

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	103/104 (1934)
Heft:	25
Artikel:	Die Verwendung von Luft als Untersuchungsmittel für Probleme des Dampfturbinenbaues
Autor:	Ackeret, J. / Keller, C. / Salzmann, F.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-83351

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: 22.02.2026

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

Die Verwendung von Luft als Untersuchungsmittel für Probleme des Dampfturbinenbaues.

Von Prof. Dr. J. ACKERET (E. T. H.), Dr. C. KELLER und Dr. F. SALZMANN (Escher Wyss, Zürich). (Schluss von S. 278.)

Druckmessung an der Schaufeloberfläche.

In wie vortrefflicher Weise solche Modellversuche unsere Kenntnisse über Schaufelströmungen erweitern, zeigt auch Abb. 15 mit Resultaten einer direkten Messung des Druckverlaufes auf der konkaven und konvexen Seite einer Gleichdruckschaufel in Reihenanordnung. In die Oberfläche der Modellschaufel sind an den bezeichneten Stellen Messanschlüsse eingelassen. Kleine Anschlussröhren führen durch das Schaufelinnere und die Gitterwände nach aussen, sodass der Strömungsverlauf im Kanal selbst nirgends durch Messvorrichtungen gestört wird. Die Lage der Messtellen sowie die Schaufeldrücke sind für die Auftragung des Druckverlaufes auf die Schaufelbreite projiziert. In Abb. 15 gibt das mittlere Diagramm mit $\beta_1 = 26^\circ$ Eintrittswinkel in das Gitter die Druckverhältnisse bei stossfreiem Eintritt und Gleichdruckbetrieb ($c_0/u = 2$). Der Verlauf links entspricht einem grösseren c_0/u , derjenige rechts kleinerem c_0/u , also Teillast der Stufe und entsprechend vergrösserter Reaktion und Ueberdruck im Spalt. Auf der Innenseite der Schaufel herrscht, wie zu erwarten war, ein ziemlich regelmässiger Ueberdruck. Aber auch auf der Schaufelrückseite ist im Kanalinnern entgegen den gewohnten Anschauungen ein starker statischer Ueberdruck gegenüber der Schaufelumgebung vorhanden. Dieser röhrt davon her, dass sich der Schaufelkanal nach dem Eintritt stark erweitert und einen Diffusor bildet, in dem die mittlere Geschwindigkeit über den Querschnitt von w_1 aus abnimmt. Erst gegen den Schaufelaustritt zu verengt sich der Kanal wieder, was mit einer Beschleunigung der Luft auf w_2 und entsprechendem Druckabfall verbunden ist. Dieser steile Druckanstieg und Geschwindigkeitswechsel auf relativ kurze Strecken ist wohl eine wesentliche Ursache von Schaufelverlusten. [Bei den in Abb. 8 und 13 dargestellten Versuchen sind die Geschwindigkeiten und Verluste nur auf einer Hälfte gemessen, auf der andern symmetrisch gezeichnet worden. Selbstverständlich wurde bei allen wichtigen Versuchen der ganze Kanal durchgemessen.]

Luftturbinen-Versuchsstand.

Neben den bisher beschriebenen Modellversuchen am ruhenden Modell bildet die Uebertragung dieser Versuchsmethodik auf die rotierende Maschine unter Betriebsbedingungen einen weitern vielversprechenden Schritt zur Aufklärung vieler bis heute unbekannter Erscheinungen im Dampf- und Gasturbinenbau. Abb. 16 zeigt den Luftturbinen-Versuchsstand von Escher Wyss. Ein grösseres Gebläse, dessen Antriebsmotor durch Wasserwiderstände regulierbar ist, fördert Luft in einen Gleichrichterkasten. In einem daran anschliessenden Gehäuse wird die Luft durch vertikale Umlenkschaufeln um 90° nach vorn umgelenkt, wo sie am Austritt einen Leitapparat einer Dampfturbine in natürlicher Grösse beaufschlägt. Das normale Laufrad sitzt fliegend auf einer in Kugellagern gelagerten Welle, die Leitvorrichtung und Umlenkgehäuse luftdicht durchsetzt und mit einer hydraulischen Bremse gekuppelt ist. Diese Anordnung gestattet nun weitgehend, die wirklichkeitsgetreue Strömung unter dem Einfluss des Zusammenwirks von Leit- und Laufrad, wie sie in einer Turbinenstufe auftritt, zu untersuchen. Die Wirkung von Drehzahl- oder Belastungsänderungen, Rotationseinflüssen im Laufrad, Spaltveränderungen, Teilbeaufschlagung u. a. m. bei beliebigen Leitrad- und Laufradformen kann für grosse Arbeitsbereiche leicht genau beobachtet werden. Abb. 17 zeigt als Beispiel das Resultat einer Messung an der Luftturbine, bei welcher der Wirkungsgrad am Radumfang in der im Dampfturbinenbau üblichen Weise über dem Verhältnis c_0/u (c_0 = theoretische Austrittsgeschwindigkeit aus Leitapparat, u = mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufelung) aufgetragen ist. Durch

