringe *K* des Rades *N*); *a* aufgeschraubte Becher, d. h. mehrteiliges Rad; B_a grösste Aussenbreite der Becher; R_i, B_i Innendimensionen der Verschalung

3. Die Versuchseinrichtung

Die ganze Einrichtung war dieselbe, wie sie in den eingangs erwähnten Schwungradversuchen verwendet, dort aber nicht beschrieben worden war (Fig. 1).

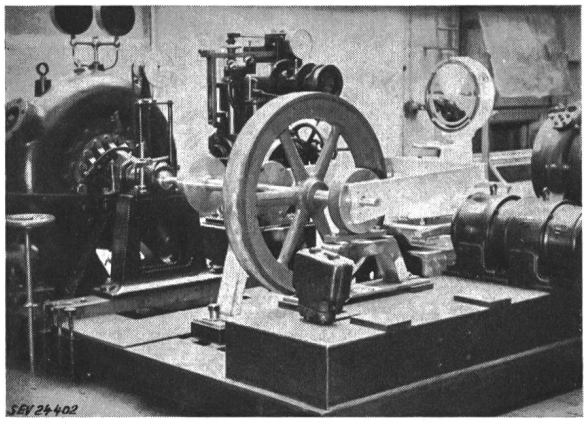


Fig. 2
Antrieb mit Francis-Spiralturbine
Messung mit unverschaltem Speichenschwungrad

Die ganze Versuchseinrichtung (Welle, Doppellagerung mit Hebel, Verschalung) wurde von den vier schweizerischen Turbinenfirmen[2]) dem Institut

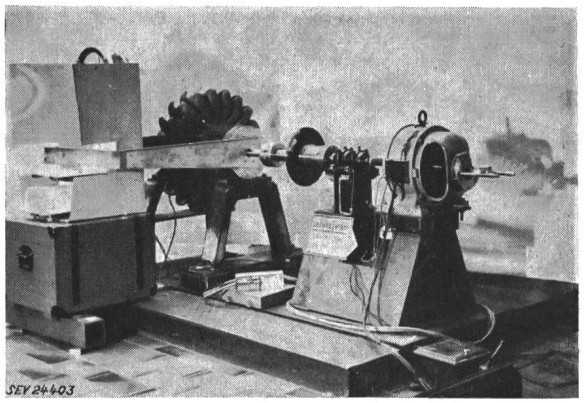


Fig. 3
Antrieb mit Gleichstrom-Motor
Messung mit unverschaltem Peltonrad

[2]) A.-G. der Maschinenfabrik von Th. Bell & Cie., Kriens-Luzern; Ateliers des Charmilles S. A., Genève; Escher Wyss Maschinenfabriken A.-G., Zürich; Ateliers de Constructions Mécaniques S. A., Vevey.

kostenlos zur Verfügung gestellt. Die Messinstrumente selbst gehörten dem Institut.

4. Die untersuchten Modell-Laufräder

In Tab. I sind die Bezeichnungen, Hauptdimensionen, Gewichte, Becherzahlen und Becherbefestigungsarten der untersuchten 14 Laufräder zusammengestellt. Es standen sowohl Laboratoriums- wie Ausführungs-Laufräder der verschiedenen Firmen zur Verfügung. Einige waren aus einem Stück gegossen, die meisten hatten aufgeschraubte Becher. Das Rad N konnte mit und ohne die Verstärkungsringe K untersucht werden.

5. Die Verschalungsarten

Tab. I enthält die Innenmasse der verwendeten Verschalungen. Die Fig. 4 zeigt die Verschalung Nr. 2. Neben diesen «Normalverschalungen» wurden noch zwei Verschalungen typischer Art nachgebildet, um einigermassen die Gehäuse zweier Turbinen nachzubilden, von welchen die Ventilationsverluste ähnlicher Laufräder genau gemessen worden waren. Die Masse gehen aus Fig. 5 hervor. Die Versuche wurden mit zwei Laufrädern ähnlicher Verhältnisse B_a/D_a durchgeführt. Die Ergebnisse werden später behandelt.

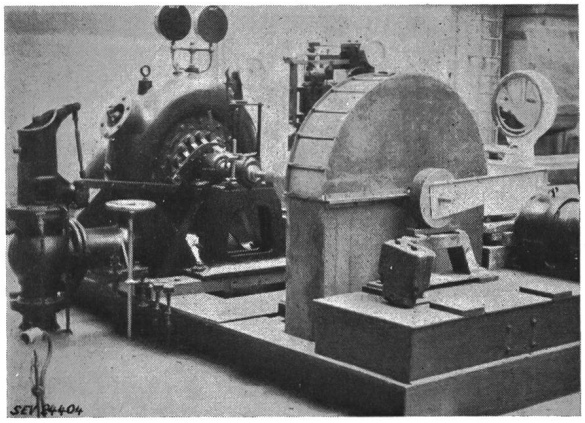


Fig. 4
Versuch mit grösster Verschalung
(Verschalung Nr. 2, siehe Tab. I)
R_i = 490 mm; B_i = 240 mm

6. Versuche und Messresultate

Nach einmal eingestellter Drehzahl wurden in jedem Messpunkt die Drehzahl, das Gesamtmoment am Torsionsdynamometer und das Lagerreibungsmoment an der Waage je dreimal abgelesen und arithmetisch gemittelt. Mit jedem Laufrad wurden in möglichst grossem Bereich, soweit es die Festigkeit erlaubte, bis sechs verschiedene Drehzahlen eingestellt und gemessen.

Je nach der Radbreite waren Messungen mit beiden Verschalungsbreiten möglich, je nach Raddurchmesser verschiedene Radialabstände R_i. Bei den Anordnungen Nr. 1 und 8 (siehe Tab. I) waren nur die Seitenwände vorhanden; die Radialbegrenzung war entfernt und wurde in der Auswertung mit $R_i = \infty$ eingesetzt.

Einige Versuche wurden mit umgekehrter Drehrichtung wiederholt (negativer Drehsinn). Die Spezialversuche mit eingespritztem Kühlwasser («Phasenschieberbetrieb») werden später besonders beschrieben.

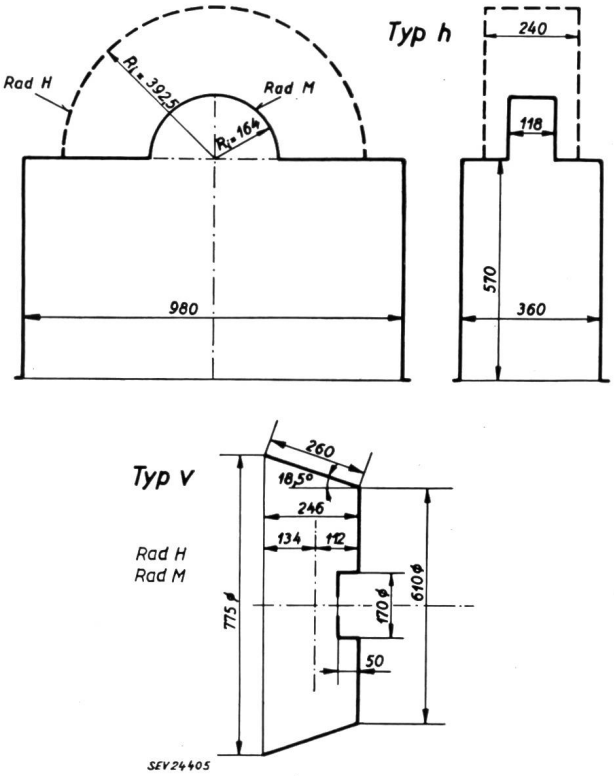


Fig. 5
Mass-Skizzen der untersuchten vereinfachten Spezialverschalungen
Typ h: Verschalung, wie bei horizontalachsigen Turbinen üblich
Typ v: Verschalung, wie bei vertikalachsigen Turbinen üblich (horizontalachsig gemessen)

In Tab. I sind die durchgeführten Versuche zusammengestellt. Aus irgendwelchen Gründen annullierte Versuche sind bereits weggelassen. Während jeder Versuchsreihe wurden die Temperatur, die relative Luftfeuchtigkeit und der Barometerstand notiert, so dass sich die Luftdichte ϱ_L [kg s^2 m^{-4}] berechnen liess. In den Diagrammen Fig. 6...34 sind alle jene Messergebnisse zusammengestellt, die in der folgenden Auswertung irgendwie verwendet werden.

7. Auswertung

Zur richtigen Beurteilung der im folgenden beschriebenen Art der Auswertung muss vorausgeschickt werden, dass es sich dabei nicht um ein streng wissenschaftliches Vorgehen zu handeln braucht. Vielmehr soll eine einfache Berechnungsart gefunden werden, die es dem Ingenieur in der Praxis erlaubt, die Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern in jedem Fall mit einer für seine Zwecke genügenden Genauigkeit zu bestimmen, unter Verwendung jederzeit leicht nachmessbarer Hauptdimensionen.

a) Spezifische Dichte ϱ_L der Luft

Der Mittelwert aller spezifischen Dichten während der sich über Monate erstreckenden Versuche

Übersicht über die im Institut für Hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH durchgeführten Laboratoriumsversuche Tabelle I

Versuchsrad-Bezeichnung	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N m.	N o.	O
Aussendurchmesser D_a [mm]	541	541	541	645	655	760	734	682	648	500	840	318	860 (955)	860	598
Becher-Aussenbreite B_a [mm]	148	148	148	247	216	181	215	162	94	80	233	92	230	230	156
B_a/D_a	0,2735	0,2735	0,2735	0,3830	0,3297	0,2382	0,2930	0,2375	0,1450	0,1600	0,2775	0,2893	0,2675	0,2675	0,2610
Gewicht G [kg]	70	60	74	136	150	178	244	71	56	58	288	18	385	365	185
Becherzahl Z_2	23	17	20	18	18	20	19	20	28	24	20	20	20	20	20
Bauart: *e* einteilig, *a* angeschraubt	*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: Nr. / B_i mm / R_i mm															
0 / unverschalt / unverschalt	*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 / 240 / ∞	*ep*	*ep*	*ep*			*hp*		*hp*	*hp hn*	*hp*	*hp hn*	*ep*	*hp hn*	*hp hn*	*ep*
2 / 240 / 490	*ep*	*ep*	*ep hn*		*hp hn*	*hp hn*	*hp hn* ↑	*hp hn* ↑	*hp hn*	*hp*	*hp hn* ↑	*ep*	*hp hn*	*hp hn*	*ep*
3 / 240 / 430	*ep*	*ep*	*ep*			*hp*	*hp*	*hp*	*hp*		*hp*	*ep*			*ep*
4 / 240 / 392,5	*ep*	*ep*	*ep*		*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*	*hp hn*			*ep*			*ep*
5 / 240 / 280	*ep*	*ep*	*ep hn*							*hp*		*ep*			
6 / 240 / 220												*ep*			
7 / 240 / 165												*ep*			
8 / 160 / ∞	*ep*	*ep*	*ep*						*hp hn*	*hp*		*ep*			
9 / 160 / 490	*ep*	*ep*	*ep*						*hp hn*	*hp*		*ep*			
10 / 160 / 430	*ep*	*ep*	*ep*						*hp*			*ep*			
11 / 160 / 392,5	*ep*	*ep*	*ep*						*hp hn*			*ep*			
12 / 160 / 280	*ep*	*ep*	*ep hn*							*hp*		*ep*			
13 / 160 / 220												*ep*			
14 / 160 / 165												*ep*			
Spezialverschalungen (Fig. 5): horizontalachsig								*hp*				*ep*			
vertikalachsig								*hp*				*ep*			
Resultate in Diagramm Fig. Nr.:	6	7 8	9 10 11	12	13	14 15	16 17	19 20	22 23 24	25	26	28 29 30 31	32	33	34
Spritzwasser, Resultate in Fig. Nr.:							↑ 18	↑ 21			↑ 27				

Legende: *hp* hydraulischer Antrieb, positiver Drehsinn
hn hydraulischer Antrieb, negativer Drehsinn
ep elektrischer Antrieb, positiver Drehsinn

↑ Einspritzung von Kühlwasser (Kapitel 15)
m. Laufrad *N* mit Verstärkungsringen *K* (Fig. 1)
o. Laufrad *N* ohne Verstärkungsringe *K* (Fig. 1)

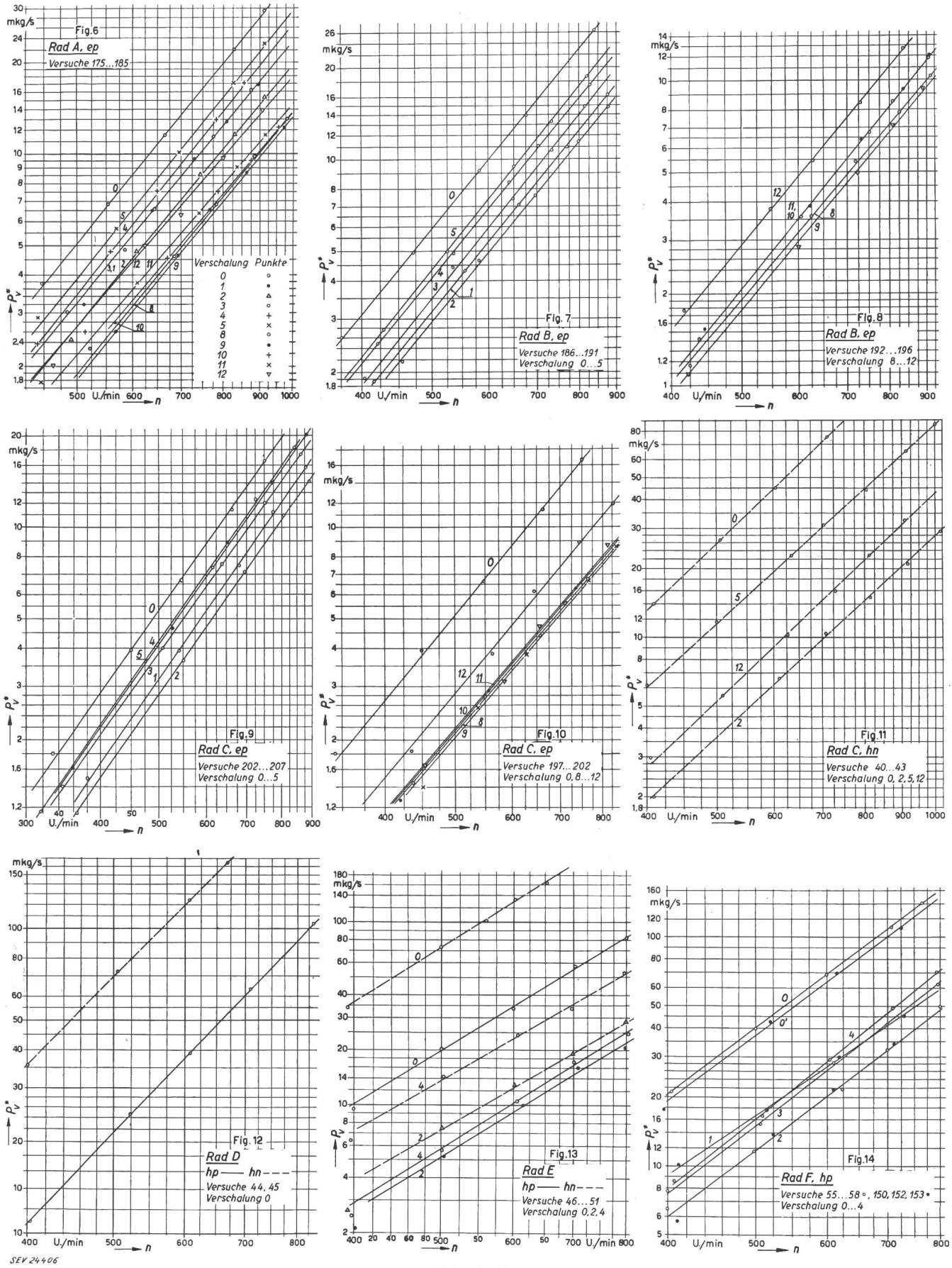


Fig. 6...14

Messergebnisse in logarithmischer Darstellung

ep Antrieb elektrisch; Drehsinn positiv *hp* Antrieb hydraulisch; Drehsinn positiv *hn* Antrieb hydraulisch; Drehsinn negativ

Zu Fig. 14: Für die Aufstellung *0'* ist ϱ_{Luft} kleiner als für die Aufstellung *0*

