

Über die optimale Auslegung freifahrender Schleppturbinen für die Grenzschichtab- saugung an Flugzeugen

Von der Universität Stuttgart

(Technische Hochschule)

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

(Dr. -Ing.)

genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Klaus Marckwardt

geboren zu Hagenow/Mecklenburg

Hauptberichter: Prof. Dr. rer. techn. U. Hütter

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. F. X. Wortmann

Tag der Einreichung: 9. Jan. 1967

Tag der mündlichen Prüfung: 30. Apr. 1968

1968

Über die optimale Auslegung freifahrender Schleppturbinen für die Grenzschichtab- saugung an Flugzeugen

Von der Universität Stuttgart

(Technische Hochschule)

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

(Dr.-Ing.)

genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Klaus Marckwardt

geboren zu Hagenow/Mecklenburg

Hauptberichter: Prof. Dr. rer. techn. U. Hütter

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. F. X. Wortmann

Tag der Einreichung: 9. Jan. 1967

Tag der mündlichen Prüfung: 30. Apr. 1968

1968

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand am Lehrstuhl für Flugzeugbau der Technischen Hochschule Stuttgart auf Anregung von Herrn Dr. Ing. F.X. Wortmann, dem ich hierfür und für manche Hinweise zum Thema dankbar bin. Die Versuche wurden im Windkanal des Instituts für Aerodynamik und Gasdynamik der Technischen Hochschule Stuttgart durchgeführt.

Herrn Prof. Dr. rer. techn. habil. U. Hütter gilt mein besonderer Dank für die Betreuung und großzügige Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit.

Für die Gewährung der Möglichkeit der Benutzung des Freistrahwindkanals bin ich Herrn Prof. Dr. Ing. A. Weise sehr verbunden.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Literaturverzeichnis	5
Verzeichnis der Abkürzungen	10
1. Einleitung	15
2. Der Absaugewiderstand beim Flugzeug mit Grenzschichtabsaugung	17
2.1 Einfluß der Antriebsart der Gebläse auf den Absaugewiderstand	18
2.2 Berechnung des Absaugewiderstands eines mehrstufigen Systems	21
2.21 Geometrie und Aufbau der Absaugefläche	22
2.22 Absaugegebläse	24
2.23 Gesamtdruckgefälle der Gebläse	26
2.24 Widerstandsbeiwert der Absauganlage	32
2.25 Spezielle Annahme der Druck- und Absaugemengenverteilung	33
2.26 Diskussion der Ergebnisse für einen Beispielfall	38
3. Auslegung von Schleppturbinen	40
3.1 Grundbeziehungen	40
3.2 Schleppturbinen mit optimaler Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Schraube	44
3.3 Schleppturbinen mit von der Optimalverteilung der reibungsfreien Schraube abweichender Zirkulationsverteilung	44
3.4 Kennlinienberechnung einer vorgegebenen Schleppturbine	49
3.5 Einfluß der Reynoldszahl auf die Profilleitzahlen	52

	Seite
3.6 Berechnung verschiedener Schleppturbinen bei optimaler Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Schraube	58
3.7 Einfluß der Zirkulationsänderung auf die Kennwerte der Schleppturbine mit Reibung	65
4. Versuchsschlepturbine und Meßvorrichtung	70
4.1 Die Versuchsschlepturbine	70
4.2 Meßvorrichtung	74
5. Versuchsergebnisse	78
6. Zusammenfassung	83
Anhang	85
Abbildungen	102

Literaturverzeichnis.

- Lit. 1 : Hütter, U.: Die aerodynamische Auslegung der Flügelblätter von Windturbinen hoher Schnell-laufzahl.
Mitteilungen der Studiengesellschaft Windkrafte.V. Stuttgart, Nr.6 (1960) S.9 ff.
- Lit. 2 Schmitz, G.: Théorie und Entwurf von Windrädern optimaler Leistung.
Wissenschaftliche Zeitschrift der Universität Rostock 5. Jahrgang 1955/56 S.379-391.
- Lit. 3 Edwards, J.B.: Fundamental Aspects of Propulsion for Laminar Flow Aircraft in G.V. Lachmann Boundary Layer and Flow Control Vol.2
S.1077-1122 Pergamon Press 1961.
- Lit. 4 G.V. Lachmann: Aspects of Design, Engineering and Operational Economy of Low Drag Aircraft in G.V. Lachmann Boundary Layer and Flow Control Vol.2
S.1123-1165.
- Lit. 5 Chuprun, J. and Cahill, J.F.: LFC on Large Logistics Aircraft.
Astronautics & Aeronautics Vol.4, No 7, Juli 1966 S.58-62.
- Lit. 6 Hammet, D.R.: Effect on the Performance of a High Efficiency Sailplane of Boundary Layer Control for Low Drag.
Unveröffentlichter Bericht, Handley Page Research Dept.
- Lit. 7 Raspet, A.: Boundary-Layer Studies on a Sailplane. Aeron. Eng. Rev. Bd.11 (1952) S.52-60. Carmichael,
- Lit. 8 B.H.: Flight Observations of Suction-Stabalized Boundary Layers.
Aeron. Eng. Rev. Bd.13 (1954) S.36-41.
- Lit. 9 Nenni, J.P. and Gluyas, G.L.: Aerodynamic Design and Analysis of an LFC Surface.
Astronautics & Aeronautics Vol.4, No 7, Juli 1966 S.52-57.

- Lit. 10: Marcinowski, H.: Optimalprobleme bei Axialventilatoren.
Dissertation TH Karlsruhe 1956.
- Lit. 11: Krüger, W.: Rechnerische und experimentelle Untersuchung zur Frage des Förderleistungsbedarfes von Flugzeugen mit Grenzschichtbeeinflussung.
FB 1618 (1942).
- Lit. 12: Head, M.R.: Approximate Calculations of the Laminar Boundary Layer with Suction, with Particular Reference to the Suction Requirements for Boundary-Layer Stability on Aerofoils of Different Thickness/Chord Ratios.
A.R.C., R. & M. 3124 (1959).
- Lit. 13: Pfenninger, W., Groth, E.: Low Drag Boundary Layer Suction Experiments in Flight on a Wing Glove of an F-94A Airplane with Suction Through a Large Number of Fine Slots.
in G.V. Lachmann, Boundary Layer and Flow Control Vol. 2 S.981-997 Pergamon Press 1961.
- Lit. 14: Gregory, N.: Research on Suction Surfaces for Laminar Flow.
in G.V. Lachmann Boundary Layer and Flow Control Vol.2 S.924-960.
- Lit. 15: Glauert, H.: Airplane Propellers, in "Aerodynamic Theory" Bd.IV.
Herausgeber W.F. Durand, Springer 1935.
- Lit. 16: Goldstein, S.: On the Vortex Theory of Screw Propellers.
Proc. Roy. Soc. London (A), Bd.123 (1929) S.440.
- Lit. 17: Kramer, K.N.: Weiterführung von Goldsteins Lösung des Optimalproblems für Schraubenpropeller.
FB 1531, 1941.
- Lit. 18: Lösch, F.: Über die Berechnung des induzierten Wirkungsgrades stark belasteter Luftschrauben unendlicher Blattzahl.
Luftf.-Forschg. Bd.15 (1938) S.321-325.

- Lit. 19: Betz, A.: Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust. Mit einem Zusatz von L. Prandtl. Nachr. der K. Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen, Math.-phys. Kl. (1919) S.193-217. Abgedruckt in L. Prandtl und A. Betz: Vier Abhandlungen zur Hydrodynamik und Aerodynamik, Göttingen 1927, S.68-92.
- Lit. 20: Johnsson, C.A.: Comparison of Propeller Design Techniques. Publ. No.52 of the Swedish State Shipb. Tank, Göteborg 1963.
- Lit. 21: Schubert, H.: Die Berechnung der aerodynamischen Eigenschaften von Luftschrauben beliebiger Form bei schwacher Belastung. Jahrbuch d. dtsh. Luftf.-Forschg. 1940, S. I 690-704.
- Lit. 22: Walchner, O.: Berechnung von Luftschrauben mit kleinem Schubbeiwert und kleinem Fortschrittsgrad(Hubschrauben). Luftf.-Forschg. Bd.13 (1936) S.103-110.
- Lit. 23: Schmitz, F.W.: Aerodynamik des Flugmodells. Carl Lange Verlag Duisburg, 4. Auflage 1960.
- Lit. 24: Lippisch, A.M.: Profile für Flugmodelle. Thermik, Okt. 1951 S. M54-M59, Thermik, Nov. 1951 S. M73-M76.
- Lit. 25: Schmitz, F.W., K. Kraemer: Windkanalmessungen an zwei Flügelprofilen bei kleinen Reynoldszahlen. AVA-Bericht 57/A/07.
- Lit. 26: Pfenninger, W.: Untersuchungen über Reibungsverminderung an Tragflügeln, insbesondere mit Hilfe von Grenzschichtabsaugung. Mitteilungen aus dem Institut für Aerodynamik an der ETH in Zürich Nr. 13.
- Lit. 27: Charwat, A.F.: Experiment on the Variation of Airfoil Properties with Reynolds Number. J. Aeron. Scie. 24 (1957) S.386-388.

- Lit. 28: Muesmann, G.: Messungen und Grenzschichtbeobachtungen an affin verdickten Gebläseprofilen in Abhängigkeit von der Reynoldszahl.
ZfW 7 (1959) S.253-264.
- Lit. 29: Wortmann, F.X.: Experimentelle Untersuchungen an neuen Laminarprofilen für Segelflugzeuge und Hubschrauber.
ZfW 5 (1957) S.228-243.
- Lit. 30: Hütter, U.: Neue Wege im Segelflugzeugbau.
ZfW 2 (1954) S.17-24.
- Lit. 31: Himmelskamp, H.: Profiluntersuchungen an einem umlaufenden Propeller.
Mitteilung 2 aus dem Max-Planck-Institut für Strömungsforschung, Göttingen 1950.
- Lit. 32: Muesmann, G.: Zusammenhang der Strömungseigenschaften des Laufrades eines Axialgebläses mit denen eines Einzelflügels.
ZfW 6 (1958) S.345-362.
- Lit. 33: Sohn, R.L.: An Analysis of the Performance of an Axial-Flow Compressor at Low Reynolds Number.
J. Aeron. Sci. 23 (1956) S.741-746, 791.
- Lit. 34: Eckert, B, Schnell, E.: Axial- und Radial-Kompressoren.
Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1961.
- Lit. 35: Wickens, R.H.: Aspects of Efficient Propeller Selection with Particular Reference to Man-Powered Aircraft.
Canadian Aeronautical Journal Vol.7 (1961)
S.319-330.
- Lit. 36: M. Hansen: Einfluß der Re-Zahl bei der Untersuchung von Modellluftschrauben.
ZWB UM 3119.
- Lit. 37: Dirksen: Systematische Windkanalmessung an Modell-Luftschrauben (DVL-Serie) 1. Teilbericht: Versuchsanordnung und Meßergebnisse.
Forschungsbericht FB 774.

- Lit. 38: Shultz, Jr., J.W.: The Ideal Efficiency of Optimum Propellers having Finite Hubs and Finite Number of Blades.
DTMB Rep. No 1148, 1957.
- Lit. 39: Tachmindje, A.J., A.B. Milam: The Calculation of the Circulation Distribution for Propellers with Finite Hub having Three, Four, Five and Six Blades.
DTMB Rep. No 1141, 1957.
- Lit. 40: Klingemann, G., F. Weinig: Die Kräfte und Momente der Luftschraube bei Schräganblasung und Flugzeug-drehung.
Luftf.-Forschg. Bd.15 (1938) S.206-213.