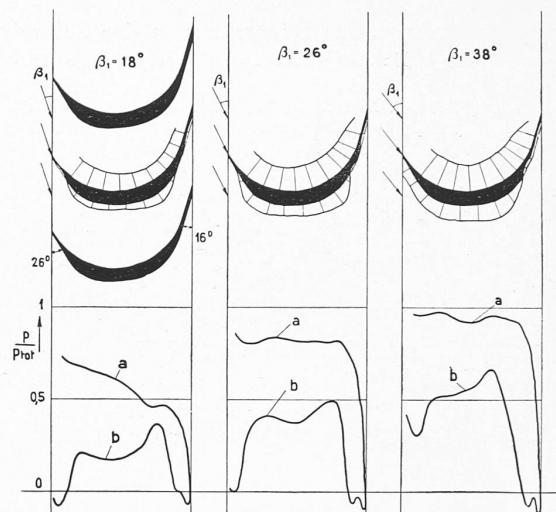


Abb. 15. Druckmessung an Laufschaufelmodellen in Gitteranordnung. Kurve a gibt den Druckverlauf auf der Schaufelhohlseite; Kurve b denjenigen auf der Rückenseite. Druckmessung in Schaufelmittelebene. Druck am Austritt = 0 gesetzt.

Abdecken von Leitkanälen können leicht verschiedene Beaufschlagungsgrade des Laufrades nachgebildet werden. Die durchwegs kleine Beaufschlagung bei Dampfversuchen an Laufrädern mit Rücksicht auf kleine Versuchskosten, wie sie z. B. auch von Faltin⁸⁾ (maximal 12 % Beaufschlagung in zwei um 180° versetzten Segmenten) in seinen neuesten Versuchen angewandt wurde, ist doch in vielen Fällen für die klare Erkennung und Trennung verschiedenster Vorgänge nachteilig, da bei den kurzen Beaufschlagungs-Segmenten die Drücke und Geschwindigkeiten im Spalt und in der Laufschaufelung beträchtlich von denen grösserer oder voller Beaufschlagung abweichen.

In Abb. 17 ist die halbe Beaufschlagung einer Stufe im Vergleich zur vollen Beaufschlagung genauer untersucht. Dabei wurde die immer gleiche totale Beaufschlagungsfläche noch nacheinander in verschiedene Segmente (schematisch mit schwarzen Kreisbogen bezeichnet) unterteilt. Je grösser die Anzahl der Segmente wird, umso stärker ist die Wirkungsgradeinbusse. Bemerkenswert ist die geringe Abweichung der Messpunkte vom jeweiligen mittleren Verlauf der Wirkungsgrad-Kurve.

Geschwindigkeitsmessung nach Richtung und Grösse am rotierenden Rad.

Bei den Luftversuchen am rotierenden Rad ist wieder die Möglichkeit eines direkten, durch hohe Temperaturen ungestörten Beobachtens der Einzelheiten ein grosser Vorteil. So kann z. B. auch die Geschwindigkeitsverteilung und Richtung am Ein- oder Austritt unter wechselnden Betriebsbedingungen mit einem Staurohr in verschiedenen Räden der Durchtrittsfläche gemessen werden. Da bei diesem Versuch die Luft wieder frei aus dem Laufrad aus-

⁸⁾ Die Wärme Jg. 56, 1933, Nr. 30, 31, 32.

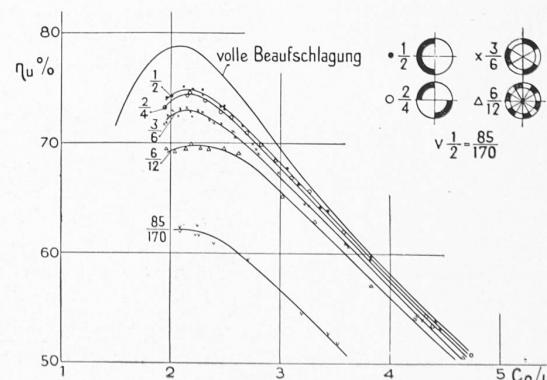


Abb. 17. Resultat einer Wirkungsgrad-Bestimmung bei verschiedenartiger halber Beaufschlagung.