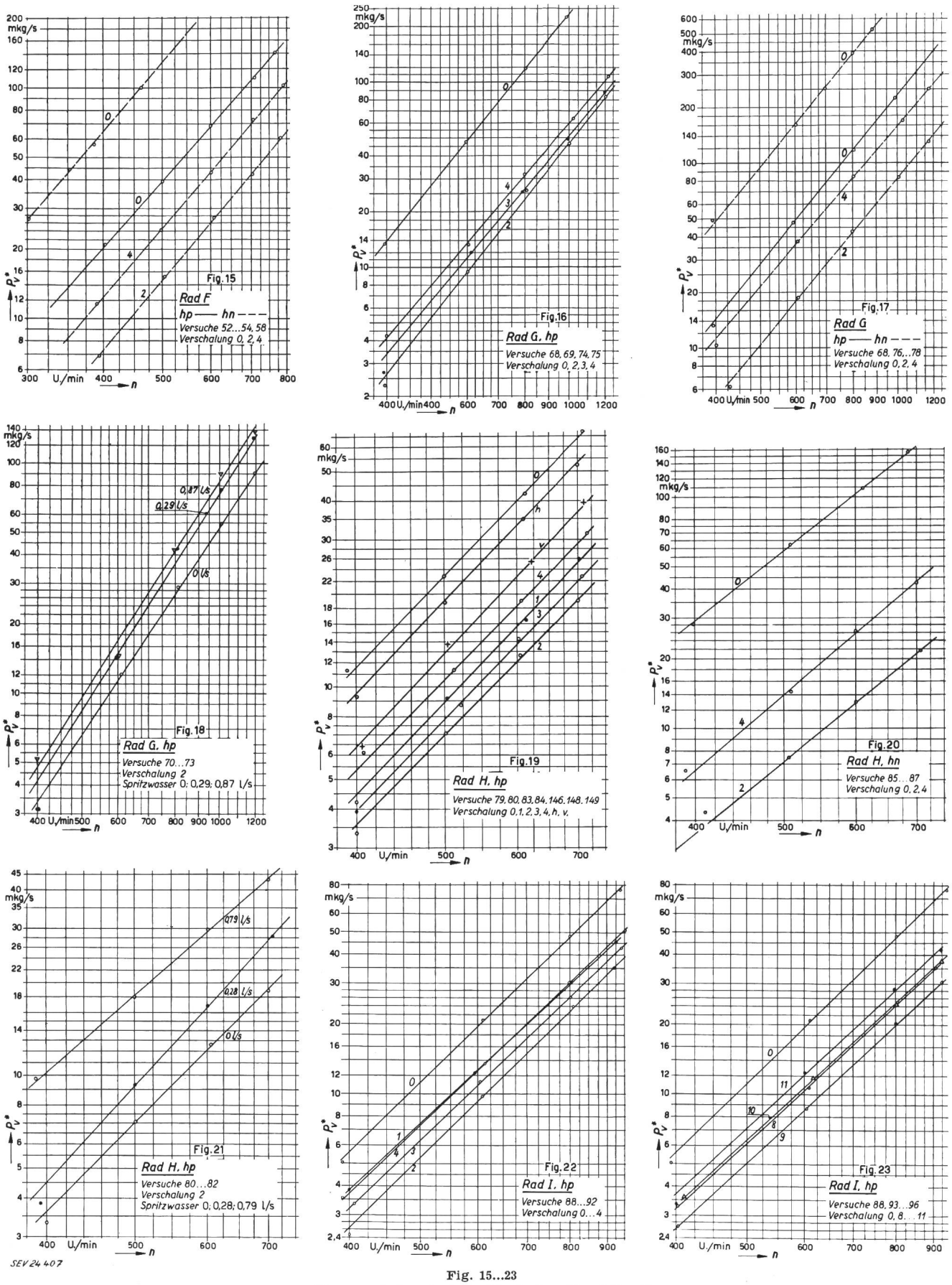


Fig. 15...23
Messergebnisse in logarithmischer Darstellung
hp Antrieb hydraulisch; Drehsinn positiv
hn Antrieb hydraulisch; Drehsinn negativ
Zu Fig. 19: *h* Verschalung wie bei horizontalachsigen Turbinen üblich; *v* Verschalung wie bei vertikalachsigen Turbinen üblich;
Fig. 18 und 21 mit Spritzwasser (*Parameter:* Spritzwassermenge)

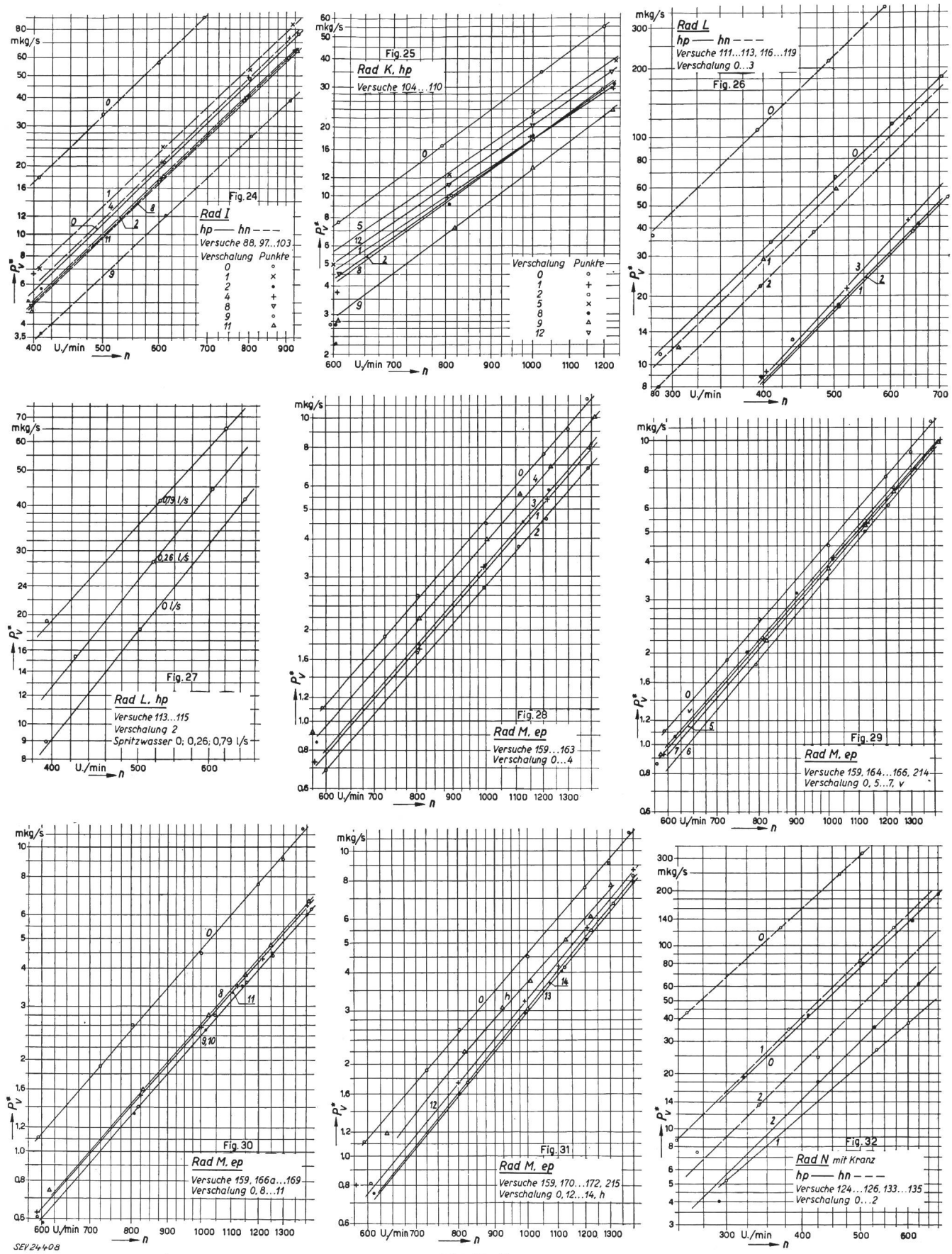


Fig. 24...32

Messergebnisse in logarithmischer Darstellung

ep Antrieb elektrisch; Drehsinn positiv *hp* Antrieb hydraulisch; Drehsinn positiv *hn* Antrieb hydraulisch; Drehsinn negativ

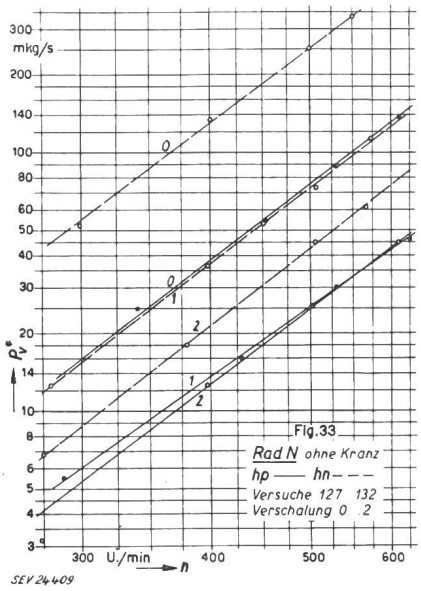
Zu Fig. 29: v Verschalung wie bei vertikalachsigen Turbinen üblich *Zu Fig. 32:* Rad *N* mit Kranz *Fig. 27* mit Spritzwasser (*Parameter:* Spritzwassermenge)

betrug $\varrho_{L_{med}} = 0{,}1164$. Die maximale Streuung war $\pm 2{,}5\,\%$. Man hätte folglich für den vorgesehenen Zweck nur mit $\varrho_L = 0{,}1164$ rechnen dürfen. Das wurde in den Schlussuntersuchungen der Einfachheit halber gemacht.

b) Exponent y für die Drehzahl n

Aus den Diagrammen Fig. 6...34 geht hervor, dass in der allgemeinen Beziehung $P_v = x \cdot n^y$ der Exponent y zum Teil ziemlich streut. Der höchste Wert ist $y_{max} = 3{,}44$, der tiefste Werte $y_{min} = 2{,}59$. Bei reiner Pumpwirkung ist theoretisch ein Maximalwert von $y_{\text{th.}} = 3{,}0$ richtig. Alle höheren Werte sind vor allem auf Messfehler zurückzuführen. Sie rühren im wesentlichen daher, dass die Versuche nach der Differenzmethode durchgeführt werden mussten: $P_v = P_{v_{\text{tot.}}} - P_{v_R}$. Häufig war nun die reine Ventilationsleistung P_v erheblich kleiner als P_{v_R}. Messfehler irgendwelcher Art bei $P_{v_{\text{tot.}}}$ und P_{v_R}, die zufällig in entgegengesetzter Richtung gingen, konnten sich deshalb erheblich auswirken.

Es kann aber vorweggenommen werden, dass im praktischen Verwendungsbereich der Räder, d. h. bei den entsprechenden Drehzahlen, ein Rechnen mit dem Mittelwert $y_{med} = 3{,}0$ erstaunlich kleine Abweichungen vom Sollwert ergibt.



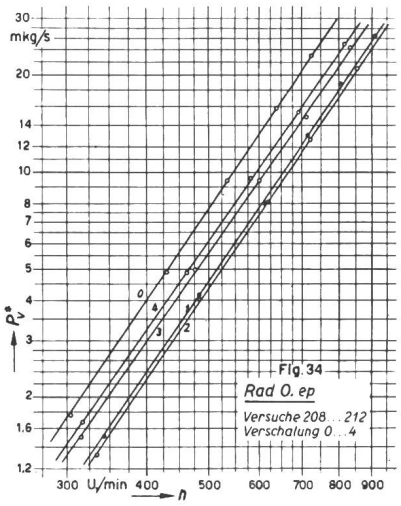


Fig. 33 und 34
Messergebnisse in logarithmischer Darstellung
ep Antrieb elektrisch; Drehsinn positiv
hp Antrieb hydraulisch; Drehsinn positiv
hn Antrieb hydraulisch Drehsinn negativ
Zu Fig. 33: Rad *N* ohne Kranz

c) Die amerikanische Formel für P_v

In der neuesten Ausgabe des ASME Power Test Code [2] ist eine Formel für die Berechnung der Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern angegeben. Im metrischen System und mit unseren Bezeichnungen lautet sie:

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

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

Mit dieser Formel sind für alle 14 gemessenen Laufräder, verschalt und unverschalt, für positiven Drehsinn und ohne Kühlwasser-Einspritzen, rückwärts die Werte von K_i berechnet worden, und zwar für die mittlere Versuchsdrehzahl. Man erhielt:

$$K_{i_{max}} = 6{,}37 \cdot 10^{-8} \qquad K_{i_{min}} = 0{,}72 \cdot 10^{-8}$$

Es ergab sich also eine Streuung von fast 9 : 1 ! Davon lagen nur 8 Werte (von 101) über $4{,}048 \cdot 10^{-8}$; diese betrafen 6 unverschalte Räder und 2 kleine Räder mit abnormal weiten Verschalungen. Daraus konnte folgendes geschlossen werden:

α) Der Wert $K_i = 4{,}048 \cdot 10^{-8}$ scheint zu hoch zu sein; er gilt einigermassen nur für unverschalte Räder. Darüber ist aber im ASME-Code nichts ausgesagt.

β) Mit einer Streuung von 9 : 1 erfasst diese Formel offensichtlich die verschiedenen Verhältnisse nicht.

Eine kurze Vergleichsrechnung mit 19 Resultaten an grossen Laufrädern ergab eine ähnliche Streuung von 9,6 : 1.

d) P_{v_0} für unverschalte Laufräder

Erheblich besser war das Ergebnis, wenn die Formel für die Ventilationsverluste von Schwungrädern der Regeln für Wasserturbinen des SEV [3] sinngemäss übernommen wurde:

$$P_{v_0} = \varrho_L\, K_1\, n^{K_2}\, D_a^5 \left[1 + K_3 \left(\frac{B_a}{D_a}\right)^{K_4}\right] \qquad (2)$$

Darin waren die Abmessungen B_a und D_a sowie die Werte von P_{v_0}, K_2 und ϱ_L bei den betreffenden Drehzahlen n aus den Versuchen bekannt. Dividierte man die Gleichung mit $\varrho_L\, n^{K_2}\, D_a^5$, so waren links alles bekannte Grössen:

$$\frac{P_{v_0}}{\varrho_L\, n^{K_2}\, D_a^5} = K_1 \left[1 + K_3 \left(\frac{B_a}{D_a}\right)^{K_4}\right] = A \qquad (3)$$

Trug man die Werte von A über $\frac{B_a}{D_a}$ auf, so liess sich mit einiger Willkür eine Gerade durch die Punkte legen. Auf $\frac{B_a}{D_a} = 0$ extrapoliert, ergab sich $K_1 = 2$. Mit *einer* Ausnahme lagen alle Werte in einem Streuband von $\pm 50\,\%$: die Streuung war schon erheblich geringer als nach der amerikanischen Formel.

Noch besser wurde unerwarteterweise das Resultat, wenn statt mit variablem K_2 (laut Versuch) immer mit $K_2 = 3{,}0$ gerechnet wurde. Die Extrapolation von

$$A' = \frac{P^*_{v_0}}{\varrho_L n^3 D_a^5}$$

auf $B_a/D_a = 0$ ergab den bequemen Wert von $K_1' = 1$ (Fig. 35). Für das weitere Auswerten erhielt man:

$$A' - 1 = K_3 \left(\frac{B_a}{D_a}\right)^{K_4} = B \qquad (4)$$

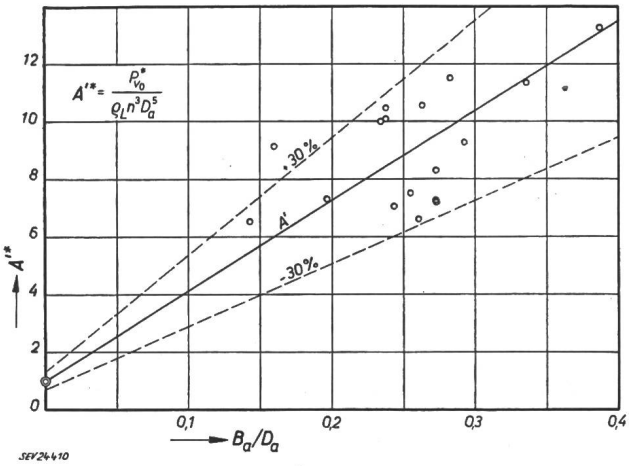


Fig. 35
Provisorische Auswertung mit «Schwungradformel» (3)
Bestimmung von $K_1' = 1$

Extrapolierte man die für die Bestimmung von K_1 festgelegte Gerade von A' bis $B_a/D_a = 1$, so erhielt man weiter:

$$K_3 = 31{,}25$$

Durch Logarithmieren ergab sich ferner:

$$K_4 = \frac{\log B - \log K_3}{\log (B_a/D_a)} \qquad (5)$$

Für die tabellarisch berechneten Werte von K_4 war keine Tendenz, weder über D_a noch über B_a/D_a zu erkennen. Man erhielt eine Streuung von

$$K_4 = 1{,}032 \pm \text{ca. } 30\,\%$$

Nahm man der Einfachheit halber $K_4 = 1$, so wurde $\left(\frac{B_a}{D_a}\right)^{K_4}$ etwas grösser, da $B_a/D_a < 1$ ist; das konnte willkürlich teilweise dadurch kompensiert werden, dass $K_3 = 30$ gewählt wurde. So erhielt man endgültig die folgenden Werte:

$K_1 = 1 \quad K_2 = 3 \quad K_3 = 30 \quad K_4 = 1$ und hieraus:

$$P_{v_0} = \varrho_L n^3 D_a^5 \left[1 + 30 \frac{B_a}{D_a}\right] \cdot 10^{-6} \text{ kgms}^{-1} \qquad (6)$$

Mit dieser vereinfachten Formel (6) und $\varrho_{L_{med}} = 0{,}1164$ [siehe a)] wurden die Verluste für alle unverschalten Räder $A...O$ neu gerechnet, je für eine relativ hohe und niedrige der jeweils gemessenen Drehzahlen, und mit dem Versuchswert verglichen. In Fig. 36 wurden die Verhältniszahlen $P_{v_0}/P^*_{v_0}$ über dem Breitenverhältnis B_a/D_a der Laufräder aufgetragen. Irgendeine besondere Tendenz war nicht zu erkennen. Die Streuung betrug + 32 % und — 37 % zum Sollwert.