Verzeichnis der Abkürzungen.

a	axialer Induktionsfaktor
a'	tangentialer Induktionsfaktor
b	Flügelspannweite
c_a	Auftriebsbeiwert
c_p	Druckbeiwert allgemein $c_p = \Delta p / (\rho / 2 \cdot v^2)$
c_{pDiA}	Druckverlustbeiwert für Diffusor
c_{pDiE}	Druckverlustbeiwert für Diffusor
c_{pDr}	Druckverlustbeiwert für Drosselwand
c_{pFl}	Druckverlustbeiwert für Absaugfläche
$c_{pGebldes}$	Druckbeiwert für Gebläse
c_{pLj}	Druckverlustbeiwert für ein Leitungsstück
c_{pLVD}	Druckverlustbeiwert für Leitung vor Diffusor
$c_{pRück}$	Druckbeiwert für Druckrückgewinn
c_{pWd}	Druckverlustbeiwert für Absaugehaut
$c_{p\infty}$	Absaugedruckbeiwert $c_{p\infty} = 1 + (p_{\infty st} - p_{1st}) / q_{\infty}$
$c_{p=maxo}$	Druckbeiwert für größten Unterdruck auf der Oberseite
$c_{p=maxu}$	Druckbeiwert für größten Unterdruck auf der Unterseite
$c_{p\infty Eo}$	Druckbeiwert für Druck vor der Hinterkante Oberseite
$c_{p\infty Eu}$	Druckbeiwert für Druck vor der Hinterkante Unterseite
c_q	Absaugemengenbeiwert $c_q = Q / (v \cdot F_{Abs})$
c_{qi}	Absaugemengenbeiwert des Innenprofils
c_{qelo}	Absaugemengenbeiwert Oberseite erste Kammer
c_{qe2o}	Absaugemengenbeiwert Oberseite zweite Kammer
c_{qelu}	Absaugemengenbeiwert Unterseite erste Kammer
c_{qe2u}	Absaugemengenbeiwert Unterseite zweite Kammer
c_{qmaxo}	Maximaler örtlicher Absaugemengenbeiwert Oberseite
c_{qmaxu}	Maximaler örtlicher Absaugemengenbeiwert Unterseite
c_{qmino}	Minimaler örtlicher Absaugemengenbeiwert Oberseite
c_{qminu}	Minimaler örtlicher Absaugemengenbeiwert Unterseite

c_{wabs}	Absaugewiderstandsbeiwert
c_{wabsth}	Absaugewiderstandsbeiwert bei Verwendung eines Gebläses ohne Berücksichtigung von Verlusten
c_{wD}	Dellenwiderstandsbeiwert
c_{weff}	effektiver Widerstandsbeiwert
d_a	Flügeldicke außen
d_i	Flügeldicke innen
d_j	hydraulischer Rohrleitungsdurchmesser an der Stelle j
e	Tiefe eines abgesaugten Profilstücks bezogen auf die Profiltiefe
e_{1o}	Absaugebereich Oberseite erste Kammer
e_{1u}	Absaugebereich Unterseite erste Kammer
e_{2o}	Absaugebereich Oberseite zweite Kammer
e_{2u}	Absaugebereich Unterseite zweite Kammer
f_L	Rohrleitungsquerschnittsfläche
j	Index für Kammereinteilung in Spannweitenrichtung
k	Anteil der Rohrleitungsfläche an der Fläche aus Profiltiefe und -dicke
l_{vD}	Rohrlänge des Rohrs vor dem Gebläse
m	Exponent der Änderungsfunktion
n	Exponent der Änderungsfunktion
p	Druck
p_{1st}	statischer Druck an der Absaugestelle mit größtem Unterdruck
$p_{\infty st}$	statischer Druck in der ungestörten Strömung
$p(x)$	Änderungsfunktion
q	Mengenverhältnis der Mischkammer
q_{∞}	Staudruck der ungestörten Strömung
r	veränderliche Radiuskoordinate für Turbinenblatt
s	Flächenverhältnis in der Mischkammer
t	Blatttiefe
t_a	äußere Flügeltiefe
t_i	innere Flügeltiefe
u	Umfangsgeschwindigkeit der Turbine an der Stelle x

u_{Geb1}	Umfangsgeschwindigkeit des Gebläses außen
v	Fluggeschwindigkeit
v'	Wirbelflächengeschwindigkeit
v_a	Absaugeschwindigkeit
v_e	Austrittsgeschwindigkeit der abgesaugten Luft
w	resultierende Anströmgeschwindigkeit des Blattelements
w_j	Rohrleitungsgeschwindigkeit an der Stelle j
w_m	Geschwindigkeit der Luft nach der Strahlmischung
x	dimensionslose Blattkoordinate $x = r/R$
x_1	Lage des Extremwerts der Änderungsfunktion
x_{idmax}	Lage des Maximums der idealen Zirkulationsverteilung
y_j	Koordinate in Spannweitenrichtung an der Stelle j
z	Blattzahl
B	Konstante der Änderungsfunktion
B_1	Mengenfaktor für erste Kammer
B_2	Mengenfaktor für zweite Kammer
C	Konstante
C_L	Leistungsbeiwert
C_M	Absaugewiderstandsfaktor für Motorflugzeug
C_S	Absaugewiderstandsfaktor für Segelflugzeug
D	Schleppturbinendurchmesser
D_{Geb1}	Gebläsedurchmesser
F_{Abs}	abgesaugte Flügelfläche
F_{Tr}	Tragflügelfläche
G	dimensionslose Zirkulation $G = z\Gamma/(\pi Dv)$
G_{id}	dimensionslose Zirkulation der endlichblättrigen, reibungsfreien Optimalschraube
G_w	dimensionslose Zirkulation der endlichblättrigen Schraube
K_d	Drehmomentkennwert
K_{WT}	Schleppwiderstandskennwert
L	Leistung
N	Leistung

N_W	Wellenleistung der Schleppturbine
Q	Absaugemenge pro Zeiteinheit
R	Radius der Turbine
U	Umfangsgeschwindigkeit der Turbine für $x = 1$
W_D	Dellenwiderstand
W_{eff}	effektiver Widerstand
W_T	Schleppwiderstand der Turbine
α	Anstellwinkel
β	Blattanströmwinkel
β_O	Fortschrittswinkel
δ	Durchmesser kennwert für Gebläse
ϵ	Gleitwinkel
ϵ_{La}	Gleitwinkel der Gebläselaufradbeschaufelung
ϵ_{Le}	Gleitwinkel der Gebläseleitradbeschaufelung
ζ_j	Cruckverlustziffer eines Rohrleitungsstücks
n	dimensionslose Koordinate in Spannweitenrichtung
η_{Di}	Diffusorwirkungsgrad
$\eta_{Dü}$	Diffusorwirkungsgrad
η_g	Gesamtwirkungsgrad $\eta_g = \eta_T \eta_{ü} \eta_v$
η_T	Turbinenschleppwirkungsgrad
$\eta_{ü}$	Getriebewirkungsgrad
η_v	Gebläsewirkungsgrad
η_{Votr}	Vortriebswirkungsgrad
θ	Blatteinstellwinkel
κ	Mittelwertfaktor nach Goldstein
λ	Schnellaufzahl
λ_i	induzierte Schnellaufzahl
ν	kinematische Zähigkeit
$\bar{\nu}_{\text{Geb1}}$	Nabenverhältnis eines Gebläses
$\bar{\nu}$	$\bar{\nu} = 2\nu_{\text{Geb1}} / (1 - \nu_{\text{Geb1}}^2)$
ξ_O	Lage vorderster Absaugepunkt auf Oberseite
ξ_u	Lage vorderster Absaugepunkt auf Unterseite
ρ	Luftdichte
σ	Drehzahlkennwert eines Gebläses

τ	Zuspitzung $\tau = t_a/t_i$
ϕ	Mengenbeiwert eines Gebläses
χ	Anteil einer Leitung an der Gesamtröhrlleitungsfläche
ψ	Gebläsedruckkennwert
ω	Winkelgeschwindigkeit der Schleppturbine
ω_{Gebl}	Winkelgeschwindigkeit eines Gebläses
Γ	Zirkulation
Δ	Abkürzung für Gebläsewerte, Def. siehe Text
Λ	Flügelstreckung
Σ	Flügelformfaktor

1. Einleitung

Über freifahrende Schrauben liegen viele theoretische und experimentelle Untersuchungen vor. Soweit diese Arbeiten die Schub erzeugende Schraube betreffen, reichen sie von der Behandlung sehr schwach belasteter Luftschrauben bis zur Behandlung stark belasteter Schiffsschrauben.

Die Leistung abgebende freifahrende Schraube hat bisher zwei Anwendungsgebiete gefunden, als stationäre Windkraftanlage und als Schleppturbine in Flugzeugen zum Antrieb von Notversorgungsanlagen und Zerstäubungsgeräten für Schädlingsbekämpfungsmittel.

Bei der am Boden stehenden Windkraftanlage ist eine Auslegung in Richtung auf einen optimalen Leistungsbeiwert anzustreben, die auf eine stark belastete Luftschraube hoher Schnellaufzahl führt (Lit. 1 und 2). Der Widerstand des Rotors kann leicht vom Turm aufgenommen werden und beeinflusst nicht die Auslegung des Windrades.

Die zum Antrieb von Notversorgungsanlagen dienende ausfahrbare Schleppturbine bei Flugzeugen muss wie die stationäre Windkraftanlage die Forderung erfüllen, eine möglichst große Leistung bei kleinen Abmessungen umzusetzen. Damit wird auch sie eine stark belastete Schraube.

Als Schleppwirkungsgrad der Turbine ist definiert das Verhältnis von abgegebener Wellenleistung zur aufzuwendenden Schleppleistung, die sich aus dem Produkt von Schraubenwiderstand und Schleppgeschwindigkeit ergibt.

Der Schleppwirkungsgrad wird geringer mit stärker werdender Schraubenbelastung. Da die Turbine für Notversorgungsanlagen nur selten verwendet wird, ist eine Auslegung auf kleine Abmessungen und geringes Gewicht viel wichtiger als eine Optimierung bezüglich des Schleppwirkungsgrades, an den in diesem Fall keine hohen Anforderungen gestellt werden müssen.

Untersuchungen und Messungen über Leistung abgebende freifahrende Schrauben liegen nur für stark belastete Windturbinen vor, wobei die Schnellaufzahlen große Werte erreichen können. Messungen an als Schleppturbinen laufenden Propellern, die für die Schubzeugung ausgelegt wurden (Lit. 31), können zwar als Anhaltswerte verwendet werden, führen jedoch wegen der unter negativen Anstellwinkeln angeströmten Profile nicht zu optimalen Werten.

Ein bisher nicht benutztes Anwendungsgebiet für Schleppturbinen ist der Antrieb von Grenzschichtabsauganlagen für die Laminarhaltung der Grenzschicht an Flugzeugen.

Während Optimaluntersuchungen von Absaugeflugzeugen, bei denen die Gebläse von den Triebwerken des Flugzeugs angetrieben werden, weitgehend durchgeführt worden sind (Lit. 3, 4, 5), liegen für den Antrieb durch Schleppturbinen kaum Untersuchungen vor, weil dieser nur für Segelflugzeuge Bedeutung hat, wie ein Vergleich in 2.1 zeigt. In (Lit. 6) ist die Berechnung der Flugleistungen eines Segelflugzeugs mit Grenzschichtabsaugung und Schleppturbinenantrieb durchgeführt worden, wobei die genaueren Verluste des Absaugesystems nicht untersucht sind. Da der Wirkungsgrad des Absaugesystems einen entscheidenden Einfluß auf die erzielbaren Leistungen hat, sind Optimaluntersuchungen über die Anlage und über die Schleppturbine notwendig, worauf auch in (Lit. 6) hingewiesen wird.

Erste Forderung an die Schleppturbine muss in diesem Anwendungsfall ein guter Schleppturbinenwirkungsgrad sein. Die Folge ist die Verwendung von schwach belasteten Schrauben. Wegen der erforderlichen geringen Leistung speziell bei kleinen Flugzeugen werden die Schleppturbinen trotz nur mäßiger Schnellaufzahlen in den Abmessungen klein. Der Einfluß der dadurch niedrigen Reynoldszahlen auf die Profilgleitzahlen der Schraubenblattprofile erhält eine besondere Bedeutung. Über Schleppturbinen, die diesen speziellen Anforderungen Rechnung tragen, liegen keine Berechnungen und keine Meßergebnisse vor.

Die schwache Belastung der Schleppturbine für die Anwendung bei Grenzschichtabsaugeanlagen ermöglicht eine Anwendung der Propellertheorie der schwach bis mäßig belasteten Schraube. Die Berechnungen müssen allerdings den Reynoldszahleinfluß auf die Profilgleit Zahlen berücksichtigen und unter den so gegebenen Bedingungen zur Optimalauslegung bezüglich des Schleppwirkungsgrades führen. Berücksichtigt man die besonderen Einsatzbedingungen für die Schleppturbine, so sind Erweiterungen bekannter Propellerberechnungsverfahren sowie experimentelle Ergebnisse ausgeführter Schleppturbinen notwendig, um Kennwerte von Schleppturbinen ermitteln zu können, die für die gesamte Optimierung der Absaugeanlage notwendig sind. Dabei sind neben dem wichtigsten Parameter, dem Schleppwirkungsgrad, auch die Abmessungen der Turbine (Platzbedarf) und die Drehzahl (Anpassung an die Absaugegebläse) als Auslegungsgrößen zu beachten.