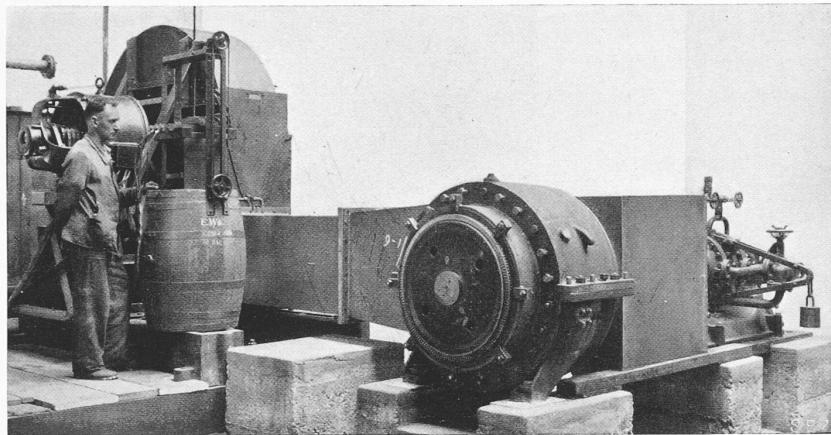


Abb. 16. Ansicht des Luftturbinen-Versuchstandes der Escher Wyss Maschinenfabriken A.-G., Zürich, zur Untersuchung von Dampfturbinenstufen (Leit- plus Laufrad).

strömte, konnten die zeitlichen Mittelwerte der absoluten Geschwindigkeit in unmittelbarer Radnähe aufgenommen werden. Weil mit der Drehzahl auch die Umfangsgeschwindigkeit in jedem Radius bekannt ist, lässt sich aus den Geschwindigkeitsdreiecken auch die relative Austrittsgeschwindigkeit und deren Austrittswinkel bestimmen. Das Resultat solcher Messungen am Radaustritt eines vollbeaufschlagten Rades von 520 mm mittlerem Durchmesser und 90 mm Schaufellänge ist in Abb. 18 gezeigt. Das auf die mittlere Umfangsgeschwindigkeit bezogene Verhältnis c_0/u war dabei etwa 2.

Die Absolutgeschwindigkeit c_0 und deren Axialkomponente c_{0a} ist bei diesem Rad nicht gleichmäßig über die Querschnittsfläche verteilt, sondern nimmt nach aussen hin deutlich zu. Ebenso ist eine Vergrösserung des relativen Austrittswinkels β_2 aus dem Rad gegen aussen vorhanden, was aus der Fächerstellung der Laufschaufeln zu erklären ist. Am äussern Umfang ist die Schaufelteilung dieses Rades offenbar zu gross, sodass das an dieser Stelle durch das Laufrad strömende Medium nur noch unvollkommen geführt ist und nicht mehr vollständig umgelenkt wird. Bei enger Teilung innen sind die mittleren Austrittswinkel der Strömung sogar etwas kleiner als der Rückenwinkel.

Rückgewinnbare Austrittsenergie.

Den Turbinenkonstrukteur interessiert nicht nur die Energieumsetzung in einer aus Leit- und Laufrad bestehenden Stufe bei störungsfreier Leitrad-Beaufschlagung, sondern vor allem das Zusammenarbeiten verschiedener Stufen. Der Dampf strömt aus dem vorhergehenden Laufrad mit einer Absolutgeschwindigkeit c_2 aus. Die dieser Geschwindigkeit entsprechende kinetische Energie $\frac{1}{2} c_2^2$ pro Masseneinheit soll in der nächstfolgenden Stufe mit möglichst wenig Verlust ausgenutzt werden. Je nach dem Auftreffen auf die folgenden Leitkanal-Eintritte wird der Rückgewinn dieser Auslassenenergie ein anderer sein. Eine einfache Anordnung, um über den rückgewinnbaren Betrag der Auslassgeschwindigkeit bei verschiedenen Austrittsrichtungen Aufschluss zu erhalten, zeigt schematisch Abb. 19 (rechts nebenan).

Das Laufrad, das dem normalen Leitrad A vorangeht, wurde für den Versuch durch eine kreisringförmige Düse B

ersetzt, von der Breite b gleich der Höhe der Laufschaufel-Austrittslänge. Jetzt strömt die Luft dem Leitrad A mit einer Geschwindigkeit c_2 zu, ähnlich wie dies in der Turbine der Fall ist. Ohne die Ringdüse B ist die Zufluss-Geschwindigkeit aus dem grossen Raum vor dem Leitrad A praktisch zu vernachlässigen. Die Zuströmrichtung von c zum Leitrad wird durch Leibleche in der Ringdüse B variiert, wodurch die Wirkung verschiedener Austrittswinkel α_2 der Absolutgeschwindigkeit aus dem vorhergehenden Laufrad auf die nächstfolgende Stufe dargestellt werden kann.

Bei gemessener Durchflussmenge V durch den normalen Leitapparat A bestimmt man bei Abwesenheit der Ringdüse B den zugehörigen statischen Ueberdruck ρ im Raum vor dem Leitrad bei P . Bei gleicher Durchflussmenge misst man bei vorgesetzter Ringdüse B vom Querschnitt f einen höheren Druck ρ^* in P . Die Differenz $\rho^* - \rho$ gibt den Verlust durch Vorschalten der Düse B . Setzt man diesen ins Verhältnis zur kinetischen Energie am Ringdüsenaustritt, so erhält man bei kleinen Mach'schen Zahlen praktisch direkt den Prozentsatz Q der Ausnützung der kinetischen Energie der Austrittsgeschwindigkeit aus dem gedachten vorhergehenden Laufrad $Q = 1 - \frac{\rho^* - \rho}{c_2^2 \rho/2}$. Indem man den Ringdüsenabstand vom Leitrad variiert und die Messungen mit verschiedenen Winkeln α_2 durchführt, ergibt sich z. B. der in Abb. 20 gezeigte Verlauf für den Rückgewinn unter verschiedenen Bedingungen bei voller Beaufschlagung.