Trotzdem die Verbesserung gegenüber der amerikanischen Formel offensichtlich war, musste sie doch noch als unbefriedigend bezeichnet werden. Die Auswertung wurde deshalb neu versucht in ähnlicher Weise wie bei den Schwungrädern, d. h. durch Aufteilung in Pumpleistung und Scheibenreibung. Die totale Ventilationsleistung liess sich in folgende drei Summanden aufteilen:

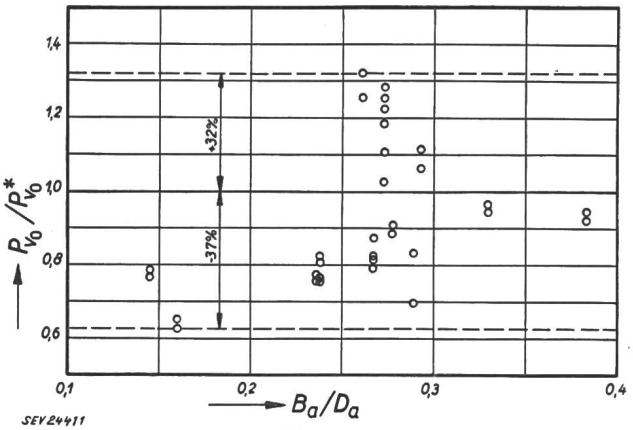


Fig. 36
Auswertung mit vereinfachter Formel (6) und Vergleich mit den Versuchsresultaten
Für jedes Rad bedeuten die zwei Werte den Vergleich bei der höchsten und niedrigsten Versuchsdrehzahl

α) Pumpwirkung

$P_{v_\alpha} = \gamma\, Q\, \Delta H$, mit $\Delta H = K_1 \frac{u^2}{2g}$ und $Q = a\, D_a^2\, b\, u$ mit a und b als Konstanten:

$$P_{v_\alpha} = \gamma\, K_1 \frac{u^2}{2\,g} K_2\, R_a^2\, u = K_\alpha\, \varrho_L\, R_a^2\, u^3 \qquad (7)$$

β) Reibung an den Radseiten

Der von R. Dubs [1] verwendete Ansatz lautet:

$$M = 4\,\pi\,\eta \cdot \int_0^{R_a} \frac{du}{dx}\, r^2\, dr$$

Mit $\frac{du}{dx} = \frac{K}{R_a}\, u = \frac{K}{R_a}\, \omega\, r$ ergibt sich:

$$M = 4\,\pi\,\eta \cdot \int_0^{R_a} \frac{K}{R_a}\, \omega\, r^3\, dr = \pi\,\eta\, K\, \omega\, R_a^3$$

oder umgeformt: $P_{v_\beta} = \pi\,\eta\, K_\beta\, R_a\, u^2 \qquad (8)$

γ) Reibung am Radumfang

$$P_{v_\gamma} = 2\,\pi\, R_a\, B_a\, \tau\, R_a\, \omega$$

$$= 2\,\pi\, B_a\, R_a^2\, \omega\, \eta\, \frac{du}{dr} \text{ wobei } \left|\frac{du}{dr}\right| = \omega$$

$$P_{v_\gamma} = 2\,\pi\,\eta\, B_a\, u^2\, K_\gamma \qquad (9)$$

Formte man die drei Gleichungen (7, 8, 9) auf die üblichen Grössen um, so erhielt man:

$$P_{v_0} = A_1\, \varrho_L\, n^2\, D_a^3 \left[A_2\, n\, D_a^2 + \nu\left(A_3 + 2\,\frac{B_a}{D_a}\right)\right] \qquad (10)$$

Dieser Ansatz erwies sich als wenig praktisch, da $\left(\frac{B_a}{D_a}\right)$ mit dem kleinen Wert von ν gegenüber dem anderen Summanden verschwand, während zweifellos bei gleichem D_a breite Becher anders ventilieren als schmale Becher. Es wurde der neue, vereinfachte Ansatz versucht:

$$P_{v_0} = \varrho_L\, n^2\, D_a^3\, (A_4\, n\, D_a + A_5\, B_a) \qquad (11)$$

Setzte man hier, für ein bestimmtes Laufrad mit B_a und D_a, für zwei verschiedene Drehzahlen n die zugehörigen gemessenen Ventilationsleistungen $P^*_{v_0}$ ein, so liessen sich A_4 und A_5 bestimmen. Für das Rad A z. B. lautet das Gleichungssystem:

$$I:$$

$$19{,}85 = 0{,}541^3 \cdot 800^2 \cdot 0{,}1164\,(0{,}541 \cdot 800\, A_4 + 0{,}148\, A_5)$$

$$II:$$

$$5{,}07 = 0{,}541^3 \cdot 500^2 \cdot 0{,}1164\,(0{,}541 \cdot 500\, A_4 + 0{,}148\, A_5)$$

Für die gleichartigen Laufräder A und B (nur Z_2 verschieden) ergab sich im Mittel:

$$A_4 = 3{,}6 \cdot 10^{-6} \qquad A_5 = 10^{-3}$$

Die Formel für den Ventilationsverlust lautete hier:

$$P_{v_0} = \varrho_L\, n^2\, D_a^3\, (3{,}6 \cdot 10^{-6}\, n\, D_a + 10^{-3}\, B_a) \qquad (12)$$

und die prozentuelle Abweichung des berechneten Wertes P_{v_0} vom gemessenen Wert $P^*_{v_0}$:

$$\Delta P_{v_0} = 100 \cdot \frac{P_{v_0} - P^*_{v_0}}{P^*_{v_0}} \text{ in } \%$$

Die so erhaltenen prozentualen Abweichungen sind in Fig. 37 über dem Raddurchmesser D_a aufgetragen: Ein bestimmter Zusammenhang ist kaum zu erkennen, ausser einer ersten groben Gruppierung in einteilige Laufräder und in solche mit aufgeschraubten Becher. Die Formel war ebenfalls unbefriedigend und gab Veranlassung, auf Formel (6) zurückzukommen.

—

Trug man für die Laufräder mittlerer Grösse (z. B. A, B, C, D, I, K und O) die prozentualen Differenzen ΔP_{v_0} über der Drehzahl n auf, so ergab sich überall eine lineare Zunahme. Diese Feststellung gab Veranlassung, die Formel (6) zunächst wie folgt zu erweitern:

$$P_{v_0} = \frac{\varrho_L\, n^3\, D_a^5 \left(1 + 30\,\frac{B_a}{D_a}\right) \cdot 10^{-6}}{K_5\, n + K_6} \qquad (13)$$

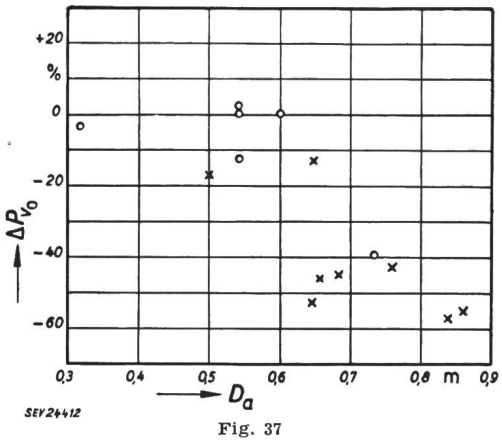


Fig. 37
Auswertung mit Formel (12) und Vergleich mit den Messresultaten (unverschalt)
○ einteilige Laufräder; × mehrteilige Laufräder

Verschiedene Versuche führten zur Annahme von $K_5 = 2{,}2 \cdot 10^{-5}$. Damit liess sich K_6 berechnen zu

$$K_6 = \frac{\varrho_L\, n^3\, D_a^5 \left(1 + 30\,\frac{B_a}{D_a}\right) \cdot 10^{-6}}{P^*_{v_0}} - K_5\, n \qquad (14)$$

Für jedes Laufrad wurden hierauf für verschiedene Drehzahlen n die K_6-Werte berechnet, arithmetisch gemittelt und in Fig. 38 über dem Aussendurchmesser D_a aufgetragen. In dieser Darstellungsart war ein wesentlicher Fortschritt festzustellen in folgender Beziehung:

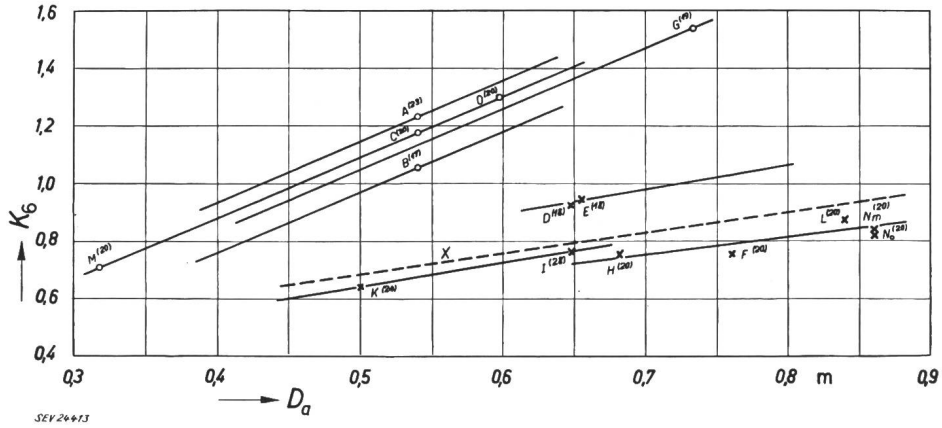


Fig. 38
K_6-Werte der Formel (14) über dem Durchmesser D_a
○ einteilige Laufräder
× mehrteilige Laufräder
( ) Becherzahlen

1. Die einteiligen Laufräder A, B, C, G, M und O unterschieden sich eindeutig von jenen mit aufgeschraubten Bechern.

2. Es liess sich erstmals ein Einfluss der Becherzahl Z_2 feststellen.

Bei den einteiligen Laufrädern C, M und O, alle mit Becherzahl $Z_2 = 20$, liegen die K_6-Werte mit grosser Annäherung auf einer Geraden von der Gleichung:

$$D_a = 0{,}467\, K_6 - 0{,}02$$

Ein ähnlicher Verlauf der K_6-Werte, aber mit kleinerer Neigung, wurde für die Räder mit aufgeschraubten Bechern und gleicher oder ähnlicher Becherzahl sichtbar. Es liess sich der Ansatz machen:

$$K_6 = A\,D_a + B \qquad (15)$$

Dabei ergab sich für einteilige Räder (Gerade MCO):

$$A = 2{,}114 \qquad B = 0{,}036$$

Für Räder mit aufgeschraubten Bechern (mittlere Gerade X) wurde:

$$A = 0{,}714 \qquad B = 0{,}329$$

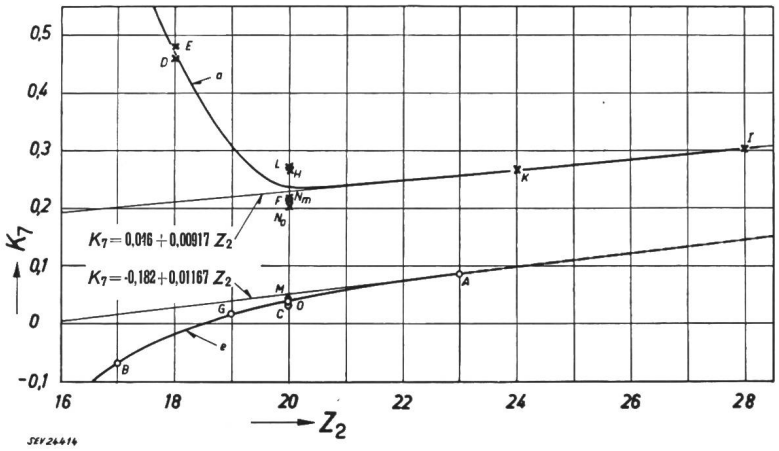


Fig. 39
K_7-Werte der Formeln (16a) und (16b) über der Becherzahl Z_2
○ einteilige Räder × mehrteilige Räder

Für das weitere Vorgehen wurden die Koeffizienten $A = 2{,}114$ für die einteiligen Laufräder und $A = 0{,}714$ für die aufgeschraubten Becher übernommen, die Koeffizienten B aber durch die weitere Variable K_7 ersetzt. Damit ergab sich:
für einteilige Räder:

$$K_6 = K_7 + 2{,}114\,D_a \qquad (16a)$$

für Räder mit aufgeschraubten Bechern:

$$K_6 = K_7 + 0{,}714\,D_a \qquad (16b)$$

Es konnten hierauf wiederum aus den Versuchen rückwärts für jedes Rad, bei mehreren Drehzahlen n, die Werte von K_7 berechnet und gemittelt, und schliesslich in Diagramm Fig. 39 über der Becherzahl Z_2 aufgetragen werden. Damit war es augenscheinlich gelungen, alle die Ventilationsverluste beeinflussenden wesentlichen Faktoren zu erfassen, was unter anderem auch aus der Zusammenstellung in Tab. II hervorgeht.

Zusammenstellung der die Ventilationsverluste beeinflussenden Faktoren für die Räder C, M und O

Tabelle II

Rad	Bauart	D_a mm	B_a mm	B_a/D_a	K_{7m}	Z_2
C	einteilig	541	148	0,2735	0,0348	20
M	einteilig	318	92	0,2893	0,0417	20
O	einteilig	598	156	0,2610	0,0362	20
		Mittelwert		0,2746	0,0376	20

Zusammengefasst erhielt man schliesslich für die Ventilationsverluste von *nicht verschalten* Freistrahlturbinen-Laufrädern die folgenden Berechnungsunterlagen:

a) Einteilig gegossene Laufräder

$$P_{v_0} = \frac{\varrho_L\, n^3 D_a^5 \left(1 + 30\,\frac{B_a}{D_a}\right) \cdot 10^{-6}}{2{,}2 \cdot 10^{-5}\, n + 2{,}114\, D_a + K_7} \qquad (17)$$

b) Räder mit aufgeschraubten Bechern

$$P_{v_0} = \frac{\varrho_L\, n^3 D_a^5 \left(1 + 30\,\frac{B_a}{D_a}\right) \cdot 10^{-6}}{2{,}2 \cdot 10^{-5}\, n + 0{,}714\, D_a + K_7} \qquad (18)$$

Darin sind einzusetzen:

ϱ_L	$\approx$ 0,1164	kg s² m⁻⁴
n	in	U./min
D_a	in	m
B_a	in	m
P_{v_0}	in	kg m s⁻¹
K_7	= f (Z_2)	(zu entnehmen aus Fig. 39)

Mit diesen Berechnungsunterlagen sind für alle 14 untersuchten Laufräder die Ventilationsverluste P_{v_0} für die höchste und tiefste gemessene Drehzahl berechnet und die prozentuellen Abweichungen zu den gemessenen Werten $P^*_{v_0}$ bestimmt worden. Die Ergebnisse sind in Diagramm Fig. 40 sowohl über dem Absolutdurchmesser D_a wie über dem Breitenverhältnis B_a/D_a aufgetragen.

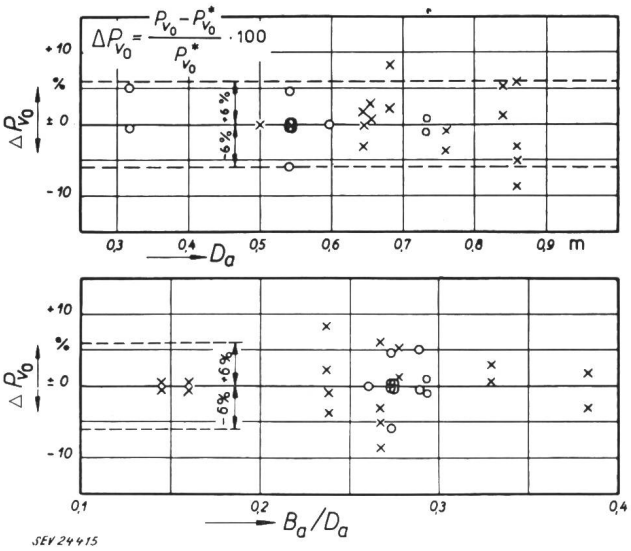


Fig. 40
Vergleich der Rechnungsresultate P_{v_0} nach den Formeln (17) und (18) und nach Hilfsdiagramm Fig. 39 mit den Versuchsresultaten $P_{v_0}^*$ (unverschalte Räder)
○ einteilige Räder × mehrteilige Räder

Die Verbesserung der Berechnungsmethode ist offensichtlich:

1. Die Unterschiede zwischen einteiligen Laufrädern und solchen mit angeschraubten Bechern sind verschwunden;

2. weder über D_a noch über B_a/D_a ist noch eine Tendenz vorhanden;

3. mit Ausnahme von zwei extremen Streupunkten liegen alle Abweichungen innerhalb $\pm 6\%$.

Die Gleichungen der Geraden für die beiden «Asymptoten» der Fig. 39 lauten:

für einteilig gegossene Laufräder:

$$K_7 = -0{,}182 + 0{,}01167\ Z_2 \qquad (19)$$

für Räder mit aufgeschraubten Bechern:

$$K_7 = 0{,}046 + 0{,}00917\ Z_2 \qquad (20)$$

Damit waren die Berechnungsunterlagen für die Ventilationsverluste von *unverschalten Laufrädern* geschaffen, soweit sie sich auf die vorliegenden *Laboratoriumsversuche* mit Laufrädern $D_a < 0{,}86$ m bezogen.

8. Erste Anwendung auf grosse Laufräder

An Messresultaten mit grossen Freistrahlturbinen-Laufrädern waren leider von den Turbinenfirmen trotz eindringlicher Nachfrage nur verhältnismässig wenige erhältlich, und auch bei diesen wenigen Unterlagen musste inbezug auf ihre Zuverlässigkeit ein kritischer Maßstab angelegt werden. Immerhin waren auch zuverlässige Messungen darunter, und diese wurden nun mit den Formeln (17) und (18) verglichen, nachdem der Einfluss der vorhandenen Verschalung möglichst gut abgeschätzt worden war. Dabei zeigte sich folgendes:

Je grösser die Laufräder im Aussendurchmesser waren, um so grösser wurden die Differenzen zwischen den gemessenen und den nach (17) und (18) berechneten Werten, die durchwegs zu tief lagen. Diese Berechnungsformeln (17) und (18) mussten daher in ihren Koeffizienten gründlich revidiert werden, unter Benützung der auf «unverschalt» korrigierten Messwerte an den grossen Laufrädern.