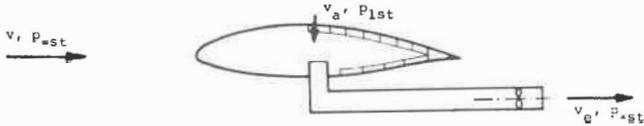
2. Der Absaugewiderstand beim Flugzeug mit Grenzschichtabsaugung

Theoretische und experimentelle Untersuchungen haben erwiesen, daß durch das Absaugen geringer Luftmengen aus der Grenzschicht des Tragflügelprofils die Grenzschicht am ganzen Profil laminar gehalten werden kann. Damit läßt sich eine beachtliche Senkung des Reibungswiderstands erreichen. Zur Ermittlung des gesamten Widerstands des Flugzeugs mit Grenzschichtabsaugung genügt nicht die Betrachtung des Reibungswiderstands, sondern es muß eine Gesamtbilanz über Gewinn an Reibungswiderstand und Aufwand an zusätzlichem Absaugewiderstand aufgestellt werden. Die Grundfrage, die über eine sinnvolle Anwendung entscheidet, ist also, ob der Absaugewiderstand unter Berücksichtigung aller Verluste und unter Berücksichtigung der Antriebsart so klein gehalten werden kann, daß insgesamt eine merkbare Widerstandsverminderung erzielt wird.

2.1 Einfluß der Antriebsart der Gebläse auf den Absaugewiderstand.

Eine Übersicht über die Verhältnisse beim abgesaugten Tragflügel kann ein stark vereinfachtes Absaugemodell ergeben, aus dem prinzipiell der Einfluß der Antriebsart der Gebläse auf den Absaugewiderstand ersichtlich wird. Saugt man die Luft in eine einzige Innenkammer des Flügels, so ist für den erforderlichen Kammerdruck der kleinste Druck auf der Profiloberfläche maßgebend. Die Abstimmung zwischen Kammerdruck und Druck der Außenströmung für alle Oberflächenpunkte geschieht durch entsprechende Drosselung in der Absaugehaut. Aus der Kammer führt eine Leitung zum Gebläse. Dieses erhöht den Druck auf den Wert, der notwendig ist, damit die abgesaugte Luft mit entsprechender Geschwindigkeit in die ungestörte Außenströmung austreten kann.

Das Gebläse soll in dem einen untersuchten Fall von einer vorhandenen Antriebsmaschine angetrieben werden, im anderen Fall durch eine Schleppturbine. Eine Zusammenstellung der Vergleichsrechnung ist auf S.19 durchgeführt. In der mittleren Spalte sind die gemeinsamen Rechnungen für beide Fälle dargestellt, in der linken Spalte die Rechnungen für das Flugzeug mit Antriebsmaschine, in der rechten die für das Segelflugzeug. Die erforderliche Gebläseleistung folgt aus der benötigten Luftleistung und dem Gebläsewirkungsgrad. Wird das Gebläse vom Triebwerk angetrieben, so verringert sich der Triebwerksschub (Vortriebswirkungsgrad $\eta_{\text{Vortr.}}$). Beim Schleppturbinenantrieb ergibt sich der Schlepprawiderstand W_T . Für beide Fälle muß der aus dem Impulsgewinn der abgesaugten Luft resultierende Zusatzschub berücksichtigt werden. Mit den angeführten Abkürzungen kann der zusätzliche Absaugewiderstand in der angegebenen Form geschrieben werden. Führt man in beiden Fällen eine Optimierung bezüglich der Ausblasegeschwindigkeit durch, so erhält man den optimalen Absaugewiderstandsbeiwert für die in beiden Fällen angegebenen Verhältnisse der Ausblasgeschwindigkeit zur Fluggeschwindigkeit.



$$\Delta p_{ges} = p_{2st} - p_{1st} + \frac{\rho}{2}(v_e^2 - v_a^2)$$

$$N_{Gekl} = \Delta N_{TW} = \frac{v \cdot \Delta S}{\eta_{Vortr}}$$

$$N_{Luft} = Q \cdot \Delta p_{ges}$$

$$N_{Gekl} = N_T = \eta_T \cdot v \cdot W_T$$

$$N_{Gekl} = N_{Luft} / \eta_v$$

$$\Delta S = \frac{Q \cdot \Delta p_{ges} \cdot \eta_{Vortr}}{v \cdot \eta_v}$$

$$S_R = \rho Q v \left(\frac{v_e}{v} - 1 \right)$$

$$W_T = \frac{Q \cdot \Delta p_{ges}}{v \cdot \eta_v \cdot \eta_T}$$

$$W_{eff} = W_D + \Delta S - S_R$$

$$W_{eff} = W_D + W_T - S_R$$

$$c_w = \frac{W}{\rho/2 \cdot v^2 \cdot F_{Tr}}$$

$$c_q = \frac{Q}{v \cdot F_{Abs}}$$

$$c_{pGeklges} = \frac{\Delta p_{ges}}{\rho/2 \cdot v^2}$$

$$c_{wabs} = c_{weff} - c_{wD}$$

$$c_{wabs} = \frac{\eta_{Vortr}}{\eta_v} \frac{F_{Abs}}{F_{Tr}} c_{pGeklges} \cdot c_q - 2c_q \left[\frac{v_e}{v} - 1 \right] \frac{F_{Abs}}{F_{Tr}}$$

$$c_{wabs} = \frac{1}{\eta_v \eta_T} \frac{F_{Abs}}{F_{Tr}} c_{pGeklges} \cdot c_q - 2c_q \left[\frac{v_e}{v} - 1 \right] \frac{F_{Abs}}{F_{Tr}}$$

$$\frac{\partial c_{wabs}}{\partial (v_e/v)} = 0$$

$$\frac{v_e}{v} = \frac{\eta_v}{\eta_{Vortr}}$$

$$\frac{v_e}{v} = \eta_v \cdot \eta_T$$

$$c_{p\infty} = 1 + \frac{p_{2st} - p_{1st}}{\rho/2 \cdot v^2}$$

$$c_M = \left[1 - \frac{(\eta_v / \eta_{Vortr} - 1)^2}{c_{p\infty}} \right] \frac{\eta_{Vortr}}{\eta_v}$$

$$c_S = \left[1 - \frac{(\eta_v \eta_T - 1)^2}{c_{p\infty}} \right] \frac{1}{\eta_v \eta_T}$$

$$c_{wabsopt} = \frac{F_{Abs}}{F_{Tr}} c_p = c_q \cdot c_M$$

$$c_{wabsopt} = \frac{F_{Abs}}{F_{Tr}} c_p = c_q \cdot c_S$$

Der Ausdruck

$$\frac{F_{Abs}}{F_{Tr}} \cdot c_{p\infty} \cdot c_q$$

gibt die Größe des Absaugewiderstandsbeiwerts an, der bei Profilmessungen üblicherweise berücksichtigt wird, und der zum Dellenwiderstandsbeiwert addiert wird. Die Faktoren C_M und C_S geben also an, wie weit sich der Absaugewiderstandsbeiwert von dem bei Profilmessungen verwendeten zusätzlichen Widerstandsbeiwert unterscheidet.

Trägt man für einen bestimmten Druckbeiwert $c_{p\infty}$ die Faktoren C_M und C_S als Funktion des Vortriebswirkungsgrades beziehungsweise des Schleppturbinenwirkungsgrades wie in Abb. 1 für verschiedene Parameterwerte des Gebläsewirkungsgrades auf, so sieht man den Einfluß der Antriebsart des Gebläses auf den Absaugewiderstand. Beim Motorflugzeug wird $C_M = 1$ für den Fall, daß der Vortriebswirkungsgrad gleich dem Gebläsewirkungsgrad ist. Für kleinere Vortriebswirkungsgrade wird C_M sogar kleiner als eins. Es ist also durchaus berechtigt, für erste Abschätzungen mit dem Wert $C_M = 1$, d.h. mit den bei Messungen verwandten Widerstandsbeiwerten der Absaugung zu rechnen.

Beim Schleppturbinenantrieb dagegen ist C_S immer größer als eins und erreicht bei realisierbaren Größen der Gebläse- und Schleppturbinenwirkungsgrade schnell Werte zwischen 1.4 und 1.7.

Ist also im Flugzeug eine Antriebsquelle vorhanden, so wird man immer die Gebläse von der Antriebsmaschine antreiben. Die Schleppturbine kommt als Antrieb für die Gebläse nur für Segelflugzeuge und Motorsegler in Frage.

Die Absaugung beim Segelflugzeug ist in zweierlei Hinsicht problematischer als beim Motorflugzeug:

a.) durch die kleineren Reynoldszahlen (kleine Flügeltiefe, geringe Geschwindigkeit) wird der zur Laminarhaltung der Grenzschicht notwendige Absaugemengenbeiwert c_q größer als beim größeren Motorflugzeug, und außerdem verkleinert sich der Widerstandsunterschied des Reibungswiderstandes zwischen

laminarer und turbulenter Grenzschicht,

b.) ist der zusätzliche Absaugewiderstandsbeiwert durch die Verwendung der Schleppturbine wesentlich größer als beim Antrieb der Gebläse von einem Triebwerk.

Rechnerische Untersuchungen zeigen, daß die Verwendung der Grenzschichtabsaugung beim Segelflugzeug sich bei Benutzung des Absaugesystems nach dem einfachen Modell nur bedingt lohnt (Lit. 6).

Absaugeversuche an einem Segelflugzeug, die von Raspet (Lit. 7) und Carmichael (Lit. 8) durchgeführt wurden, haben ergeben, daß der Widerstandsbeiwert eines Tragflügelprofils bei einer Reynoldszahl von $Re = 3 \cdot 10^6$ um 46% verringert werden konnte. Der dabei berücksichtigte Widerstandsbeiwert der Absaugeanlage ist allerdings so berechnet, als ob keine Verluste durch den Antrieb, die Leitungen und das Gebläse entstehen. Berücksichtigt man die durch den Schleppturbinenantrieb entstehenden Verluste bei dem angenommenen einfachen einstufigen Absaugesystem, so ergibt sich bei einem Gebläse- und Schleppturbinenwirkungsgrad von jeweils 80% nur noch eine Verringerung des Profilwiderstandsbeiwertes von etwa 30%. Bei kleineren Reynoldszahlen wird dieser Wert noch geringer.

2.2 Berechnung des Absaugewiderstandes eines mehrstufigen Systems.

An einem mehrstufigen System soll untersucht werden, wie der Absaugewiderstand auch bei Verwendung einer Schleppturbine verkleinert werden kann, welchen Einfluß der Wirkungsgrad der Schleppturbine hat und welche Auslegekriterien von Seiten des Absaugesystems und der Absaugegebläse an die Schleppturbine gestellt werden. Erst wenn die Frage nach dem gewinnbringenden Einsatz eindeutig geklärt ist, ist die Untersuchung der Schleppturbine zum Antrieb des Absaugesystems sinnvoll.

Im folgenden wird ein Absaugesystem beschrieben, bei dem durch die Abhängigkeit der Daten von verschiedenen Parametern eine möglichst große Allgemeingültigkeit erreicht werden soll. In verkürzter Form werden die wesentlichen Ansätze zu einem Berechnungsverfahren mitgeteilt, das zu einem Rechenprogramm für die elektronische Rechenmaschine benutzt wurde. Die Ergebnisse für einen Beispielfall werden angegeben.

2.21 Geometrie und Aufbau der Absaugefläche.

Der örtliche Absaugemengenbeiwert ist abhängig von der Reynoldszahl des Profilschnittes. Damit ist die äußere Flächengeometrie maßgebend für die erforderlichen Absaugemengen. Äußere Geometrie und innerer Aufbau beeinflussen die Rohrleitungen und damit die Druckverluste. Diffusorverluste werden bestimmt durch die Rohrleitungen und die eingebauten Gebläse.

Über die untersuchte Fläche sollen folgende Annahmen getroffen werden:

- 1.) Tiefenverlauf in Spannweitenrichtung linear.
- 2.) Dickenverlauf in Spannweitenrichtung linear.
- 3.) Die relative Tiefe des abgesaugten Oberflächenstückes soll bei allen Profilschnitten gleich sein und gleiche Lage haben.
- 4.) In jedem Profilschnitt soll das Verhältnis von verfügbarer Rohrleitungsfläche zur Profilfläche gleich sein.

Damit ist die Fläche durch die dimensionslosen Größen Flügelstreckung, Zuspitzung, Dickenverhältnis, relative Profildicke in einem Flügelschnitt, Flächenverhältnis von Rohrleitungsquerschnitt zu Flügelquerschnitt sowie durch die absolute Größe der Flügelfläche festgelegt.

