

Ueber die Strömung an ringförmigen Verkleidungen.

V. Mitteilung:

Experimentelle Untersuchungen an Ringprofilen endlicher Tiefe.

Uebersicht: Es werden drei Ringtragflügel endlicher Tiefe, welche theoretisch eine negative Zirkulation und damit eine Erhöhung der Durchflussmenge ergeben sollen, im Freifahrtzustand im Hinblick auf die erreichten Durchflüsse, die Diffusorwirkungsgrade, die zugehörigen Widerstände und die Wirksamkeit von Spreizklappen bei verschiedenen Anstellwinkeln und Reynoldsschen Zahlen untersucht. Anwendungsmöglichkeiten bei Verkleidungen von Kühlern und Luftschrauben, bzw. Gebläsen werden besprochen.

Gliederung:

- I. Vorbetrachtungen.
- II. Beschreibung der Modelle und Versuche.
- III. Ergebnisse.
  1. Durchflussmengen.
  2. Wirkungsgrade.
  3. Widerstände.
  4. Wirkung von Spreizklappen.
  5. Das Verhalten bei Schrägenblasung.
  6. Besprechung der Ergebnisse.
- IV. Zusammenfassung.
- V. Schrifttum.

Der Bericht umfasst:

37 Seiten Text mit  
Abbildungen.

INSTITUT FÜR THEORETISCHE AERODYNAMIK

Der Leiter:

*H. Betz*

Die Bearbeiter:

*J. Riefmann J. Jander*

Bezeichnungen:

- $l$  Profiltiefe.
- $l_k$  Klappentiefe.
- $2r_0$  Durchmesser des Profilskeletts am Eintritt =  
Profildurchmesser an der vordersten Stelle.
- $d_i$  Kleinster Innendurchmesser.
- $F_i$  Kleinster Innenraumquerschnitt.
- $F_A$  Austrittsfläche.
- $F^*$  Mantelfläche des Kegelstumpfes (Zylinders), welcher  
von den Profilsehnen gebildet wird.
- $\alpha$  Neigung der Achse des Ringprofiles gegenüber der  
Anströmrichtung.
- $\beta$  Klappenausschlagwinkel.
- $\bar{\epsilon}$  Mittlerer Diffusorwinkel = Winkel zwischen der Verbin-  
dungslinie der engsten Stelle des Profils mit der  
Hinterkante und der Profilachse.
- $u_0$  Anströmgeschwindigkeit.
- $q_0 = \frac{\rho}{2} u_0^2$
- $u_i$  Geschwindigkeit an einer jeweils definierten Stelle  
im Innenraum des Profils.
- $\bar{u}_i$  Mittelwert der Innengeschwindigkeit im engsten  
Querschnitt.
- $p_0$  ungestörter statischer Druck.
- $p_i$  statischer Druck an einer jeweils definierten  
Stelle im Innenraum des Profiles.
- $p_A$  statischer Druck in einem Punkte der Profilaustritts-  
ebene.

$K_r$  Radialkraft in einem Profilschnitt des Ringtragflügels.

$K_x$  Widerstand des gesamten Ringtragflügels.

$$C_r = \frac{K_r}{\rho_0 l}$$

$$C_w = \frac{K_x}{\rho_0 F_i}$$

$$C_w^* = \frac{K_x}{\rho_0 F^*}$$

$$Re = \frac{U_0 l}{\nu}$$

$$Re_i = \frac{U_i d_i}{\nu}$$

### I. Vorbetrachtungen.

In der III. Mitteilung [1] ist eine Theorie dünner ringförmiger Tragflügel angegeben. Dabei zeigte sich, dass der Ringeinfluss auf die Profilformen, die Luftkräfte und die Druckverteilungen im allgemeinen zu beträchtlichen Abweichungen vom ebenen Fall führt. Insbesondere wurde die bei Ringtragflügeln als neue Grösse hinzukommende, von der Zirkulation um das Profil abhängige Durchflussmenge in ihrer Abhängigkeit von der Profilform eingehend untersucht. Ehe nun die theoretische Behandlung dicker Ringprofile in Angriff genommen wird, sollte durch die hiermit vorgelegten Untersuchungen versucht werden, eine Reihe von vornehmlich praktischen Fragen in einer ersten Uebersicht zu klären. Vor allem war die Frage zu beantworten, wie weit die Potentialtheorie die Strömungsvorgänge hinreichend genau erfasst, und wann bei den einzelnen Profilklassen das Strömungsbild durch Reibungseinflüsse wesentlich abgeändert wird.

Das Ringprofil dient der praktischen Anwendung meist als Regelgerät für die Durchflussmenge. Betrachten wir zunächst den Fall, dass das Ringprofil durch seine (positive) Zirkulation

die Durchflussmenge verringern soll (Abb.1, A.u.B), welcher Fall bei Kühlern und ummantelten Luftschrauben und Gebläsen im Schnellflug vorliegt. Während die Verkleidung bei Kühlern dann einen Schub erfährt, erhalten wir bei Luftschrauben einen z.T. merklich ins Gewicht fallenden Wirkungsgradverlust der Gesamtanordnung Luftschraube + Verkleidung, wie in einer kurzen Note [2] über den Einfluss einer Verkleidung auf die Achsialkräfte an Kühlern und Luftschrauben gezeigt wurde. Es ist daher bei beiden Anwendungen wichtig, die Umströmung der Verkleidung möglichst widerstandsarm zu gestalten. Erzeugt man nun die positive Zirkulation durch eine reine Wölbung des Profils, so ergibt sich im Innern ein Diffusor mit anschliessender sich verengender Düse (Abb.1,

A).

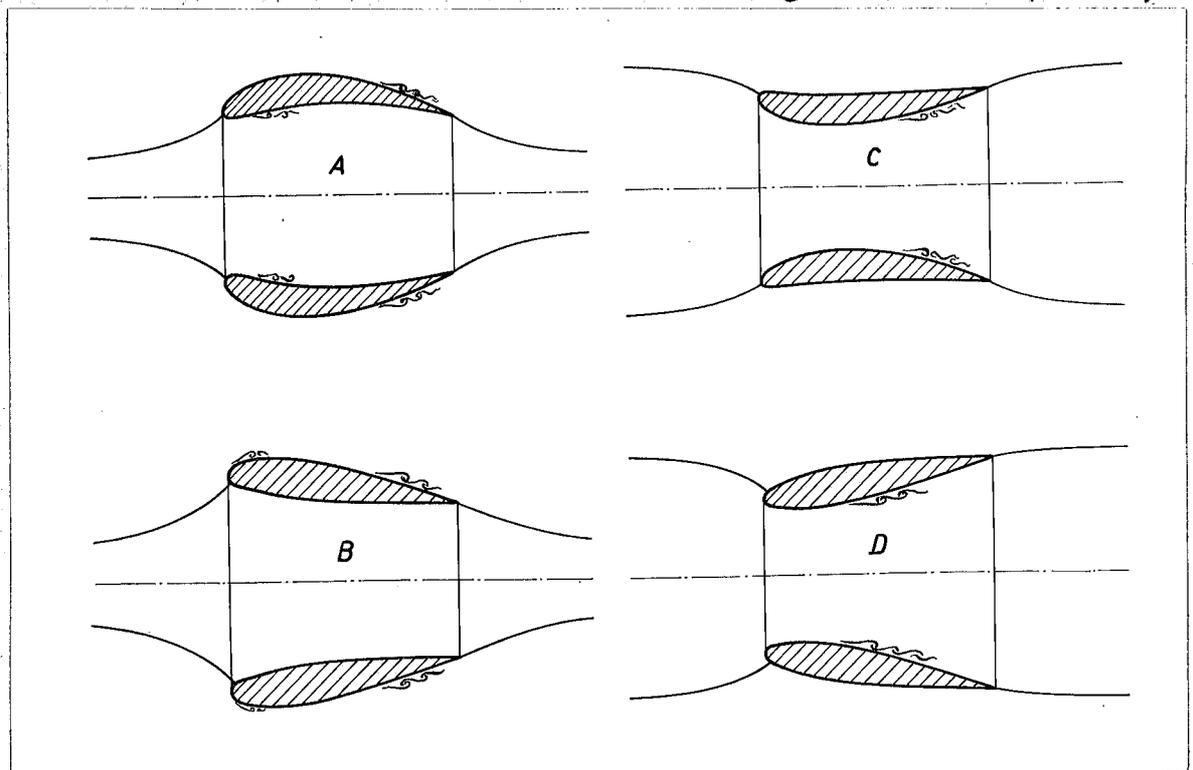


Abb.1: Schematische Darstellung der Strömung an verschiedenen Ringprofilen. Profil A erreicht eine positive Zirkulation (Drosselung der Durchflussmenge) durch Wölbung, Profil B eine solche durch einen Anstellwinkel. Profil C ergibt eine negative Zirkulation durch Wölbung, Profil D eine solche durch Anstellwinkel.

Solche Anordnungen sind bereits mehrfach experimentell untersucht worden (vgl. z.B. [3]), mit dem Ergebnis, dass sich in den meisten Fällen wesentliche Diffusorverluste nicht vermeiden lassen. Man kann jedoch die positive Zirkulation auch durch einen Anstellwinkel hervorrufen, wodurch der Diffusor vollkommen in den Aussenraum verlegt und damit die Verlustursache beseitigt wird (Abb. 1, B). Solche Profile sind dagegen auf der Aussenseite abreissemphindlich und haben an der Profilnase unzulässig hohe Uebergeschwindigkeiten. Eine Kombination beider Prinzipien wird daher in diesem Falle zweckmässig sein, was zu gewölbten, nach vorn hin eingezogenen Profilen mit verhältnismässig grosser Dicke führt. Der vor allem wichtige Einlaufvorgang in solche Profile ist bereits eingehend untersucht (vgl. [3], [4], und [5]; dort weitere Schrifttumangaben), sodass die damit zusammenhängenden Fragen als weitgehend geklärt angesehen werden können.

Wir kommen nun zu dem Fall, dass der Durchfluss durch eine (negative) Zirkulation erhöht werden soll. Solche Verkleidungen werden bei Start und Steigflug gebraucht und erfahren durch einen eingebauten Kühler einen Widerstand und als Schraubenmantel einen Schub, wodurch die Schraube selbst entlastet wird (vgl. [2]). Ob auch für diesen Zweck hinreichend verlustfrei umströmte Profile gefunden werden können, war die Hauptfrage, die in dem vorliegenden Bericht untersucht werden sollte. - Während man bei Profilen mit positiver Zirkulation den Diffusor aus dem Innenraum in

den Aussenraum verlegen kann, ist dies bei Profilen mit negativer Zirkulation nicht mehr möglich. Sowohl die gewölbten als auch die Profile mit Anstellwinkel (Abb. 1 C. Und D) ergeben im rückwärtigen Innenraum, welcher für die Erzeugung der Zirkulation massgebend ist, (vgl. auch Abschnitt II, 3) einen Diffusor. Die daher unvermeidlichen Diffusorverluste bedingen zunächst einen Profilwiderstand, dessen Grösse in einigen Fällen festgestellt werden sollte, um zu sehen, wie er sich zu dem bei Mantel-schrauben zu erwartenden Verkleidungsschub verhält. Andererseits erniedrigt das auftretende Totwasser die theoretische Durchflussmenge, wie in Abb. 2 an einem Beispiel gezeigt ist.

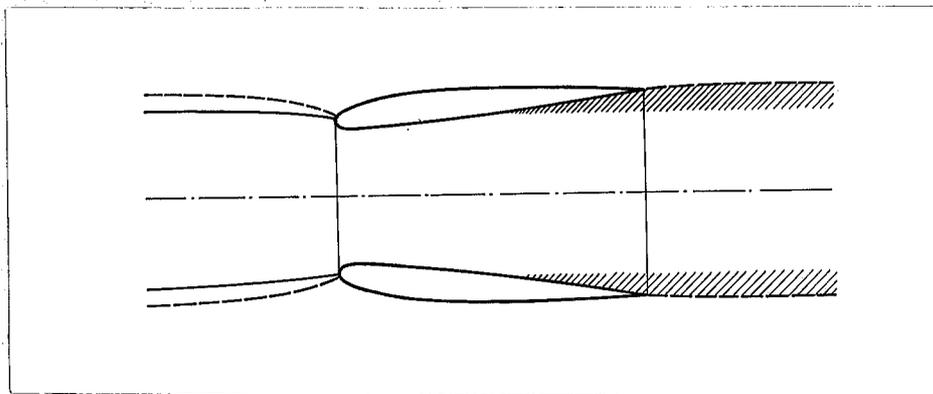


Abb. 2: Herabsetzung der Durchflussmenge durch unvollständige Zirkulation. Gestrichelt: Theoretische Stromlinie; Ausgezogen: Ankommende Stromlinie, wenn sich ein Gebiet mit Energie- und Druckverlust (Schraffiert) ausbildet. Schematisch nach Messungen an Profil 1.