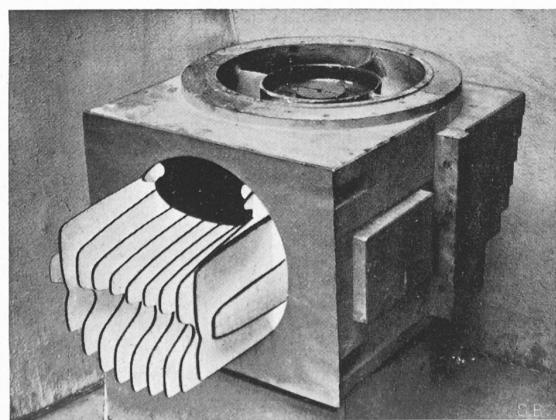


Abb. 20. Geschwindigkeitsverteilung am Austritt eines Dampfturbinen-Abdampfstutzens. Im schwarzen Gebiet herrscht Rückströmung. Eintritt von oben.

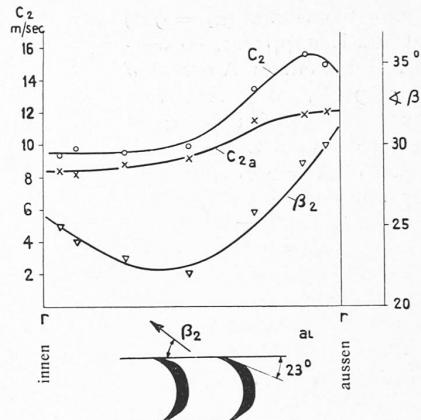


Abb. 18. Messung von Austritts-Geschwindigkeit und -Richtung am rotierenden Laufrad.

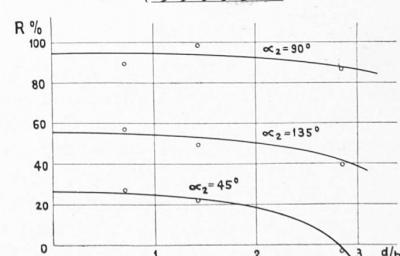
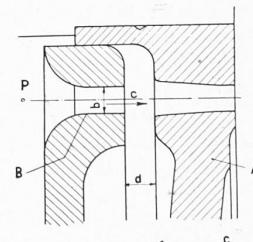


Abb. 19. Schema der Einrichtung zur Bestimmung der rückgewinnbaren kinetischen Austrittsenergie aus einem Dampfturbinen-Laufrad in der nachfolgenden Stufe. Der Rückgewinn bei verschiedenen Austritts-Richtungen. $c = c_2$ = absolute Austritts-Geschwindigkeit.

Tritt der Luft-, bezw. Dampfstrom axial ($\alpha_2 = 90^\circ$) auf den Leitapparat, so werden bei kleinem Abstand d über 90 % der Austrittsenergie ausgenutzt. Bei $\alpha_2 = 135^\circ$ (Stoss auf Leitschaufelrücken) ist die Ausnutzung nur noch etwa 50 %. Dies entspricht Teillastbetrieb. Da bei $\alpha_2 = 45^\circ$ (Ueberlastbetrieb) die Strömung stärker umgelenkt werden muss, sind dann die Verluste auch grösser. Es zeigte sich, dass bei Vergrösserung des Abstandes d zwischen Laufrad und nachfolgendem Leitrad die Energieausnutzung schlechter wurde.

Strömung in Abdampfstutzen.

Nicht nur für Strömungen in Schaufelungen, sondern auch für übrige dampfbestrichene Teile wie Ueberströmrohre zwischen verschiedenen Gehäusen, Abdampfstutzen, Dampfleitungen, Labyrinth⁹⁾ etc. können Modellversuche mit Luft oder Wasser wertvolle Aufschlüsse geben.

Als Beispiel seien noch neuere Untersuchungen von Escher Wyss über Strömungen in Abdampfstutzen von Dampfturbinen erwähnt. Der aus dem letzten Laufrad austretende Dampf soll mit möglichst wenig Verlust zum Kondensator fliessen. Durch geeignete Formgebung des Abdampfstutzen wurde versucht, noch einen Teil der dem Dampf am Laufradaustritt innewohnenden kinetischen Energie in Druck umzuwandeln, und damit dem Umlenkstutzen ähnliche Aufgaben wie den Saugrohren bei Wasserturbinen zuzuweisen. Die mit Rücksicht auf kurze Baulänge notwendige scharfe Umlenkung des Dampfstromes bei der gebräuchlichen Anordnung des Kondensators unter dem Maschinenflur erschwert diese Umwandlung ganz bedeutend.