9. Einfluss der vereinfachten Verschalung bei den Modellversuchen

Um den Einfluss irgendeiner Verschalung auf den Ventilationsverlust der Laufräder erfassen zu können, wurden diese in den vereinfachten Verschalungen nach Fig. 1 untersucht; die Innendimensionen gehen aus Tab. I hervor. Bei der Betrachtung der Versuchsergebnisse zeigte es sich bald, dass eine rein mathematische Behandlung zwar vielleicht möglich sein würde, dass aber im vorliegenden Fall wohl mit einer statistischen Erfassung die einfachsten Gebrauchsunterlagen geschaffen werden konnten[3]).

Zunächst wurden für jedes Laufrad und eine mittlere Versuchsdrehzahl die Reduktionsfaktoren für den Verschalungseinfluss, d. h. die Verhältniszahlen der gemessenen Ventilationsleistungen

$$\frac{P_v^*}{P_{v_0}^*} = \frac{\text{verschalt}}{\text{unverschalt}}$$

berechnet. Diese Beschränkung auf nur eine Drehzahl war zulässig, weil sich gezeigt hatte, dass im Versuchsbereich diese Verhältniszahlen prozentual sich so wenig änderten, dass die Differenzen innerhalb der allgemeinen Streuung der Messwerte lagen. Die Verhältniszahlen wurden hierauf, für jedes Laufrad getrennt, bei konstanter Verschalungsbreite, über dem Radialabstand zwischen Verschalung und Laufrad-Aussendurchmesser aufgetragen. Dieser Abstand wurde auf zwei Arten erfasst (Resultate mit Rad B), nämlich als Darstellung in Funktion von

$$R_i - R_a = R_i - \frac{D_a}{2} \quad \text{in mm}$$

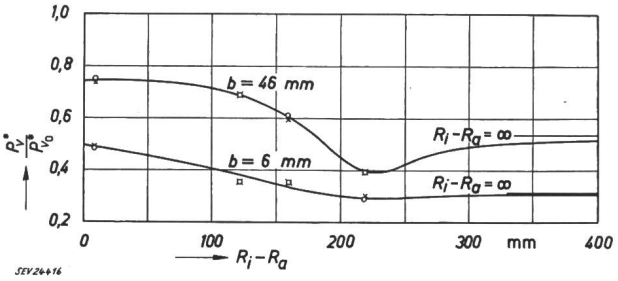


Fig. 41
Einfluss der Verschalung bei Laufrad B
Reduktionsfaktor $P_v^*/P_{v_0}^* = f(R_i - R_a)$ bei 2 Verschalungsbreiten
○ hohe Drehzahl × niedrige Drehzahl

in der Fig. 41 und in Abhängigkeit von R_a/R_i als reine Zahl in der Fig. 42. Man ersieht darin den geringen Einfluss des Absolutwertes der Versuchsdrehzahl. In gleicher Weise wurden für alle anderen

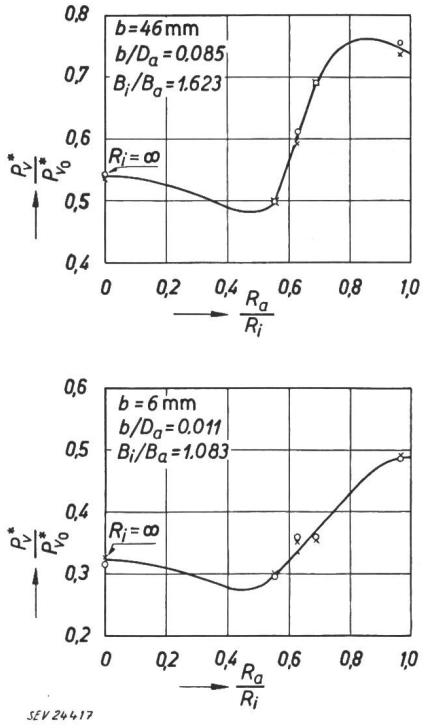


Fig. 42
Einfluss der Verschalung bei Laufrad B
Reduktionsfaktor $P_v^*/P_{v_0}^* = f(R_a/R_i)$ bei 2 Verschalungsbreiten
○ hohe Drehzahl × niedrige Drehzahl

[3]) Bei den Versuchen mit variablen Abständen der Verschalungen waren bei mathematischer Behandlung noch grössere Schwierigkeiten zu überwinden, als in der Arbeit von *E. Iurzolla* [4], dies insbesondere bei Laufrädern mit aufgeschraubten Bechern, d. h. seitlich vorstehenden Schraubenköpfen.

Versuchsräder diese Kurven sinngemäss, wenn auch mehr oder weniger vollständig, aufgestellt.

Beim weiteren Versuch, auch den Einfluss der Verschalungsbreiten zu erfassen, ergaben sich drei Möglichkeiten der Darstellung, und zwar in Funktion von:

$$\text{Spaltbreite } b = \frac{B_i - B_a}{2} \text{ in mm}$$

$$\frac{\text{Verschalungsbreite innen}}{\text{Becherbreite aussen}} = \frac{B_i}{B_a} \text{ als reine Zahl}$$

$$\text{relative Spaltbreite } \frac{b}{D_a} \text{ als reine Zahl}$$

Mit diesen drei Bezugsgrössen als Abszissen wurden für konstante Werte von $(R_i - R_a)$, bzw. R_a/R_i, die Diagramme gezeichnet. Dabei war folgendes festzustellen:

1. Es ergab sich ein eindeutiger Einfluss der Befestigungsart, was wiederum eine Unterteilung in einteilige Räder und solche mit aufgeschraubten Bechern («mehrteilige Laufräder») notwendig machte.
2. Die Versuchskurven zeigten dann die geringste Streuung der Messpunkte, wenn für den Radialabstand der Verschalung ein Absolutmass, für den Breitenabstand aber eine Relativzahl gewählt wurde.

Unter Berücksichtigung dieser Erkenntnisse wurden die folgenden Darstellungsarten gewählt:

$$\frac{P_v^*}{P_{v_0}^*} = f\left(\frac{B_i}{B_a}\right) \text{ für } (R_i - R_a) = \text{konstant (Fig. 43)}$$

$$\frac{P_v^*}{P_{v_0}^*} = f\left(\frac{b}{D_a}\right) \text{ für } (R_i - R_a) = \text{konstant (Fig. 44)}$$

lung und getrennt für die zwei Laufradtypen dargestellt werden als Kurven für konstante Reduktionsfaktoren $P_v^*/P_{v_0}^*$, mit dem Radialabstand der

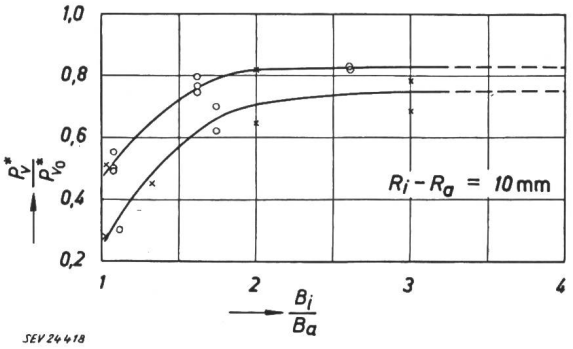


Fig. 43
Reduktionsfaktor $P_v^*/P_{v_0}^* = f(B_i/B_a)$ für konstanten Radialabstand der Verschalung $(R_i - R_a)$ = 10 mm
○ einteilige Laufräder × mehrteilige Laufräder

Verschalung (in m) als Abszisse und der lichten Breite der Verschalung (als Relativzahl) als Ordinate. Entsprechend den Darstellungsmöglichkeiten

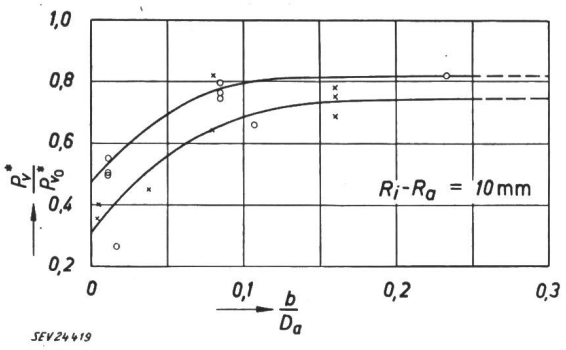
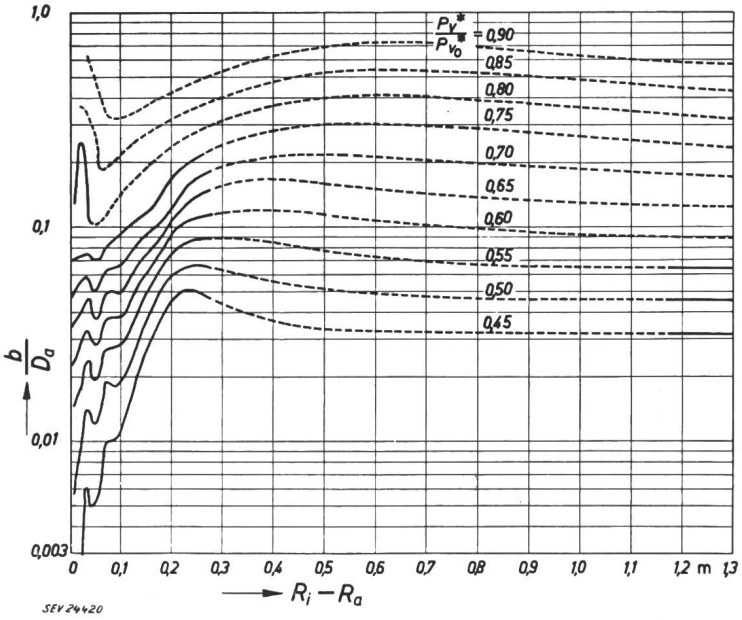


Fig. 44
Reduktionsfaktor $P_v^*/P_{v_0}^* = f(b/D_a)$ für konstanten Radialabstand der Verschalung $(R_i - R_a)$ = 10 mm
○ einteilige Laufräder × mehrteilige Laufräder



Mit diesen Hilfsdiagrammen konnte schliesslich der Verschalungseinfluss $P_v^*/P_{v_0}^*$ entsprechend den beiden Hauptdimensionen B_i und R_i der Verscha-

ergaben sich je zwei Diagramme pro Radtyp, nämlich:

$$\frac{b}{D_a} = f(R_i - R_a) \text{ in m}$$

$$\frac{B_i}{B_a} = f(R_i - R_a) \text{ in m}$$

mit $P_v^*/P_{v_0}^*$ als Parameter.

Die Ergebnisse sind in den Fig. 45 und 46 für einteilige und in den Fig. 47 und 48 für mehrteilige Räder aufgetragen. Damit kann nun der Einfluss

Fig. 45
Einteilige Laufräder; Einfluss der Verschalung
$b/D_a = f(R_i - R_a)$ für $P_v^*/P_{v_0}^*$ = konstant
——— gemessene Werte
- - - - extrapolierte Werte

jeder beliebigen Verschalung auf zwei Arten aus den entsprechenden Diagrammen herausgelesen werden. Unterschiede sind bei der Entstehungsart der Dia-

gramme unvermeidlich. Als verbindlich soll jeweils der arithmetische Mittelwert der zwei Zahlenwerte genommen werden.

Die Diagramme gelten ausdrücklich nur für die vereinfachten Verschalungsformen nach Fig. 1.

$$\left(\frac{P_v^*}{P_{v_0}^*}\right)_{res} = A\left(\frac{P_v^*}{P_{v_0}^*}\right)_u + B\left(\frac{P_v^*}{P_{v_0}^*}\right)_o \qquad (21)$$

Für die zwei untersuchten Laufräder H und M und ihre Verschalungen nach Fig. 5, Typ h, erhielt man unter Benützung der Diagramme der Fig. 45...48:

$$A = 5{,}0$$
$$B = -3{,}6$$

Bei beiden Laufradtypen zeigte sich die merkwürdige Tatsache, dass der Einfluss einer «praktisch richtigen» Verschalung, nach Fig. 5, also einer Gehäuseform ungefähr wie die praktischen Ausführungen, kleiner ist als jener einer bezüglich R_i und B_i

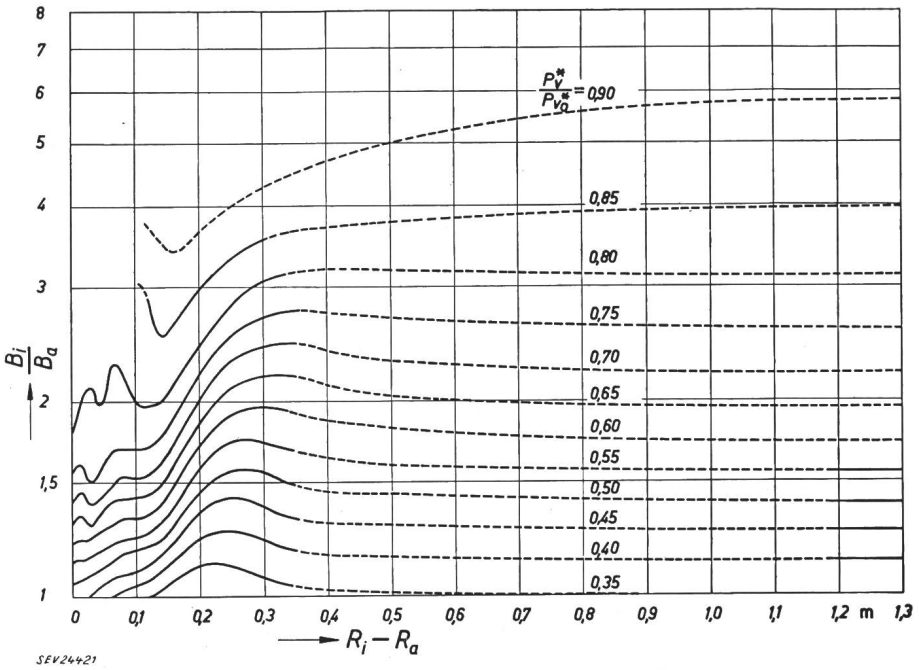


Fig. 46
Einteilige Laufräder; Einfluss der Verschalung
$B_i/B_a = f(R_i - R_a)$ für $P_v^*/P_{v_0}^* =$ konstant
——— gemessene Werte
- - - - extrapolierte Werte

10. Verschalungs-(Gehäuse-)Formen der Ausführungen

a) Horizontalachsige Freistrahl-Turbinen

Die Gehäuseformen von horizontalachsigen Freistrahlturbinen sind von der vereinfachten Versuchsverschalung insofern verschieden, als sie in der oberen Laufradhälfte meist möglichst eng, im Bereich der unteren Hälfte jedoch möglichst weit gehalten werden. Die Frage stellte sich, wie in einem solchen Gehäuse der Ventilationsverlust des frei rotierenden Laufrades reduziert wird. Um sie einigermassen beantworten zu können, wurden die Laufräder H und M in entsprechenden Verschalungen vom Typ h der Fig. 5 ebenfalls durchgemessen. Die Resultate sind in den Diagrammen Fig. 19 und Fig. 31 dargestellt.

Es war zu vermuten, dass sich der tatsächliche Reduktionsfaktor zu einem bestimmten Prozentsatz aus jenem für die enge obere und jenem für die weite untere Verschalungshälfte zusammensetzt nach dem Ansatz:

einheitlichen Verschalung. Eine Erklärung ist darin zu suchen, dass sich die ventilierte Luftmenge in den Gehäusewinkeln «staut» und so die Ventilationsleistung erhöht.

Bei den grossen horizontalachsigen Ausführungsturbinen sind aber die Gehäuse immer noch nicht so vereinfacht wie nach Fig. 5, Typ h: der obere, enge Teil reicht meist über die Hälfte des Radumfanges; häufig sind auch seitlich unten und

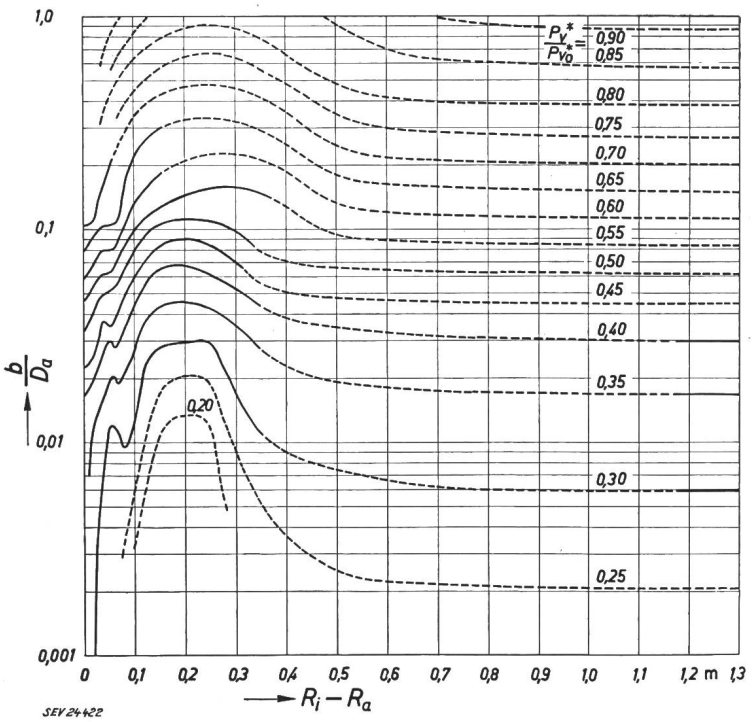


Fig. 47
Mehrteilige Laufräder; Einfluss der Verschalung
$b/D_a = f(R_i - R_a)$ für $P_v^*/P_{v_0}^* =$ konstant
——— gemessene Werte
- - - - extrapolierte Werte

radial Abfangschilde vorhanden, um das Wasser am Rotieren zu hindern; Bremsdüsen, Schutzdächer, Ablenker mit ihrem Gestänge und der Einlauf mit Düse ergeben zusätzliche Stauwirkungen.