Man kann in dieser Hinsicht die im Diffusor erzeugte Schicht mit Energieverlust in ihrer Wirkung einer nach innen ausgeschlagenen Klappe gleichsetzen, welche die (negative) Zirkulation herabsetzt. Andererseits kann man vermuten, dass nach aussen ausgeschlagene Klappen die negative Zirkulation erhöhen und möglicherweise auch das Totwasser im Inneren des Diffusors verkleinern. Die Wirkung solcher Klappen wurde

daher ebenfalls untersucht.

Bei Ringprofilen kommt zu den aus der ebenen Profilttheorie bekannten Parametern ein neuer hinzu, das Verhältnis zwischen der Profiltiefe  $l$  und dem Durchmesser  $2r_0$ :  $l/2r_0$ . Die Abweichungen der Werte  $l/2r_0$  von Null sind massgebend für den Ringeinfluss, d.h. für die Unterschiede in den Profileigenschaften zwischen den ebenen Profilen und den Ringprofilen. Um bei den Messungen deutliche Effekte zu erhalten, haben wir  $l/2r_0$  verhältnismässig gross, nämlich gleich 2 angenommen. Die untersuchten Profile haben daher die Form von Venturdüsen. - Zur Erklärung der Strömungsvorgänge an freifahrenden Venturidüsen ist eine eindimensionale Betrachtungsweise üblich. Der zumeist interessierende Geschwindigkeitsverlauf im Inneren des Rohres wird dabei aus den Querschnitten mit Hilfe der Kontinuitätsbedingung berechnet. Dazu braucht man eine Aussage über die mittlere Geschwindigkeit in irgendeinem Querschnitt der Düse z.B. im Austrittsquerschnitt. Bei der Düse im freien Luftstrom wird angenommen, dass der Druck in der Austrittsebene gleich dem ungestörten Druck ist, "da sich Druckdifferenzen aussen um die Düse herum in sehr starkem Masse ausgleichen können". Man setzt also die mittlere Geschwindigkeit in der Austrittsebene gleich der ungestörten Anströmgeschwindigkeit. Durch diese Betrachtungsweise erhält man mit leidlich guter Annäherung den Verlauf der Strömung im Inneren des Rohres.

Man kann diese Betrachtungsweise dadurch verfeinern, dass man das zweidimensionale Problem behandelt. Wir fassen die Düse als Ringtragflügel auf und ersetzen sie durch Wirbel-

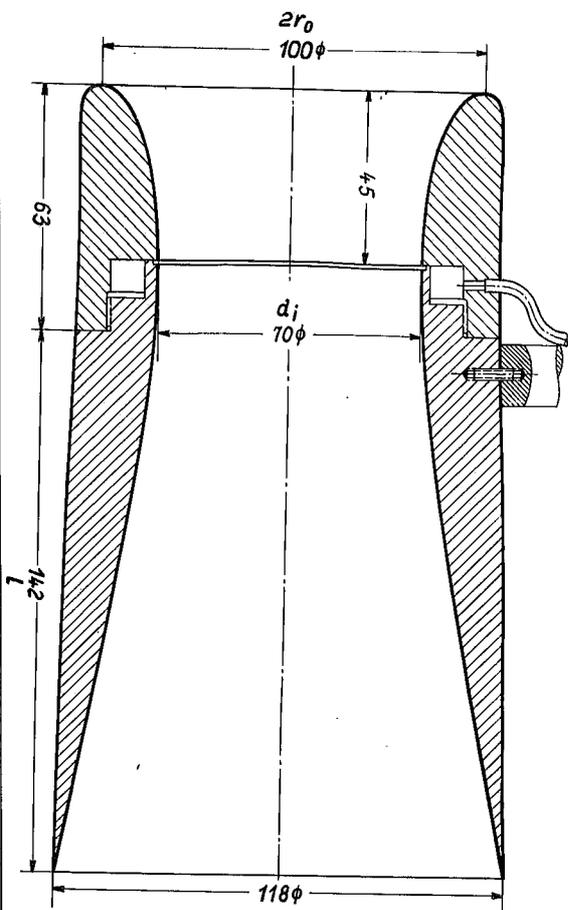
und Quellsenkenanordnungen. Irgendwelche Annahmen, welche über die Voraussetzungen der Potentialtheorie hinausgehen, brauchen nicht gemacht zu werden. Die Theorie gibt Aussagen über die Durchflussmengen und Luftkräfte und vor allem einen einfachen und klaren Ueberblick über Einzelheiten der Strömungsverhältnisse, u.a. z.B. über die Vorgänge am Einlauf. Man kann der Ursache der auftretenden Verluste im einzelnen nachgehen und Mittel und Grenzen der Verbesserung der Strömungsverhältnisse angeben. Da das Wesentliche der Strömung im Inneren bereits durch die Querschnittsverhältnisse gegeben ist, so liefert die Betrachtung der Wandung als Ringtragflügel vor allem die feineren Abweichungen von der rohen eindimensionalen Theorie. Es ist daher nicht zu verwundern, dass die Profileigenschaften der Düsenprofile ganz andere sind als bei einem einzelnen Flügel.

Ueber die Vorgänge in Diffusoren, insbesondere bei freifahrenden Venturidüsen gibt es ein ausgedehntes Schrifttum (vgl. etwa [6], [7], [8], ). Dabei ist z.B. der wichtige Einfluss der Reynoldsschen Zahl weitgehend geklärt, sodass wir diesen nicht ausführlich zu untersuchen brauchen.

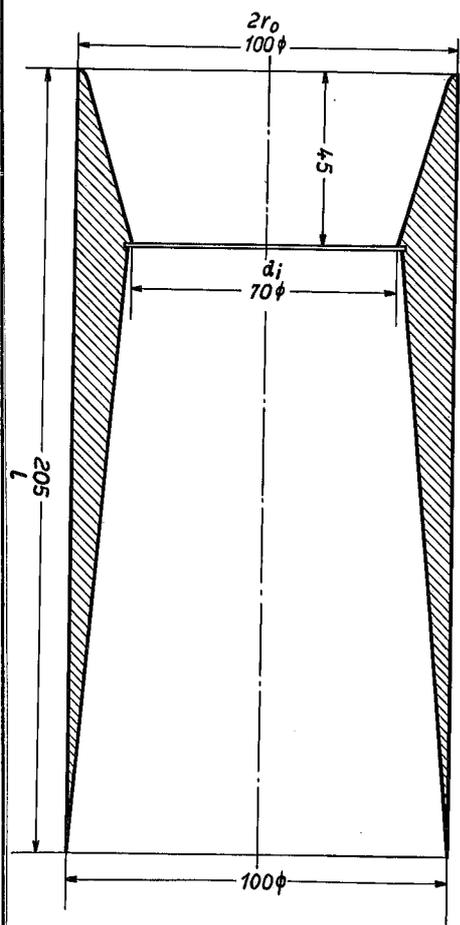
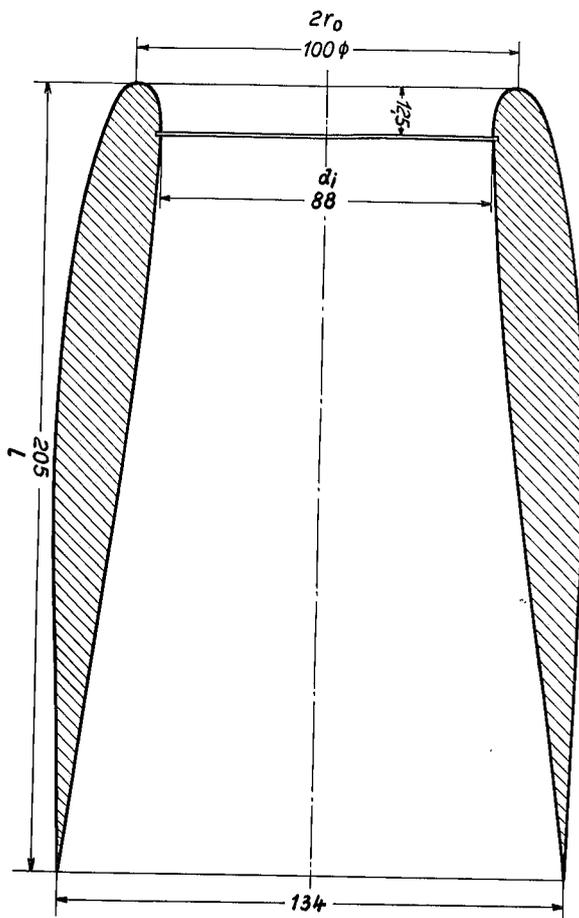
## II. Beschreibung der Modelle und Versuche.

Die untersuchten Profile sollen die Durchflussmenge erhöhen, besitzen daher eine negative Zirkulation. Wegen der Vielzahl der auftretenden Parameter begegnet eine vollständige Systematik der Ringprofile grossen Schwierigkeiten und dürfte sachlich kaum gerechtfertigt sein. Wir haben nur einige beson-

dere, kennzeichnende Profile herausgegriffen und untersucht. - Zur Berechnung d ü n n e r Ringprofile ist in der dritten Mitteilung [1] ein Verfahren angegeben worden. Die Skelettlinien der vermessenen Profile 1 bis 3 sind nach diesem Verfahren aus drei verschiedenen Wirbelverteilungen entstanden und zwar Profil 1 aus der ersten B i r n b a u m verteilung, welche im ebenen Fall eine ebene Platte mit Anstellwinkel liefert (Wirbelverteilung 1 in [1]), Profil 2 aus einer reinen Wölbungsverteilung (Wirbelverteilung 4 in [1]) und Profil 3 durch Ueberlagerung dieser Verteilung mit einem S-Schlag (Wirbelverteilung 5 in [1]). Die in [1] benutzten Rechenparameter  $c_v$  haben in unseren Beispielen die Werte  $c_1 = -0,05$ ;  $c_4 = c_5 = -0,1$ . Der Parameter  $l/2r_0$  wurde für die drei Profile gleich gross gewählt und zwar so, dass die erreichte Aenderung der Durchflussmenge möglichst gross wurde. In [1] wurde gezeigt, dass die Mengenregulierung bei gleichbleibender Belastung  $c_r$  wesentlich von  $l/2r_0$  abhängig ist, und dass man mit kleinen  $l/2r_0$  bei erträglichen  $c_r$ -Werten nicht viel erreichen kann. Es wurde daher  $l/2r_0 = 2$  gesetzt. Noch grössere Werte bringen in dieser Hinsicht kaum noch Vorteile. Alle Rechnungen wurden nach dem in [1] angegebenen Näherungsverfahren durchgeführt. - Da es eine Theorie dicker Ringprofile endlicher Tiefe noch nicht gibt, wurde diesen Skelettlinien in allen Fällen die gleiche vorgegebene Dickenverteilung überlagert mit einer grössten Dicke von  $10^{\circ}/o$  der Profiltiefe in  $35^{\circ}/o$  der Profiltiefe von der Vorderkante aus. Der Nasenradius  $\rho_N$  war bei den drei Profilen gleich gross zu  $\rho_N = 0,1 \cdot r_0 = 0,025 l$  angenommen.



Profil 1.  
Profil 3.



Profil 2.  
Profil 4.

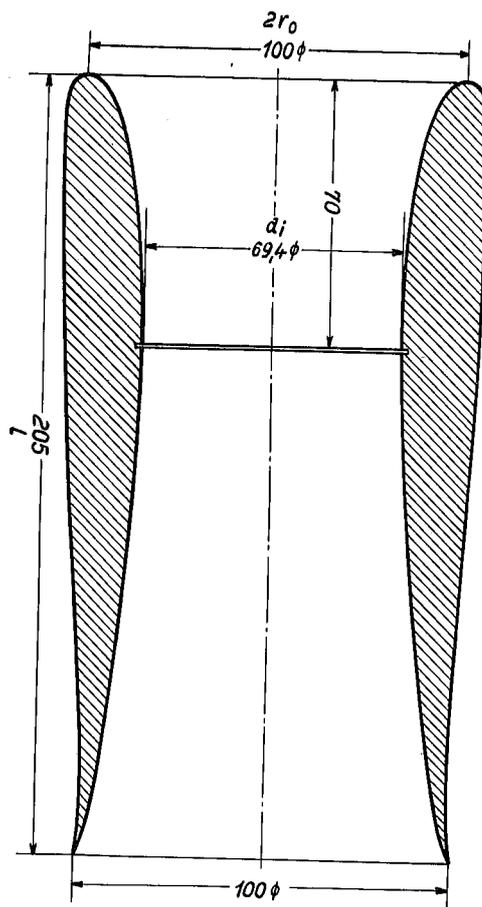


Abb. 3: Die untersuchten Ringprofile 1 - 4. Maße in mm.