Für verschiedene Stutzenformen wurden Druckabfall, sowie Energie- und Geschwindigkeitsverteilung gemessen. Abb. 20 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung an einem ziemlich schlechten Abdampfstutzen, und zwar in der Austrittsebene zum Kondensator, also nach der Umlenkung aus der axialen in die vertikale Stromrichtung. Durch eine Zwischenwand wird der Strom in zwei Partien gespalten und als Folge starker Ablösung an der Stutzen- und Zwischenwandkrümmung entsteht die unregelmässige Geschwindigkeit, wobei sogar in einzelnen Partien ein Rückströmen auftritt. Die Verwandtheit von Dampfturbinenstutzen- und Saugrohrströmung wird auch durch Abb. 21 illustriert, die analoge Geschwindigkeitsmessungen an Saugrohren für Wasserturbinen darstellt¹⁰⁾. Die Versuche ergaben sehr interessante Verbesserungsmöglichkeiten, auf die im Zusammenhang später eingegangen werden soll.

Einfluss der Dampfnässe.

Man hat schon lange erkannt, dass der Wassergehalt des Dampfes im Niederdruckteil einer Dampfturbine ausschlaggebenden Einfluss auf die Arbeitsweise und den Wirkungsgrad der letzten Laufräder hat. Vor allem bei modernen Maschinen mit hohem Admissionsdruck und ohne Zwischenüberhitzung ist die grosse Dampfnässe bei gutem Vakuum sehr schädlich. Da man über die Vorgänge bei der Wasserausscheidung in der Turbine noch recht wenig unterrichtet ist, hat bisher noch keines der vorgeschlagenen

⁹⁾ Vergl. z. B. C. Keller: „Strömungsversuche an Labyrinthdichtungen für Dampfturbinen, Escher-Wyss Mitteilungen, No. 1, Jahrg. VII, Jan./Febr. 1934, S. 9.

¹⁰⁾ Vergl. J. Ackeret: „Theoretische Betrachtungen zur Kaplanturbine“, Escher-Wyss Mitteilungen, Nr. 1, 1931, S. 73

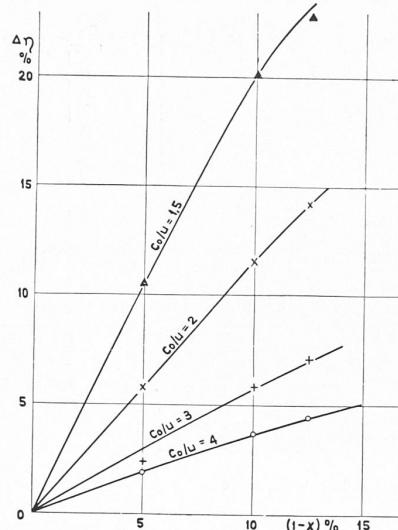


Abb. 22. Gemessene Wirkungsgrad-Verschlechterung an einem Dampfturbinen-Laufrad mittels Luft-Wassergemisch. ($1-x$) gibt den Gewichtsanteil der in die Betriebsluft eingespritzten Wassermenge.

Gehäusen, Abdampfstutzen, Dampfleitungen, Labyrinth⁹⁾ etc. können Modellversuche mit Luft oder Wasser wertvolle Aufschlüsse geben.

Als Beispiel seien noch neuere Untersuchungen von Escher Wyss über Strömungen in Abdampfstutzen von Dampfturbinen erwähnt. Der aus dem letzten Laufrad austretende Dampf soll mit möglichst wenig Verlust zum Kondensator fliessen. Durch geeignete Formgebung des Abdampfstutzen wurde versucht, noch einen Teil der dem Dampf am Laufradaustritt innewohnenden kinetischen Energie in Druck umzuwandeln, und damit dem Umlenkstutzen ähnliche Aufgaben wie den Saugrohren bei Wasserturbinen zuzuweisen. Die mit Rücksicht auf kurze Baulänge notwendige scharfe Umlenkung des Dampfstromes bei der gebräuchlichen Anordnung des Kondensators unter dem Maschinenflur erschwert diese Umwandlung ganz bedeutend.

Für verschiedene Stutzenformen wurden Druckabfall, sowie Energie- und Geschwindigkeitsverteilung gemessen. Abb. 20 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung an einem ziemlich schlechten Abdampfstutzen, und zwar in der Austrittsebene zum Kondensator, also nach der Umlenkung aus der axialen in die vertikale Stromrichtung. Durch eine Zwischenwand wird der Strom in zwei Partien gespalten und als Folge starker Ablösung an der Stutzen- und Zwischenwandkrümmung entsteht die unregelmässige Geschwindigkeit, wobei sogar in einzelnen Partien ein Rückströmen auftritt. Die Verwandtheit von Dampfturbinenstutzen- und Saugrohrströmung wird auch durch Abb. 21 illustriert, die analoge Geschwindigkeitsmessungen an Saugrohren für Wasserturbinen darstellt¹⁰⁾. Die Versuche ergaben sehr interessante Verbesserungsmöglichkeiten, auf die im Zusammenhang später eingegangen werden soll.