Diese Überlegungen, angewendet auf die vorliegenden Messwerte, und die sinngemässe Anwendung der Messergebnisse von *Iurzolla* [4] gaben Anlass, die Aufteilungsformel (21) zwar beizubehalten, aber vereinfachend zu setzen:

$$A = B = +\,0{,}5 \qquad (22)$$

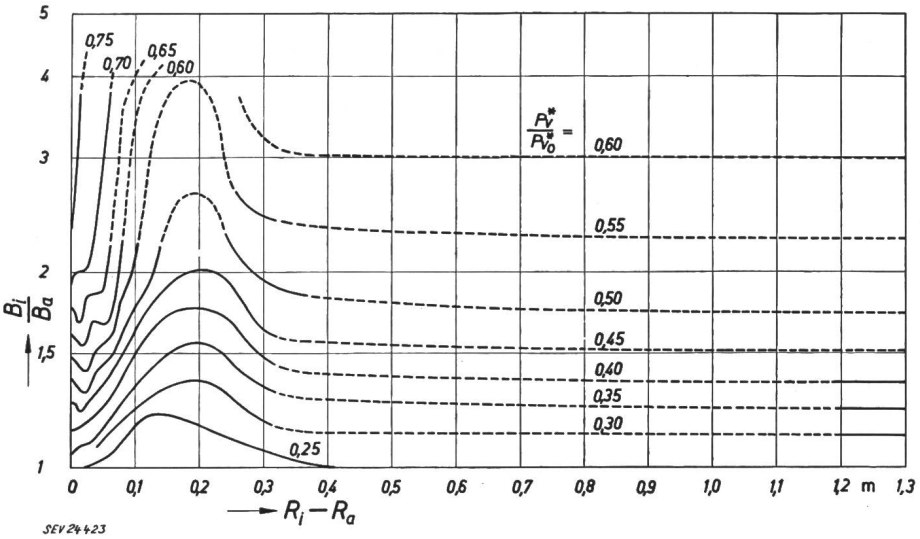


Fig. 48
Mehrteilige Laufräder; Einfluss der Verschalung
$B_i/B_a = f(R_i - R_a)$ für $P_v^*/P_{v_0}^*$ = konstant
——— gemessene Werte
- - - - extrapolierte Werte

b) Vertikalachsige Freistrahl-Turbinen

Vertikalachsige Laufräder werden meist in im Grundriss runden oder quadratischen abgerundeten Gehäusen eingebaut. Axial ist nach oben meist ein geringer Abstand, nach unten jedoch der ganze Freihang bis zum Unterwasserspiegel; dieser Abstand ist meist so gross, dass die Verschalung als einseitig offen bezeichnet werden darf.

Um auch diese Verhältnisse abzuklären, wurden die gleichen zwei Versuchsräder *H* und *M* in die Verschalung vom Typ *v* (Fig. 5) eingebaut. Für das Rad *H* war sie sehr knapp, für *M* sehr reichlich im Radius.

Aus den Diagrammen der Fig. 19 und 29 waren die effektiven Ventilationsleistungen bekannt und damit auch der Reduktionsfaktor $P_v^*/P_{v_0}^*$. Für die Benützung der Verschalungsdiagramme der Fig. 45 bis 48 wurde hier festgelegt, dass R_i auf der Höhe der Mittelschneiden und B_{i_o} gegenüber der maximalen Becherbreite B_a gemessen werden soll, und $B_{i_u} = \infty$ angenommen werden kann. Damit ergaben sich zur Formel (21) die Koeffizienten

$$A = 0{,}12 \qquad B = 0{,}92$$

Dieser andersgeartete Gehäuseeinfluss als bei den horizontalachsigen Turbinen ist weiter nicht überraschend.

Da auch hier die tatsächlichen Gehäuseformen von der vereinfachten Form etwas abwichen, wurde (wieder in Anlehnung an die Versuche von Iurzolla) endgültig gerechnet mit:

$$A = 0{,}3 \text{ (unten)} \qquad B = 0{,}7 \text{ (oben)} \qquad (23)$$

c) Messungen in Schleudergruben

Gelegentlich werden Peltonlaufräder auf Grund vertraglicher Bestimmungen mit der Durchgangsdrehzahl geschleudert. Zur Reduktion der Antriebsleitung werden sie in Schleudergruben eingeschalt, mit rotationssymmetrischen, möglichst engen und ganz geschlossenen Gehäusen. Diese Verschalungen wirken demnach ähnlich wie jene von Iurzolla [4].

Von drei grossen einteiligen Peltonlaufrädern lagen die Ventilationsleistungen aus solchen Schleuderversuchen vor. Unter angemessener Berücksichtigung der Versuche von Iurzolla, mit dessen Verschalungs-Distanzen das Rad *h* ziemlich gut übereinstimmte, ergab sich für die in Tab. III enthaltenen Rad- und Verschalungsmasse ein Korrekturfaktor, welcher die Umrechnung der Antriebsleistung P_v^* des verschalten Rades auf jene des unverschalten Rades $P_{v_0}^*$ erlaubte. Damit konnten auch die Ergebnisse dieser drei Räder mitberücksichtigt werden.

Rad- und Verschalungsmasse der Räder g, h und i

Tabelle III

Rad	R_i mm	R_a mm	B_i mm	B_a mm	$\frac{B_i}{B_a}$	$\frac{b}{D_a}$	P_v^* kgm/s	$P_{v_0}^*$ kgm/s	n U./min
g	1750	1125	800	518	1,545	0,063	2412	17 000	800
h	1750	1725	800	740	1,082	0,0087	2396	25 000	480
i	1750	1460	800	660	1,213	0,024	4350	48 500	800

11. Verschalungs-Korrektur bei grossen Laufrädern

Damit waren nun die Unterlagen vorhanden, um mit einiger Zuverlässigkeit die Messergebnisse an grossen Turbinenrädern in den üblichen Gehäusen interpretieren zu können. Es handelte sich vorerst darum, die vermutlichen Ventilationsverluste P_{v_0} des nicht verschalten Laufrades zu berechnen, indem man sinngemäss einen nach Kap. 8 und 9 festzulegenden Reduktionsfaktor P_v/P_{v_0} berechnete und damit den gemessenen Wert P_v^* auf $P_{v_0}^*$ korrigierte.

Mit den vorhandenen Unterlagen konnten sowohl die Lage der Turbinenachse (Gehäuseform) als auch die Becherbefestigung berücksichtigt werden.

Für das Erfassen der Verschalungsmasse wurde folgendes festgelegt:

a) Für horizontalachsige Maschinen (Fig. 49):

R_{i_o} in der Mitte des Rades (meist höchster Punkt);

R_{i_u} bis zum Unterwasserspiegel, evtl. bis nach der Erweiterungsabrundung zur unteren Gehäusehälfte, meist $R_i/R_a > 2$;

B_{i_o} bzw. B_{i_u} im höchsten und tiefsten Punkt von D_1 (gegenüber B_a).

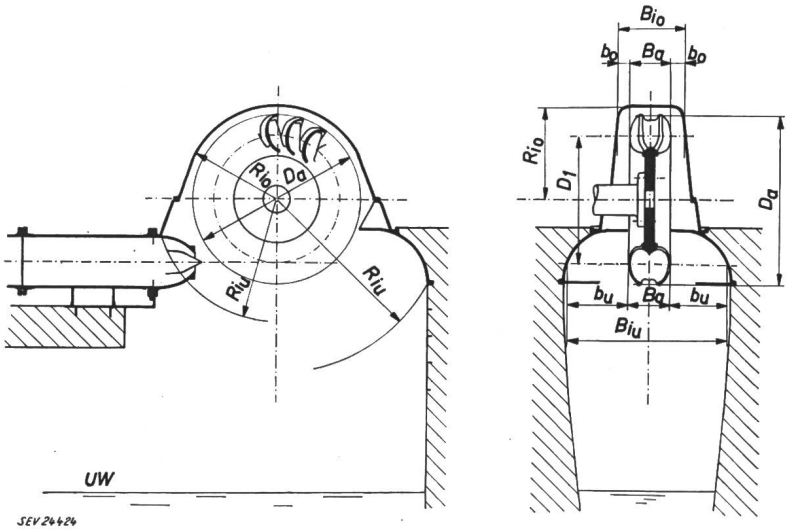


Fig. 49
Gehäuse-Masse von Ausführungsturbinen mit horizontaler Laufradachse
Bedeutung der Symbole siehe Kap. 11*a*

b) Für vertikalachsige Maschinen (Fig. 50):

$R_{i_o} = R_{i_u}$ auf der Höhe der Rad-Mitte (Schneide);

B_{i_o} oberhalb D_1 (gegenüber B_a);

B_{i_u} bis ca. zum Unterwasserspiegel.

Diese Korrekturrechnungen wurden getrennt durchgeführt für ein- und mehrteilige Laufräder.

Abschätzung des Verschalungseinflusses bei grossen einteiligen Laufrädern (siehe auch Fig. 45 und 46)

Tabelle IV

Rad	Gehäuse «oben» R_a mm	R_i mm	(R_i-R_a) mm	B_i mm	B_i/B_a	b mm	b/D_a	P_v/P_{v_o} b/D_a	B_i/B_a	Mittel «oben»
a	580	630	50	380	1,49	62	0,054	0,72	0,72	0,72
b	1060	2030	970	≈1500	3,00	500	0,236	0,74	0,86	0,80
c	1375	1445	70	640	1,21	55	0,020	0,51	0,53	0,52
d	1485	1550	65	880	1,22	78	0,026	0,55	0,54	0,545
e	1786	1814	28	400	1,14	25	0,007	0,46	0,50	0,50
f	1857	1998	141	882	4,85	350	0,094	0,72	0,90	0,81
f'	1857	1886	10	220	1,21	19	0,005	0,48	0,58	0,53

Rad	Gehäuse «unten» R_a mm	R_i mm	(R_i-R_a) mm	B_i mm	B_i/B_a	b mm	b/D_a	P_v/P_{v_o} b/D_a	B_i/B_a	Mittel «unten»
a	580	1020	440	900	3,53	322	0,278	0,77	0,85	0,81
b	1060	2080	1020	4000	8,00	1750	0,825	0,92	0,98	0,95
c	1375	2800	1425	2200	4,23	835	0,303	0,78	0,84	0,81
d	1485	2400	915	2580	3,56	928	0,912	0,93	0,81	0,87
e	1786	2500	714	1200	3,43	425	0,119	0,62	0,80	0,71
f	1857	2500	643	1270	7,00	545	0,147	0,72	0,64	0,68
f'	1857	2500	643	1270	7,00	545	0,147	0,72	0,64	0,68

Rad	Radform Firma	Achs-Lage	D_a mm	B_a mm	P_v* kg m/s	Mittel «oben»	Mittel «unten»	P_v/P_{v_o} Mittel	P_{v_0}* kg m/s
a	C	*h*	1160	255	345	0,72	0,81	0,765	450
b	C	*v*	2120	496	4 895	0,80	0,95	0,845	5 790
c	C	*h*	2750	530	4 320	0,52	0,81	0,665	6 500
d	C	*h*	2970	724	5 710	0,545	0,87	0,708	8 050
e	B	*h*	3572	350	5 445	0,50	0,71	0,605	9 000
f	B	*h*	3714	182	10 500	0,81	0,68	0,745	14 080
f'	B	*h*	3714	182	4 200	0,53	0,68	0,605	6 940

Die Ergebnisse für die sechs einteiligen Laufräder *a...f* sind in Tab. IV, jene für die fünf mehrteiligen Laufräder *k...o* in Tab. V zusammengestellt. Mit diesen Unterlagen und den Versuchsergebnissen mit unverschalten Modell-Laufrädern können nun für unverschalte Laufräder irgendwelcher Art und Grösse neue Formeln zur Berechnung von P_{v_0} aufgestellt werden, als Ersatz für die unbefriedigenden Formeln (17) und (18) nach Kap. 7.

Entsprechend den bisherigen Feststellungen sind für ein- und mehrteilige Laufräder getrennte Formeln zu entwickeln, d. h. bei gleichem Aufbau werden sie verschiedene Koeffizienten aufweisen.

Abschätzung des Verschalungseinflusses bei grossen mehrteiligen Laufrädern (siehe auch Fig. 47 und 48)

Tabelle V

Rad	Gehäuse «oben» R_a mm	R_i mm	(R_i-R_a) mm	B_i mm	B_i/B_a	b mm	b/D_a	P_v/P_{v_o} b/D_a	B_i/B_a	Mittel «oben»
l	911	971	60	592	1,37	80	0,044	0,47	0,45	0,460
m	1140	1260	120	1400	2,77	448	0,197	0,63	0,55	0,590
n	1265	1350	85	790	1,56	170	0,067	0,50	0,46	0,480
o	1475	1515	40	520	1,10	23	0,008	0,31	0,33	0,320
p	1821	2091	270	832	2,13	220	0,061	0,42	0,51	0,465

Rad	Gehäuse «unten» R_a mm	R_i mm	(R_i-R_a) mm	B_i mm	B_i/B_a	b mm	b/D_a	P_v/P_{v_o} b/D_a	B_i/B_a	Mittel «unten»
l	911	1800	≈ 900	1770	4,09	670	0,368	0,79	0,79	0,790
m	1140	2200	1060	1500	2,97	500	0,219	0,72	0,69	0,705
n	1265	2100	835	1600	3,56	575	0,227	0,72	0,74	0,730
o	1475	2500	1000	1500	3,17	500	0,170	0,67	0,71	0,690
p	1821	2800	1000	1200	3,06	400	0,110	0,59	0,70	0,645

Rad	Rad-form Firma	Achs-lage	D_a mm	B_a mm	P_v* kg m/s	Mittel «oben»	Mittel «unten»	P_v/P_{v_o} Mittel	P_{v_0}* kg m/s
l	B	*h*	1822	432	5 860	0,460	0,790	0,625	9 375
m	A	*h*	2280	505	2 470	0,590	0,705	0,648	3 812
n	C	*h*	2530	450	2 345	0,480	0,730	0,605	3 875
o	B	*h*	2950	474	4 507	0,320	0,690	0,505	8 920
p	B	*h*	3642	392	11 260	0,465	0,645	0,555	20 280

12. Formel zur Berechnung der Ventilationsverluste von unverschalten einteiligen Laufrädern

Als «einteilige» Laufräder im weiteren Sinn werden Laufräder definiert, die seitlich zwischen Becher und Nabe in Umfangsrichtung «glatt» sind, also weder Lappen noch vorstehende Schraubenköpfe, Muttern usw. aufweisen. Neben einteilig gegossenen Laufrädern fallen folglich z. B. auch jene in diese Kategorie, bei welchen die Becher mit «Schwalbenschwänzen» in glatte Scheiben mit verdicktem Kranz eingesetzt sind.

Zunächst konnten die Ergebnisse mit den sechs Modellrädern *A*, *B*, *C*, *G*, *M* und *O* nach Tab. I, bei mittlerer Drehzahl, verwendet werden. Weiter liegen die Resultate von zwei Laufrädern *I* und *II* der Versuche von Iurzolla vor [4]. Dazu kommen die Ergebnisse von sechs grossen Laufrädern *a*...*f*, deren Gehäuseeinfluss in Tab. IV abgeschätzt ist. Schliesslich fanden die Resultate der Schleuderversuche mit den drei grossen Laufrädern *g*...*i* (siehe Tab. III) Verwendung.

