

DIE GESCHWINDIGKEITSVERTEILUNG AN DER BESCHAUFELUNG DER RADIALEN LAUFRÄDER BEI ÄNDERUNG DER KONSTRUKTIONSGRÖSSEN

Von

I. KURUTZ

Lehrstuhl für Strömungslehre der Technischen Universität, Budapest

(Eingegangen am 2. Januar 1958)

1. Die Berechnung der radialen Laufräder

Das gegenwärtig allgemein angewandte und aus der Fachliteratur bekannte Berechnungsverfahren der radialen Laufräder gibt keinen Einblick in die Struktur der um die Schaufeln ausgebildeten Strömung.

Die Betriebszahlen, auf denen die Konstruktion beruht, sind mit gutem Wirkungsgrad nur dann zu erreichen, wenn die Strömung an den Schaufeln geordnet und ablösungsfrei ist. Um die Ablösungsgefahr beurteilen zu können, muß die Geschwindigkeitsverteilung an den Schaufeln möglichst genau bestimmt werden.

Die älteren Veröffentlichungen [1], [2], in denen die im Laufrad entstehende Strömung mathematisch exakt behandelt wird, dürfen nur mit gewissen Einschränkungen benutzt werden (nur für logarithmisch-spiralige Schaufeln) und sie bestimmen hauptsächlich nur die ideale Förderhöhe (bzw. den idealen Gesamtdruckunterschied). Diese theoretischen Untersuchungen wurden aber nicht mit Versuchsergebnissen ergänzt. Zur Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung wurden in den letzteren Jahren einige Verfahren entwickelt. Die bemerkenswerte Arbeit von ACOSTA [3] bringt ein Verfahren zur Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung an logarithmisch-spiraligen Schaufeln nebst experimentaler Bestätigung der berechneten Werte. J. GRUBER [4] entwickelt ein Verfahren, womit man die Geschwindigkeitsverteilung auch an Profilschaufeln bestimmen kann, wenn die Schaufel-Skelettlinie von einer logarithmischen Spirale nur wenig abweicht.

Beide erwähnten Verfahren sind mit ziemlich umfangreicher Rechenarbeit verbunden. Laut Acosta ist bei mehr als sechs Schaufeln die Durchführung der Rechnung aussichtslos. In beiden Verfahren werden die Schaufeln des Laufrades — durch komplexe Abbildung — zu einem einzigen Kreis transformiert. Doch die sich dadurch ergebende übermäßige Verzerrung verhindert eine befriedigende Genauigkeit der Ergebnisse.

Außerdem ist auch das unvorteilhaft, daß man mit diesen Verfahren die Betriebskennzahlen und die Geschwindigkeitsverteilung nur für im vor-

hinein gegebene Schaufeln bestimmen kann. In der Praxis besteht hingegen die Aufgabe darin, die die gegebenen Betriebskennzahlen verwirklichende günstigste Schaufelform zu bestimmen.

J. GRUBER [5] entwickelte in einer seiner Veröffentlichungen ein Verfahren, das — ein wenig Erfahrung vorausgesetzt — in einigen Stunden die Bedingungen der Praxis befriedigende Ergebnisse liefert.

2. Die Bestimmung der Schaufelform zu gegebenen Betriebskennzahlen

Das Wesentliche des von J. GRUBER mitgeteilten Verfahrens ist, daß die Beschauung des Laufrades mit einer komplexen Transformation zu einem geraden Schaufelgitter abgebildet wird. Dabei wird aus der logarithmischen Spirale, die über den beiden Endpunkten der vorausgesetzten Schaufellinie läuft, eine Gerade des geraden Schaufelgitters. Das ist die Bezugslinie

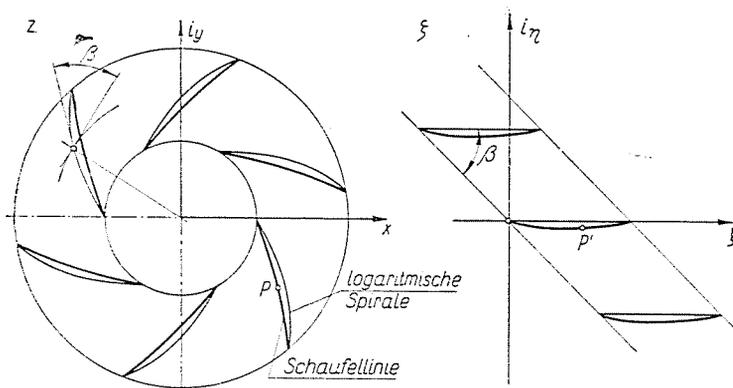


Abb. 1

der Schaufel mit der Eintritts- und Austrittskante an den beiden Enden (Abb. 1). Die Schaufellinie des geraden Gitters kann aus folgender Bedingung bestimmt werden: die Richtung der Relativgeschwindigkeit muß in jedem Schaufelpunkt mit der Richtung der Tangente der Schaufellinie übereinstimmen. So kann man die Skelettlinie einer Schaufel bzw. die Form einer unendlich dünnen Schaufel bestimmen.