Mit dieser Flügelgrundform können die vorkommenden Flächenformen angenähert werden.

Die stärkste Einschränkung der Allgemeinheit liegt in der Annahme, daß die relative Tiefe des abgesaugten Oberflächen-

stücker über die Spannweite gleich sein soll und auch die Lage in Bezug auf die Vorderkante sich nicht ändert. Wenn man davon ausgeht, daß der Auftriebsbeiwert etwa konstant über die Spannweite verläuft und die dreidimensionale Flügelumströmung keinen Einfluß auf die Absaugverhältnisse bei jedem Flügelschnitt hat, und daß ferner die Profile zur gleichen Familie gehören, so erscheint diese Annahme als gerechtfertigt.

Messungen an ganzen ungepfeilten Absaugeflügeln sind nicht bekannt. Nimmt man zum Vergleich die Absaugemengenverteilung über die Spannweite, wie sie bei Flugversuchen am Pfeilflügel der X-21 gemessen wurde (Lit. 9), so sieht man, daß die Annahme sinnvoll ist, zumal die Verhältnisse am ungepfeilten Flügel wesentlich einfacher als am Pfeilflügel sind.

Der innere Aufbau der Fläche wird wie folgt angenommen: Die durch einen Teil der Flügeloberfläche (Ober- und Unterseite) abgesaugte Luft wird von zwei getrennten Gebläsen aus zwei getrennten Rohrleitungssystemen pro Flügel abgesaugt. Dadurch wird erreicht, daß das zweite Gebläse ein geringeres Druckverhältnis (entsprechend der Druckverteilung am Profil) erzeugen muß als das erste und daß damit die erforderliche Gesamtleistung beider Gebläse geringer wird. Die Einteilung der Absaugefläche in die zwei getrennten Bereiche muß optimal gewählt werden, sie ergibt sich auf Grund der Druck- und Absaugemengenverteilung am Profil. Die eigentliche Absaugoberfläche muß aus der durchlöchernten Außenhaut und einer zweiten Haut mit Drosselbohrungen bestehen, die durch Teilungswände verbunden sind, so daß unterhalb der Oberhaut eine Kammereinteilung entsteht. Die Drosselbohrungen sind notwendig, um die gewünschte Absaugemengenverteilung bei vorgegebener Druckverteilung am Profil zu erreichen. Die Drosselbohrungen aus je einem Absaugebereich leiten die Luft jeweils wieder in zwei getrennte Räume, die beide in die Längsleitung für ein Gebläse führen. Da wegen der veränderlichen Druckverteilung am Profil in den zwei Räumen verschiedene Drücke herrschen, kann durch

Strahlmischung beim Eintritt der Luft in die Längsleitung ein Druckrückgewinn erreicht werden. In Spannweitenrichtung wird der Flügel durch mehrere Rippen abgeteilt, so daß einzelne Absaugbereiche geregelt und eingestellt werden können.

Die beiden Gebläse werden im Wurzelbereich der Fläche eingebaut und von einer hinter der Endkante laufenden Windturbine über ein Getriebe angetrieben. Zwischen Rohrleitung und Gebläse muß je nach Auslegung ein Diffusor oder eine Düse eingebaut werden. Hinter dem Gebläse muß auch wieder Diffusor oder Düse vorgesehen werden, um die Luft mit der erforderlichen Geschwindigkeit auszustößen.

Einen schematischen Aufbau der angenommenen Fläche zeigt Abb. 2. Die so festgelegte Absaugefläche soll zur Ermittlung der Absaugeverluste verwandt werden, und es sollen die Einflüsse der verschiedenen Parameter ermittelt werden. Untersuchungen an einer Absaugefläche zur Erhöhung des Maximalauftriebs hat Krüger (Lit. 11) durchgeführt, wobei sich teilweise ähnliche Fragestellungen ergaben.

2.22 Absaugegebläse.

Für den Einbau in die Fläche kommen aus Gründen der Unterbringung nur Axialgebläse, ein- oder zweistufig, in Frage. Für die Berechnung der Gebläse werden folgende dimensionslosen Kennwerte benutzt:

$$\psi = \frac{\Delta p_{\text{Geblges}}}{\frac{\rho_{\text{Gebl}}}{2} u_{\text{Gebl}}^2} \quad \text{Druckbeiwert}$$

$$\phi = \frac{Q}{u_{\text{Gebl}} F_{\text{Gebl}}} \quad \text{Mengenbeiwert}$$

$$\delta = D_{\text{Gebl}} \cdot \sqrt{\pi/4} \frac{\Delta p_{\text{Geblges}}}{\frac{\rho}{2} Q^2} \quad \text{Durchmesser kennwert}$$

$$\sigma = \omega_{\text{Gebel}} \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{Q^2 \left(\frac{\rho_{\text{Gebel}}}{2} \right)^3}{\Delta P_{\text{Gebelges}}^3} \quad \text{Drehzahlkennwert}$$

Nach Marcinowsky (Lit.10) ist der optimale Mengenbeiwert bei Axialgebläsen, die als Wirbelflußmaschine ausgelegt sind, nur eine Funktion des Nabenverhältnisses und der Gleitzahlen von Lauf- und Leitradbeschaukelung. Für ein Gebläse mit Nachleitrad und ohne Diffusor ist der optimale Mengenbeiwert:

$$\phi_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{\epsilon_{\text{La}} k_2}{(\epsilon_{\text{La}} + \epsilon_{\text{Le}}) (k_1 + k_4 \cdot 4v_{\text{Gebel}}^2 / (1 - v_{\text{Gebel}}^2)^2)}}$$

$$k_1, k_2, k_3, k_4 = f(v_{\text{Gebel}}) \quad (\text{Lit.10})$$

Der optimale Wirkungsgrad ist

$$\eta_{\text{vopt}} = 1 - \epsilon_{\text{La}} \left((k_1 + k_4 \bar{v}^2) \phi_{\text{opt}} + \frac{k_2}{\phi_{\text{opt}}} - k_3 \bar{v} \right) - \epsilon_{\text{Le}} (k_1 + k_4 \bar{v}^2) \phi_{\text{opt}}$$

mit

$$\bar{v} = \frac{2 \cdot v_{\text{Gebel}}}{1 - v_{\text{Gebel}}^2}$$

Die übrigen Kennwerte sind:

$$\psi_{\text{opt}} = \eta_{\text{vopt}} \cdot \phi_{\text{opt}} \cdot \bar{v}$$

$$\delta_{\text{opt}}^4 = \bar{v} \cdot \frac{\eta_{\text{vopt}}}{\phi_{\text{opt}}}$$

$$\sigma_{\text{opt}}^4 = \bar{v}^3 \cdot \frac{1}{\phi_{\text{opt}} \cdot \eta_{\text{vopt}}^3}$$

2.23 Gesamtdruckgefälle der Gebläse.

Für das notwendige Gesamtdruckgefälle eines Gebläses in der angenommenen Anordnung sind maßgebend einmal der Druckunterschied zwischen dem Gesamtdruck in der ungestörten Strömung und an der Absaugestelle in der Grenzschicht und im weiteren die Druckverluste durch die Wand, die Drosselwand, die Rohrleitung, die Diffusoren sowie der Gesamtdruck der austretenden abgesaugten Luft.

Das Gesamtdruckgefälle eines Gebläses ist:

$$\Delta p_{\text{Geblges}} = p_{\infty \text{st}} + \frac{\rho}{2} v_e^2 + \Delta p_{\text{DiA}} - p_{i, \text{nst}} - \frac{\rho}{2} v_a^2 + \Delta p_{\text{Wd}} + \Delta p_{\text{Dr}} + \\ + \Delta p_{\text{LvD}} + \Delta p_{\text{DiE}} + \sum_{j=1}^{n-1} \Delta p_{\text{Lj}} - \Delta p_{\text{Rück}}$$

In dimensionsloser Schreibweise ergibt sich mit der Definition

$$c_p = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} v^2}$$

und für $\frac{v_a}{v} \ll 1$

$$c_{p\text{Geblges}} = c_{p\infty} - \{1 - (v_e/v)^2\} + c_{p\text{DiA}} + c_{p\text{DiE}} + c_{p\text{LvD}} + c_{p\text{Dr}} + \\ + c_{p\text{Wd}} + \sum_{j=1}^{n-1} c_{p\text{Lj}} - c_{p\text{Rück}}$$

Dabei gilt die Abkürzung

$$c_{p\infty} = 1 + \frac{p_{\infty \text{st}} - p_{i, \text{nst}}}{\frac{\rho}{2} v^2}$$

Wenn der Druck $p_{i, j\text{st}}$ mit j , d.h. längs der Spannweite, nicht stärker variiert, wird das Gebläsedruckverhältnis von der äußeren Kammer bestimmt (größter Rohrleitungsverlust).

Für die einzelnen Druckverluste lassen sich weitere Angaben machen.

Diffusor (Düse) hinter dem Gebläse.

Diffusor oder Düse sind erforderlich, um die durch die Gebläseauslegung bestimmte Geschwindigkeit im Gebläse auf die Ausblasgeschwindigkeit v_e zu bringen. Definiert man den Diffusor- bzw. Düsenwirkungsgrad durch

$$\Delta p_{st} = \eta_{Di} \cdot \Delta p_{stid} \quad \text{bzw.} \quad \Delta p_{st} = \frac{1}{\eta_{Dü}} \cdot \Delta p_{stid} ,$$

so erhält man unter Berücksichtigung der Gebläsekennwerte die Druckverlustziffer

$$c_{pDiA} = (1 - \eta_{Di}) \left(\frac{c_{pGeblges}}{\delta^4 (1 - v_{Gebel}^2)^2} - (v_e/v)^2 \right)$$

Die Gleichung gilt für den Fall, in dem

$$\frac{c_{pGeblges}}{\delta^4 (1 - v_{Gebel}^2)^2} \geq (v_e/v)^2$$

ist. Im anderen Fall muß eine Düse verwendet werden. Dann ist η_{Di} durch $1/\eta_{Dü}$ zu ersetzen.

Druckverlust in der Rohrleitung.

Der Druckverlust in einem Leitungsstück zwischen zwei Kammermündungen ist

$$c_{pLj} = \zeta_j \frac{y_{j+1} - y_j}{d_j} \frac{w_j^2}{v^2}$$

Dabei ist ζ_j abhängig von der Reynoldszahl der Rohrleitung.

Nach den geometrischen Voraussetzungen über die Flügel-
fläche ist der zur Verfügung stehende Rohrleitungsquers-

schnitt für eine Längsleitung:

$$f_L(\eta) = \chi \cdot k \cdot t_i^2 \left\{ \frac{d_i}{t_i} - \left(\frac{d_i}{t_i} (2-\tau) - \tau \frac{d_a}{t_a} \right) \cdot \eta + (1-\tau) \left(\frac{d_i}{t_i} - \tau \frac{d_a}{t_a} \right) \eta^2 \right\}$$

Die an der Stelle j durch die Rohrleitung fließende Luftmenge ist

$$Q_j = v \sum_{k=j}^{m-1} c_{qk} \cdot \Delta f_k$$

wenn

$$\Delta f_k = \frac{1}{2} \cdot e \cdot \frac{b}{2} \cdot t_i \cdot (\eta_{k+1} - \eta_k) \cdot (2 - (1-\tau)(\eta_k + \eta_{k+1}))$$

die abgesaugte Teilfläche zwischen zwei Trennrippen ist. Die Rohrleitungsgeschwindigkeit ergibt sich aus der Kontinuitätsgleichung

$$w_j = \frac{Q_j}{f_L(\eta_j)}$$

Sowohl die Theorie als auch Messungen zeigen, daß die Absaugemengenbeiwerte gleicher Profile abhängig von der Reynoldszahl des Profils sind. Das Produkt $c_q \cdot \sqrt{Re}$ ist konstant.