Die sich auf diese Weise ergebenden Profile sind in Abb. 3 dargestellt. Bei gleichbleibendem Eintrittsdurchmesser wird der Austrittsdurchmesser von Profil 3 bis Profil 1 immer grösser. - Profil 4 wurde zum Vergleich untersucht; es handelte sich um eine übliche Ausführung von Venturirohren, dessen Innenraum aus zwei Kegeln gebildet wird mit einem Stoss an der Uebergangsstelle.

Der vorgegebene mittlere Diffusorwinkel  $\bar{\epsilon}$  (vgl. Zahlentafel 1) ist mit Ausnahme von Profil 4 verhältnismässig gross, sodass nach den vorliegenden Erfahrungen mit grösseren Diffusorverlusten zu rechnen ist. Ausserdem ist es ungünstig, dass die Innenwände bei den Profilen 1, 2 und 3 nicht kegelig sind. Ueber den Einfluss von nicht kegeligen Wänden hat O. P a b s t [8] einige Untersuchungen angestellt mit dem Ergebnis, dass der Wirkungsgrad von Diffusoren, welche zunächst stärker und dann schwächer erweitert sind, besser ist als von solchen, bei denen das Umgekehrte der Fall ist, in Uebereinstimmung mit Erfahrungen an ebenen Flügelprofilen, wo auch die Grenzschicht zunächst stärkere Druckgradienten überwinden kann, ~~wenn am Ende des Druckanstieggebietes der Gradient klein ist.~~ wenn am Ende des Druckanstieggebietes der Gradient klein ist. Die Profile 1 bis 3 sind also in dieser Hinsicht ungünstig geformt und könnten durch Wahl einer anderen Dickenverteilung, welche jedoch möglicherweise die Aussenseite des Profiles ungünstig verändern würde, verbessert werden. In dieser Beziehung haben Profile, welche aus der ersten Wirbelverteilung entstanden sind, Vorteile vor rein gewölbten Profilen, denn die zur ersten Wirbelverteilung gehörende Skelettlinie hat

bereits die von O. P a b s t geforderten Eigenschaften (vgl. [1]).

Der in Zahlentafel 1 angegebene theoretische Beiwert  $c_{r th}$  der Radialkraft in einem Flügelschnitt gehört zu den Skelettlinien. Es soll angenommen werden, dass die Zirkulation durch die hinzukommende Dickenverteilung nicht wesentlich geändert wird. Die theoretische mittlere Durchflussgeschwindigkeit  $\overline{U_{im}}$  wurde aus den zu den Skelettlinien gehörigen Werten berechnet, indem die Querschnittsänderung durch die Dicke mit Hilfe der Kontinuitätsbedingung berücksichtigt wurde. Diese Annahme ist nur berechtigt, wenn die Profildicke klein gegenüber dem Ringdurchmesser ist. Ist dies nicht erfüllt, so wandert z.B. bei dicken Profilen ohne Zirkulation der vordere Stau- punkt allein durch den Einfluss der durch die Dicke hervor- gerufenen Verdrängungsströmung vom vordersten Punkt des Profiles fort in den Innenraum, wodurch die Durchflussmenge herabgesetzt wird. Einige qualitative Ueberlegungen zu dieser Erscheinung findet man in [9]. Bei den angegebenen theore- tischen Werten ist dieser Einfluss der Dicke nicht berücksich- tigt, insbesondere sind daher die theoretischen Durchflussmen- gen als Höchstwerte anzusehen. Genauere Angaben können erst gemacht werden, wenn die theoretische Berechnung dicker Pro- file mit Zirkulation gelungen ist.

Ausser der Anströmgeschwindigkeit  $U_0$  ist die mit der Profiltiefe  $l$  und  $U_0$  gebildete und die mit dem Innendurch- messer  $d_1$  und mit der Innengeschwindigkeit  $U_1$  an der Wand im engsten Querschnitt gebildete Reynoldssche Zahl  $Re$  bzw. ~~an~~

$Re_1$  angegeben. Der Einfluss der Reynoldsschen Zahl auf die Messergebnisse ist verschiedenartig und schwer zu überblicken. Jedoch ist anzunehmen, dass bei der grössten benutzten Windgeschwindigkeit in den meisten Fällen eine turbulente Reibungsschicht im Innenraum bereits voll ausgebildet ist. Man vergleiche dazu die Abb. 4 bis 6.

Die Messungen sollten, entsprechend dem Charakter des Ganzen als Voruntersuchung, mit möglichst einfachen Mitteln durchgeführt werden. Als Mass für die "Wirksamkeit" eines jeden Profils wurde der statische Druck in einem Ringspalt an der engsten Stelle des Innenraumes gemessen. Geschwindigkeitsmessungen (aus Gesamtdruck und statischem Druck) in einem Meridianschnitt der Austrittsfläche geben Aufschluss über die Gebiete mit Energieverlust und über die Durchflussmengen. In einigen Fällen wurden diese Geschwindigkeitsmessungen auch noch in einem Abstand von einer Profiltiefe hinter dem Profil vorgenommen. Diese Messungen waren jedoch nicht ausführlich genug, um daraus nach dem Betz'schen Impulsverfahren den Profilwiderstand zu bestimmen. Einige Auswertungen bei Gegenanströmung zeigten Abweichungen von den durch Wägung bestimmten Widerstandswerten von z.T. 30%.

Die Messungen lassen keine Schlüsse über die Vor- und Nachteile der untersuchten Profilklassen zu, denn dazu hätte man von jeder Klasse, auch bei Beibehaltung der Dickenverteilung, mehrere Modelle gebraucht. Während man z.B. bei einem ebenen Tragflügel die Zirkulation ohne weiteres durch den Anstellwinkel ändern kann, ergibt jeder Ringtragflügel nur eine bestimmte Zirkulation.

Die Modelle waren bis auf Profil 1 aus Leichtmetall aus dem Vollen gedreht. Profil 1 bestand aus Holz. Die Versuche wurden im neuen Windkanal (0,7 m X 1 m Freistrah) des Kaiser-Wilhelm-Institutes für Strömungsforschung in Göttingen durchgeführt. Für die Gesamtdruckmessungen wurde ein Pitotrohr, für die Messung des statischen Druckes ein in Strömungsrichtung gebrachtes Rohr mit seitlichen Anbohrungen benutzt. In die angegebenen Grenzschichtmessungen kommt daher eine gewisse Unsicherheit, insbesondere in den <sup>in</sup>einigen Fällen auftretenden Gebieten mit Rückströmung. - Die Widerstandsmessungen wurden an einer neuen, von Herrn E.K u n z e entwickelten Waage grosser Empfindlichkeit vorgenommen.

Zahlentafel 1

Profil	$\bar{\epsilon}$	$c_{rth}$	$\left(\frac{\bar{u}_i}{u_{0/th}}\right)$	$\frac{u_0}{\left[\frac{m}{s}\right]}$	$Re = \frac{u_0 l}{\nu}$	$Re_i = \frac{u_i d_i}{\nu}$	$\frac{u_i}{u_0}$	$\frac{\bar{u}_i}{u_0}$	$\frac{\bar{u}_i}{u_{i/th}}$	$\eta_1$	$\eta_2$
1	6,7°	-1,2	2,4	10	1,4 · 10 <sup>5</sup>	1,2 · 10 <sup>5</sup>	2,1	1,5	0,62	0,68	0,74
				35	4,8 · 10 <sup>5</sup>	4,5 · 10 <sup>5</sup>	2,2	1,7	0,71	0,78	0,82
2	6,3°	-1,6	2,7	10	1,4 · 10 <sup>5</sup>	0,9 · 10 <sup>5</sup>	1,8	1,7	0,62	0,76	0,82
				35	4,8 · 10 <sup>5</sup>	3,2 · 10 <sup>5</sup>	2,0	1,9	0,72	0,87	0,90
3	8,5°	-1,6	2,7	10	1,4 · 10 <sup>5</sup>	0,9 · 10 <sup>5</sup>	2,0	1,6	0,62	0,72	0,74
				35	4,8 · 10 <sup>5</sup>	3,7 · 10 <sup>5</sup>	2,3	2,0	0,75	0,87	0,89
4	5,3°	—	—	10	1,4 · 10 <sup>5</sup>	0,9 · 10 <sup>5</sup>	1,9	1,5	—	0,70	0,77
				35	4,8 · 10 <sup>5</sup>	3,3 · 10 <sup>5</sup>	2,0	1,7	—	0,84	0,87

### III. Ergebnisse.

1. Durchflussmengen. In Zahlentafel 1 sind die aus dem statischen Druck im Ringspalt bestimmten Innengeschwindigkeiten  $U_i$  angegeben. Die Werte liegen sämtlich in der Nähe von 2. Die gemessene mittlere Durchflussgeschwindigkeit  $\bar{U}_1$  weicht z.T. erheblich von den aus den statischen Drücken an der Wand berechneten Geschwindigkeiten ab, am meisten bei Profil 1, am wenigsten bei Profil 2. Die Geschwindigkeitsverteilung über den Messquerschnitt ist also bei Profil 1 wesentlich ungleichförmiger als bei Profil 2, was dadurch zu erklären ist, dass der Messquerschnitt bei Profil 1 an stark gekrümmter Stelle des Profiles sehr nahe am Einlauf liegt. - Die Abweichungen der gemessenen Durchflussmenge von der theoretischen sind bemerkenswert gross. Der Quotient beider Werte ist bei  $U_0 = 10$  m/s bei allen Profilen übereinstimmend 0,62 und steigt mit der Reynoldsschen Zahl an.

Jedoch haben wir auch bei  $U_0 = 35$  m/s noch einen Mengenverlust von über 25% bei allen Profilklassen. Diese Verluste sind besonders schwerwiegend, weil die untersuchten Ringprofile durch ihre Zirkulation doch gerade die Durchflussmenge heraufsetzen sollen.

Würden wir nach der eindimensionalen Betrachtungsweise in der Austrittsebene den statischen Druck zu  $p_0$  (ungestörter Aussendruck) annehmen, so würden sich z.B. bei den Profilen 1 und 2 entsprechend den Verengungsverhältnissen (1:2,3 bei Profil 1 bzw. 1:2 bei Profil 2) Durchflussgeschwindigkeiten  $\bar{U}_1/U_0 = 2,3$  bzw. 2,0 ergeben. Die Quotienten aus den gemessenen und diesen Werten betragen dann 0,73 bzw. 0,95 für  $U_0 = 35$  m/s, d.h. Profil 2

hätte einen ausserordentlich geringen Mengenverlust. Dieser Fehlschluß lässt sich dadurch erklären, dass die Voraussetzung  $\bar{p}_A = p_0$  nicht erfüllt ist. So zeigt die Messung (vgl. Abb. 5),