Die Relativgeschwindigkeit kann man in jedem Punkt aus der Umlaufgeschwindigkeit und der Absolutgeschwindigkeit bestimmen. Die Teilgeschwindigkeiten der letzteren sind die folgenden:

die zum Gitter senkrechte Geschwindigkeit, welche dem in der Zeiteinheit durchfließenden Volumen proportional ist;

die zum Gitter parallele, aus dem auf eine Schaufel fallenden Zirkulationsanteil zu berechnende Geschwindigkeit, welche die von der Schaufel-

zirkulation — in dem vom Schaufelgitter links — in großer Entfernung liegendem Bereich induzierte Geschwindigkeit kompensiert;

die von den an den Skelettlinien der übrigen Schaufeln verteilten Wirbeln in dem berechneten Punkt induzierte Geschwindigkeit. Die an den Skelettlinien verteilten Wirbel bestimmt man anhand der angewandten Geschwindigkeits- bzw. Zirkulationsverteilung.

Die ersten zwei Teilgeschwindigkeiten sind mit den geometrischen Maßen des Laufrades und den vom Laufrad erwünschten Betriebskennzahlen bestimmt; die dritte beeinflusst hingegen nur die angenommene Verteilung der Schaufelzirkulation und die Dichte des geraden Schaufelgitters.

3. Die den Steigungswinkel beeinflussenden Faktoren und die Geschwindigkeitsverteilung

Mit dem geschilderten Rechenverfahren wurden Untersuchungen durchgeführt, um den Einfluß der obengenannten geometrischen und Strömungsgrößen auf die Gestaltung der Geschwindigkeitsverteilung festzustellen. Im folgenden werden die Ergebnisse dieser Untersuchungen zusammengefaßt.

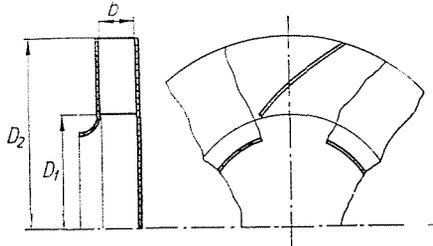


Abb. 2

Die Breite des Laufrades (b) — das axiale Maß der Schaufeln — war dem Halbmesser entlang stets unveränderlich, so daß die Aufgabe als ebene Strömung behandelt wurde (Abb. 2).

Um die Verallgemeinerung zu erleichtern, sind die Betriebskennwerte mit folgenden maßlosen Größen angegeben: die ideale Druckzahl:

$$\psi_{id} = \frac{H_{id}}{\frac{u_2^2}{2g}} = \frac{\Delta p_{g id}}{\frac{\rho}{2} u_2^2}$$

bestimmt die ideale Förderhöhe (H_{id}) bzw. die ideale Gesamtdruckerhöhung ($\Delta p_{g id}$). u_2 bezeichnet die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, ρ die unveränderliche Dichte des Fördermittels.

Der Durchfluß (Q) wird im Fachschrifttum mit der Durchflußzahl

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{D_2^2 \pi}{4} u_2}$$

gekennzeichnet. D_2 ist der äußere Durchmesser des Laufrades. Diese Kenngröße ist jedoch für die Strömung im Laufrad nicht bezeichnend, wenn die Laufradbreite geändert wird. Es erschien zweckmäßig, die Kenngröße

$$\varphi^* = \frac{Q}{D_2 \pi b u_2}$$

einzuführen. Der Zusammenhang zwischen φ und φ^* ist :

$$\varphi = \varphi^* \frac{4b}{D_2}.$$

Die Untersuchungen sind lediglich auf das Durchmesser Verhältnis $D_2/D_1 = 1,8$ beschränkt worden.

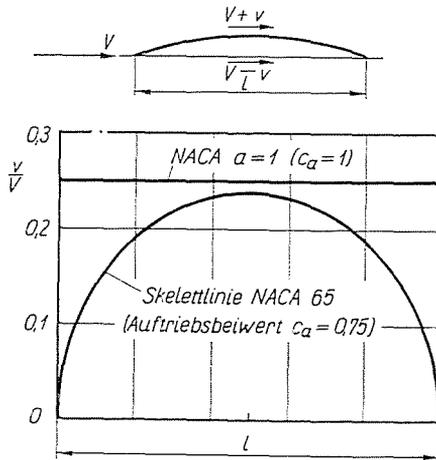


Abb. 3

Außer den genannten Betriebskennzahlen wurde folgendes verändert :
 die Anzahl der Schaufeln (N), deren Veränderung die Größe der auf eine Schaufel fallenden Zirkulation beeinflusst ;

der Verlauf der Zirkulationsverteilung an einer Schaufel ;

der Steigungswinkel (β) der logarithmischen Bezugsspirale, welche über die Eintritts- und Austrittskante der Schaufel gelegt wurde. Seine Größe wird von den verwirklichenden Betriebskennzahlen beeinflusst und als Ergebnis der Berechnung festgestellt. Wird der Steigungswinkel anfangs nicht richtig

angenommen, so endet die Schauffellinie nicht im äußeren Ende der Bezugslinie, und die Rechnung muß mit einem korrigierten β -Wert wiederholt werden.