Setzt man die veränderliche Flügeltiefe ein, so kann man den Mengenbeiwert an jeder Stelle η durch den Mengenbeiwert an der Flügelwurzel ausdrücken:

$$c_{qk} = \frac{c_{qi}}{\sqrt{1 - \frac{1}{2}(1-\tau)(\eta_k + \eta_{k+1})}}$$

Mit dieser Beziehung gilt dann für die Geschwindigkeit in der Rohrleitung an der Stelle η_j :

$$\frac{w_j}{v} = \frac{e \cdot c_{qi}}{\chi} w(\eta_j)$$

Dabei gelten folgende Abkürzungen:

$$C(\eta_j) = k \frac{d_i}{t_i} \left\{ 1 - \left((2-\tau) - \tau \cdot \frac{d_a/t_a}{d_i/t_i} \right) \eta_j + (1-\tau) \left(1 - \tau \cdot \frac{d_a/t_a}{d_i/t_i} \right) \eta_j^2 \right\}$$

$$W(\eta_j) = \frac{\Lambda(1+\tau)}{8 C(\eta_j)} \sum_{k=j}^{m-1} \sqrt{2} (\eta_{k+1} - \eta_k) \sqrt{2 - (1-\tau) (\eta_k + \eta_{k+1})}$$

Der Druckverlustbeiwert in einem Leitungsstück ist damit:

$$c_{pLj} = \zeta_j \frac{\Lambda(1+\tau)}{4} (\eta_{j+1} - \eta_j) (w_j/v)^2 \sqrt{\frac{w_j/v}{C(\eta_j) W(\eta_j) e c_{qi}}}$$

Dabei ist

$$\zeta_j = f(\text{Re}_L, \text{Rauhigkeit})$$

Nimmt man für den hydraulischen Durchmesser an, daß er gleich der Wurzel aus der Querschnittsfläche ist, so ist:

$$\text{Re}_L = \frac{v t_i}{v} \sqrt{C(\eta_j) W(\eta_j) \frac{w_j}{v}} e c_{qi}$$

Rohrstück vor dem Gebläse

Für die Rohrleitung vor dem Gebläse und den Krümmer zwischen dieser Leitung und der Längsleitung wird ein äquivalentes gerades Rohrstück angenommen. Macht man die sinnvolle Annahme, daß die Geschwindigkeit in der ganzen Rohrleitung nur zu- und nicht abnehmen darf, so ist die Geschwindigkeit in dem betrachteten Rohrleitungsstück gleich der maximalen Geschwindigkeit in der Längsleitung.

Die Durchsatzmenge durch das Rohr ist:

$$Q = c_{qi} e v \frac{1}{8} t_i^2 \Lambda (1+\tau)^2 \cdot \varepsilon$$

mit der Abkürzung

$$\Sigma = \sum_{j=1}^{m-1} \frac{\sqrt{2}}{1+\tau} (\eta_{j+1} - \eta_j) \sqrt{2 - (1-\tau)(\eta_j + \eta_{j+1})}$$

Aus der Kontinuitätsgleichung folgt der Leitungsdurchmesser und damit nach der bekannten Gleichung für den Druckverlust:

$$c_{pLVD} = \zeta_{VD} \frac{l_{VD}}{t_i (1+\tau)} \sqrt{\frac{2w_{jmax}/v}{ec_{qi} \lambda \Sigma}} (w_{jmax}/v)^2$$

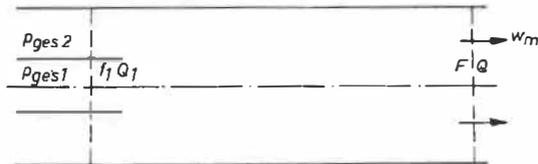
Diffusor (Düse) zwischen Rohrleitung und Gebläse

Analog dem Druckverlust des Auslaßdiffusors ergibt sich der Druckverlust des Zwischendiffusors aus

$$c_{pDiE} = (1 - \eta_{Di}) \left(\frac{w_{jmax}^2}{v^2} - \frac{c_{pGebelges}}{\delta^4 (1 - v_{Gebel}^2)^2} \right)$$

wobei für negativ werdende Druckverlustziffern wieder η_{Di} durch $1/\eta_{Dü}$ zu ersetzen ist.

Druckrückgewinn durch Mischung der Luft aus zwei Kammern



Wendet man auf das skizzierte Mischrohr Kontinuitätsgleichung, Impulssatz und Bernoullische Gleichung an, so erhält man für den Druckrückgewinn der Strömung mit dem geringeren Gesamtdruck:

$$\Delta p_{Rückges} = \rho w_m^2 \left(\frac{q^2}{s} + \frac{(1-q)^2}{1-s} - 1 \right)$$

mit $q = Q_1/Q$, $s = f_1/F$.

Als weitere Beziehung gilt der Zusammenhang zwischen Gesamtdruckdifferenz von Luftstrom 1 und Luftstrom 2 und dem Mengen- und Flächenverhältnis

$$\Delta p_{1,2} = \frac{\rho}{2} w_m^2 \left(\frac{(1-q)^2}{(1-s)^2} - \frac{q^2}{s^2} \right)$$

Sind die Druckdifferenz $\Delta p_{1,2}$ und das Mengenverhältnis q bekannt, so kann das Flächenverhältnis aus der letzten Gleichung bestimmt werden. Einsetzen in die Gleichung für den Druckrückgewinn ergibt diesen.

Ist die Geschwindigkeit w_m gleich der Rohrleitungsgeschwindigkeit an der entsprechenden Stelle, so ist die Druckrückgewinzziffer

$$c_{pRück} = 2 \left(\frac{q^2}{s} + \frac{(1-q)^2}{1-s} - 1 \right) (w_j/v)^2$$

wobei s aus der Gleichung

$$c_{p1,2} = \left(\frac{(1-q)^2}{(1-s)^2} - \frac{q^2}{s^2} \right) (w_j/v)^2$$

zu berechnen ist.

Gesamtdruckgefälle eines Gebläses

Die Druckverluste der Wand und der Drosselbohrungen sind stark von der Hautkonstruktion abhängig. Es lassen sich keine allgemeinen Angaben machen, so daß im Einzelfall entsprechende Meßwerte verwendet werden müssen.

Setzt man die einzelnen Druckverluste in die Gleichung für das Gesamtdruckgefälle ein, so sieht man, daß in den Gleichungen für die Druckverluste der Diffusoren das Gesamtdruckgefälle enthalten ist. Die Auflösung der Gleichung ergibt:

$$c_{pGeblges} = \Delta \cdot (c_{p\infty} - 1 + \eta_{DiA} (v_e/v)^2 + c_{pFl} - c_{pRück})$$

Dabei ist als Abkürzung gesetzt:

$$\Delta = \frac{\delta^4 (1 - v_{\text{Gebel}}^2)^2}{\delta^4 (1 - v_{\text{Gebel}}^2)^2 + \eta_{\text{DiA}} \cdot \eta_{\text{DiE}}}$$

und für c_{pFl} gilt im Einzelnen:

$$c_{\text{pFl}} = c_{\text{pDr}} + c_{\text{pWd}} + \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \frac{\Lambda (1+\tau)}{4} (\eta_{j+1} - \eta_j) \frac{w_j^2}{v^2} \sqrt{\frac{w_j/v}{C(\eta_j) W(\eta_j) e_{\text{qi}}}} +$$

$$+ \zeta_{\text{vD}} \frac{l_{\text{vD}}}{t_i (1+\tau)} \sqrt{\frac{2\pi w_{\text{jmax}}/v}{e_{\text{qi}} \cdot \Lambda \cdot \Sigma}} (w_{\text{jmax}}/v)^2 + (1 - \eta_{\text{DiE}}) (w_{\text{jmax}}/v)^2$$

2.24 Widerstandsbeiwert der Absauganlage

Der Widerstandsbeiwert, der zusätzlich durch den Antrieb der Absauganlage und durch den Impulsverlust der austretenden Luft entsteht, ist bei Verwendung von zwei Gebläsen pro Fläche, mit Q_n als Absaugemenge eines Gebläses einer Fläche:

$$c_{\text{wabs}} = \frac{1}{v F_{\text{Tr}}} \sum_{n=1}^2 \frac{2 Q_n c_{\text{pGeblgesn}}}{\eta_{\text{T}} \eta_{\text{Ün}} \eta_{\text{vn}}} + \frac{2}{v F_{\text{Tr}}} \sum_{n=1}^2 Q_n (1 - v_{\text{en}}/v)$$

Die Absaugemenge Q_n ist dabei

$$Q_n = c_{\text{qin}} e_n \cdot v \frac{1}{8} t_i^2 \Lambda (1+\tau) \Sigma = v e_n c_{\text{qin}} \Sigma \frac{1}{2} F_{\text{Tr}}$$

$\eta_{\text{Ün}}$ ist der Übertragungswirkungsgrad des Getriebes zwischen der Schleppturbine und dem jeweiligen Gebläse.

Setzt man die Ausdrücke für die Durchsatzmenge und den Druckbeiwert in die Gleichung für den Absaugewiderstandsbeiwert ein, so erhält man:

$$c_{\text{wabs}} = \sum_{n=1}^2 e_n \Sigma c_{\text{qin}} \frac{\Delta_n}{\eta_{\text{gn}}} (c_{\text{p}}^{-1} - c_{\text{pRück}} + \eta_{\text{DiA}} (v_{\text{en}}/v)^2 + c_{\text{pFln}}) +$$

$$+ 2 \sum_{n=1}^2 e_n \Sigma c_{qin} (1 - v_{en}/v)$$

Dabei ist

$$\eta_{gn} = \eta_T \eta_{\dot{u}n} \eta_{vn}$$

Der Absaugewiderstand ist also unter anderem abhängig von der Größe der Austrittsgeschwindigkeit. Der Minimalwert läßt sich durch Ableitung von c_{wabs} nach v_{e1}/v und v_{e2}/v ermitteln. c_{wabs} erreicht ein Minimum, wenn das Verhältnis von Austrittsgeschwindigkeit zu Fluggeschwindigkeit

$$\frac{v_e}{v} = \frac{\eta_{gn}}{\eta_{DiA} \Delta_n}$$

gewählt wird. Der Absaugewiderstandsbeiwert bei optimaler Austrittsgeschwindigkeit wird damit:

$$c_{wabs} = \sum_{n=1}^2 e_n \Sigma c_{qin} \frac{\Delta_n}{\eta_{gn}} (c_{p=n} - 1 - c_{pRückn} + \frac{\eta_{gn}^2}{\eta_{DiA} \Delta_n^2} + c_{pFln}) +$$

$$+ 2 \sum_{n=1}^2 e_n \Sigma c_{qin} (1 - \frac{\eta_{gn}}{\eta_{DiA} \Delta_n})$$

Zur Auswertung dieser Gleichung müssen neben den Daten für die Flügelgeometrie, den Gebläsedaten und dem Turbinenwirkungsgrad sowie der Einteilung der Absaugefläche in zwei Bereiche, die Verteilung der Absaugemenge und die Druckverteilung als Funktion der Profiltiefe bekannt sein.

2.25 Spezielle Annahme der Druck- und Absaugemengenverteilung

Um eine vergleichende Rechnung für die verschiedenen Parameteränderungen durchführen zu können, müssen die Druck- und die Absaugemengenverteilung in Tiefenrichtung festgelegt werden. Als einfachster Verlauf wird sowohl für die

Druck- als auch für die Mengenverteilung ein linearer Verlauf angenommen. Damit kann zumindest eine Annäherung erfolgen. Messungen an Absaugeprofilen sowie theoretische Untersuchungen über die laminare Grenzschicht mit Absaugung zeigen, daß mit einem linearen Verlauf eine gute Annäherung möglich ist (Lit. 12, 13).

Beim abgesaugten Profil wird die Oberseite in zwei Kammern aufgeteilt, die Unterseite in ein oder zwei Kammern, je nach Druckverteilung. Ist der Druck in der zweiten Kammer der Profiloberseite höher als der Druck am Beginn der Absaugung auf der Unterseite, so wird ein Teil der Unterseite vom ersten Gebläse mit abgesaugt. Die Unterteilung auf der Unterseite erfolgt so, daß an der Teilstelle der Druck an der Unterseite gleich dem Druck an der Teilstelle auf der Oberseite ist. Nach der Verträglichkeitsbedingung über die Drücke an der Ober- und Unterseite ergibt sich die Verteilung der Absaugemengen auf das erste und auf das zweite Gebläse.