Man hat schon lange erkannt, dass der Wassergehalt des Dampfes im Niederdruckteil einer Dampfturbine ausschlaggebenden Einfluss auf die Arbeitsweise und den Wirkungsgrad der letzten Laufräder hat. Vor allem bei modernen Maschinen mit hohem Admissionsdruck und ohne Zwischenüberhitzung ist die grosse Dampfnässe bei gutem Vakuum sehr schädlich. Da man über die Vorgänge bei der Wasserausscheidung in der Turbine noch recht wenig unterrichtet ist, hat bisher noch keines der vorgeschlagenen

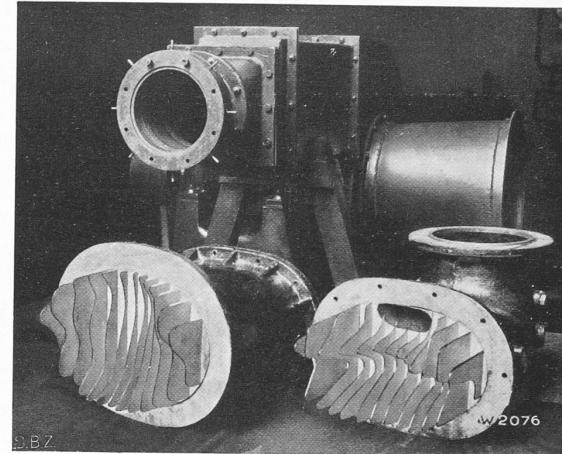


Abb. 21. Modelle der Geschwindigkeitsverteilung am Austritt von Wasserturbinen-Saugrohren. Im Modell rechts gibt der schwarze Fleck ähnlich wie bei Abb. 20 das Gebiet des Rückströmens.

und erprobten Mittel zur Abführung des Wassers eine vollkommen befriedigende Verbesserung gebracht. Um experimentell das Problem etwas eingehender zu untersuchen, können Modellversuche mit Luftwassergemischen durchgeführt werden, wobei wieder im Gegensatz zum Dampfversuch eine direkte Beobachtung möglich ist.

Vor jedem Leitkanal der Luftturbinenanlage, wie sie vorstehend beschrieben ist, wurden während des Betriebes gleiche Mengen fein zerstäubten Wassers eingespritzt. Das Wasser mischt sich beim Durchgang durch den Leitapparat in kleinsten Tropfen mit der Luft, sodass das Laufrad durch ein Luftwassergemisch angetrieben wird. Bei Änderung der Einspritzmenge kann an der Wasserbremse die Leistungsverminderung der Stufe direkt bestimmt werden. Abb. 22 gibt auf diese Art gemessene Wirkungsgradverschlechterungen infolge verschiedenen Wassergehaltes, bei veränderlichen Betriebsverhältnissen einer Gleichdruckstufe. Man sieht daraus, dass die im Dampfturbinenbau oft gebrauchte Regel, wonach für 1 % Dampfnässe rd. 1 % Wirkungsgradabnahme zu erwarten sei, sich für $c_0/u \sim 2$ auch im Modellversuche gut bestätigt. Kleinere c_0/u -Werte der Stufe bringen ein erhebliches Anwachsen der Nässeverluste; mit wachsendem c_0/u nimmt die Wirkungsgradverschlechterung hingegen ab.

Abb. 23 gibt eine stroboskopische Aufnahme, Abb. 24 eine darnach gezeichnete Skizze der Wasserströmung unter der Einwirkung der Rotation bei einem Wassergehalte von 12 % und einem c_0/u -Verhältnis von etwa 1,5 (Drehzahl 1320 U/min). Die rotierende Laufradschaufelung ist dabei von der Austrittseite aus gesehen. Zur intermittierenden Beleuchtung diente ein bei Escher Wyss gebautes Funkenstroboskop¹¹⁾.

Auf dem Bilde ist rechts der Schaufelfuss und ein kleiner Teil des Laufrakranzes (1) erkennbar. Das Rad dreht mit der Uhr. Von den Laufschaufeln (2) ist die Rücken-Austrittseite sichtbar. Im Raum zwischen Deckband (3) und feststehender Gehäusewand (4) sind helle, schräg nach rückwärts gerichtete parallele Nebelstreifen (6) sichtbar. Es sind dies die feinen Wasserstrahlen, die beim Deckband aus jedem Laufschaufelkanal austreten. Ihre relative Bahn zur Schaufelung verläuft unter rd. 30° zum Radius geneigt, bevor sie auf den umhüllenden, festen Außenring (Gehäuse) aufprallen, wo sie sich zu einem rotierenden Wasserring (5) vereinigen. Die geringe Neigung der Wasserstrahlen zum Radius deutet auf eine kleine relative Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrad. Nähere

¹¹⁾ Das Instrument wurde im hydraulischen Laboratorium von Dr. P. de Haller entwickelt. Vergl. z. B. G. Schorno: „Untersuchungen an Laufrädern von Wasser-Turbinen mit stroboskopischer Beobachtung“, Escher-Wyss Mitteilungen 1933, Nr. 1, S. 13.