Um die Rechenarbeit zu erleichtern, wird die Zirkulations- bzw. die Geschwindigkeitsverteilung im geraden Schaufelgitter angenommen. Diese kann prinzipiell beliebig sein, doch wurden zur Vereinfachung der eindeutigen Bezeichnung und der Rechenarbeit Geschwindigkeitsverteilungen (Abb. 3), die den in NACA Rep. No. 824 [6] bekanntgegebenen und NACA 65 und NACA $a = 1$ gekennzeichneten Skelettlinien entsprechen, benützt. Im nachstehenden wird auf Grund der Ergebnisse gezeigt, wie man von den genannten Geschwindigkeitsverteilungen abweichende, am günstigsten erscheinende Verteilungslinien annimmt.

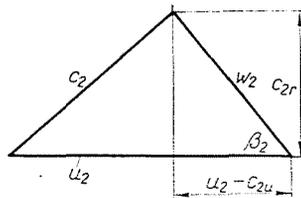


Abb. 4

Die Untersuchungen zeigen, daß der Steigungswinkel β von der Schauffelzahl praktisch unabhängig ist, falls die anderen Ausgangswerte unverändert bleiben.

Um die für β erhaltenen Werte richtig beurteilen zu können, betrachten wir ein auf D_2 bezogenes Geschwindigkeitsdreieck (Abb. 4). Bekanntlich liefert das Geschwindigkeitsdreieck keine numerischen Werte für die Gestalt der Schauffel, doch kann daraus auf die zwischen dem Steigungswinkel und den Ausgangswerten bestehenden Beziehungen geschlossen werden. Es ist

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2r}}{u_2 - c_{2u}} = \frac{\frac{c_{2r}}{u_2}}{1 - \frac{c_{2u}}{u_2}}$$

Bei gegebener Druckzahl, welche den Wert von c_{2u}/u_2 bestimmt, ist der Nenner des Bruches konstant, somit ist $\operatorname{tg} \beta_2$, c_{2r} bzw. der Durchflußzahl φ^* proportional, die selber auch c_{2r} proportional ist. Aus Abb. 5, welche auf berechneten Werten beruht, kann man feststellen, daß $\operatorname{tg} \beta$, φ^* und demzufolge auch $\operatorname{tg} \beta_2$ proportional ist. Wenn man also $\operatorname{tg} \beta$ für einem Wert von φ^* bestimmt hat, kann man den Steigungswinkel β für beliebige Werte von φ^* leicht und genau berechnen und dadurch eine beträchtliche Rechenarbeit ersparen.

Der Proportionalitätsfaktor zwischen φ^* und $\text{tg } \beta$ ist die Funktion der Druckzahl und der Zirkulationsverteilung.

Ist die Durchflußzahl φ^* konstant und die Druckzahl ψ_{id} veränderlich, kann man annehmen, daß

$$\text{ctg } \beta_2 = \frac{u_2 - c_{2u}}{c_{2r}} = \frac{u_2}{c_{2r}} \left(1 - \frac{c_{2u}}{u_2} \right)$$

ist. Da die Druckzahl mit $\frac{c_{2u}}{u_2}$ proportional ist, besteht auch zwischen $\text{ctg } \beta_2$ und ψ_{id} Proportionalität. Die berechneten Werte von $\text{ctg } \beta$ sind in Abb. 6 für beide Geschwindigkeitsverteilungen dargestellt. Die erhaltenen Linien sind praktisch Gerade, so daß auch $\text{ctg } \beta$ mit $\text{ctg } \beta_2$ proportional ist. Die geringe

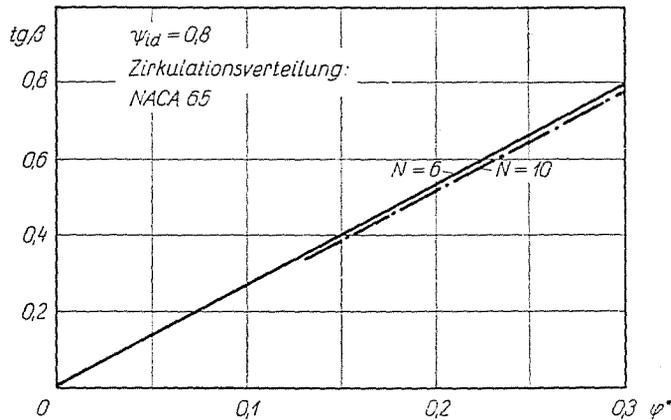


Abb. 5

Abweichung von den Geraden kann der Gitterwirkung zugeschrieben werden, wodurch auch der Umstand erklärt wird, daß die Abweichung mit der Änderung der Zirkulationsverteilung zusammenhängt. Die Abweichung ist aber nicht so beträchtlich, daß sie eine zuverlässige Interpolation ausschließt.