Mit den in der Skizze auf S.35 angegebenen Bezeichnungen ist der Absaugemengenbeiwert für die erste Kammer der Oberseite:

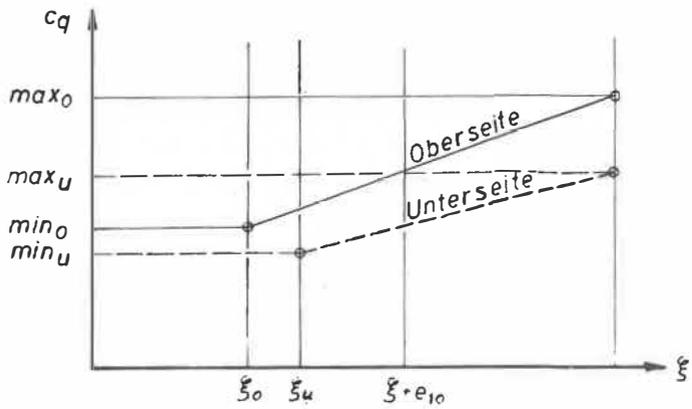
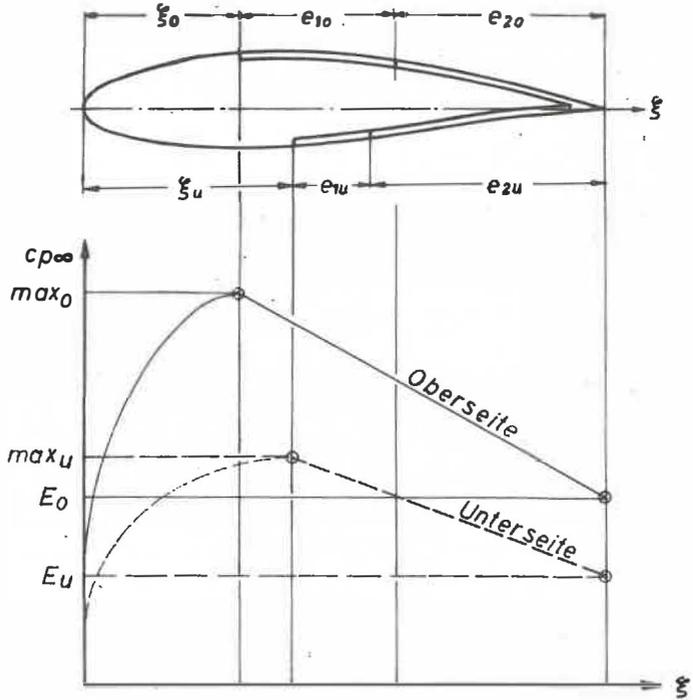
$$c_{qe10} = \frac{1}{2} \left(c_{qmin0} + \frac{c_{qmax0} e_{10} + c_{qmin0} e_{20}}{1 - \xi_0} \right)$$

und für die zweite Kammer:

$$c_{qe20} = \frac{1}{2} \left(c_{qmax0} + \frac{c_{qmax0} e_{10} + c_{qmin0} e_{20}}{1 - \xi_0} \right)$$

Ersetzt man den Index 0 durch u , so erhält man die entsprechenden Absaugemengenbeiwerte für die Kammern der Unterseite.

Aus der Verträglichkeitsbedingung über gleichen Druck an den Teilstellen der Kammern der Ober- und Unterseite folgt eine Bedingung für e_{1u} .



Es ist

$$e_{1u} = 0$$

für alle Werte von e_{10} , für die folgende Beziehung gilt:

$$e_{10} \leq (1 - \xi_0) \frac{c_{p=MAX0} - c_{p=MAXu}}{c_{p=MAX0} - c_{p=EO}}$$

Für alle größeren Werte von e_{10} ist

$$e_{1u} = \frac{1 - \xi_u}{c_{p=MAXu} - c_{p=EO}} (c_{p=MAXu} - c_{p=MAX0} + e_{10} \frac{c_{p=MAX0} - c_{p=EO}}{1 - \xi_0})$$

Setzt man die damit gewonnenen Absaugemengenwerte und Druckwerte in die Gleichung für den Absaugewiderstandsbeiwert ein, so ist:

$$\begin{aligned} c_{wabs} = & \frac{\Sigma \Delta_1}{\eta_{g1}} B_1 \left(c_{p=MAX0}^{-1} - c_{pRück1} + \frac{\eta_{g1}^2}{\eta_{DiA1} \Delta_1^2} + c_{pFl1} \right) + \\ & + 2 \Sigma B_1 \left(1 - \frac{\eta_{g1}}{\eta_{DiA1} \Delta_1^2} \right) + 2 \Sigma B_2 \left(1 - \frac{\eta_{g2}}{\eta_{DiA2} \Delta_2^2} \right) + \\ & + \frac{\Sigma \Delta_2}{\eta_{g2}} B_2 \left(c_{p=MAX0}^{-1} - e_{10} \frac{c_{p=MAX0} - c_{p=EO}}{1 - \xi_0} - 1 - c_{pRück2} + \right. \\ & \left. + \frac{\eta_{g2}^2}{\eta_{DiA2} \Delta_2^2} + c_{pFl2} \right) \end{aligned}$$

Darin gilt

$$B_n = c_{qno} e_{no} + c_{qnu} e_{nu} \quad ; \quad n = 1, 2$$

Mit den angegebenen Gleichungen läßt sich der Absaugewiderstand als Funktion der Ausgangsparameter berechnen.

Dabei sind vier Gruppen von Daten bestimmend:

- 1.) Parameter, die die Flächengeometrie und -aufteilung festlegen.
- 2.) Parameter, die die Druck- und Absaugemengenverteilung festlegen.
- 3.) Gebläsekennwerte.
- 4.) Auslegegrößen der Schleppturbine.

Wegen der Abhängigkeit der Absaugemengenbeiwerte und der Leitungsverlustziffern von der Reynoldszahl läßt sich keine vollkommen dimensionslose Betrachtung durchführen. Die Flügelfläche muß als absolute Größe gegeben sein.

Trotzdem ist es bei der Auswertung sinnvoll, den Absaugewiderstandsbeiwert auf den Wert zu beziehen, der bei Absaugung mit einem Gebläse ohne Berücksichtigung von Verlusten erreicht würde. Dieser Wert ist normalerweise bei Messungen angegeben. Er ist

$$c_{w\text{absth}} = c_{p\text{max}} (c_{q\text{io}} e_o + c_{q\text{iu}} e_u) \cdot \Sigma$$

Damit läßt sich beurteilen, wie weit die erreichbaren Absaugewiderstandsbeiwerte des untersuchten Systems von den Werten aus Messungen abweichen.

Für die Auslegung der Schleppturbine ist wichtig, wie weit einerseits die Turbine den Absaugewiderstand beeinflusst, und wie weit zum anderen das System für die Turbinenauslegung Anforderungen stellt. Der Wirkungsgrad der Schleppturbine beeinflusst direkt den Absaugewiderstandsbeiwert in der Größe η_{gn} . Umgekehrt wird die Auslegung der Turbine und damit auch wieder der Wirkungsgrad durch die Größe der erforderlichen Turbinenleistung sowie durch die Auslegung der Gebläse beeinflusst, von deren Drehzahl die Schleppturbinendrehzahl nur soweit abweichen darf, daß keine Übersetzungsschwierigkeiten und Platzschwierigkeiten für die Getriebe erfolgen.

Die Kenntnis der Absaugeleistung ist Voraussetzung für die Optimierung der Schleppturbine.

2.26 Diskussion der Ergebnisse für einen Beispielfall

Um den Einfluß der einzelnen Parameter zu zeigen und zu ermitteln, wie weit die Widerstandsbeiwerte von den theoretischen Werten für einstufige Absaugung abweichen, ob sich also der Einsatz der Grenzschichtabsaugung für das Segelflugzeug mit Schleppturbine lohnt, sollen für einen Beispielfall die Ergebnisse der Rechnung angegeben werden.

Ausgangsdaten, die nicht im Programm verändert werden:

$$\begin{aligned} F_{Tr} &= 17.0 \text{ m}^2 ; v = 35 \text{ m/s} ; d_1/t_1 = 0.18 ; \xi_0 = 0.45 ; \\ \xi_u &= 0.5 ; c_{p\text{max}0} = 2.0 ; c_{pE0} = 0.8 ; c_{p\text{max}u} = 1.2 ; \\ c_{pEu} &= 0.6 ; (c_{qi} \sqrt{Re_i})_{\text{max}0} = 3.0 ; (c_{qi} \sqrt{Re_i})_{\text{min}0} = 1.0 ; \\ (c_{qi} \sqrt{Re_i})_{\text{max}u} &= 1.0 ; (c_{qi} \sqrt{Re_i})_{\text{min}u} = 1.0 ; c_{pDr} = 0.12 ; \\ c_{pWd} &= 0.025 \text{ (Lit.14)} ; \eta_{Dü} = 0.98 ; \eta_{Di} = 0.88 \end{aligned}$$

In Abb. 3 ist die Abhängigkeit der Absaugewiderstandsverhältnisse der Widerstände ohne alle Verluste, nur bei Berücksichtigung der Antriebsanlage, mit allen Verlusten ohne Druckrückgewinn und mit allen Verlusten mit Druckrückgewinn zum verlustlosen Absaugewiderstand bei einstufiger Absaugung als Funktion der Einteilung der Fläche in zwei Absaugebereiche dargestellt. Es zeigt sich ein deutliches Minimum bei Lage der Trennwand im hinteren Profilbereich. Zu berücksichtigen ist dabei, daß das zweite Gebläse einen wesentlichen Teil der Absaugeluft von der Unterseite fördert. Der theoretische Absaugewiderstand bei verlustloser Absaugung durch zwei Gebläse ist um fast 30% kleiner als bei Verwendung eines Gebläses. Durch die optimale Einteilung der Fläche erreicht der Gesamtwiderstand fast den theoretischen Wert der Absaugung mit einem Gebläse.

Abb. 4 zeigt den Einfluß des Leitungsquerschnittes und der Flügelstreckung auf den Absaugewiderstandsbeiwert. Für große Leitungsquerschnitte wird das Widerstandsverhältnis nur sehr wenig durch den Querschnitt und die Flügelstreckung beeinflusst. Für kleine Querschnitte ergibt sich eine starke

Steigerung des Leitungswiderstandes, der sich bei größeren Streckungen stärker auswirkt (größere Leitungslängen, bei gleicher Flügelfläche geringerer Querschnitt).

Wie Abb. 5 zeigt, hat die Zuspitzung auf das Widerstandsverhältnis nur geringen Einfluß.

Die für die Gebläuseauslegung wichtigen Aussagen enthalten die Abb. 6 und 7. Sie geben Durchmesser und erforderliche Winkelgeschwindigkeit der Gebläse als Funktion des Nabenverhältnisses an. Aus konstruktiven Gründen darf der Durchmesser nicht zu groß werden, andererseits ist eine möglichst kleine Winkelgeschwindigkeit erwünscht (geringeres Geräusch, bessere Anpassung in der Drehzahl an die Turbine). Der geringe Einfluß des Nabenverhältnisses auf den Absaugewiderstand erleichtert die günstige Auswahl nach konstruktiven Gesichtspunkten. Dieser geringe Einfluß ist in Abb. 8 zu erkennen, aus der gleichzeitig der Einfluß des Schleppturbinenwirkungsgrades ersichtlich ist.

Zusammenfassend läßt sich über die an einem Beispiel aufgezeigten Abhängigkeiten des Widerstandsbeiwertes der Absaugenanlage von den einzelnen bestimmenden Größen folgendes sagen:

Den stärksten Einfluß haben die Einteilung in zwei Absaugebereiche und der Leitungsquerschnitt, solange das Verhältnis von Leitungsquerschnittfläche zur Fläche aus Profiltiefe und Profildicke kleiner als etwa 0.25 ist. Das Verhältnis von Absaugewiderstand zu theoretischem Absaugewiderstand bei Verwendung eines Gebläses ist für größere Werte des Leitungsquerschnitts nur wenig von der Flügelseckung und der Zuspitzung abhängig, zu berücksichtigen ist aber, daß der theoretische Absaugewiderstand größer wird mit wachsender Streckung und wachsender Zuspitzung (Abb. 9). Diese Tatsache ist bei der Optimierung des gesamten Flügels (Reibungswiderstand, induzierter Widerstand) zu beachten. Der Einfluß des Nabenverhältnisses der Gebläse ist gering, so daß die Auswahl im

wesentlichen nach konstruktiven Gesichtspunkten getroffen werden kann. Die Turbine muß einen möglichst hohen Wirkungsgrad haben, wobei aber der Anpassung an die Gebläse Rechnung zu tragen ist.

Durch die Verbesserung des Absaugesystems ist es möglich, trotz der prinzipiell ungünstigen Verwendung der Schlepperturbine, die sich beim motorlosen Flugzeug nicht vermeiden läßt, Widerstandsbeiwerte zu erreichen, wie sie bei Messungen an Absaugeprofilen angegeben werden.

Das bedeutet für das Segelflugzeug eine erhebliche Verbesserung der Flugleistungen, wie sie mit herkömmlichen Mitteln nicht zu erreichen ist. Die Gleitzahlen verbessern sich vor allen Dingen bei höheren Fluggeschwindigkeiten. So wird die Auslegung des Segelflugzeugs mit kleiner Flächenbelastung (gute Thermikkurbeleigenschaften) und trotzdem hohen Reisegeschwindigkeiten möglich.