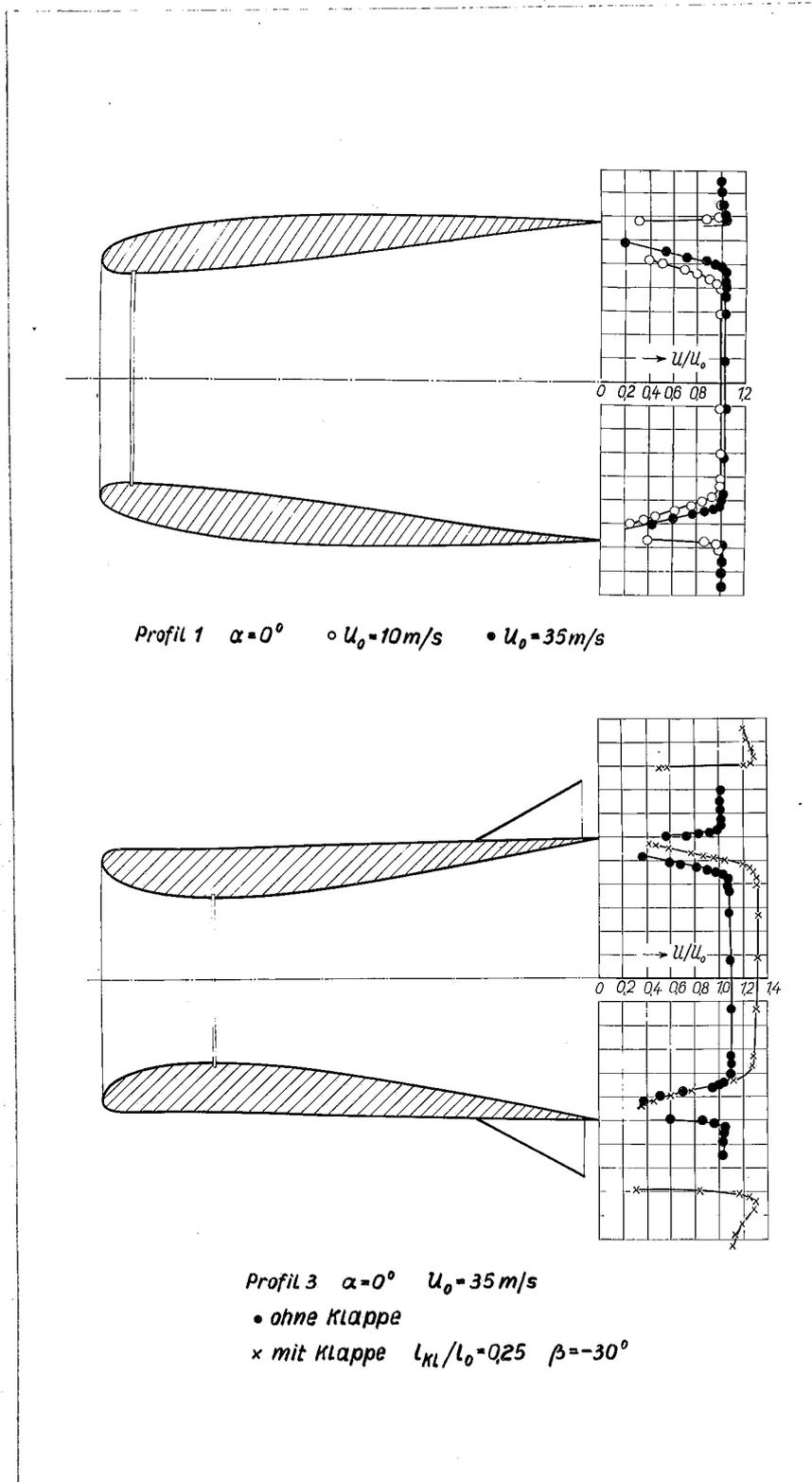
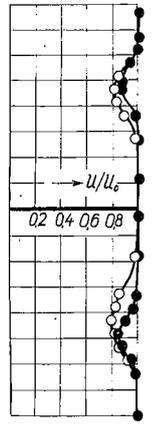
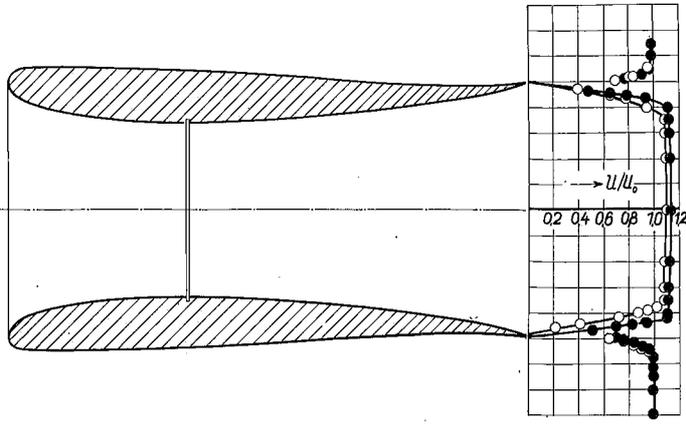
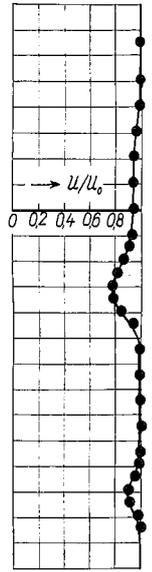
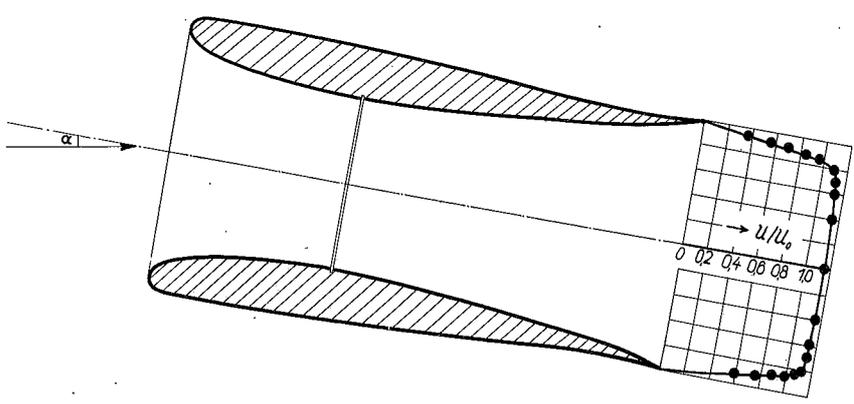


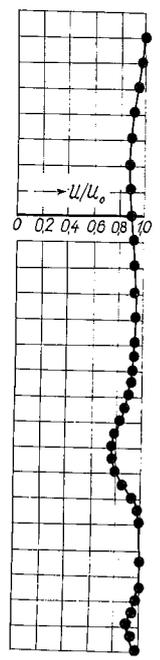
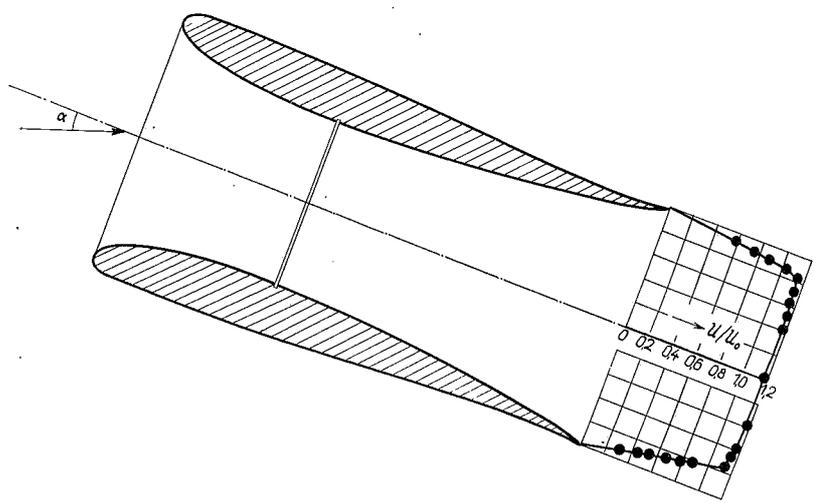
Abb. 4: Geschwindigkeitsmessungen in der Austrittsebene an Profil 1 und 3.



Profil 2  $\alpha = 0^\circ$   $\circ U_0 = 10 \text{ m/s}$   $\bullet U_0 = 35 \text{ m/s}$

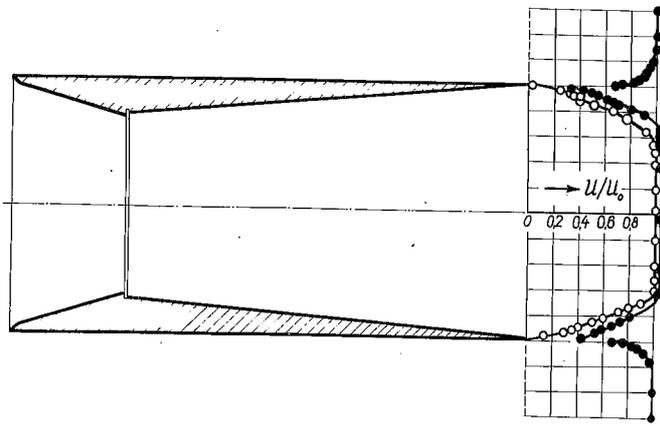


Profil 2  $\alpha = 10^\circ$   $U_0 = 35 \text{ m/s}$

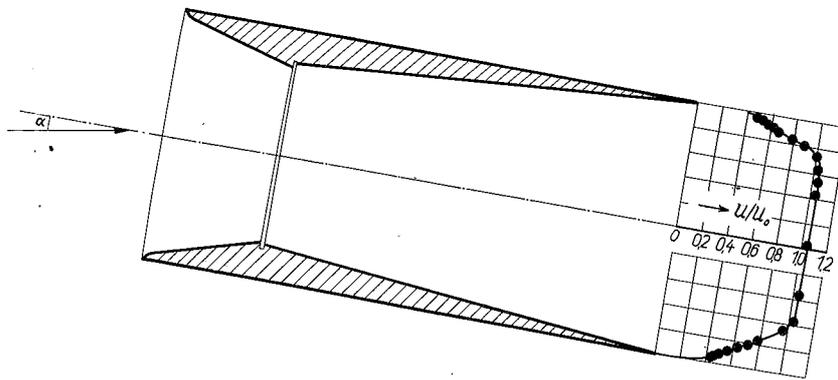
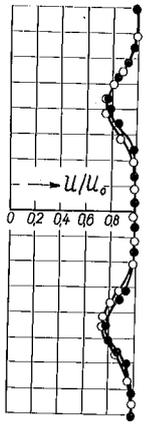


Profil 2  $\alpha = 20^\circ$   $U_0 = 35 \text{ m/s}$

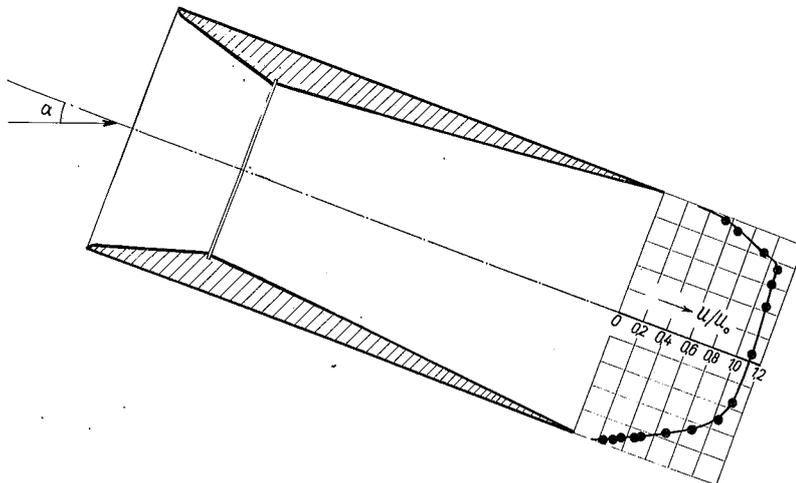
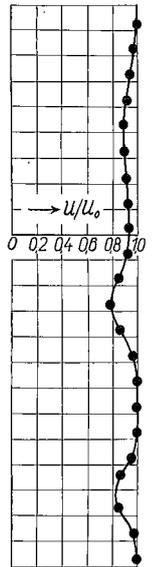
Abb. 5: Geschwindigkeitsmessungen in der Austrittsebene und in einem Abstand von einer Flügeltiefe hinter dem Profil bei verschiedenen Anstellwinkeln für Profil 2.



Profil 4  $\alpha = 0^\circ$   $\circ U_0 = 10 \text{ m/s}$   $\bullet U_0 = 35 \text{ m/s}$



Profil 4  $\alpha = 10^\circ$   $U_0 = 35 \text{ m/s}$



Profil 4  $\alpha = 20^\circ$   $U_0 = 35 \text{ m/s}$

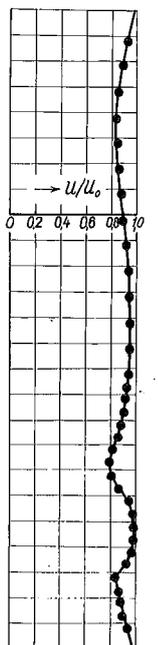


Abb.6: Geschwindigkeitsmessungen in der Austrittsebene und in einem Abstand von einer Flügeltiefe hinter dem Profil bei verschiedenen Anstellwinkeln für Profil 4.

dass in der Austrittsebene ein Unterdruck  $(\bar{p}_A - p_0)/q_0 = -0,24$  vorhanden ist. Die Ringtragflügeltheorie dagegen fordert einen noch erheblich grösseren Unterdruck, nämlich  $(\bar{p}_A - p_0)/q_0 = -0,70$ . Dass die nach der Ringflügeltheorie in manchen Fällen zu erwartenden grossen Unterdrücke in der Austrittsebene nicht erreicht werden, liegt am Totwasser, welches die vollständige Ausbildung der Zirkulation verhindert. - Die eben behandelten Unterschiede brauchen nicht bei allen Profilen derartig krass zu sein wie bei Profil 2. So ergibt ~~z.B.~~ z.B. bei Profil 1 sowohl die eindimensionale wie die zweidimensionale Theorie übereinstimmend mit der Messung in der Austrittsebene annähernd den Druck  $p_0$  (vgl. Abb.4).