Wie bereits erwähnt, werden die der gewählten Zirkulationsverteilung entsprechenden Geschwindigkeiten im geraden Schaufelgitter aufgenommen. Um die Strömungsverhältnisse richtig beurteilen zu können, muß man auch die Geschwindigkeitswerte an den Schaufeln des Schaufelsternes kennen. Die im geraden Schaufelgitter bestimmten Geschwindigkeiten kann man anhand der Abbildungsfunktion leicht berechnen. Im Interesse einer guten Vergleichsmöglichkeit wurden sie in der maßlosen Form $\frac{v}{u_2}$ berechnet. Da unendlich dünne Schaufeln berechnet werden, entsteht an der Eintrittskante in r_1 kein Staupunkt, sondern die Geschwindigkeit hat hier einen endlichen Betrag.

Abb. 7 zeigt eine charakteristische Geschwindigkeitsverteilung. Der Verlauf der $\frac{v}{u_2}$ Werte ist als die Funktion von r/r_1 dargestellt. Eine Teilung der $\frac{r}{r_1}$ Achse ist einer an der Bezugsspirale angenommenen Teilung proportional.

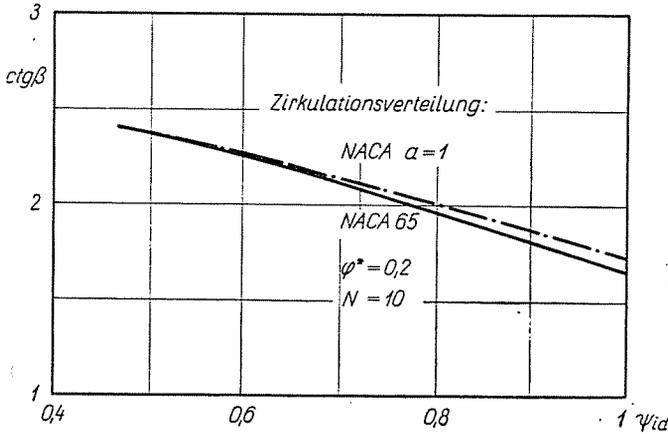


Abb. 6

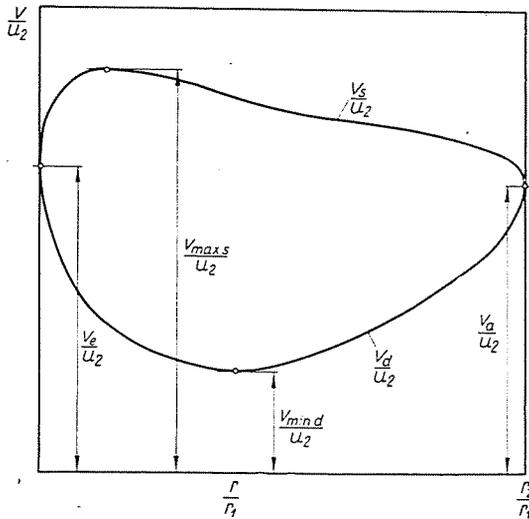


Abb. 7

Die Schauffellinie weicht nur wenig von der Bezugsspirale ab, so daß die dargestellte Verteilung praktisch gleich jener der Schaufel entlang ist.

Bekanntlich ist die Ablösung der Strömung von der Schaufel dann zu erwarten, wenn die Geschwindigkeit an ihr abnimmt und der Druck zunimmt. Abb. 7 zeigt, daß eine Geschwindigkeitsabnahme sowohl an der Saug- als

an der Druckseite der Schaufel vorhanden ist. Zur Entscheidung der Frage : ob das 'Abreißen der Strömung von der Schaufel zu erwarten ist, kann das annähernde Kriterium von ACKERET [7] verwendet werden, mit welchem man das Ergebnis leicht erhalten kann. Danach reißt die Strömung nicht von der Schaufel ab, wenn

$$\frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_g - p_{\min}} < 0,7 \div 0,8$$

ist, wobei p_{\min} der kleinste, p_{\max} der von p_{\min} stromabwärts befindliche größte Druck an der Oberfläche der Schaufel und p_g der Gesamtdruck ist.

Den obigen Ausdruck kann man mit der BERNOULLISCHEN Gleichung leicht zweckmäßig abwandeln :

$$\frac{\rho}{2} v_{\max}^2 + p_{\min} = \frac{\rho}{2} v_{\min}^2 + p_{\max} = p_g,$$

und

$$\frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_g - p_{\min}} = \frac{v_{\max}^2 - v_{\min}^2}{v_{\max}^2} = 1 - \left(\frac{v_{\min}}{v_{\max}}\right)^2,$$

das heißt :

$$\left(\frac{v_{\min}}{v_{\max}}\right)^2 > 0,2 \div 0,3$$

und

$$\frac{v_{\min}}{v_{\max}} > 0,45 \div 0,55.$$

Um die Ablösungsgefahr zu beurteilen, muß man die Geschwindigkeitsverhältnisse

$$\frac{v_a}{v_{\max s}} \quad \text{und} \quad \frac{v_{\min d}}{v_e}$$

bestimmen und diese mit den obigen Beziehungen vergleichen.

4. Die die Strömungsverzögerung beeinflussenden Faktoren

Folgende Faktoren beeinflussen beträchtlich das Ausmaß der Verzögerung :

die maßlosen Betriebskennzahlen,

die geometrischen Kennzahlen des Laufrades,
 die Gestalt der Geschwindigkeitsverteilung, welche im geraden Schaufelgitter angenommen wurde.