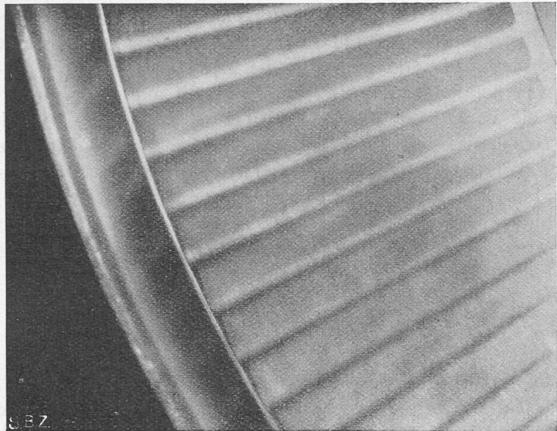


Abb. 23. Stroboskopische Aufnahme eines rotierenden Dampfturbinen-Laufrades mit Wasserausscheidung am Umfang.

Untersuchungen zeigen, dass diese Geschwindigkeit nur wenige Prozent der relativen Luft- (bezw. Dampf-) Austrittsgeschwindigkeit beträgt.

Die Messungen und Beobachtungen lassen darauf schliessen, dass die Wassertröpfchen mit geringerer Geschwindigkeit als die Luft aus dem Leitapparat austreten, und daher auf den Laufschaufelrücken aufprallen, wobei sie ihre relative Geschwindigkeit nahezu verlieren. Durch die Wirkung der Fliehkraft werden sie noch innerhalb des Schaufelkanals nach aussen geschleudert. Bei der Umlenkung gelangen die Tropfen auf die Schaufelhohlseite und verlassen sie alle an der Schaufelpitze beim Deckband. Auf der ganzen übrigen Austrittsfläche des Rades wurde merkwürdigerweise kein mitgerissenes Wasser beobachtet.

*

Nachdem sich nach verhältnismässig kurzer Zeit die praktische Verwendbarkeit der hier beschriebenen Methode erwiesen hat, ist ein erweitertes Versuchsprogramm in Durchführung begriffen, das sich sowohl auf die genaue Prüfung der Ähnlichkeit von Luft- und Dampfströmungen, insbesondere bei hohen Mach'schen Zahlen, als auch auf zahlreiche noch wenig geklärte Probleme der Dampf- und Gasturbinentechnik erstreckt.

Vom Studentenheim an der E. T. H.

Am 16. Juli 1934 tagte unter dem Vorsitz von Prof. Dr. A. Rohn, Präsident des Schweiz. Schulrates, die Generalversammlung der Genossenschaft Studentenheim an der E. T. H. (GStH). Wir entnehmen dem Jahresbericht des Vorstandes, sowie den Beschlüssen der Generalversammlung folgendes.

Das Berichtsjahr 1933/34 zeigte in jeder Hinsicht Ergebnisse, die als befriedigend bezeichnet werden dürfen. Insbesondere wurde das Studentenheim seinem eigentlichen Zweck — der ideellen und materiellen Wohlfahrt der Studentenschaft zu dienen — auch im vergangenen Studienjahr gerecht. Wenn auch die weiterhin verschärzte Wirtschaftslage nicht spurlos am Studentenheim vorüberging, so gelang es doch noch, das Rechnungsjahr mit einem besseren Ueberschuss von 1093,41 Fr. abzuschliessen. Immerhin beschloss die Generalversammlung, die Genossenschaftsanteile nicht zu verzinsen, sondern den kleinen Reingewinn auf die neue Rechnung vorzutragen. Die Totaleinnahmen der GStH gingen im Vergleich zu 1932/33 um rd. 10% auf 490 000,52 Fr. zurück; die Ausgaben sanken um rd. 9% auf total 488 907,11 Fr. Die Frequenz ist nur um rd. 2% zurückgegangen; im Durchschnitt lebte der Student im Berichtsjahre also billiger als 1932/33, er wendete hier für seine drei Mahlzeiten durchschnittlich rd. 80 Fr. im Monat auf.