2. Wirkungsgrade. Es ist üblich, die Güte der Umströmung einer Venturidüse durch einen Wirkungsgrad, den sogenannten Diffusorwirkungsgrad, zu kennzeichnen. Man geht dabei von der Ueberlegung aus, dass die Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck beim Uebergang vom engsten Querschnitt zum Austrittsquerschnitt mit einem Wirkungsgrad  $\eta$  erfolgt:

$$(1) \quad \bar{p}_A - \bar{p}_i = \eta \cdot \frac{\rho}{2} (\bar{u}_i^2 - \bar{u}_A^2)$$

Hierdurch wird die Tatsache berücksichtigt, dass nur ein Teil der kinetischen Energie der Strömung im Inneren in Druck umgesetzt wird. Setzt man noch  $\bar{p}_A = p_0$ , so erhält man die übliche Beziehung (vgl. A. B. e t z [6]):

$$(2) \quad \eta = \frac{1 - \frac{1}{(\bar{u}_i/\bar{u}_0)^2}}{1 - (F_i/F_A)^2}$$

Bei  $U_0 = 35$  m/s erhält man danach für Profil 1 ein  $\eta = 0,80$  und für Profil 2 ein  $\eta = 0,95$ . Man erkennt an diesem Beispiel, dass die eindimensionale Betrachtungsweise ausserordentlich geringe Strömungsverluste vortäuschen kann, da die Voraussetzung  $\bar{p}_A = p_0$  vielfach nicht zutrifft.

Wir haben bereits im vorigen Abschnitt gezeigt, dass der in der Austrittsebene gemessene Druck nicht gleich  $p_0$  zu sein braucht. Man erhält daher zuverlässigere Werte für  $\eta$ , wenn man in (1) die gemessenen Werte von  $\bar{p}_A$  einsetzt. Man erhält dann  $\eta$  aus der Beziehung:

$$(3) \quad \eta_1 = \frac{1 - \frac{(F_i/F_A)^2}{(\bar{u}_A/u_0)^2} \left[ 1 - \frac{\bar{p}_A - p_0}{\rho_0} \right]}{1 - (F_i/F_A)^2}$$

Die nach (3) gewonnenen Werte  $\eta_1$  sind in Zahlentafel 1 eingetragen. Diese Werte liegen in einem Bereich, der zumindest bei den grösseren Reynoldsschen Zahlen als gut zu bezeichnen ist. Die Diffusorverluste sind also erheblich kleiner als die oben besprochenen Mengenverluste. Das ist dadurch zu erklären, dass die Wirkung des auftretenden Totwassers nur insofern berücksichtigt ist, als darin kinetische Energie vernichtet wird. Das Totwasser hat aber ausserdem zur Folge, dass sich nicht die volle theoretisch zu erwartende Zirkulation einstellt, wie bereits mehrfach besprochen wurde. Es wird sich daher auch das von der zirkulatorischen Umströmung herrührende Druckfeld nicht vollausbilden, sodass wir auf diese Weise mit einer geringeren Wirkung des Diffusors, was in der Definition des Diffu-

sorwirkungsgrades nicht enthalten ist, rechnen müssen.

Im Schrifttum findet man z.T. eine andere Definition des Diffusorwirkungsgrades; so setzt O. P a b s t [8] :

$$(4) \quad \bar{P}_A - \bar{P}_i = \eta_2 \cdot \frac{\rho}{2} \bar{U}_i^2 - \frac{\rho}{2} \bar{U}_A^2$$

und erhält:

$$(5) \quad \eta_2 = 1 + (F_i/F_A)^2 - \frac{(F_i/F_A)^2}{(\bar{U}_A/\bar{U}_0)^2} \left[ 1 - \frac{\bar{P}_A - P_0}{q_0} \right]$$

Die beiden verschieden definierten  $\eta_1$  und  $\eta_2$  hängen folgendermassen zusammen:

$$(6) \quad \eta_1 = \frac{\eta_2 - (F_i/F_A)^2}{1 - (F_i/F_A)^2}$$

Für  $F_i/F_A \rightarrow 0$  gilt  $\eta_1 \rightarrow \eta_2$ . Grundsätzlich gelten für  $\eta_2$  dieselben Ueberlegungen wie für  $\eta_1$ . Die nach (5) berechneten Werte sind ebenfalls in Zahlentafel 1 angegeben.

Diese Bemerkungen sollen deutlich machen, dass ein aus Messungen entnommener Diffusorwirkungsgrad nicht ausreicht, um die Güte der Umströmung eines Ringprofiles eindeutig zu kennzeichnen, und dass dieser in manchen Fällen zu bemerkenswerten Fehlschlüssen führen kann.

3. Widerstände. Die Widerstände der einzelnen Profile bei Geradenströmung sind für verschiedene Windgeschwindigkeiten in Zahlentafel 2 angegeben. Wir haben zwei dimensionslose

Beiwerte gebildet, welche sich durch die Bezugsfläche unterscheiden: Einmal die kleinste Innenfläche  $F_i$  (die Fläche des einzubauenden Kühlers oder Gebläses) und dann die Mantelfläche  $F^+$  des Kegels (Zylinders), welcher von den Profilsehnen gebildet wird ("Flügelfläche"). Die Widerstände sind bemerkenswert gross, denn es handelt sich um reinen Profilwiderstand, da wegen der Rotationssymmetrie keine freien Wirbel in der Flüssigkeit zurückbleiben, und daher auch kein induzierter Widerstand auftritt. Aehnlich grosse Widerstände hat auch H. M u t t r a y [10] an einem Tragflügelring gemessen. Dieses Profil hatte im Verhältnis zum Durchmesser eine wesentlich geringere Tiefe als die unsrigen,

Zahlentafel 2

Profil	$U_0$ [m/s]	$c_w = W/q_0 F_i$	$c_w^* = W/q_0 F^*$
1	{ 10	0,352	0,0284
	{ 20	0,298	0,0241
	{ 35	0,302	0,0244
2	{ 10	0,316	0,0189
	{ 20	0,274	0,0164
	{ 35	0,275	0,0164
3; $\beta = 0^\circ$	{ 10	0,594	0,0326
	{ 20	0,378	0,0208
	{ 35	0,452	0,0248
3; $\beta = -30^\circ$	{ 10	2,91	0,160
	{ 20	2,77	0,152
	{ 30	2,86	0,157
4	{ 10	0,432	0,0258
	{ 20	0,441	0,0263
	{ 35	0,458	0,0274

( $l/2r_0 = 0,305$ ), die Flügelsehne war ein Zylinder, die Dickenverteilung symmetrisch mit  $d_{\max}/l = 0,21$ . Ein solcher Ringtragflügel kann keine grosse Aenderung der Durchflussmenge geben und war auch nicht dafür entworfen. Bemerkenswert ist jedoch, dass trotz dieser geringen aerodynamischen Belastung der Profilwiderstand so gross ist ( $c_w^+ = 0,022$  bis  $0,014$  bei  $Re = 1 \cdot 10^5$  bis  $4 \cdot 10^5$ ).

4. Wirkung von Spreizklappen. Bei Profil 3 wurde der Einfluss von Spreizklappen auf die Durchflussmenge und den Widerstand untersucht. Die Klappe war nicht unterteilt, sondern bildete den Mantel eines Kegelstumpfes, der aussen aufgesetzt war. Die Mantellinie bildet mit der Symmetrieachse den Winkel  $\beta$ . Die Tiefe des Spreizkegels beträgt  $l_{kl} = 0,25 l$ , und der Ansatzpunkt befindet sich in einem Abstand  $0,25 l$  von der Hinterkante aus. Der Spreizkegel erzeugt in der Austrittsebene ein deutliches Unterdruckgebiet (vgl. Abb. 4), welches jedoch in diesem Falle nicht symmetrisch zur Rotationsachse liegt, wie überhaupt Profil 3 auch ohne Spreizkegel bei Geradlinströmung zu Unsymmetrieerscheinungen neigt. Durch diesen Unterdruck wird die Durchflussgeschwindigkeit erhöht auf  $\bar{u}_i = 2,8 u_0$  bei  $U_0 = 35 \text{ m/s}$ . Sie übersteigt damit den theoretischen Wert ohne Spreizkegel um ein wenig ( $\bar{u}_{iH} = 2,7 u_0$ ). Der Diffusorwirkungsgrad wird in diesem Falle durch den Spreizkegel nicht geändert. Durch eine Erhöhung des Ausschlagwinkels wird die Klappenwirksamkeit nicht gesteigert (vgl. Abb. 7b). Wie aus anderen, hier nicht mitgeteilten Messungen hervorgeht, bringt auch eine Aenderung der Klappentiefe und der Klappenlage keine wesentlich anderen Ergebnisse. Man

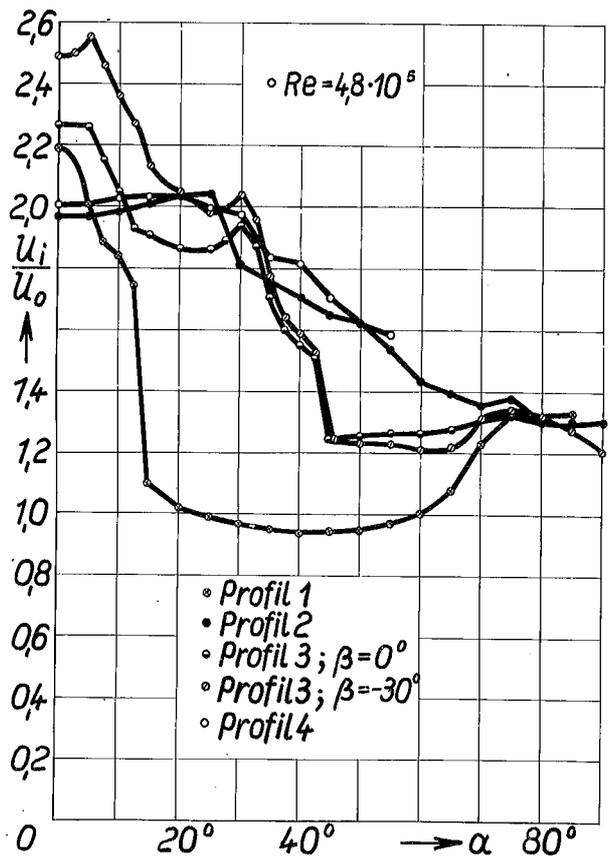
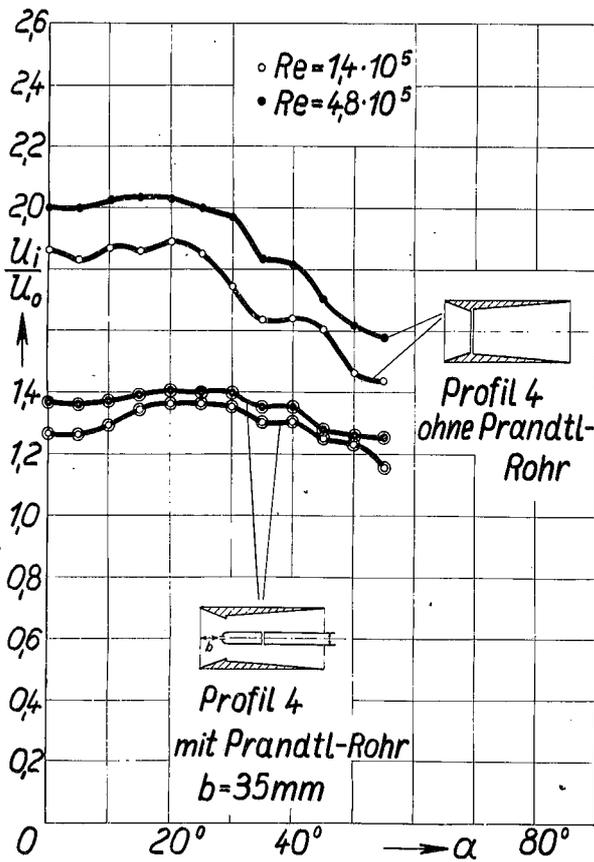
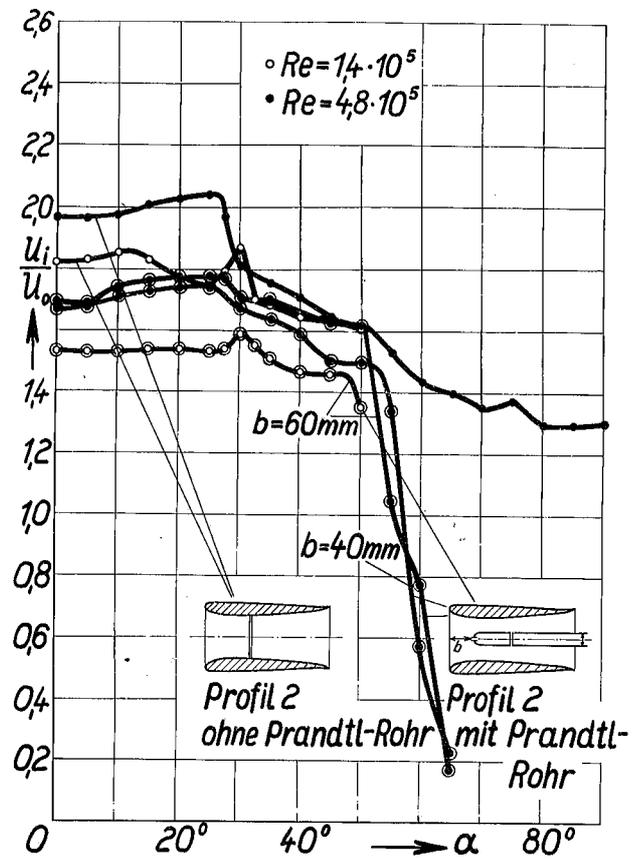
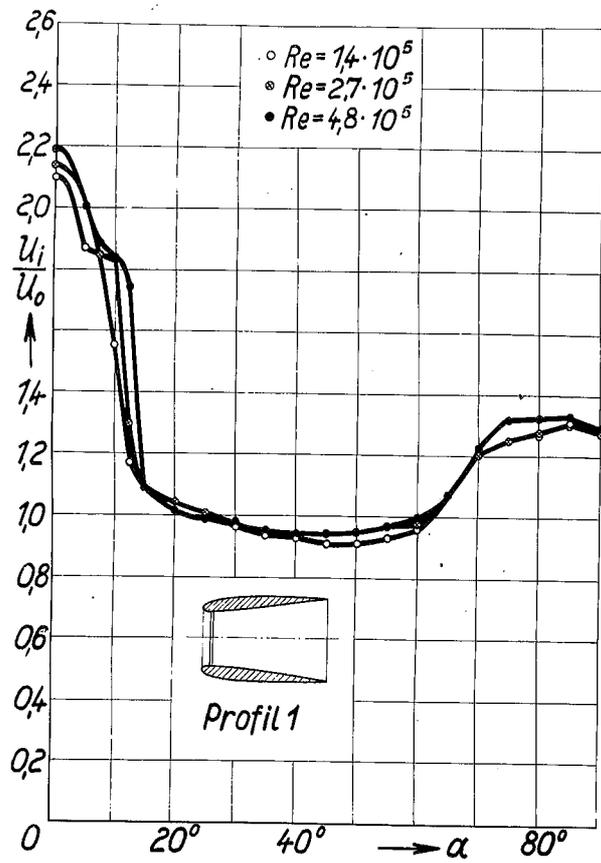