In Abb. 8 und Abb. 9 sind die obigen bezeichnenden Geschwindigkeitsverhältnisse als die Funktion der Schaufelzahl für die Saugseite bzw. die

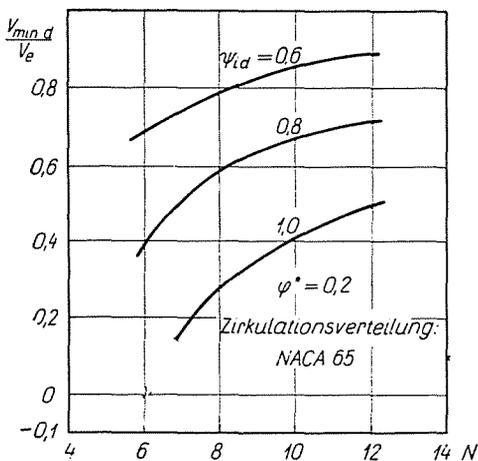


Abb. 8

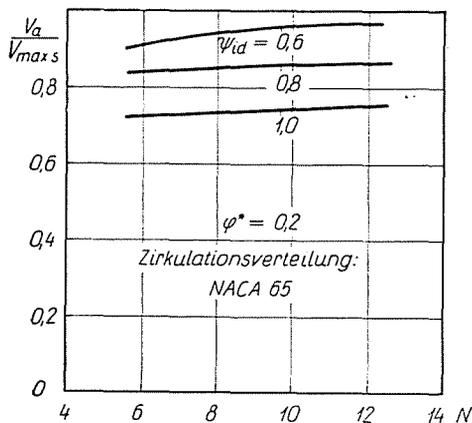


Abb. 9

Druckseite der Schaufel eingetragen. Die für jede Linie konstante Druckzahl ist als Parameter angegeben. Bei zunehmender Schaufelzahl wird die auftretende Verzögerung kleiner, weil die Größe der auf eine Schaufel fallenden Zirkulation, und somit auch die Abweichung von der »ungestörten« Geschwindigkeit, sich verringert. »Ungestört« wird jene Strömung genannt, welche

nur die eigene Zirkulation der untersuchten Schaufel nicht enthält. Mit der Zunahme der Druckzahl wird die Verzögerung größer, das heißt die Verhältniszahlen $\frac{v_c}{v_{max s}}$ und $\frac{v_{min d}}{v_e}$ werden kleiner.

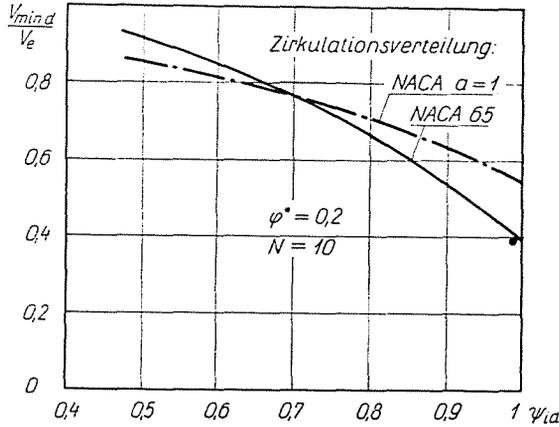


Abb. 10

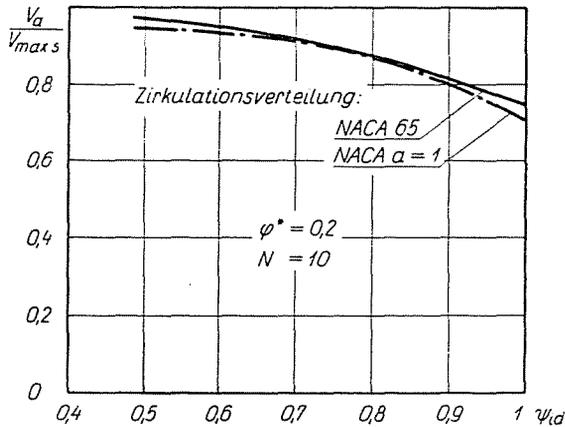


Abb. 11

In Abb. 10 und Abb. 11 ist die Verzögerung für $N = 10$ als Funktion der Druckzahl eingetragen. Man sieht, wie schnell sich die Verzögerung mit der Zunahme von ψ_{id} steigert. Diese Erscheinung steht auch mit der Schaufelzirkulation im Zusammenhang.