Ein wichtiger Teil des Absaugesystems ist die Schlepperturbine, deren genaue Untersuchung zur Notwendigkeit wird, wenn optimale Verhältnisse erreicht werden sollen.

3. Auslegung von Schlepperturbinen

3.1 Grundbeziehungen

Wie beim Propeller ergibt auch bei der Schlepperturbine schon die einfache Strahltheorie der Luftschraube, daß der Schleppwirkungsgrad mit stärkerer Belastung, das heißt mit größer werdender Abminderung der Geschwindigkeit im Schraubennachstrom, abnimmt. Gute Wirkungsgrade sind nur zu erwarten, wenn die Abminderungsgeschwindigkeit im Strahl klein ist.

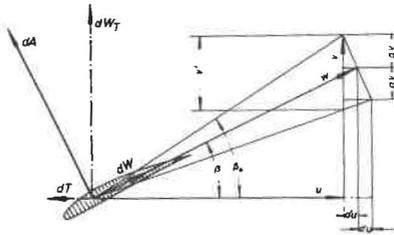
Die Folge der geringen Belastung ist eine nur geringe Erweiterung des Schraubenstrahls. Aus diesem Grunde ist es

zulässig, der Berechnung der Schleppturbine die Luftschraubentheorie der schwach bis mäßig belasteten Schraube zugrunde zu legen.

Bei dieser Theorie wird angenommen, daß die von einem Schraubenelement abgehenden Wirbel auf Zylinderflächen liegen. Strahlquerschnittsänderungen werden also nicht berücksichtigt. Für die unendlichblättrige Schraube ergibt sich ein rotationssymmetrisches Wirbelsystem, bei dem die Induktionsgeschwindigkeiten am Blattelement nur von der Zirkulation um das Blattelement abhängen (Lit.15, 18). Die Blattelemente können damit unabhängig voneinander betrachtet werden. Bei der endlichblättrigen Schraube entstehen Wirbelflächen, die innerhalb des ringförmigen zylindrischen Elementarschnittes den Teil einer Schraubensfläche bilden. Der Einfluß dieser Wirbelanordnung auf die mittleren Induktionsgeschwindigkeiten in der Blattebene und im Nachstrom ist für die reibungsfreie Optimalschraube zuerst von Goldstein (Lit.16) potentialtheoretisch berechnet worden. Die Berechnungen von Goldstein beziehungsweise die Verbesserungen von Kramer (Lit.17) sollen bei der Schleppturbinenberechnung benutzt werden. Sie werden auch für die Schraube nicht optimaler Zirkulationsverteilung näherungsweise verwendet.

Unter den angegebenen Voraussetzungen gilt entsprechend der Schraubentheorie der mäßig belasteten Schraube, angewandt auf die Leistung abgebende Schraube, für jeden Radialschnitt an der Stelle $x = r/R$ das in der Übersicht über die Grundgleichungen auf S.42 gezeichnete Geschwindigkeitsdreieck.

In der Schraubenkreisfläche wird die Tangentialgeschwindigkeit am Blattelement um $a'u$ erhöht, die Axialgeschwindigkeit um av verringert. Im Nachlauf sind die Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit am Ort der Wirbelflächen $2a'u$ und die Verringerung der Axialgeschwindigkeit $2av$. Die resultierende Anströmgeschwindigkeit des Blattelements in der Schraubenkreisebene ist w , der induzierte Anströmwin-



Geometrische Bedingungen aus dem Geschwindigkeitsdreieck

Definitionen

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{v - \frac{1}{2} v'}{u}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{x \lambda_i}$$

$$\lambda = \frac{U}{v} = \frac{u}{xv} = \frac{1}{x \operatorname{tg} \beta_0}$$

$$a = \frac{1}{2} \frac{v'}{v} \cos^2 \beta$$

$$a = \frac{1}{2} \frac{v'}{v} \frac{x^2 \lambda_i^2}{1 + x^2 \lambda_i^2}$$

$$\lambda_i = \frac{\lambda}{1 - \frac{1}{2} \frac{v'}{v}}$$

$$a' = \frac{1}{2} \frac{v'}{v} \sin \beta \cos \beta$$

$$a' = \frac{1}{2} \frac{v'}{v} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{v'}{v} \right) \frac{1}{(1 + x^2 \lambda_i^2)}$$

$$w = \frac{u(1 + a')}{\cos \beta}$$

Strömungsbedingungen

$$z \cdot r = 2\pi r^2 a' u \cdot \kappa$$

$$G = \kappa \frac{v'}{v} \frac{1}{\lambda_i} \frac{x^2 \lambda_i^2}{1 + x^2 \lambda_i^2}$$

$$G = \frac{z \cdot \Gamma}{\pi D v}$$

$$dA = \rho \Gamma w \cdot dr$$

$$dA = \frac{\rho}{2} w^2 c_a t \cdot dr$$

$$\frac{c_a t}{R} = \frac{4\pi}{z} \frac{\cos \beta}{x \lambda (1 + a')} \cdot G$$

$$\kappa = f(z, x, \lambda_i)$$

Kräfte am Element

$$dT = dA \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{c}{\operatorname{tg} \beta} \right)$$

$$\frac{dK_d}{dx} = \frac{z}{\pi} x^3 (1 + a')^2 c_a \frac{t}{R} \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \beta} \left(1 - \frac{c}{\operatorname{tg} \beta} \right)$$

$$c = dW/dA = c_w/c_a$$

$$dK_d = \frac{zx}{2} \frac{dT}{U^2 \pi R^3}$$

$$dW_T = dA \cdot \cos \beta \cdot (1 + \operatorname{ctg} \beta)$$

$$\frac{dK_{WT}}{dx} = \frac{z}{\pi} x^2 (1 + a')^2 c_a \frac{t}{R} \frac{1}{\cos \beta} (1 + \operatorname{ctg} \beta)$$

$$dK_{WT} = \frac{z}{2} \frac{dW_T}{U^2 \pi R^2}$$

Leistungen

$$N_{\text{Schlepp}} = W_T \cdot v$$

$$N_W = M \cdot \frac{U}{R}$$

$$K_d = \int_{x_i}^1 \frac{dK_d}{dx} dx$$

$$K_{WT} = \int_{x_i}^1 \frac{dK_{WT}}{dx} dx$$

$$K_d = \frac{M}{2} U^2 \pi R^3$$

$$K_{WT} = \frac{W_T}{2} U^2 \pi R^2$$

$$\eta_T = \frac{N_{\text{Schlepp}}}{N_W}$$

$$\eta_T = \lambda \cdot \frac{K_d}{K_{WT}}$$

kel β . Weiterhin gilt unter den gemachten Voraussetzungen, daß die resultierende induzierte Geschwindigkeit senkrecht auf der resultierenden Anströmgeschwindigkeit in der Schraubenkreisfläche steht. v' stellt die Geschwindigkeit dar, mit der das als starr gedachte Schraubenflächenelement im Nachlauf gegenüber der Außenströmung axial bewegt werden müßte, um die gleichen Zusatzgeschwindigkeiten zu erzeugen. Mit den auf S.42 angegebenen Definitionen der Schnellaufzahl λ und der induzierten Schnellaufzahl λ_1 lassen sich die Induktionsfaktoren a und a' aus geometrischen Beziehungen als Funktion von v'/v und λ_1 für jeden Blattschnitt ausdrücken.

Entsprechend der schraubenförmigen Wirbelanordnung ist die in der Blattebene in einem Radialschnitt induzierte Umfangsgeschwindigkeit nicht konstant. Bezeichnet man mit $a' \cdot u \cdot \kappa$ die mittlere induzierte Umfangsgeschwindigkeit längs des Umfangs eines Kreisschnittes in der Schraubenebene, wobei κ so definiert ist, daß das Linienintegral aus mittlerer Geschwindigkeit und Weg um das Element gleich dem Wegintegral aus wirklicher örtlicher induzierter Geschwindigkeit ist, so gilt für die Zirkulation um die z Schraubenblätter die auf S.42 angegebene Zirkulationsgleichung. Der Mittelwertfaktor κ läßt sich als Funktion der Blattzahl, der induzierten Schnellaufzahl und der Blattkoordinate für den Fall angeben, für den der Widerstand der reibungsfreien Schleppschraube am kleinsten ist. Das ist nach einer Optimalaussage von Betz (Lit.19) dann der Fall, wenn die Geschwindigkeit v' im Nachstrom für alle Schraubenelemente gleich ist.

Unter diesen Voraussetzungen ist der Mittelwertfaktor von Goldstein berechnet worden. Für die reibungsfreie Optimalschraube ist damit die mittlere induzierte Umfangsgeschwindigkeit in der Schraubenebene $a' \cdot u \cdot \kappa$, die mittlere induzierte Axialgeschwindigkeit $av \cdot \kappa$. Der Zusammenhang zwischen der Zirkulation um die Blätter und den induzierten Geschwindigkeiten ist für jeden Blattschnitt gegeben.

Aus dem Satz von Kutta-Joukowsky folgt der Zusammenhang zwischen der Zirkulation um die Blätter und den Blattdaten. Entsprechend der Übersicht auf S.42 lassen sich die Kennwerte der Schleppturbine berechnen.

3.2 Schleppturbinen mit optimaler Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Schraube

Die Berechnungen des Mittelwertfaktors von Goldstein gelten für die reibungsfreie Schraube mit bestem Wirkungsgrad. Für diese Schrauben ist die Geschwindigkeit v' der starr gedachten Schraubenflächenelemente im Nachstrom konstant über den Radius. Damit ist auch der auf den Außenschnitt bezogene induzierte Fortschrittsgrad für alle Blattelemente gleich. Liegen der Fortschrittsgrad λ der Schleppturbine und das Geschwindigkeitsverhältnis v'/v fest, so ist die Berechnung nach den Grundgleichungen leicht durchzuführen. Anströmwinkel, Zirkulationsverteilung und Induktionsfaktoren lassen sich für jeden Blattschnitt angeben. Der Mittelwertfaktor $\kappa = f(\lambda_i, z, x)$ kann Tabellen entnommen werden oder er muß interpoliert werden. Damit kann die c_a -Verteilung des Blattes ermittelt werden. Unter Berücksichtigung der Abhängigkeit der Gleit Zahlen von der örtlichen Reynoldszahl kann man für jeden Schnitt die Kennwerte berechnen. Die Integration ergibt die Kennwerte der Schleppturbine.

3.3 Schleppturbinen mit von der Optimalverteilung der reibungsfreien Schraube abweichender Zirkulationsverteilung

Der Wirkungsgrad der Schleppturbine läßt sich aufteilen in den Anteil der reibungsfreien Schraube und den Anteil des Profilwiderstands. Der reibungsfreie Anteil ist optimal bei der in 3.2 bestimmten Zirkulationsverteilung. Das muß aber nicht für den Anteil des Profilwiderstandes gel-

ten. Für die unendlichblättrige Schraube ($\kappa = 1$ über den ganzen Radiusbereich) läßt sich zeigen, daß die Zirkulationsverteilung nach außen hin geringer werden muß, um ein Optimum beim Gesamtwirkungsgrad zu erhalten, wenn man konstante Gleitzahl über das Blatt voraussetzt.

Betrachtet man den örtlichen Wirkungsgrad eines Flügelschnittes

$$\eta(x) = \left(1 - \frac{1}{2} \frac{v'}{v}\right) \frac{1 - \epsilon/\operatorname{tg}\beta}{1 + \epsilon/\operatorname{tg}\beta},$$

so ist ersichtlich, daß der Anteil des Profilwiderstandes sich mit ϵ und β ändert. Für kleine Werte von ϵ ergibt sich der optimale örtliche Wirkungsgrad für

$$\operatorname{tg}\beta \approx 1 + \epsilon$$

Für größere und kleinere Anströmwinkel wird der örtliche Wirkungsgrad kleiner. Damit wird verständlich, daß eine Verringerung der Zirkulation in den Bereichen kleiner Winkel β sich günstig auswirkt, da dort Leistungserzeugung mit größeren Verlusten verbunden ist. Dieser Effekt kann überdeckt werden von der Änderung von ϵ bei Berücksichtigung der durch die Zirkulationsänderung sich ebenfalls verändernden Reynoldszahl des Blattschnittes.

Um zu untersuchen, wie weit sich der Gesamtwirkungsgrad bei der endlichblättrigen Schraube mit Reibung bei Berücksichtigung des Reynoldszahleinflusses auf die Profilgleit Zahlen durch Variation der Zirkulationsverteilung ändert, soll die Schleppturbinenberechnung mit geänderter Zirkulationsverteilung untersucht werden.