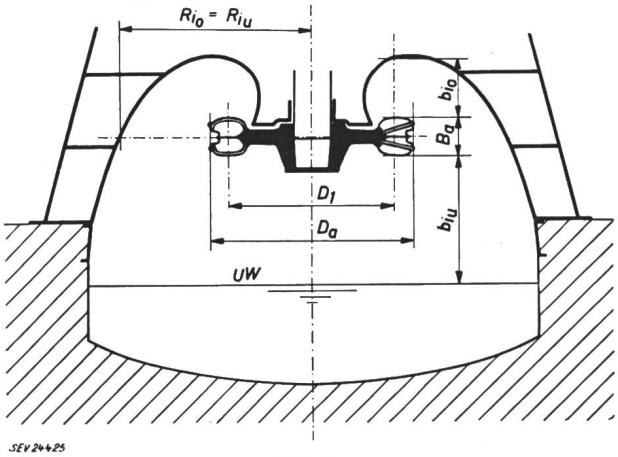


Fig. 50
Gehäuse-Masse von Ausführungsturbinen mit vertikaler Laufradachse
Bedeutung der Symbole siehe Kap. 11b

Alle diese Berechnungen sind in Tab. VI zusammengestellt. Im einzelnen wurde wie folgt vorgegangen:

a) Da von den Versuchen mit den grossen Laufrädern die Dichte der Luft nicht bekannt ist, wurde einheitlich mit dem Mittelwert der Modellversuche, also $\varrho_{L_m} = 0{,}1164$ gerechnet [siehe Kap. 7a)].

b) Bei der Drehzahl wurde einheitlich mit n^3 gerechnet, also auch bei den Modellrädern, wo der genaue Exponent bekannt war.

c) Um die Unterlagen gleich im später verwendeten Maßsystem zu erhalten, wurde auf die Leistungseinheit (kW) übergegangen.

d) Zunächst wurde der Ausdruck

$$A^* = \frac{P^*_{v_0}}{\varrho_L\, n^3\, D_a^5} \cdot 10^8$$

gebildet und in Diagramm 51 über dem Breitenverhältnis B_a/D_a aufgetragen. Wenn man von drei, bzw. vier ausgesprochenen «Ausreissern» absieht, liegen alle Versuchspunkte mit befriedigender Genauigkeit auf der Kurve

$$C_B = \left[1 + 1240\left(\frac{B_a}{D_a}\right)^4\right] \qquad (24)$$

Für die Berechnung der Ventilationsverluste von unverschalten, einteiligen Freistrahlturbinen-Laufrädern erhält man so die Formel

$$P_{v_0} = \varrho_L\, n^3\, D_a^5\, C_B \cdot 10^{-8} \quad \text{kW} \qquad (25)$$

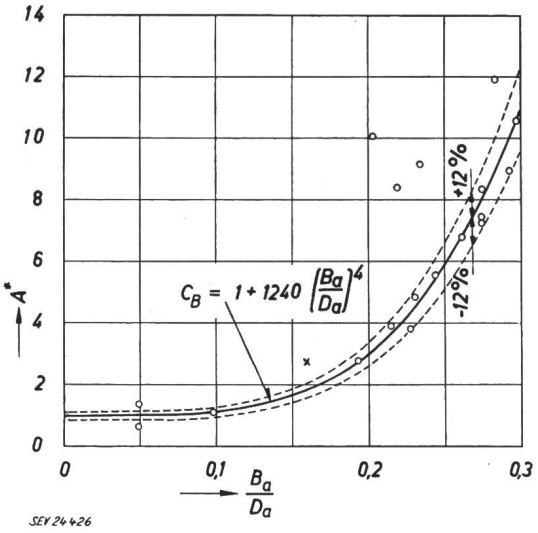


Fig. 51
Darstellung von A^* in Funktion von B_a/D_a bei einteiligen Laufrädern
× «Ausreisser» eines mehrteiligen Rades aus Fig. 56

Unterlagen für die Entwicklung der Formel für die Ventilationsverluste von unverschalten einteiligen Laufrädern

Tabelle VI

Rad	Typ [1])	Radform Firma	gemessen von	D_a m	B_a m	B_a/D_a	Z_2	n U./min	P^*_{v0} kW	Einbau [2])	Verschalung [3])	A^*	C_B	A^*/C_B	nD_a^2
A	*M*	C	ETH	0,541	0,148	0,274	23	600	0,0843	*U*	*h*	7,24	8,00	0,905	175,8
B	*M*	C	ETH	0,541	0,148	0,274	17	600	0,0710	*U*	*h*	8,34	8,00	1,042	175,8
C	*M*	C	ETH	0,541	0,148	0,274	20	600	0,0863	*U*	*h*	7,40	8,00	0,925	175,8
G	*M*	D	ETH	0,734	0,215	0,293	19	800	1,138	*U*	*h*	8,95	10,10	0,886	431,0
M	*M*	C	ETH	0,318	0,092	0,283	20	1000	0,0451	*U*	*h*	11,92	9,00	1,325	101,0
O	*M*	C	ETH	0,598	0,156	0,261	20	600	0,1294	*U*	*h*	6,78	6,78	1	214,5
I	*M*	X	I	0,316	0,094	0,297	13	1000	0,0388	*U*	*h*	10,55	10,55	1	99,8
II	*M*	X	I	0,556	0,113	0,203	20	1000	0,621	*U*	*h*	10,05	3,10	3,24	309
a	*A*	C	C	1,16	0,255	0,219	22	600	4,41	*V*	*h*	8,36	3,85	2,17	806
b	*A*	C	E	2,12	0,496	0,234	20	500	56,8	*V*	*v*	9,11	4,74	1,92	2245
c	*A*	C	C	2,75	0,530	0,193	23	500	63,7	*V*	*h*	2,78	2,80	0,994	3780
d	*A*	C	E	2,97	0,724	0,244	19	375	78,9	*V*	*h*	5,54	5,50	0,098	3300
e	*A*	B	B	3,572	0,350	0,098	32	500	88,3	*V*	*h*	1,044	1,044	1	3360
f	*A*	B	B	3,714	0,182	0,049	54	500	138,1	*V*	*h*	1,343	1,01	1,33	6870
f'	*A*	B	B	3,714	0,182	0,049	54	500	68,0	*V*	*h*	0,66	1,01	0,654	6870
g	*A*	C	C	2,25	0,518	0,230	20	800	166,7	*S*	*v*	4,84	4,50	1,075	4040
h	*A*	C	C	3,45	0,740	0,215	22	480	245,0	*S*	*v*	3,895	3,65	1,065	5710
i	*A*	C	C	2,92	0,661	0,227	22	800	475,5	*S*	*v*	3,77	4,30	0,876	2480

[1]) *M* Modellrad; *A* Ausführungsrad. [2]) *U* unverschalt; *V* verschalt; *S* spezielle (rotationssymmetrische) Verschalung.
[3]) *h* wie bei horizontalachsigen Turbinen üblich; *v* wie bei vertikalachsigen Turbinen üblich.

Die Frage, warum die Messpunkte mit den Laufrädern *II*, *a* und *b* derart abseits liegen, kann leider nicht beantwortet werden. Die übrigen vierzehn Resultate liegen in Anbetracht der ganz verschiedenen Herkunft und Messart für unsere Zwecke

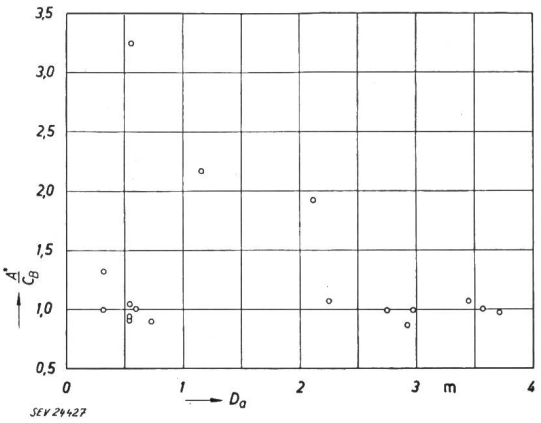


Fig. 52
Verlauf von A^*/C_B in Funktion des Laufrad-Durchmessers D_a

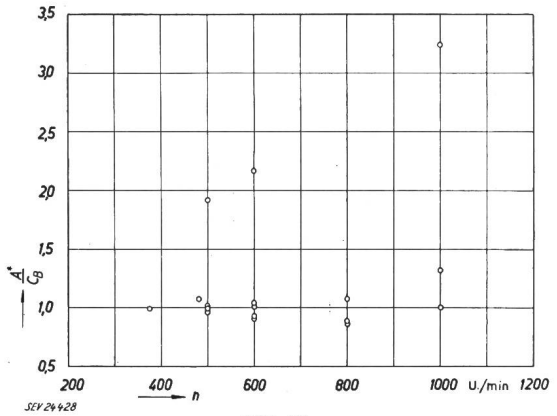


Fig. 53
Verlauf von A^*/C_B in Funktion der Drehzahl n

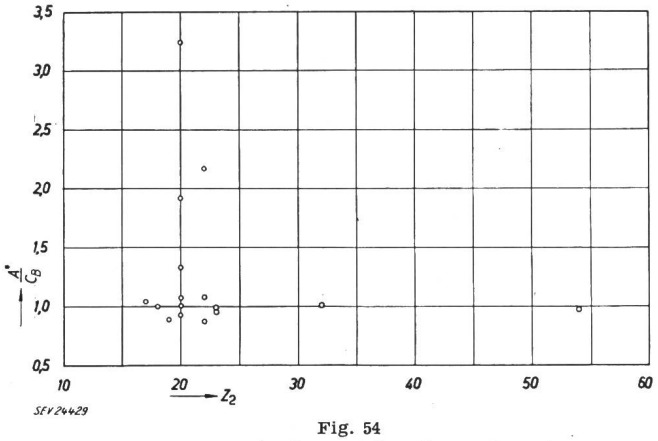


Fig. 54
Verlauf von A^*/C_B in Funktion der Becherzahl Z_2

durchaus befriedigend im Streuband $\pm 12\,\%$. Die noch vorhandene Streuung kann von der ganz unterschiedlichen Becherform und z. B. von den Absolutwerten der Grössen D_a, n und Z_2 herrühren.

Um einen solchen allfälligen Sekundäreinfluss festzustellen, wurde die Verhältniszahl A^*/C_B gebildet und in den Diagrammen Fig. 52, 53 und 54 über einer dieser drei Grössen aufgetragen. Irgendeine wesentliche Tendenz war aber nicht zu erkennen.

Es stellte sich die Frage, ob die Reynoldssche Zahl sich auswirken könnte; nimmt man die kinematische Zähigkeit $\nu =$ konstant und an Stelle der Strömungsgeschwindigkeit v die Umfangsgeschwindigkeit u des Laufrades, so erhält man als Relativmass für die Reynoldssche Zahl

$$R_e \approx n\, D_a^2 \tag{26}$$

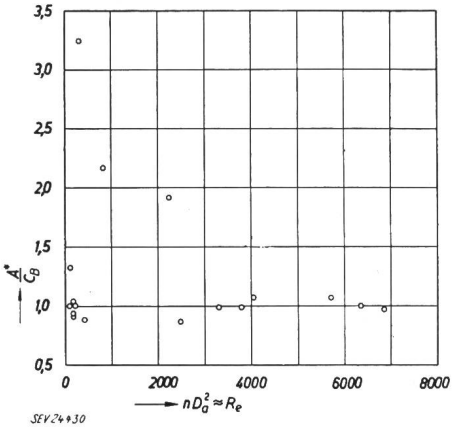


Fig. 55
Verlauf von A^*/C_B in Funktion der Reynoldsschen Zahl $R_e \approx nD_a^2$

Das Diagramm Fig. 55 zeigt aber auch keine deutliche Abhängigkeit des Wertes A^*/C_B von nD_a^2. So wurde denn endgültig auf eine weitere Korrektur der Formel (25) verzichtet.

13. Formel zur Berechnung der Ventilationsverluste von unverschalten mehrteiligen Laufrädern

In gleicher Weise wie für die einteiligen Laufräder wurde auch für «mehrteilige» Räder, d. h. solche mit seitlich vorstehenden Lappen, Schraubenköpfen, Muttern usw. eine Formel zur Berechnung der Ventilationsverluste für die Räder ohne Verschalung aufgestellt.

Zur Verfügung standen zunächst die Ergebnisse von acht Modellrädern nach Tab. I, das letzte mit und ohne äussere Verstärkungsringe *K* (siehe Fig. 1). Das Rad *k* ist in der Werkstatt bei drei verschiedenen Drehzahlen unverschalt geschleudert worden. Die fünf Laufräder *l...p* wurden in den Anlagen gemessen; der zugehörige Gehäuseeinfluss ist in Tab. V abgeschätzt worden. Schliesslich lagen die Resultate mit dem Rad *q* vor, welches in der Werkstatt in engem, rotationssymmetrischem Gehäuse geschleudert wurde. Hier wurde der Gehäuseeinfluss mit dem Faktor 7,5 berücksichtigt, in Anlehnung an die Versuche von Iurzolla.

Bereits in den Jahren 1913 und 1918 sind von *Reichel und Wagenbach* [5] systematische Versuche mit Becherturbinen durchgeführt worden. Von vier Bechertypen liegen die «mechanischen Verluste» bei drei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Becherzahlen Z_2 vor. Es ist nicht ersichtlich, ob die Lagerreibungsverluste darin noch enthalten sind. Sie dürften bei den geringen Gewichten und relativ hohen Drehzahlen, verglichen mit den Ventilationsverlusten, eher klein sein. Die Aussen-

Unterlagen für die Entwicklung der Formel für die Ventilationsverluste von unverschalten mehrteiligen Laufrädern

Tabelle VII

Rad [1])	Typ [2])	Radform Firma	gemessen von	D_a m	B_a m	B_a/D_a	Z_2	n U./min	$P_{v_0}^*$ kW	Einbau [3])	Verschalung [4])	A^*	C_B	A^*/C_B	nD_a^2
I	*M*	C	ETH	0,645	0,247	0,383	18	700	0,594	*U*	*h*	13,3	12,1	1,10	291,0
E	*M*	C	ETH	0,655	0,216	0,330	18	500	0,194	*U*	*h*	11,05	11,75	0,94	214,0
F	*M*	C	ETH	0,760	0,181	0,238	20	500	0,363	*U*	*h*	9,90	9,45	1,05	289,0
H	*M*	B	ETH	0,686	0,162	0,238	20	500	0,2235	*U*	*h*	10,40	9,45	1,10	236,0
I	*M*	B	ETH	0,684	0,094	0,145	28	800	0,469	*U*	*h*	6,87	7,10	0,967	336,0
K	*M*	A	ETH	0,500	0,080	0,160	24	900	0,235	*U*	*h*	10,72	7,50	1,43	225,0
L	*M*	A	ETH	0,840	0,233	0,278	20	600	1,078	*U*	*h*	10,25	10,45	0,98	423,0
$N_{m.}$	*M*	A	ETH	0,860	0,230	0,268	20	500	0,735	*U*	*h*	10,74	10,20	1,055	370,0
$N_{o.}$	*M*	A	ETH	0,860	0,230	0,268	20	500	0,745	*U*	*h*	10,88	10,20	1,065	370,0
k	*A*	B	B	1,462	0,342	0,234	20	500	11,55	*U*	*h*	11,88	9,35	1,26	1075
								700	32,5			12,2		1,305	1495
								900	65,9			11,61		1,24	1920
l	*A*	B	F	1,822	0,432	0,237	21	750	92,0	*V*	*h*	9,32	9,40	0,991	2480
m	*A*	A	G	2,28	0,505	0,221	20	375	37,4	*V*	*h*	9,90	9,01	1,10	1950
n	*A*	C	F	2,53	0,450	0,178	26	340	38,0	*V*	*h*	8,02	7,95	1,01	2170
o	*A*	B	B	2,95	0,474	0,160	28	500	87,5	*V*	*h*	2,75	7,50	0,367	4260
p	*A*	B	B	3,642	0,392	0,108	30	333⅓	199,1	*V*	*h*	7,20	6,20	1,16	4420
q	*A*	B	B	3,485	0,539	0,155	28	333⅓	176,0	*S*		7,95	7,40	1,075	4040
G 1 [5])	*M*	X	R-W	0,68	0,144	0,215	30	700	0,363	*V*	*h*	6,34	8,90	0,713	324
	M		R-W				22		0,3725			6,41	8,90	0,720	324
	M		R-W				14		0,529			9,10	8,90	1,02	324
G 2	*M*	X	R-W	0,67	0,128	0,191	30	700	0,3725	*V*	*h*	6,91	8,30	0,833	314
	M		R-W				22		0,392			7,28	8,30	0,876	314
	M		R-W				14		0,524			9,74	8,30	1,172	314
G 3	*M*	X	R-W	0,658	0,107	0,163	30	700	0,304	*V*	*h*	6,18	7,60	0,814	303
	M		R-W				22		0,3285			6,68	7,60	0,880	303
	M		R-W				14		0,406			8,26	7,60	1,088	303
G 4	*M*	X	R-W	0,646	0,087	0,135	38	700	0,265	*V*	*h*	6,88	6,90	0,998	292
	M		R-W				30		0,2745			6,10	6,90	0,885	292
	M		R-W				20		0,314			6,97	6,90	1,01	292
	M		R-W				14		0,3625			8,06	6,90	1,168	292

[1]) m. = mit Verstärkungsringen; o. = ohne Verstärkungsringe.
[2]) *M* Modellrad; *A* Ausführungsrad.
[3]) *U* unverschalt; *V* verschalt; *S* spezielle (rotationssymmetrische) Verschalung.
[4]) *h* wie bei horizontalachsigen Turbinen üblich; *v* wie bei vertikalachsigen Turbinen üblich.
[5]) *G1...G4:* Radbezeichnungen nach Reichel und Wagenbach [5].

masse sind nicht direkt angegeben, sondern mussten aus den Fig. 3...6 der Publ. [5] abgemessen werden. Die Versuche wurden in einem so grossen Gehäuse durchgeführt, dass die Laufräder als unverschalt betrachtet werden können. Die Werte für $P_{v_0}^*$ wurden den Versuchskurven der Fig. 27 von S. 875 [5] entnommen. Verwendet wurden die Resultate bei der mittleren Drehzahl $n = 700$ U./min.