In Abb. 12 und Abb. 13 sieht man den Einfluß des Verlaufes der Geschwindigkeitsverteilung auf die Verzögerung. Wählt man — bei $\psi_{id} \geq 0,7$ —

jene Geschwindigkeitsverteilung, welche der Skelettlinie NACA $\alpha = 1$ entspricht (die Zirkulation ist längs der Schaufel konstant), so sind die Strömungsverhältnisse an der Druckseite im Vergleich zu dieser, der Skelettlinie NACA 65 entsprechenden wesentlich günstiger. Auf der Saugseite der Schaufel ist die

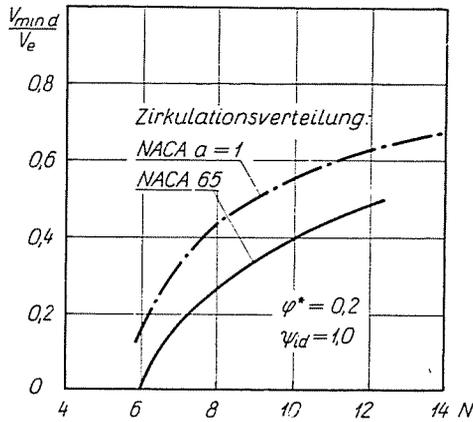


Abb. 12

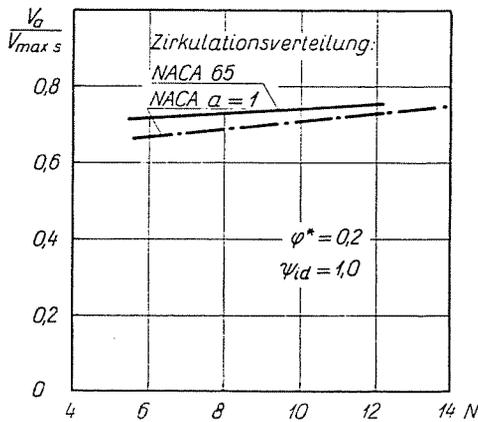


Abb. 13

Lage eben umgekehrt. Es entsteht eine kleinere Verzögerung, das heißt das Verhältnis $\frac{v_a}{v_{max s}}$ ist größer, wenn man die letztere Geschwindigkeitsverteilung verwendet.

Diese Erscheinung ist anhand der Abb. 14 leicht zu verstehen. Wählt man im geraden Schaufelgitter eine konstante Zirkulation längs der Schaufel entlang (NACA $\alpha = 1$) so ist die größte Abweichung von der »ungestörten« Geschwindigkeit meistens kleiner als bei einer elliptischen (NACA 65) Zirkulation.

lationsverteilung. Doch sind an der Saugseite die Verhältnisse weniger günstig, weil hier in der Nähe der Eintrittskante meistens eine Geschwindigkeitsspitze entsteht. An der Druckseite hingegen ist die Verteilung NACA $a = 1$ wesentlich vorteilhafter.

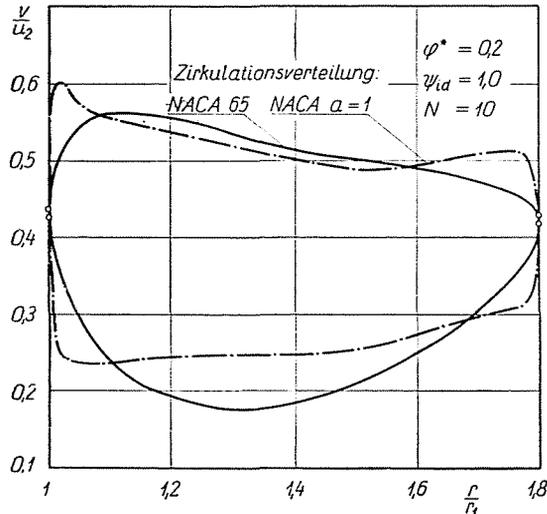


Abb. 14

5. Die günstige Verteilung der Zirkulation

Die diesbezüglichen Überlegungen dürfen nicht auf beliebige Werte von ψ_{id} übertragen werden. In Abb. 10 ist die Verzögerung als Funktion von ψ_{id} für beide Zirkulationsverteilungen dargestellt. Man sieht, daß eine gleichmäßige Zirkulationsverteilung bei kleinen Druckzahlen ungünstig ist.

Zur Erläuterung dieser Erscheinung ist in Abb. 15 und Abb. 16 die Geschwindigkeitsverteilung längs der Schaufel für beide Zirkulationsverteilungen und bei verschiedenen Druckzahlen angegeben. Bei unveränderten übrigen Angaben sind die Werte von $\frac{v_e}{u_2}$ und $\frac{v_a}{u_2}$ praktisch unabhängig von der

Zirkulationsverteilung, hingegen nimmt das Verhältnis $\frac{v_a}{v_e}$ zu, wenn ψ_{id} ab-

nimmt. Die gleichmäßig verteilte Zirkulation (NACA $a = 1$) ergibt bei $\frac{v_a}{v_e} \approx 1$; d. h., bei $\psi_{id} \approx 1$ die günstigere, bei $\psi_{id} < 0,6$ die ungünstigere Geschwindigkeitsverteilung. Die gleichmäßig verteilte Zirkulation ergibt nämlich im ersten ψ_{id} Bereich weniger Abweichung von der »ungestörten« Strömung als die elliptisch verteilte; hingegen nimmt die Geschwindigkeit