Abb. 7a: Verhältnis der Innengeschwindigkeit  $U_i$  zur Anströmgeschwindigkeit  $U_o$  in Abhängigkeit vom Anstellwinkel.

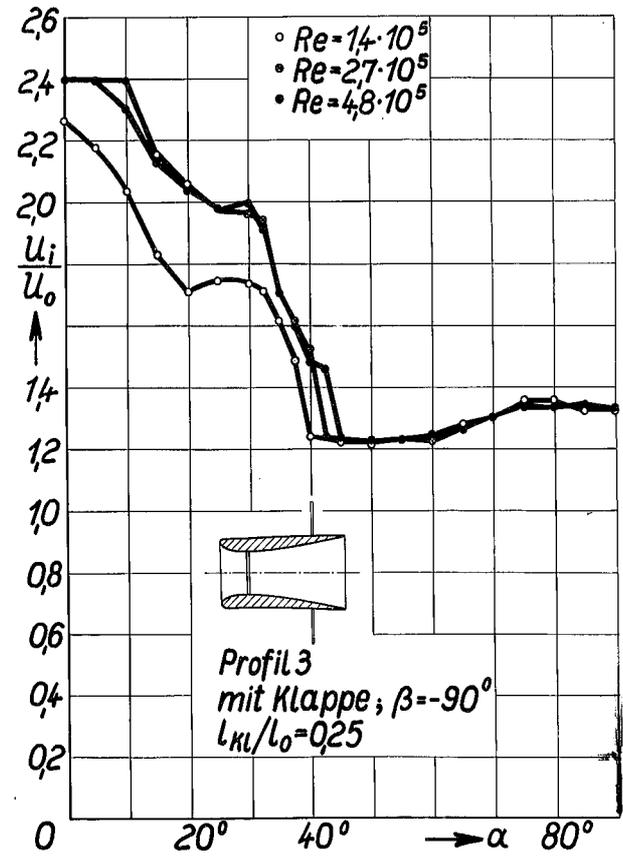
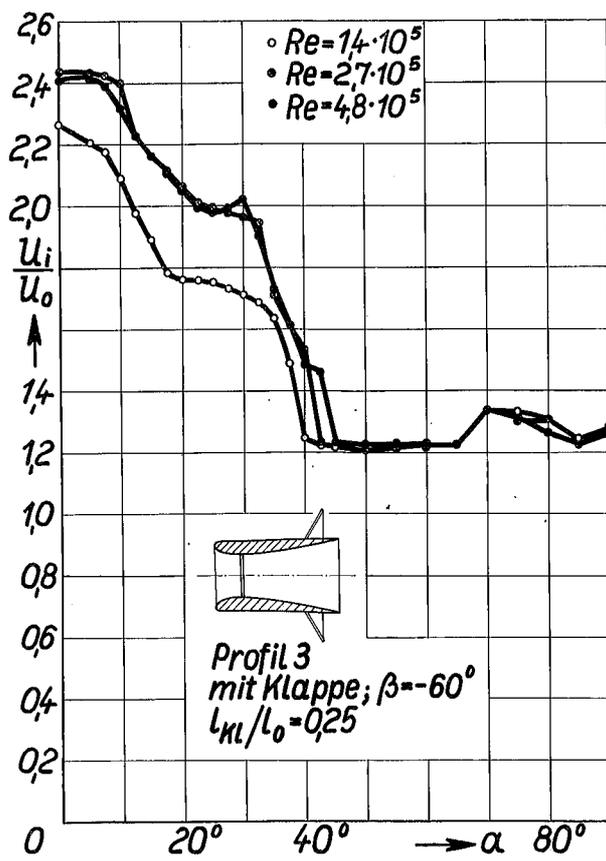
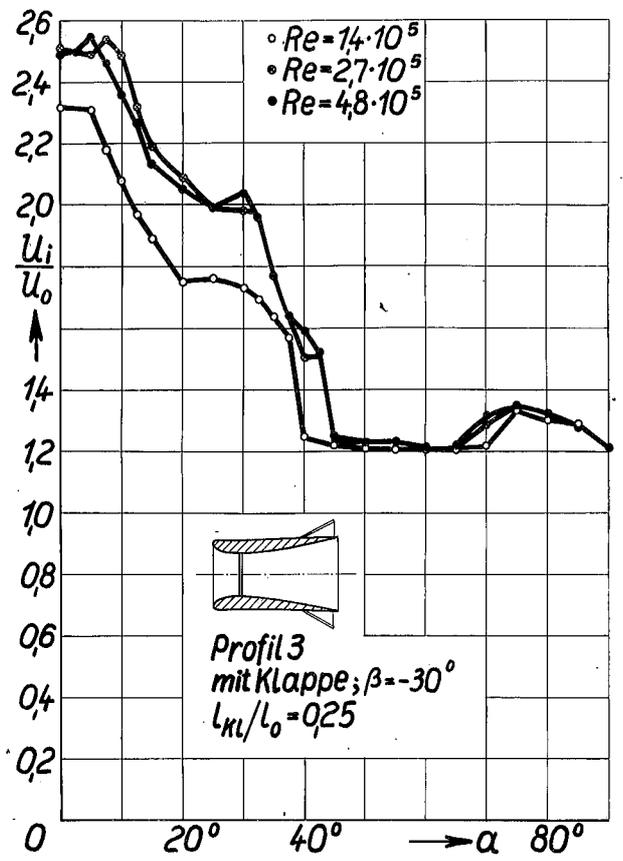
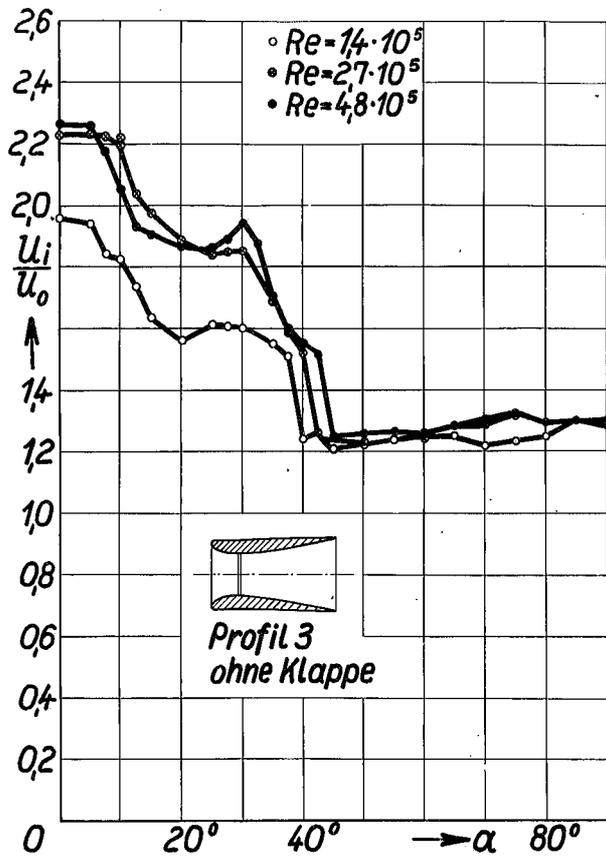


Abb.7b: Verhältnis der Innengeschwindigkeit  $U_i$  zur Anströmgeschwindigkeit  $U_0$  in Abhängigkeit vom Anstellwinkel.

kann also mit einer Erhöhung der Durchflussmenge infolge von Klappenausschlag um etwa 20<sup>o</sup>/o bis 25<sup>o</sup>/o rechnen. Diese erscheint recht klein, bedeutet jedoch in unserem Fall eine  $c_r$ -Erhöhung um etwa 50<sup>o</sup>/o, ein Wert, welcher grössenordnungsgemäss auch bei ebenen Profilen erreicht wird. - Der in dieser Hinsicht geringen Klappenwirkung steht jedoch ein beträchtlicher Widerstandszuwachs gegenüber. Wie Zahlentafel 2 zeigt, steigt bei Profil 3 der Widerstand auf das fünf- bis sechsfache des Wertes bei Geradströmung ohne Klappe. Eine grosse Widerstandserhöhung durch Klappenausschlag wurde bereits mehrfach festgestellt. Bei NACA-Hauben [11], welche mit Klappen von geringer Tiefe ( $l_{kl}/l = 0,16$ ) versehen waren, ergab sich für einen Ausschlag von -30<sup>o</sup> eine Erhöhung des Widerstandes der gesamten Triebwerksgondel auf das Doppelte des Wertes bei nicht ausgeschlagenen Klappen.

5. Das Verhalten bei Schräganblasung. Bei schräger Anströmung zeigen sich Abreisserscheinungen an der Aussen- und Innenseite der Profile. Einen anschaulichen Ueberblick geben die Abb.5 und 6 am Beispiel der Profile 2 und 4. Die aus dem statischen Druck am Ringspalt bestimmte Innengeschwindigkeit  $U_i$  weicht daher von dem Wert bei  $\alpha = 0^o$  ab. In Abb.7 sind Innengeschwindigkeiten in Abhängigkeit von  $\alpha$  für die verschiedenen Profile aufgetragen. Es zeigt sich, dass die höher belasteten Profile eine grössere Empfindlichkeit gegenüber Schräganblasung zeigen. Die Profilform und die Lage des Ringspaltes haben einen erheblichen Einfluss, wie man an Profil 1 erkennen kann, wo die Aenderung von  $U_i$  mit  $\alpha$  nicht allein auf Ablöseerscheinungen zurückgeführt zu werden braucht, da bei Schräganblasung der Stau- punkt auf der einen Seite in den Innenraum hineinwandert, wodurch

auf dieser Seite die Messtelle in ein Gebiet mit Ueberdruck kommen kann. Dieser Ueberdruck braucht nicht unbedingt durch einen entsprechend grösseren Unterdruck auf der anderen Seite des Profiles kompensiert zu werden.