Alle zugehörigen Rechnungen sind in Tabelle VII zusammengefasst. Vorerst wurde wiederum der Wert gebildet:

$$A^* = \frac{P_{v_0}^*}{\varrho_L n^3 D_a^5} \cdot 10^8$$

und in Diagramm Fig. 56 über der relativen Becherbreite B_a/D_a aufgetragen. Im Gegensatz zu den einteiligen Rädern ergab sich hier ein linearer Verlauf

$$C_B = \left(3{,}5 + 25\,\frac{B_a}{D_a}\right) \qquad (27)$$

und damit für die Berechnung der Ventilationsverluste von unverschalten, mehrteiligen Freistrahlturbinen-Laufrädern die Formel

$$P_{v_0} = \varrho_L\, n^3\, D_a^5\, C_B \cdot 10^{-8} \quad \text{kW} \qquad (28)$$

Wie die Fig. 57...60 zeigen, ist auch hier kein systematischer Einfluss der Absolutgrössen D_a, n und Z_2

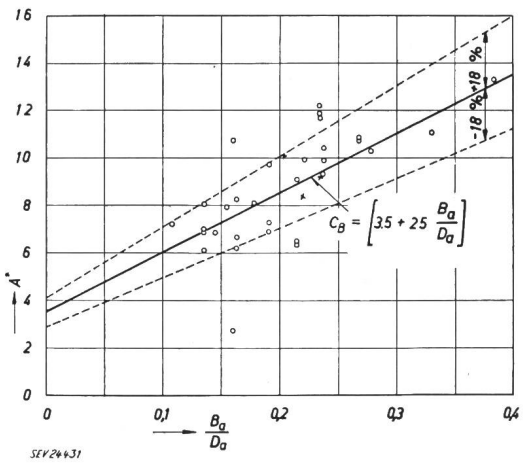


Fig. 56
Darstellung von A^* in Abhängigkeit von B_a/D_a bei mehrteiligen Laufrädern
× «Ausreisser» von einteiligen Laufrädern aus Fig. 51

oder der Reynoldsschen Zahl $R_e \approx n\, D_a^2$ festzustellen. Auf weitere Korrekturen kann auch hier verzichtet werden.

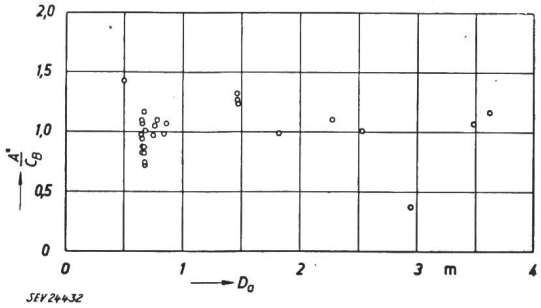


Fig. 57
Verlauf von A^*/C_B in Funktion des Laufrad-Durchmessers D_a

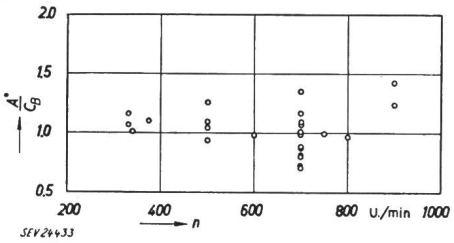


Fig. 58
Verlauf von A^*/C_B in Funktion der Drehzahl n

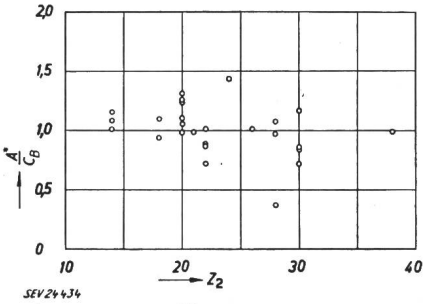


Fig. 59
Verlauf von A^*/C_B in Funktion der Becherzahl Z_2

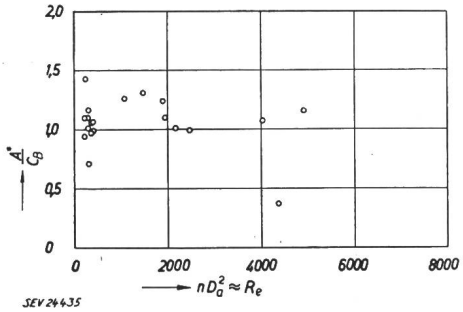


Fig. 60
Verlauf von A^*/C_B in Funktion der Reynoldsschen Zahl $R_e \approx nD_a^2$

14. Negative Drehrichtung

Die Kenntnis des Ventilationsverlustes von Peltonrädern bei negativer Drehrichtung kann in speziellen Fällen interessant sein (Bremsturbinen, Anwurfturbinen in Speicheranlagen usw.). Es wurden deshalb mit zehn der Modell-Laufräder entsprechende Messungen durchgeführt, und zwar unverschalt und verschalt (siehe Tab. I).

Wie nicht anders zu erwarten, ist der Ventilationsverlust beim Betrieb mit der konkaven Becherseite voraus erheblich grösser als bei positiver Drehrichtung. Das gilt in erster Linie für die unverschalten Laufräder. In Diagramm Fig. 61 sind die Verhältniszahlen $P_{v_0,\,\mathrm{neg.}}/P_{v_0,\,\mathrm{pos.}}$ über der relativen Becherbreite B_a/D_a aufgetragen. Es zeigt sich ein deutlicher Unterschied zwischen einteiligen und mehrteiligen Laufrädern. Das Verhältnis ist nur wenig abhängig von B_a/D_a und beträgt im wichtigen Verwendungsbereich von 0,2...0,3 für einteilige Laufräder ≈ 5 und für mehrteilige Laufräder $\approx 3{,}2$.

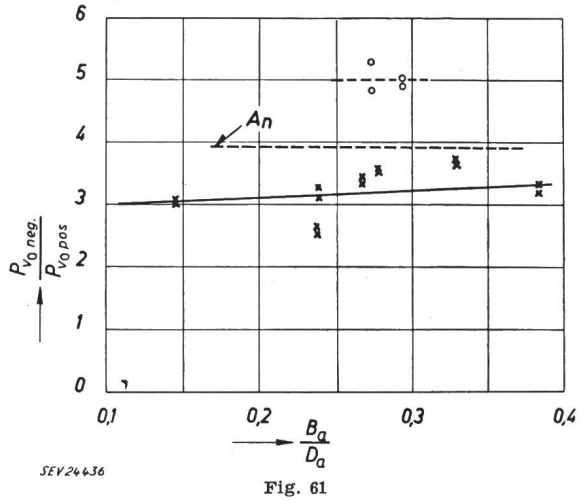


Fig. 61
Ventilationsverluste unverschalter Laufräder bei negativer Drehrichtung im Verhältnis zu jenen bei positiver Drehrichtung
An: Verhältnis bei Halbkugelschalen von Anemometern
○ einteilige Räder × mehrteilige Räder

Zur Beurteilung der richtigen Grössenordnung dieser Messwerte können die Widerstandsbeiwerte der halbkugeligen Schalen eines Anemometers beigezogen werden. Sie betragen nach der «Hütte» [6], S. 494, für Drehrichtung «konvexe Seite voraus» $c_w = 0{,}34$ und für Drehrichtung «konkave Seite voraus» $c_w = 1{,}33$. Das Verhältnis $1{,}33/0{,}34 = 3{,}91$ deckt sich mit den Ergebnissen aus Fig. 61. Es geht aber auch wiederum eindeutig daraus hervor, dass die Pumpwirkung der Becher selbst sowie allfälliger Lappen und Schraubenköpfe zur Hauptsache den Ventilationsverlust bestimmen, wogegen die reinen Reibungsverluste ohne wesentliche Bedeutung sind. Nachdem die Pumpwirkung der seitlich vorstehenden Teile für beide Drehrichtungen als ungefähr gleich angenommen werden kann, lässt sich folgende Rechnung anstellen:

Laufrad-Typ (unverschalt):	einteilig	mehrteilig
Für $B_a/D_a = 0{,}25$ z. B. ist A^*:	5,9[4])	9,8[4])
Für negative Drehrichtung ergibt Fig. 61:	5	3,25
Damit wird $P_{v_0,\,\mathrm{neg.}}$ proportional:	29,50	31,85
Die Differenz beträgt:	2,35	
Die Hälfte davon ist die Pumpwirkung und seitliche Reibung, nämlich:	1,175	
oder in % des einteiligen Laufrades:	4,0 %	

Bei der negativen Drehrichtung ist der Einfluss der Verschalung noch krasser. Wäre er gleich wie bei positiver Drehrichtung, so müsste das Verhältnis

[4]) vgl. die Diagramme Fig. 51 bzw. 56.

$P_{v_{neg.}}/P_{v_{pos.}}$ gleich bleiben. Nun gehen aber diese Werte bei engen Verschalungen stark zurück. Schaltet man bei dieser Betrachtung den allfälligen Einfluss von B_a/D_a als vernachlässigbar aus, so können (wie beim Verschalungseinfluss nach Kap. 9 und 10) die Werte von $P_{v_{neg.}}/P_{v_{pos.}}$ über R_a/R_i, bzw. B_i/B_a aufgetragen werden. Noch bequemer wird es, wenn man wieder die Zahlen ins Verhältnis setzt zu jenen bei unverschalten Rädern, also

$$\xi = \frac{P_{v_{neg.}}/P_{v_{pos.}}}{P_{v_{0,neg.}}/P_{v_{0,pos.}}} \qquad (29)$$

Da nur Versuchswerte von kleinen Laufrädern ($D_a \leqq 0{,}86$ m) vorliegen, und auch hier nicht von allen, soll auf die Aufstellung einer Formel für $P_{v_{0,\,neg.}}$ verzichtet werden. Im Bereich der durchgeführten Versuche ergibt sich, allerdings etwas stark vereinfacht, ungefähr das Diagramm der Fig. 62. Die Genauigkeit dürfte etwa $\xi \pm 0{,}1$ betragen.

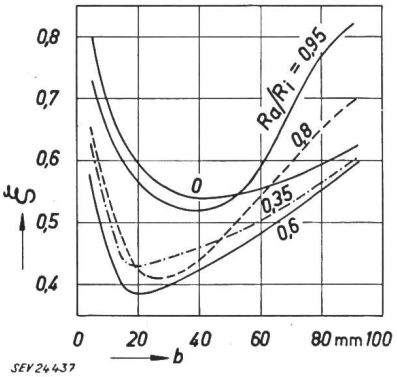


Fig. 62
Veränderung ξ des Verhältnisses nach Fig. 61 unter dem Einfluss von Verschalungen

b Spaltbreite $= \frac{B_i - B_a}{2}$

Bei $R_a/R_i = 0$ und $B = \infty$ wird $\xi = 1$

15. Einfluss von Spritzwasser zur Kühlung

Zur Verbesserung des Leistungsfaktors im Netz (zum «Phasenschieben») werden oft besondere Gruppen ohne Wirklast, aber mit übererregtem Generator in Betrieb gehalten, wobei die Verluste entweder durch die schwach geöffnete Turbine oder vom Generator als Motor gedeckt werden. Im ersten Fall ist das Turbinengehäuse genügend gekühlt, aber der dünne, stark zersplitterte Strahl kann bei Dauerbetrieb die Laufräder beschädigen und die Düsen-Mundstücke schneller schartig werden lassen.

Die Methode mit motorischem Betrieb des Generators ist meist vorzuziehen. In diesem Fall müssen aber die Turbinengehäuse speziell gekühlt werden durch Einführen von Kühlwasser an geeigneter Stelle. Dadurch wird aber ϱ_L grösser, und die Ventilationsverluste nehmen entsprechend zu. Um die Grössenordnung dieser Erhöhung abzuklären, wurden Vergleichsversuche mit und ohne Spritzwasser vorgenommen.

Aus der Skizze Fig. 63 ist zu ersehen, dass in der oberen Verschalungshälfte drei ¼″-Rohre achsparallel befestigt waren, die mit einer grösseren Zahl feiner Bohrungen in Richtung der Achse versehen waren. Die drei Leitungen konnten separat gespeist werden. Die eingespritzte sekundliche Wassermenge Q_{sp} wurde mit einer Wasseruhr gemessen. Die Versuche wurden mit den drei Laufrädern G, H und L durchgeführt; die Messwerte sind in den Fig. 18, 21 und 27 enthalten. Die Resultate sind in Tab. VIII zusammengestellt. Trägt man in Fig. 64 das Ver-

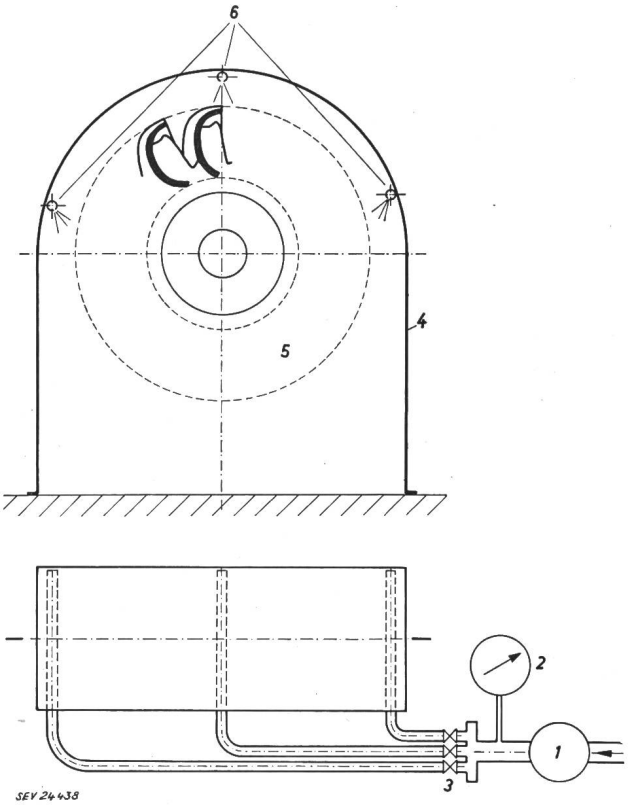


Fig. 63
Schema der Versuchseinrichtung zur Messung des Einflusses von Spritzwasser zu Kühlzwecken

1 Wassermessuhr; *2* Manometer; *3* Verteiler; *4* Gehäuse (Verschalung); *5* Laufrad; *6* Einspritzrohre

Unterlagen zu den Untersuchungen über die relative Zunahme der Ventilationsleistung bei Einspritzen von Wasser

Tabelle VIII

Rad	Q_{sp} [1] l/s	n U./min	Rad-Typ [2]	R_a/R_i	B_i/B_a	B_a/D_a	P_v kg m/s	P_{v_Q}/P_v
G	0	1000	e	0,749	1,117	0,293	52,5	1
		500					6,70	1
	0,29	1000					73,5	1,40
		500					8,45	1,26
	0,87	1000					83,5	1,59
		500					9,70	1,45
H	0	700	a	0,696	1,481	0,238	19,2	1
		500					7,05	1
	0,28	700					27,4	1,43
		500					9,25	1,31
	0,79	700					43,5	2,26
		500					19,30	2,74
L	0	600	a	0,857	1,044	0,278	31,5	1
		400					9,05	1
	0,26	600					43,5	1,38
		400					12,70	1,40
	0,79	600					58,2	1,85
		400					19,30	2,13

[1]) Q_{sp} eingespritzte Wassermenge.
[2]) e einteilig; a aufgeschraubt.

hältnis P_{vQ}/P_v (relative Zunahme der Ventilationsleistung unter dem Einfluss der eingespritzten Wassermenge Q_{sp}) über Q_{sp} auf, so ergibt sich bei den drei Versuchsrädern ein unterschiedlicher Verlauf

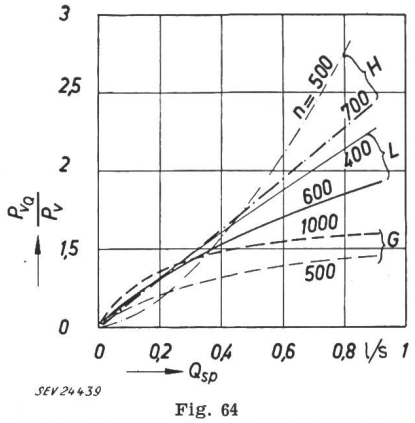


Fig. 64
Verlauf des Verhältnisses P_{vQ}/P_v mit und ohne Spritzwasser Q_{sp} in Funktion der totalen eingespritzten Wassermenge Q_{sp}.
G, H, L Versuchslaufräder; *n* Versuchsdrehzahl

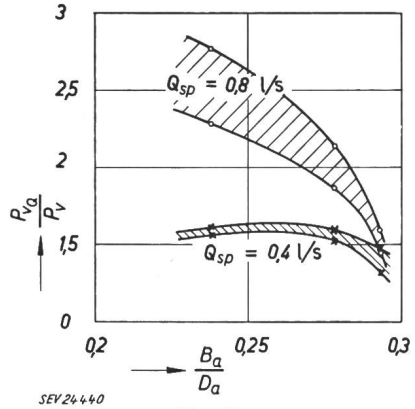


Fig. 65
Verlauf von P_{vQ}/P_v in Funktion des Breitenverhältnisses B_a/D_a bei zwei verschiedenen, konstanten Wassermengen Q_{sp}

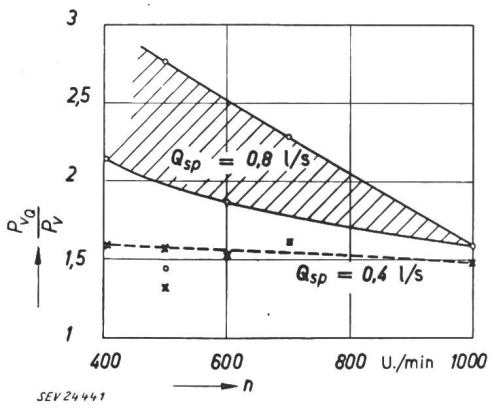


Fig. 66
Verlauf von P_{vQ}/P_v in Funktion der Versuchsdrehzahl n bei zwei verschiedenen, konstanten Wassermengen Q_{sp}

der Zunahme. Nach Fig. 65 nimmt der Einfluss mit grösserer Relativbreite B_a/D_a der Becher ab, was durchaus einleuchtet. Aber auch der abnehmende Einfluss bei zunehmender Absolutdrehzahl n ist erklärlich: das eingespritzte Wasser wird unter dem Einfluss der rotierenden Luft nach aussen getrieben und kommt so mit zunehmender Drehzahl n relativ immer weniger zur Wirkung (Fig. 66).