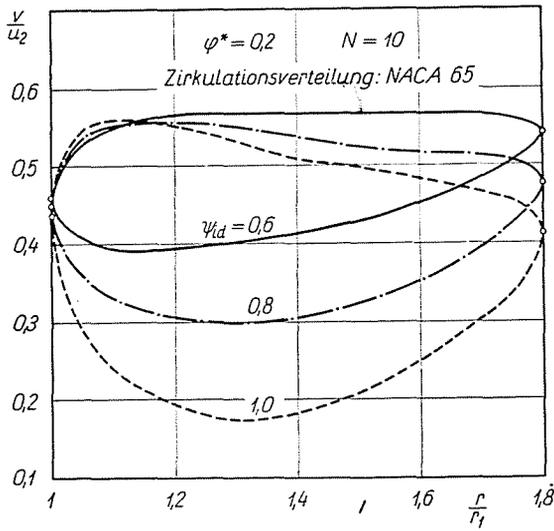


Abb. 15

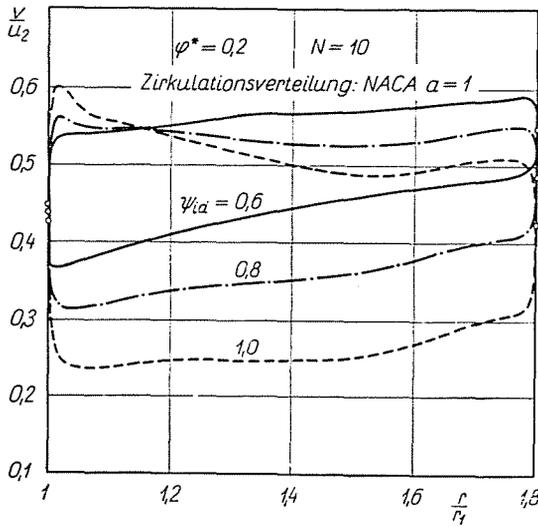


Abb. 16

im zweiten Bereich bei der gleichmäßigen Zirkulationsverteilung schon in der Nähe der Eintrittskante plötzlich ab, so daß $\frac{v_{\min d}}{u_2}$ kleiner ist als bei der elliptisch verteilten Zirkulation.

Die Schaufelzahl beeinflusst die Geschwindigkeitsverteilung in ähnlicher Weise. In Abb. 17 sieht man, daß bei abnehmender Schaufelzahl $\frac{v_a}{v_e}$ zunimmt.

So kann — bei sonst gleichen Ausgangsbedingungen — für kleine Schaufelzahl eine nicht gleichmäßige Zirkulationsverteilung vorteilhafter sein.

Der Einfluß der Durchflußzahl φ^* auf das Verhältnis $\frac{v_a}{v_e}$ ist nicht bedeutend (Abb. 18), deshalb ist es nicht zweckmäßig, eine einmal festgesetzte vorteilhafte Verteilung der Zirkulation zu ändern.

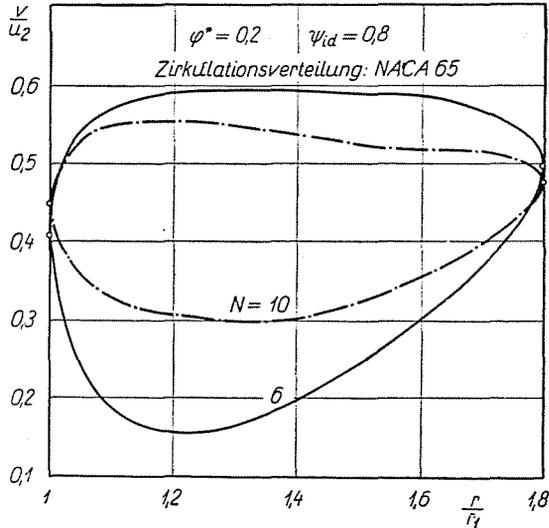


Abb. 17

Auf Grund des Obigen kann eine günstige Verteilung der Zirkulation folgendermaßen bestimmt werden :

man berechnet $\frac{v_a}{v_e}$;

ist das Verhältnis $\frac{v_a}{v_e} \approx 1$, dann wird die gleichmäßige Verteilung am günstigsten ;

bei $\frac{v_a}{v_e} > 1$ (bei kleinen Werten von ψ_{id} bzw. wenig Schaufeln) wählt man eine ungleichmäßige Verteilung, bei der die größten Werte der Zirkulation näher zur Austrittskante stehen ;

bei $\frac{v_a}{v_e} < 1$ (im entgegengesetzten Fall) wählt man eine solche Verteilung, bei welcher die größten Werte gegen die Eintrittskante verschoben sind. Somit kann man die kleinste Verzögerung erreichen.

Die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen und Ackerets Ablösungskriterium berücksichtigend, sind wir in der Lage, die am besten geeignete Schaufelzahl und Schaufform aus den Betriebskennzahlen festzustellen.

Gleichzeitig müssen die übrigen Maße des Laufrades so bestimmt werden, daß die grundsätzliche Voraussetzung des Verfahrens — die Ausbildung der ebenen Strömung im Schaufelstern — soweit wie möglich sichergestellt ist.