Ringprofile werden als Venturidüsen oft zu Messzwecken verwandt. Um zur Messung des Gesamtdruckes ein gegenüber Aenderung der Strömungsrichtung weitgehend unempfindliches Gerät zu haben, wurde nach einem Vorschlag von A. Betz [12] das Venturi-Pitot-Rohr entwickelt (vgl. auch [13]). Eine ähnliche Anordnung erhielten wir, indem wir bei den Profilen 2 und 4 ein Prandtlrohr von 20 mm Durchmesser im Inneren anbrachten. Die damit gemessenen Innengeschwindigkeiten weichen von den Werten an der Wand ab auf Grund der bereits erwähnten ungleichförmigen Geschwindigkeitsverteilung im Inneren. Wie vermutet, erweisen sich die am Prandtlrohr gemessenen Geschwindigkeiten als nicht so richtungsempfindlich wie die Wandgeschwindigkeiten. Die Abweichungen der verschiedenen Druckanzeigen vom Wert bei  $\alpha = 0$  sind in Abb. 8 aufgetragen. Man erkennt, dass die statischen Drücke sowohl an der Wand als auch am Prandtlrohr

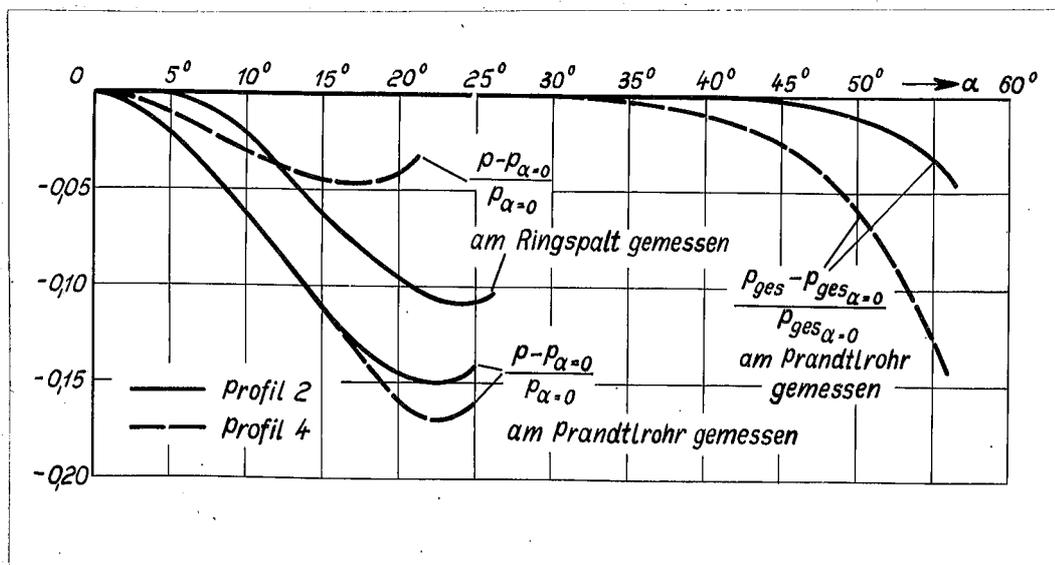


Abb. 8: Fehlanzeige des Gesamtdruckes  $p_{ges}$  und des statischen Druckes  $p$  bei von Null verschiedenem Anstellwinkel für Profil 2 und 4.

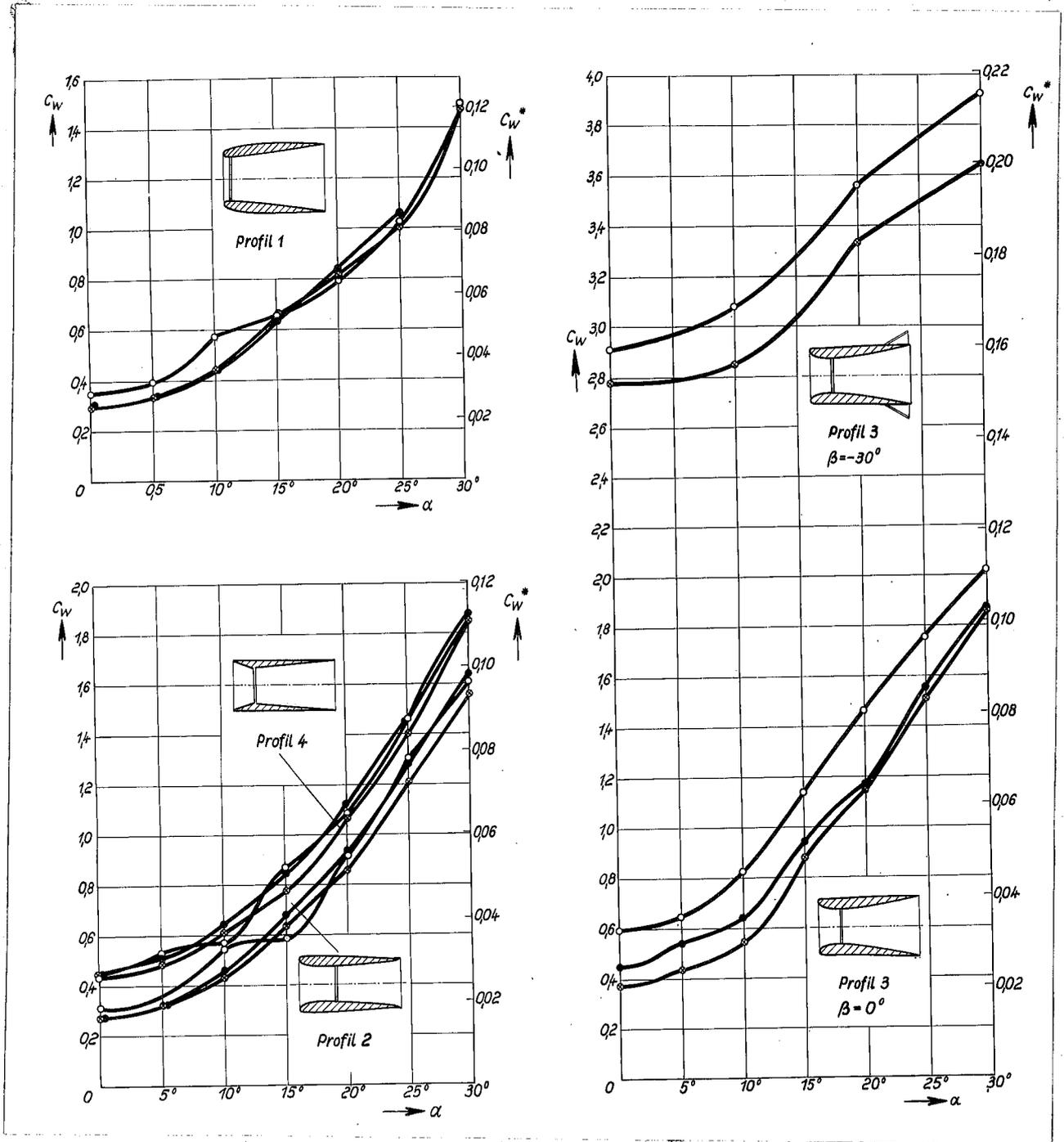


Abb. 9: Profilwiderstände in Abhängigkeit vom Anstellwinkel.

im Winkelbereich zwischen  $\alpha = 10^\circ$  und  $\alpha = 20^\circ$  bereits Fehler in der Grössenordnung von 10% zeigen. Der Gesamtdruck in der Achse hingegen ist konstant bis zu  $\alpha = 40^\circ$  bis  $50^\circ$ . Profil 2 zeigt dabei eine grössere Unempfindlichkeit als die übliche Venturidüse (Profil 4).

Das Ansteigen des Profilwiderstandes mit dem Anstellwinkel ist aus Abb.9 zu ersehen.

6. Besprechung der Ergebnisse. Die mitgeteilten Versuche zeigen die bereits oft gefundene Tatsache, dass man in einem Ringprofil (Venturidüse) die Geschwindigkeit etwa verdoppeln kann, dass aber eine weitere Steigerung im allgemeinen durch die auftretenden Verluste verhindert wird (vgl. A. B e t z [6]). Die Ringtragflügeltheorie gestattet, diese Erscheinungen zu erklären und die Ursache dieser Verluste zu erkennen und auf bekannte Gesetze zurückzuführen. Wie in Abschnitt III,3 gezeigt wurde, bedingt das im Diffusor auftretende Totwasser eine Vernichtung von kinetischer Energie und ausserdem eine Verringerung der Zirkulation. Die Zirkulation kann nicht beliebig gesteigert werden; durch die Verluste ist ihr eine obere Grenze gesetzt. Wir können diese Vorgänge verdeutlichen, wenn wir die aerodynamische Belastung  $c_r$  (entsprechend  $c_a$  beim ebenen Profil) betrachten. Es zeigt sich, dass Innengeschwindigkeiten, die wesentlich grösser als die doppelte Anströmgeschwindigkeit sind, gleichbedeutend sind mit  $c_r$ -Werten, welche auch bei ebenen Profilen ohne besondere Hilfsmittel nicht erreicht werden (vgl. [1]). Jedoch ist bei den untersuchten Profilen der theoretische  $c_r$ -Wert von -1,2

bzw.  $-1,6^+$ ) nicht so hoch, dass sich der bedeutende Zirkulationsverlust unmittelbar aus einem Analogieschluss vom ebenen Profil her erklären liesse. Es muss daher bei Ringprofilen durch den Ringeinfluss noch ein Umstand hinzukommen, welcher die Strömungsverhältnisse verschlechtert. Dieser ist in der Hauptsache in der potentialtheoretisch durch den Ringeinfluss geänderten Druckverteilung längs der Profilloberfläche zu suchen. Als Beispiel behandeln wir ein dünnes Ringprofil in der Form eines Kreiskegelstumpfes mit einem Öffnungswinkel von  $5,7^\circ$  gegen die Symmetrieachse. Nach der eindimensionalen Betrachtungsweise erhalten wir aus den Querschnitten folgenden Geschwindigkeitsverlauf längs der Wand:

$$\frac{w}{U_0} = \frac{1,44}{\left[1,1 + 0,1 \frac{x}{r/2}\right]^2}$$

Dabei ist  $x$  die Koordinate in Achsenrichtung;  $x = 0$  in Profilmitte. Die sich daraus ergebende Druckverteilung zeigt nur einen ~~schwachen~~ schwachen Anstieg von  $(p - p_0)/\rho_0 = -1,07$  am Eintritt (engste Stelle) auf Null in der Austrittsebene, da die Erweiterung im Diffusor verhältnismässig gering ist. Nach der Ringtragflügeltheorie erhält man dagegen (nach dem in [1] angegebenen Näherungsverfahren) die in Abb. 10 aufgetragene Druckverteilung, die einen gänzlich anderen Verlauf hat und Ablöseerscheinungen verständlich macht. - Zum Vergleich

+) 

---

Im vorliegenden Fall sind die  $c_r$ -Werte negativ, entsprechend der negativen Zirkulation, welche den Durchfluss erhöht.

diene die Druckverteilung an einer ebenen Platte mit dem gleichen Winkel von  $5,7^\circ$  gegenüber der Anströmrichtung (Abb. 10). Der Unterschied in den Druckverteilungen ist bemerkenswert gross, ebenso auch der in den zugehörigen  $c_a$  bzw.  $c_r$ -Werten: Während das ebene Profile ein  $c_a$  von 0,63 besitzt, gehört zu