16. Methoden für die Leistungsmessung

Bei der Verschiedenartigkeit der Herkunft der verwendeten Versuchsresultate erscheint es gegeben, die Methoden zu betrachten, mit welchen jeweils die Leistungsmessungen durchgeführt wurden. Es soll auch kurz auf Fehlerquellen hingewiesen werden.

a) Torsions-Dynamometer

Mit dem Torsions-Dynamometer wurden die vorstehend beschriebenen Versuche im Institut für hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH durchgeführt (Kap. 3). Bei dieser Methode muss auf möglichst konstantes Antriebs-Drehmoment geachtet werden. Wegen der Differenzmethode sollten die Versuchsdrehzahlen so hoch als möglich gewählt werden; auf alle Fälle darf das Reibungsmoment der Lagerung nicht mehr als etwa 20 % des totalen, mit dem Torsionsdynamometer gemessenen Antriebsmomentes betragen. Es handelt sich hier um eine typische Laboratoriumsmethode, die aber gelegentlich auch im Prüffeld (bei Schleuderproben) zur Anwendung gelangen mag.

b) Antrieb mit Elektromotor

Eine einfache Antriebsmethode ist diejenige mit einem Gleichstrommotor, dessen Verluste bei allen Drehzahlen und Belastungsverhältnissen bekannt sind. In dieser Weise wurden die Versuche von Iurzolla [4] durchgeführt. Die Lagerverluste der Versuchswelle wurden von Iurzolla separat bestimmt und zwar durch Aufnahme der Motorleistungen mit der Versuchswelle allein, d. h. ohne die Versuchsräder. Aus der Publikation geht leider nicht hervor, ob und wie er die Unterschiede in der Lagerbelastung berücksichtigt hat (die Gewichte der Laufräder waren 19,2 kg und 57 kg).

c) Auslauf-Versuch

Sofern die Schwungmassen bekannt sind, können die mechanischen Verluste durch Auslaufversuche bestimmt werden. Die Schwungmasse selbst lässt sich durch Wägen und Auspendeln ermitteln. In dieser Weise gingen Reichel und Wagenbach [5] vor. Auch bei diesen Versuchen können leider die Lagerverluste nicht ausgeschieden werden; bei den leichten Rädern und hohen Drehzahlen dürften sie aber nur einen unwesentlichen Teil der Gesamtverluste ausmachen und auf alle Fälle weit innerhalb des Streubereiches der vorliegenden Untersuchungen bleiben.

Der Auslaufversuch wurde aber auch im Fall des grossen Laufrades n (Tab. VII) angewendet; das GD^2 war bekannt. Der Vergleich mit der ebenfalls angewendeten direkten elektrischen Leistungsmessung [siehe b)] ergab Übereinstimmung von ± 3 % der Einzelverluste und ca. ± 7 % des reinen Ventilationsverlustes.

Wie man gegebenenfalls mit befriedigender Genauigkeit die durch Auslaufversuche ermittelten mechanischen Verluste in Ventilations- und in Lagerreibungsverluste aufteilen kann, hat *Tobler* gezeigt [7].

Fortsetzung des allgemeinen Teils auf Seite 419
Es folgen «Die Seiten des VSE»

Fortsetzung von Seite 410

Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern (Fortsetzung)

d) Messung mit Zusatz-Heizung

Eine originelle Methode zur Bestimmung der Ventilationsverluste eines Peltonrades, ohne die Notwendigkeit, dieses abzukuppeln, hat Tobler [8] publiziert: Durch die vorerst unbekannte Ventilationsleistung steigt die Temperatur im Gehäuse mehr oder weniger linear mit der Zeit. Unter dem Einfluss einer Zusatzheizung von bekannter Leistung steigt sie rascher. Durch Differenzbildung kann die Ventilationsleistung selbst ermittelt werden. Im Falle des Laufrades *m* (Tab. VII) konnte diese Methode erfolgreich angewendet werden[5]). Etwas weniger gut war die Übereinstimmung im Fall des Laufrades *a* (Tab. VI), wo daneben auch die Methode b) (mit Asynchronmotor) angewendet wurde. Die Differenz betrug —32 % des höheren Wertes nach b).

e) Variation von ϱ_L

Für die Bestimmung der Lagerverluste in Niederdruckanlagen ist ebenfalls von Tobler [9] eine Methode publiziert worden, wobei ϱ_L variiert wird, und durch Extrapolation auf $\varrho_L = 0$ die Ventilationsverluste eliminiert werden können. Grundsätzlich könnte nach der Differenzmethode für P_1 ($\varrho_L = 0{,}1164$) und P_2 ($\varrho_L = 0$) die Ventilationsleistung P_v auf diese Weise ermittelt werden. Da die Reibungsverluste der Lager etwa von der gleichen Grössenordnung sind wie jene der Ventilationsverluste, ist eine ähnliche Genauigkeit zu erwarten.

17. Kontrolle der Gebrauchsformeln

Es erscheint nützlich, am Schluss der Arbeit sich nochmals Rechenschaft zu geben über die Zuverlässigkeit der aufgestellten Gebrauchsformeln (24 und 25) und (27 und 28) sowie der Korrekturdiagramme Fig. 45...48 für die Verschalung. Das soll dadurch geschehen, dass für alle vorliegenden Versuchsresultate nochmals die Vergleichsrechnung durchgeführt wird, und zwar unter den folgenden Bedingungen:

a) von jedem Modellrad für die höchste und niedrigste Versuchsdrehzahl, und zwar für das unverschalte Rad, sowie für die engste der untersuchten Verschalungen;

b) für die Laufräder *I* und *II* (Iurzolla) für zwei Drehzahlen, jedoch nur unverschalt;

c) für die vier Versuchslaufräder Reichel und Wagenbach je für drei Drehzahlen mit wiederum je zwei Becherzahlen (die kleinere Becherzahl aus praktischen Erwägungen zu $Z_2 = 18$), wobei die Räder als unverschalt zu betrachten sind;

d) von den Ausführungsrädern sollen möglichst alle vorliegenden Messresultate verglichen werden;

e) es wird mit einer mittleren spezifischen Dichte der Luft $\varrho_L = 0{,}1164$ gerechnet;

f) als Vergleich soll für alle so durchgerechneten Fälle auch die «USA-Formel» (1) angewendet werden;

g) sowohl für die «ETH-Formeln» wie für die «USA-Formel» soll ein Fehlerdiagramm aufgestellt werden, wobei der Fehler zu berechnen ist nach der Beziehung:

$$\Delta P_v = \frac{P_v - P_v^*}{P_v^*} \cdot 100 \text{ in } \%$$

h) diese Fehler ΔP_v der zwei Formeln sind sowohl über D_a [m] als auch über (B_a/D_a) aufzutragen; die ein- und mehrteiligen Laufräder sind in der Darstellung zu unterscheiden.

—

Die Ergebnisse dieser Kontrollrechnungen sind in den Fig. 67 und 68 dargestellt: Die Verringerung der Streuung mit den ETH-Formeln und Gehäusekorrektur gegenüber der USA-Formel ist offensichtlich, und zwar sowohl bei den kleinen Modellrädern als auch bei den grossen Ausführungsrädern. Bei den grossen Rädern gibt die USA-Formel zum Teil ganz krasse Abweichungen von den gemessenen Werten.

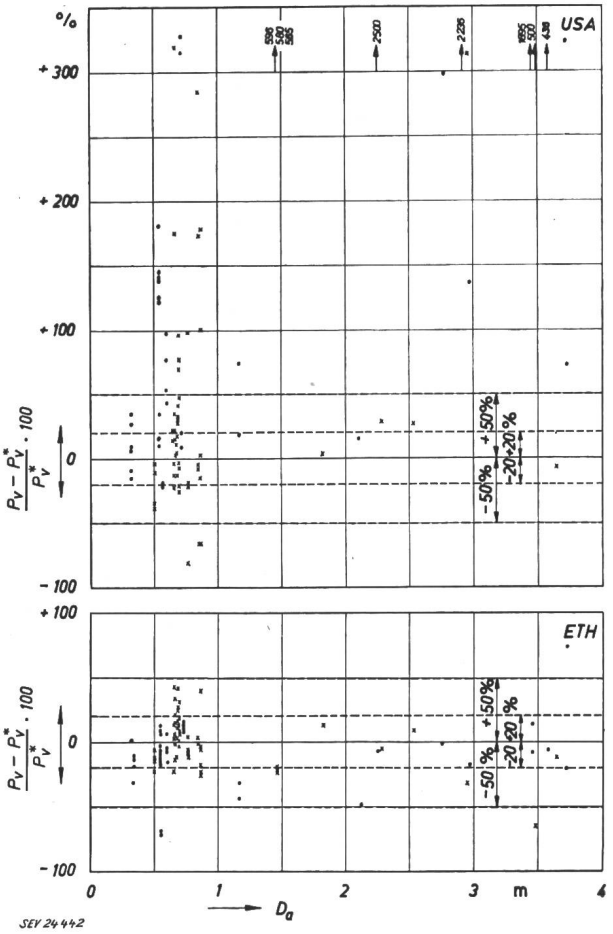


Fig. 67

Vergleich der Ergebnisse der Kontrollrechnungen mit der USA- und der ETH-Formel

$\frac{P_v - P_v^*}{P_v^*} \cdot 100$ = Abweichung des berechneten Wertes P_v vom gemessenen Wert P_v^*, in Prozenten von P_v^*, aufgetragen in Funktion des Raddurchmessers D_a

○ einteilige Räder × mehrteilige Räder

Es ergibt sich für die total 106 Vergleichspunkte, dass nach der USA-Formel ca. 41 % und nach der ETH-Formel ca. 75 % der Punkte innerhalb eines

[5]) Über diese Messungen hat Obering. F. Hug einen internen Bericht für das Fachkollegium 4, Wasserturbinen, des Comité Electrotechnique Suisse (CES) verfasst.

Fehlerbereiches von ± 20 % liegen. Betrachtet man einen Fehlerbereich von ± 50 %, so liegen rund 64 % der nach der USA-Formel und rund 96 % der nach der ETH-Formel gerechneten Werte innerhalb des Bereiches.

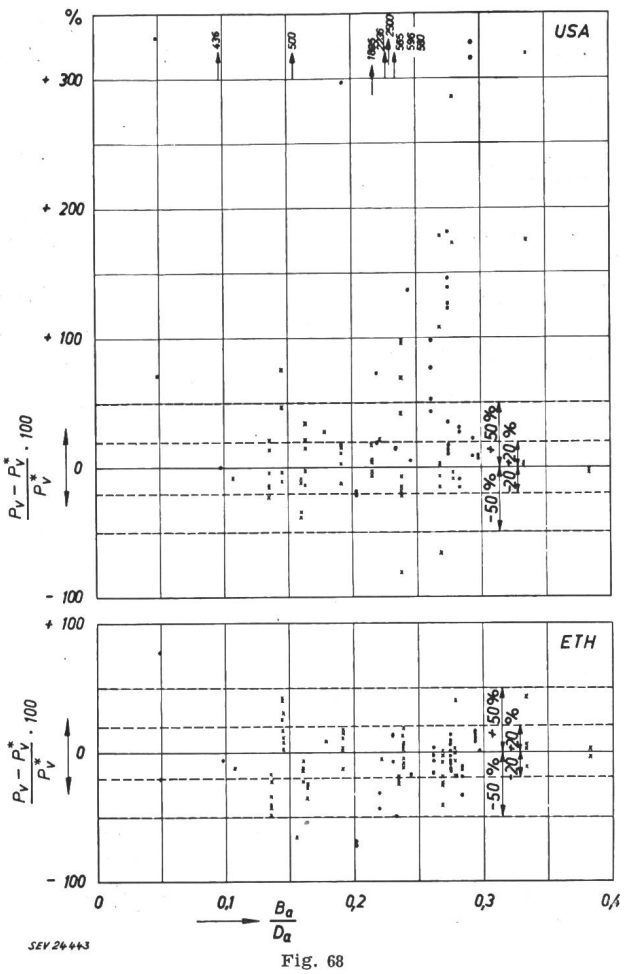


Fig. 68

Vergleich der Ergebnisse der Kontrollrechnungen mit der USA- und der ETH-Formel

$\frac{P_v - P_v^*}{P_v^*} \cdot 100$ = Abweichung des berechneten Wertes P_v vom gemessenen Wert P_v^*, in Prozenten von P_v^*, aufgetragen über der relativen Becherbreite B_a/D_a

○ einteilige Räder × mehrteilige Räder

Bei der Beurteilung des Wertes dieses Ergebnisses ist zu berücksichtigen, dass die Ventilationsverluste des Turbinenlaufrades im allgemeinen nur etwa 0,5 % der Generatorleistung betragen. Wenn dieser Wert also auf etwa ± 20 % genau berechnet werden kann, so bedeutet dies eine Fehlerquelle von nur ± 0,1 % im Generator-Wirkungsgrad und noch etwas weniger im Turbinen-Wirkungsgrad. Diese Genauigkeit sollte in den meisten Fällen genügen.

18. Zusammenfassung

In der vorstehenden Arbeit wurde versucht, alle erreichbaren Messresultate so auszuwerten, dass sich eine brauchbare Berechnungsmethode für die Ventilationsverluste von Freistrahlturbinen-Laufrädern aufstellen lässt. Eine wesentliche Verbesserung gegenüber der einzigen bisher publizierten Formel der ASME-Versuchsregeln [2] wurde erreicht.

Die Zuverlässigkeit der ETH-Formeln könnte wahrscheinlich noch verbessert werden, wenn mehr Unterlagen, insbesondere von grossen Rädern, zur Verfügung gestellt würden. Der Verfasser ist für alle Ergebnisse dankbar, die ihm zugestellt werden; die zur Auswertung benötigten Daten gehen aus der Arbeit hervor.

Literatur

[1] *Dubs, R.:* Der Luftwiderstand von Schwungrädern, Riemenscheiben, Kupplungen und Scheiben. Bull. SEV Bd. 45(1954), Nr. 20, S. 829...838.
[2] Power Test Code for Hydraulic Prime Movers. Publ. PTC 18-1949 der «American Society of Mechanical Engineers (ASME)», S. 12...13, Ziff. 54. New York: 1949.
[3] Schweizerische Regeln für Wasserturbinen. 2. Aufl.: Publ. Nr. 178 des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins (SEV), S. 69, Ziff. 167. Zürich: 1951.
[4] *Iurzolla, E.:* Contributo allo studio delle perdite per frizione e ventilazione nelle giranti delle turbine Pelton. Ingegnere (Milano) Bd. 22(1948), Nr. 10, S. 866...872.
[5] *Reichel, E.* und *W. Wagenbach:* Versuche an Becherturbinen Z. VDI Bd. 62(1918), Nr. 47, S. 822...829; Nr. 49, S. 870...876.
[6] «Hütte» des Ingenieurs Taschenbuch. 27. Aufl.; Bd. I, S. 494. Berlin: Ernst & Sohn 1941.
[7] *Tobler, H.:* Die Aufteilung gemessener Leerlaufverluste elektrischer Maschinen in deren Einzelverluste. Techn. Rdsch. Bd. 26(1934), Nr. 43, S. 2.
[8] *Tobler, H.:* Experimentelle Bestimmung der Luftreibungsverluste von Freistrahlturbinenläufern. Schweiz. Bauztg. Bd. 72(1954), Nr. 8, S. 98...99.
[9] *Tobler, H.:* Experimentelle Bestimmung der Wirkungsgrade eines durch Kaplanturbine angetriebenen elektrischen Stromerzeugers. Schweiz. Bauztg. Bd. 73(1955), Nr. 32, S. 494...495.

Adresse des Autors:
Prof. *H. Gerber*, Vorstand des Institutes für Hydraulische Maschinen und Anlagen der Eidgenössischen Technischen Hochschule, Zürich.

L'Encyclopédie des Isolants Electriques

Par *G. de Senarclens*, Breitenbach

03 : 621.315.61

Die Einteilung der Isoliermaterialien nach ihrer thermischen Beständigkeit, wie sie von der CEI vorgeschlagen wurde, hat die Unvollkommenheiten dieses Verfahrens erwiesen. Das Fachkollegium (FK) 15 des CES war der Ansicht, dass der Ersatz durch eine Art Handbuch vorzuziehen wäre, das dem Konstrukteur die gesamten physikalischen und chemischen Eigenschaften der Isoliermaterialien liefern würde. Dieses Handbuch ist anspruchsvoll «Enzyklopädie der Isoliermaterialien» getauft worden. Der Artikel gibt einen kurzen Überblick über die durch das FK 15 des CES in Verbindung mit dem Comité d'Etudes 15 der CEI unternommenen Arbeiten.

La classification des isolants sur la base de leurs propriétés thermiques, telle qu'elle vient d'être proposée par la CEI, a mis en évidence les imperfections du système. Le Comité Technique (CT) 15 du CES a pensé qu'il serait préférable de la remplacer par une sorte de manuel donnant l'ensemble de propriétés physiques et chimiques des isolants utiles à un constructeur. Ce manuel a été baptisé prétentieusement «Encyclopédie des Isolants». L'article donne un aperçu des travaux entrepris par le CT 15 du CES, en liaison avec le Comité d'Etudes 15 de la CEI.

Dans le compte rendu des séances de la Commission Electrotechnique Internationale (CEI) à Philadelphie [1]), il a été relevé que le Comité d'Etudes n° 15 (Matériaux isolants) avait décidé de créer un groupe de travail, appelé «Encyclopédie des Isolants», dont le but serait de poursuivre sur le plan international des travaux entrepris par le

[1]) voir Bull. ASE t. 45(1954), n° 26, p. 1136 et 1137.