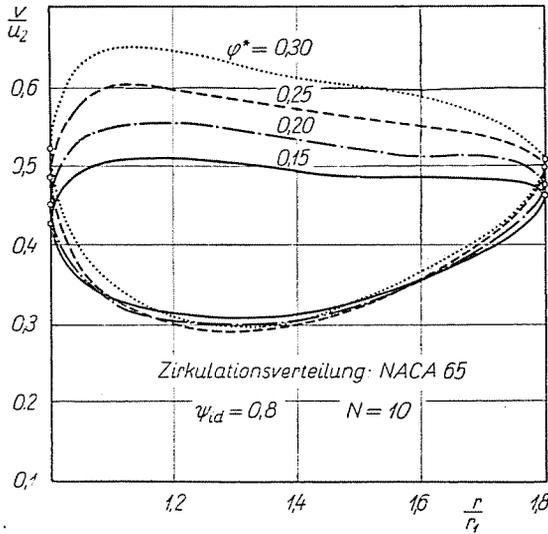


Abb. 18

6. Versuchsergebnisse

Das Rechenverfahren wurde an einem Versuchsventilator geprüft. Die Versuchsergebnisse sind in Abb. 19 zusammengefaßt. Die Ausgangswerte der Berechnung waren

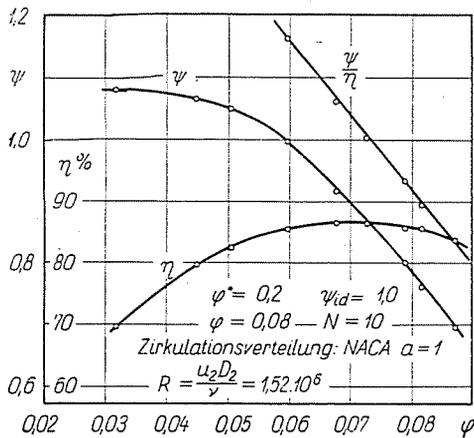


Abb. 19

$$\begin{aligned}\psi_{id} &= 1, & \varphi^* &= 0,2, \\ D_2/D_1 &= 1,8, & N &= 10.\end{aligned}$$

Zirkulationsverteilung nach NACA $a = 1$. Die Laufradabmessungen waren :

$$D_2 = 500 \text{ mm}, \quad b = 50 \text{ mm}.$$

Mit diesen ist die übliche Durchflußzahl :

$$\varphi = \varphi^* \frac{4b}{D_2} = 0,2 \frac{4 \cdot 50}{500} = 0,08.$$

Die auf den Durchmesser des Laufrades bezogene Reynolds-Zahl war

$$R = \frac{D_2 u_2}{\nu} = 1,52 \cdot 10^6.$$

Die aus der gemessenen Gesamtdruckerhöhung berechneten ψ Werte wurden mit dem — aus der gemessenen Leistungsaufnahme berechneten — Gesamtwirkungsgrad dividiert, um gute Näherungswerte für ψ_{id} zu erhalten. Diese sind auch in Abb. 19 über φ eingetragen. Man sieht, daß die ψ_{id} Linie den Ausgangspunkt gut annähert. Die bestehende Abweichung kann folgendermaßen begründet werden: die Strömung im Schaufelstern entspricht nicht vollständig einer ebenen Strömung, und der Reibungseinfluß kann rechnerisch nicht erfaßt werden.

Berücksichtigt man die kleinen Maße der Versuchsmaschine, dann kann der Größtwert des Gesamtwirkungsgrades als sehr hoch bezeichnet werden.

Zusammenfassung

Die Druckzahl ψ_{id} und die Durchflußzahl φ^* sowie die wesentlichen geometrischen Angaben eines radialen Laufrades und die Zirkulationsverteilung an der zweckmäßig komplex-abbildeten Laufschaufel bestimmen eindeutig die Gestalt der Schaufel und die Geschwindigkeitsverteilung an ihrer Oberfläche. Es wird der Einfluß der genannten Ausgangsangaben auf die Geschwindigkeitsverteilung bestimmt und gezeigt, welche Zirkulationsverteilung zu wählen ist, um die Ablösung der Strömung von den Schaufeln zu vermeiden. Versuchsergebnisse beweisen die Richtigkeit des Verfahrens.

Schrifttu 1

1. SCHULZ, W.: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln. Z. A. M. M. 8, 10 (1928).
2. BUSEMAN, A.: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln. Z. A. M. M. 8, 372 (1928).

3. ACOSTA, A. J.: An Experimental and Theoretical Investigation of Two-Dimensional Centrifugal-Pump Impellers. Transactions of the ASME, **76**, 749 (1954).
4. GRUBER JÓZSEF: Aramlások vizsgálata radiális járókerekekben. M. T. A. Műsz. Tud. Oszt. Közl. **13**, 1—4 (1954).
5. GRUHER, J.: Die Konstruktion von Schaufelsternen mit rückwärts gekrümmter Beschau felung. Periodica Polytechnica **1**, 43 (1957).
6. ABBOTT, I. H., VON DOENHOFF, A. E., STIVERS, L. S.: Summary of Airfoil Data. NACA Rep. No. 824.
7. ACKERET, J.: Zum Entwurf dicht stehender Schaufelgitter. Schweizerische Bauzeitung. **120**, 103 (1942).

I. KURUTZ, Budapest XI., Bertalan Lajos-u. 4/6, Ungarn