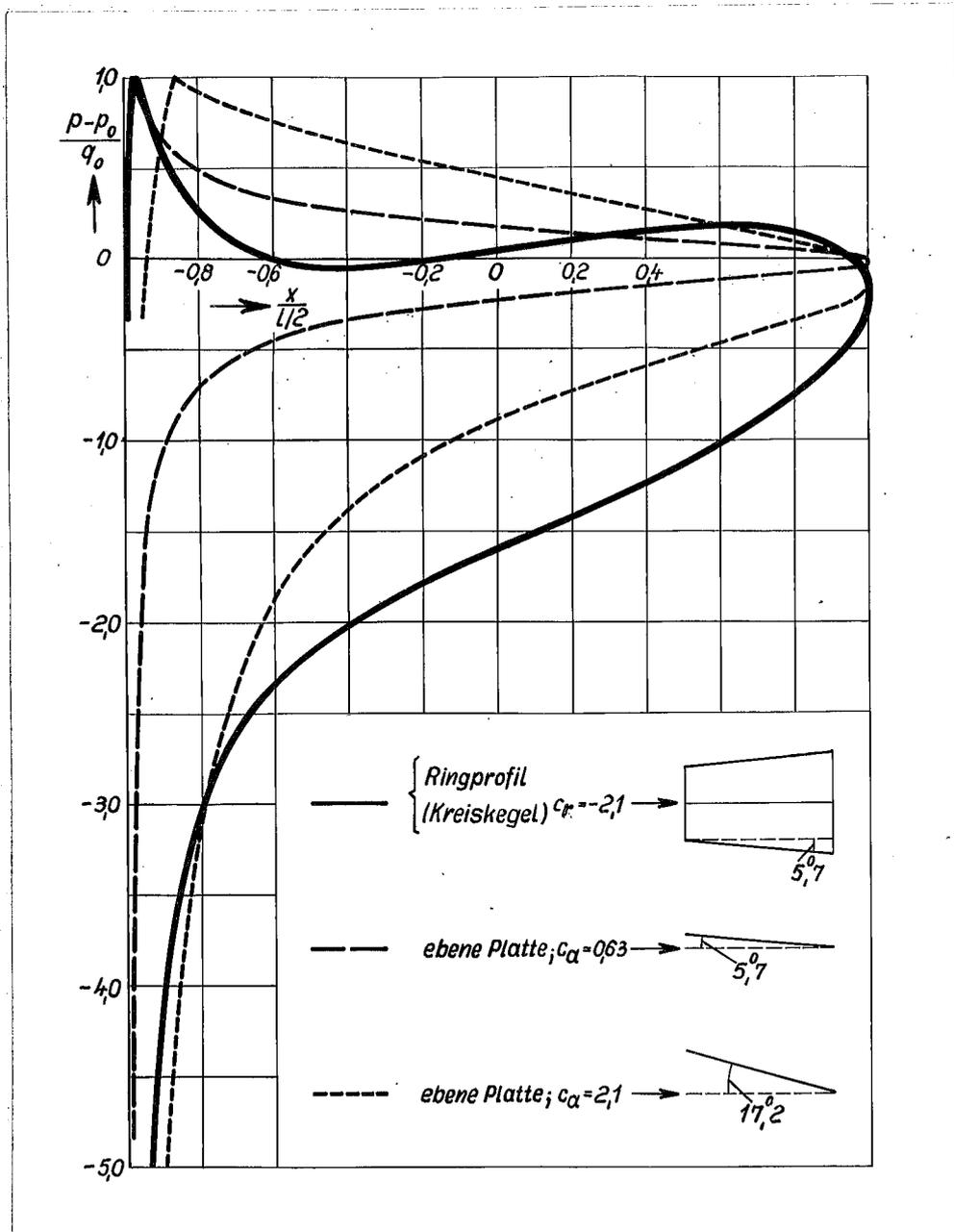


Abb. 10: Theoretische Druckverteilungen.

dem entsprechenden Ringprofil ein  $c_r$  von  $-2,1$ . Aber auch die Druckverteilung des ebenen Profils mit  $c_a = 2,1$  ( $\alpha = 17,2^\circ$ ) zeigt einen anderen Verlauf als diejenige des Ringprofiles. Besonders auffallend ist, dass beim Ringprofil die Druckseite fast nichts zum "Gesamtauftrieb" beiträgt, sondern dass die hauptsächlichsten Luftkräfte im Diffusor angreifen. Daher ist es unmittelbar einleuchtend, dass Druckverluste und Reibungsverluste auf der Saugseite des Ringprofiles einen grösseren Einfluss auf die entstehende Zirkulation haben, als entsprechende Verhältnisse beim ebenen Profil. Auch wird das Ringprofil eher zur Strömungsablösung neigen als ein entsprechendes ebenes Profil<sup>+) .</sup>

Die eben behandelten Verhältnisse erklären auch, dass beim Ringprofil die Widerstände grösser als im ebenen Fall sind. In diesem Zusammenhang ist es nicht ohne Interesse, festzustellen, dass ähnliche Widerstandserhöhungen auch bei Doppeldeckern beobachtet sind. So findet man z.B. in [14] Angaben über den Profilwiderstand an einem Modell der Hs 123, wo dieser aus der Differenz zwischen dem gemessenen Gesamtwiderstand der einzelnen Flügel und dem zugehörigen induzierten Widerstand, welcher sich aus einer Rechnung ergab, bestimmt wurde. Während beim Oberflügel sich der Profilwiderstand durch die Beeinflussung durch den Unterflügel nur unwesentlich ändert, ergab sich beim Unterflügel auf Grund der Beeinflussung durch den Oberflügel eine bemerkenswerte Zunahme des Profilwiderstandes

<sup>+)</sup>  Einen Vergleich zwischen den Druckverteilungen an ebenen und ringförmigen gewölbten Profilen findet man in der dritten Mitteilung [1], es ergeben sich auch bei dieser Profilkategorie ähnliche Unterschiede.

mit dem Anstellwinkel und zwar bei  $c_a \max$  auf mehr als das Dreifache des Wertes ohne Beeinflussung. Auch diese Erscheinung dürfte auf die geänderten Druckverhältnisse in dem Diffusor zwischen Ober- und Unterflügel zurückzuführen sein, wobei jedoch in Uebereinstimmung mit den Messungen in diesem Falle nur die Oberseite des Unterflügels "gefährdet" ist. Während beim einzelnen ebenen Tragflügel der Profilwiderstand über einen grossen  $c_a$ -Bereich bis zu  $c_a \max$  hin annähernd konstant ist, setzt die betrachtete Widerstandserhöhung am Unterflügel bereits bei kleinen  $c_a$ -Werten ein und steigt nahezu linear mit  $c_a$  an. Bei Ringprofilen können grundsätzlich ähnliche Verhältnisse vermutet werden.

Wir können nun überlegen, wie weit die untersuchten Ringprofile geeignet sind, als Verkleidungen von Kühlern und Luftschrauben zu dienen. Dazu vergleiche man die gemessenen Widerstände mit den bei Luftschrauben für die gemessenen Durchfluss-erhöhungen theoretisch zu erwartenden Schubkräften nach [2]. Ein solcher Vergleich zeigt, dass bei stark belasteten Schrauben ein wesentlicher Vorteil von einer Schraubenummantelung zu erwarten ist, wie es z.B. die K o r t-düse bei Schiffspropellern bereits bewiesen hat. Wie weit der eine Ummantelung aussichtsreich erscheinen lassende Bereich der Schraubenbelastung heruntergeht, lässt sich nach den vorliegenden Ergebnissen nicht feststellen, da hierbei auch die gegenseitige Beeinflussung zwischen Luftschraube und Verkleidung, die durch die einfache Impulsbetrachtung nicht vollständig erfasst wird, eine Rolle spielt und noch untersucht werden soll.

Wesentlich ungünstiger liegen die Dinge bei Kühlerverkleidungen, wenn diese den Durchfluss erhöhen sollen. Die mitge-

teilten Ergebnisse lassen erkennen, dass eine Steigerung der Durchflussmenge mit Hilfe von Klappen grosse Nachteile hat, wobei hier nur die entstehenden Widerstände behandelt und flugmechanische Gesichtspunkte ausser Acht gelassen sind. Es ist in diesem Falle sehr fraglich, ob man die Durchflussmenge durch eine Zirkulation um die Verkleidung erhöhen oder zu diesem Zwecke ein anderes Mittel anwenden soll. Solche wären z.B. das Kühlgebläse (vgl. z.B. [15] ) oder bei Ringkühlern und Sternmotoren ein Kühlblattpropeller etwa in der Ausführung einer Schaftverkleidung der Luftschraubenblätter (vgl. z.B. [16] und [17] ).

#### IV. Zusammenfassung.

Es werden drei Ringtragflügel endlicher Tiefe, welche im Freifahrtzustand eine negative Zirkulation und damit eine Erhöhung der Durchflussmenge ergeben sollen, untersucht. Eine solche Zirkulation erhält man durch Profile, welche im rückwärtigen Teil des Innenraumes einen Diffusor besitzen. An einer theoretischen Druckverteilung wird gezeigt, dass bei Ringprofilen die hauptsächlichsten Luftkräfte in dem Diffusor angreifen, und dass die Druckseite nur geringe Kräfte aufnimmt, sodass sich ein grundsätzlicher Unterschied zu ebenen Profilen ergibt. Druckverluste und Verluste an kinetischer Energie im Diffusor haben daher auch bei als gut zu bezeich-

nenden Diffusorwirkungsgraden einen besonders grossen Einfluss auf die entstehende Zirkulation und geben einen Zirkulationsverlust, was zur Folge hat, dass die theoretisch zu erwartende Steigerung der Durchflussmenge nicht erreicht wird. Im allgemeinen muss man auch bei grösseren Reynoldsschen Zahlen mit einem Verlust an Durchflussmenge von etwa 20 bis 25<sup>o</sup>/o rechnen, wenn diese auf das Doppelte erhöht werden soll. Eine weitere Steigerung wesentlich über den doppelten Wert hinaus ist mit einem einzelnen Ringprofil praktisch überhaupt nicht zu erreichen. - Mit Hilfe von nach aussen ausgeschlagenen Klappen kann man die Durchflussmenge um etwa 20<sup>o</sup>/o bis 25<sup>o</sup>/o steigern, muss jedoch dabei mit einem ganz beträchtlichen Widerstandszuwachs rechnen. Andererseits ist schon der Widerstand des Ringprofils ohne Klappen mit wachsendem  $l/2r_0$  grösser als der Profilwiderstand eines entsprechenden ebenen Profiles. - Einige grundsätzliche Betrachtungen über die Eignung von Ringprofilen mit negativer Zirkulation und von solchen mit Klappen als Verkleidungen von Kühlern und Luftschrauben bzw. Gebläsen werden angeschlossen.

V. Schrifttum.

- [1] D.Küchemann und J.Weber: Ueber die Strömung an ringförmigen Verkleidungen. III. Mitteilung: Dünne Ringprofile. F.B.1236/3 (1941).
- [2] D.Küchemann: Der Einfluss einer Verkleidung auf die Achsialkräfte an Kühlern und Luftschrauben. AVA-Bericht 41/1/20. Erscheint demnächst in den Techn.Berichten.
- [3] D.Küchemann und J.Weber: Ueber die Strömung an ringförmigen Verkleidungen. IV.Mitteilung: Windkanalmessungen an Einlaufgeräten. F.B.1236/4 (1941)
- [4] D.Küchemann und J.Weber: Ueber ringförmige Triebwerkverkleidungen. Theorie und Messungen. AVA-Bericht 41/1/14. Erscheint demnächst als LGL-Bericht.
- [5] P.Ruden: Windkanalmessungen an einem rotationssymmetrischen Fangdiffusor. F.B.1427/1 (1941).
- [6] A.Betz: Energieumsetzungen in Venturidüsen. Naturwiss. 17, 160 (1929).
- [7] A.Betz u.H.Peters: Untersuchung eines Staudruckmultiplikators. Erg.d.AVAIV.Lieferung. München und Berlin 1932.
- [8] O.Pabst: Kennzahleinfluss bei Diffusoren. Techn.Ber. 8, 82 (1941).

- [9] D.Küchemann: Ueber die Strömung an ringförmigen Verkleidungen endlicher Dicke. F.B. 1236 (1940).
- [10] H.Muttray: Ueber die Anwendung des Impulsverfahrens zur unmittelbaren Ermittlung des Profilwiderstandes bei Windkanaluntersuchungen. F.B. 324/3 (1941).
- [11] Th.Theodorsen, M.J.Brevoort and G.W.Stickle: Full scale tests of NACA cowlings. NACA Rep. 592 (1937).
- [12] H.Weidinger: Profilwiderstandsmessungen an einem Junkers-Tragflügel. Jahrb. d.W.G.L. 1926. S.116 .
- [13] H.Peters: Druckmessung. Handb. d. Exper. Phys. IV, T.1, 439, Leipzig 1931.
- [14] D.Küchemann: Berechnung der Auftriebsverteilung über die einzelnen Flügel eines Doppeldeckers. Lufo 15, 543 (1938) oder Jahrb. d. d. Luftfahrtforschg. 1938, I, 136 .
- [15] E.Eckert, H.Hahnemann und E.Ehret: Die Schleppeistung von Düsenkühlern mit Kühlgebläse. F.B. 1479 (1941).
- [16] L.H.Enos: Recent developments in propeller blade design. Aero Digest, August 1940.
- [17] G.W.Brady: Operation of propellers under war conditions. Aero Digest, Oct.1941, 207.