Die Organe der Genossenschaft, die den Betrieb leiten und überwachen, sind bekanntlich der Vorstand und die Betriebskommission. Der Vorstand erledigte seine Geschäfte in einer einzigen Sitzung. Die Betriebskommission, in der die Studentenschaften beider Hochschulen massgebend vertreten sind und der die Verwaltung im einzelnen unterstellt ist, tagte dreimal; sie verfügt über

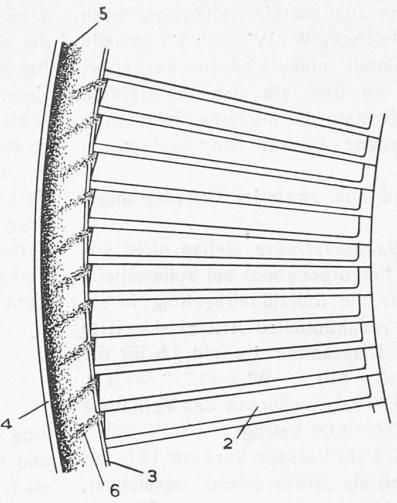


Abb. 24. Zeichnung nach Abb. 23.

einen Kredit von 5000 Fr. seitens der GStH und von zusätzlichen 2000 Fr. seitens des Verbandes der Studierenden an der E.T.H., die ihr gestatten, für zweckmässige, nicht den Wirtschaftsbetrieb betreffende Neuanschaffungen und Reparaturen aufzukommen. Die BK nimmt die Monatsrechnungen des den Wirtschaftsbetrieb in Regie führenden „Schweizer Verband Volksdienst“ (SV) entgegen und ist für die Preisgestaltung verantwortlich. Sie überwacht auch das geistige Leben im Studentenheim, dem insbesondere die Räumlichkeiten des ersten Stockes dienen; Bibliothek-, Sitzungs- und Arbeitszimmer. Im Berichtsjahr

fanden 536 grössere und kleinere Veranstaltungen im Studentenheim statt. In dem im November 1933 eröffneten Erweiterungsbau des Café liegen zur Zeit 115 Zeitungen auf.

Die GStH legt grössten Wert darauf, das Gebäude stets in bestem Zustand zu erhalten; es werden deshalb alljährlich umfangreiche Reparaturen an Gebäude und Inventar notwendig, was bei der sehr grossen Zahl von täglich rd. 1500 Gästen nicht anders zu erwarten ist. Diese Reparaturen und Ergänzungen des Inventars beliefen sich im Berichtsjahr auf insgesamt 5541,90 Fr. Am 31. März 1934 belief sich der Inventarbestand auf 240 974,50 Fr., d. h. es wurden seit 1930 insgesamt 22821,65 Fr. abgeschrieben.

Die Wirtschaftlichkeit des Studentenheimes leidet ausserordentlich darunter, dass nur vier Monate, nämlich November, Februar, Mai und Juni einen *vollen* Betrieb aufweisen, während alle übrigen entweder ganz oder teilweise in die Ferien fallen. Da aber der Betrieb in den übrigen Monaten — mit Ausnahme von fünf bis sechs Wochen — doch aufrecht erhalten werden muss, erwachsen dem Wirtschaftsbetrieb des Studentenheimes Schwierigkeiten, denen sich in diesem Umfange kein anderer Speisungsbetrieb der Schweiz gegenübergestellt sieht. Belastend für die Wirtschaftlichkeit wirken sich ferner die Offenhaltung des Hauses bis Mitternacht und die Praxis aus, sämtliche Räumlichkeiten des ersten Stockes kostenlos zur Verfügung zu stellen.

Der Reinertrag aus dem Wirtschaftsbetrieb belief sich im Berichtsjahr auf 21 996,88 Fr., die zusammen mit dem Erlös aus der Zimmervermietung von 12 103,95 Fr. und verschiedenen anderen kleineren Einnahmen zur Deckung der Ausgaben der Betriebsrechnung der GStH in der Höhe von 35 795,96 Fr. herangezogen werden. Die vom Schweiz. Verband Volksdienst geführte Rechnung des Wirtschaftsbetriebes weist bei 475 108,03 Fr. Einnahmen und 453 111,15 Fr. Ausgaben den erwähnten Ueberschuss zu Gunsten der Genossenschaft Studentenheim auf.

Zur automatischen Verkehrsregelung.

Ein im laufenden Band, S. 98* erschienener redaktioneller Artikel dieses Titels befasste sich mit der von einem Leser aufgeworfenen Frage, ob ein in Band 103, S. 211* veröffentlichter Bericht der Herstellerfirma über Ergebnisse des Systems Pneumatic die Diagramme Abb. 1 und 2 (Bd. 103, S. 212 und 213) richtig auslege. Unter der durch das Diagramm 2a gestützten Voraussetzung ungefähr gleichwertiger Bedienung der Bahnhofstrasse durch die beiden Systeme kam eine Untersuchung der Diagramme 1a und 1b für die Uraniastrasse unter anderem zu folgendem Schluss: „Im Fall des Stossverkehrs unterschätzen demnach die Diagramme den wartezeitverkürzenden Einfluss der Individualregelung erheblich.“ Da auch diese Behauptung nicht unwidersprochen geblieben ist, sei die zu ihr führende Überlegung nochmals resumiert:

Wenn mit S , W , S' , W' die Summe der Sperr- bzw. Wartezeiten bezeichnet wird, die in einer gegebenen Zeitspanne auf einer Strasse das eine, „ungestrichene“, bzw. das andere, „gestrichene“ Verkehrsregelungssystem bewirkt, so ist bei starkem Verkehr $W : W' > S : S'$, sofern das gestrichene System durchschnittlich die