Bekannt sei die Optimalverteilung

$$G_{id} = \kappa \frac{v'}{v} \frac{1}{\lambda_i} \frac{x^2 \lambda_i^2}{1 + x^2 \lambda_i^2}$$

für eine Schleppturbine mit bekannten Ausgangsdaten λ und

v'/v . Die geänderte Zirkulationsverteilung sei gegeben durch

$$G_w = C p(x) G_{id}$$

wobei $p(x)$ eine näher festzulegende Änderungsfunktion sein soll. Die Konstante C soll so bestimmt werden, daß der Drehmomentkennwert der reibungsfreien Schrauben ($\varepsilon = 0$) in beiden Fällen gleich ist. Dazu ist ein iteratives Vorgehen notwendig. C wird zunächst sinnvoll festgelegt, dann werden die Kennwerte der reibungsfreien Schrauben berechnet, und danach wird für C ein verbesserter Wert gefunden. Bei der Schraube mit Optimalverteilung ist der Zusammenhang zwischen Zirkulation und tangentialem Induktionsfaktor durch die Gleichung

$$a' = \frac{G_{id}}{2 x^2 \kappa \lambda}$$

gegeben.

Es soll nun die Annahme gemacht werden, daß sich auch bei der Schraube mit geänderter Zirkulationsverteilung der Einfluß der endlichen Blattzahl durch den Mittelwertfaktor κ berücksichtigen läßt. Es soll also mit

$$(1) \quad a' = \frac{G_w}{2 x^2 \kappa \lambda}$$

gerechnet werden.

Der Mittelwertfaktor κ ist abhängig von x , z , und λ_i . Mit Änderung des tangentialen Induktionsfaktors a' durch die Änderung der Zirkulationsverteilung an einer Stelle x ändert sich der Winkel β an dieser Stelle. Aus dem Geschwindigkeitsdreieck kann man den Zusammenhang ableiten:

$$(2) \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{1 + \sqrt{1 - 4 x^2 \lambda^2 a' (1 + a')}}{2 x \lambda (1 + a')}$$

Damit ändert sich entsprechend der Definition die induzierte Schnellaufzahl λ_1 , die für die Bestimmung des Mittelwertfaktors κ erforderlich ist. Das Element der Schraube mit geänderter Zirkulationsverteilung wird nun so betrachtet, als ob es das Element einer Optimalschraube sei, für die die induzierte Schnellaufzahl geändert ist. Die Schleppturbine mit geänderter Zirkulationsverteilung setzt sich also aus Elementarstücken von Optimalschrauben zusammen, für die jeweils verschiedene induzierte Schnellaufzahlen gelten. Für die Bestimmung des Induktionsfaktors a' nach Gleichung (1) bei der geänderten Zirkulationsverteilung ist κ unbekannt, da die maßgebende induzierte Schnellaufzahl nicht bekannt ist.

Nimmt man für λ_1 zunächst den Wert der bekannten optimalen Ausgangsschraube an, so kann man a' aus Gleichung (1) näherungsweise bestimmen. Aus Gleichung (2) erhält man einen vorläufigen Anströmwinkel β . Mit dem damit verbesserten Wert der induzierten Schnellaufzahl λ_1 läßt sich ein neues κ bestimmen. Dieses iterative Verfahren konvergiert schnell auf einen endgültigen Anströmwinkel β .

Sind die Winkel β und die Induktionsfaktoren für jeden Schnitt ermittelt, so kann durch Integration der Drehmomentkennwerte der Einzelschnitte nach den Grundgleichungen der Drehmomentkennwert der reibungsfreien Schraube ($\epsilon = 0$) berechnet werden. Der Vergleich mit dem Drehmomentkennwert der Optimalschraube ohne Reibung führt auf einen verbesserten Wert der Konstanten C:

$$C_{(n+1)} = \frac{K_{did(\epsilon=0)}}{K_{d(\epsilon=0)}} C_{(n)}$$

Die Iteration muß solange wiederholt werden, bis $C_{(n+1)}$ sich mit genügender Genauigkeit $C_{(n)}$ genähert hat.

Die endgültige Berechnung der Kennwerte der Schleppturbine mit Reibung und des Schleppwirkungsgrades kann nach den Grundgleichungen aus Kapitel 3.1 erfolgen.

Zur Festlegung der geänderten Zirkulationsverteilung müssen über die Änderungsfunktion $p(x)$ sinnvolle Annahmen getroffen werden. Sie soll so beschaffen sein, daß einerseits viele Variationsmöglichkeiten offen bleiben, daß aber andererseits die geänderte Zirkulationsverteilung sich der Idealverteilung beliebig annähern kann.

Eine ausreichende Genauigkeit im Berechnungsverfahren kann nur dann angenommen werden, wenn sich die Zirkulationsverteilung nicht allzu sehr von der idealen unterscheidet, für die ja die Berechnung der Mittelwertfaktoren κ nur gilt. Ein Vergleich verschiedener Schraubenberechnungsverfahren in (Lit.20) hat gezeigt, daß das κ -Verfahren auch für nicht-optimale Zirkulationsverteilungen zuverlässige Berechnungswerte ergibt, selbst wenn die Zirkulationsverteilung erheblich von der optimalen abweicht.

Für die Änderungsfunktion wird folgender Ansatz gemacht:

$$p(x) = \frac{1 + Bx^n(1-x)^m}{1 + Bx_{idmax}^n(1-x_{idmax})^m}$$

wobei x_{idmax} der Wert ist, für den die Zirkulation der reibungsfreien Optimalschraube ein Maximum erreicht.

Die Funktion $1 + Bx^n(1-x)^m$ hat folgende Eigenschaften:

Für $x = 0$ und $x = 1$ ist der Funktionswert gleich eins. Die Kurven haben ein Maximum oder Minimum für $x = x_1$, wenn man zwischen den Exponenten n und m die Beziehung

$$\frac{m}{n} = \frac{1 - x_1}{x_1}$$

gelten läßt. Ein stetiger Verlauf ohne Wendepunkte zwischen $x = 0$ und $x = 1$ ergibt sich bei Einhalten der engeren folgender Ungleichungen:

$$x_1 < n \leq \frac{x_1}{1 - x_1} \quad \text{oder} \quad x_1 < n \leq 1$$

Die Funktion $p(x)$ erreicht für $x = x_{idmax}$ den Wert eins, für $B > 0$ bei x_1 ein Maximum, für $B < 0$ bei x_1 ein Minimum. Die Funktionswerte bei $x = 0$ und $x = 1$ sind gleich, für $B > 0$ jeweils kleiner als eins und für $B < 0$ jeweils größer als eins.

Den Verlauf für einige Parameterwerte zeigt Abb.10.

Mit der so festgesetzten Änderungsfunktion $p(x)$ lassen sich in der Tendenz folgende Änderungen der Zirkulationsverteilung erreichen:

1.) Für positive Werte B kann das Maximum der Zirkulationsverteilung zum Blattfuß oder zur Blattspitze verschoben werden, je nach Wahl von x_1 . Dabei wird die Verteilung "spitzer", die Zirkulationswerte am Fuß und am Ende werden kleiner als bei der Optimalverteilung bei gleichzeitigem Anwachsen des Maximalwertes.

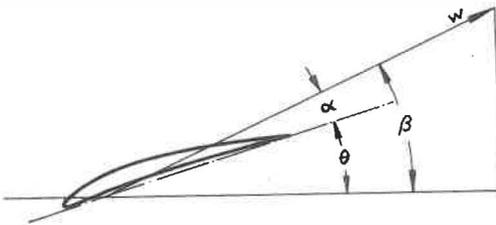
2.) Für negative Werte B wird im allgemeinen die Zirkulationsverteilung "flacher", die Werte im Fuß- und Außenbereich des Blattes werden gegenüber der Optimalverteilung größer, während die Maximalwerte absinken. Eine Verschiebung des Maximalwertes zum Fuß hin oder zum Ende hin läßt sich auch hier erreichen.

Die freie Wahl der Parameter B , x_1 , und n (innerhalb der angegebenen Grenzen) bietet eine so große Variationsmöglichkeit, daß eine große Anzahl verschiedener Zirkulationsverteilungen erreicht werden kann. Dabei sind Verteilungen möglich, die sich nur sehr wenig von der Optimalverteilung unterscheiden, andererseits aber auch solche, die starke Abweichungen ergeben. Für $B = 0$ wird die Optimalverteilung nicht geändert.

3.4 Kennlinienberechnung einer vorgegebenen Schleppturbine

Um von einer für einen Optimalpunkt ausgelegten Schleppturbine auch das Verhalten in anderen Betriebspunkten berechnen zu können, muß die Rechnung auf den Fall erweitert

werden, daß die Blattdaten gegeben sind, und die sich für verschiedene Betriebspunkte ergebenden Kennwerte zu ermitteln sind. Gibt man sich für einen Blattschnitt x einen Anstellwinkel α des Profils vor, so erhält man einerseits aus der Profilpolaren den zugehörigen Auftriebsbeiwert c_a , andererseits aus der sich aus der Abbildung ergebenden geometrischen Beziehung



$$\beta = \theta + \alpha$$

den Anströmwinkel β bei gegebenem Einstellwinkel θ .

Wenn man wiederum annimmt, daß der Einfluß der endlichen Blattzahl durch den Mittelwertfaktor κ der Schleppturbine mit Optimalverteilung berücksichtigt werden kann, so kann $\kappa = f(\lambda_1, z, x)$ aus dem bekannten $\lambda_1 = 1/(x \operatorname{tg} \beta)$ bestimmt werden.

Für Betriebspunkte, die in der Nähe des Auslegungspunktes liegen und für die sich die Zirkulationsverteilung nicht zu sehr geändert hat, ist diese Annahme berechtigt. Für extreme Bereiche (z.B. Nulldrehmoment) muß mit Abweichungen von den wirklichen Werten gerechnet werden.

In (Lit. 21) ist nach einem für beliebige Zirkulationsverteilung gültigen Verfahren für schwach belastete Schrauben eine Vergleichsrechnung für eine im Einstellwinkel stark verstellte optimale Ausgangsschraube mit dem Verfahren von Walchner (Lit. 22), das dem hier verwendeten Verfahren ähn-

lich ist, durchgeführt. Dabei ergeben die nach dem Verfahren von Walchner berechneten Wirkungsgrade zu gute Werte.

Für die Zirkulation um ein Blattelement gilt einerseits

$$z \cdot \Gamma = 2r\pi \cdot 2a' u \cdot \kappa$$

andererseits nach Kutta-Joukowski

$$z \cdot \Gamma = \frac{z}{\rho w} \frac{dA}{dr} = \frac{1}{2} w c_a t z = \frac{1}{2} c_a t z \frac{u(1 + a')}{\cos \beta}$$

Gleichsetzen beider Gleichungen ergibt für den Induktionsfaktor:

$$a' = \frac{\frac{z}{8\pi} \frac{c_a \cdot t/R}{x \cos \beta} \frac{1}{\kappa}}{1 - \frac{z}{8\pi} \frac{c_a \cdot t/R}{x \cos \beta} \frac{1}{\kappa}}$$

Die Schnellaufzahl $\lambda = 1/(x \operatorname{tg} \beta_0)$, bei der die Schraube arbeitet wenn das betrachtete Blattelement mit dem vorgegebenen Anstellwinkel α angeströmt wird, ergibt sich aus einer Beziehung zwischen β_0 und β , die sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck ableiten läßt:

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} (a' + (1 + a') \operatorname{tg}^2 \beta)$$

Damit können nach den Grundgleichungen die Kennwerte für den Profilschnitt berechnet werden.

Bei Variation des Anstellwinkels α für jeden Blattschnitt bekommt man Wertepaare der örtlichen Kennwerte und der jeweils zugehörigen Schnellaufzahl mit dem Parameter x des Blattschnittes. Durch Parameterwechsel kann man hieraus Kurven der Kennwerte als Funktion der Blattschnittlage x mit dem Parameter der Schnellaufzahl λ erhalten. Damit kann man für jedes λ die Kennwerte über x integrieren und erhält die Kennlinie der Schleppturbine als Funktion der Schnellaufzahl.

3.5 Einfluß der Reynoldszahl auf die Profilgleit Zahlen.

Die Blattprofile bei üblichen Propellern arbeiten in einem Reynoldszahlbereich von $5 \cdot 10^5$ bis $5 \cdot 10^6$ und höher. Bei diesen Reynoldszahlen sind die Profilgleit Zahlen groß, der Reibungseinfluß auf die Kennzahlen ist verhältnismäßig gering, und entsprechend wirken sich Änderungen in den Gleit Zahlen nur wenig aus.

Trägt man, entsprechend einer Darstellung nach (Lit. 30) die optimalen Gleit Zahlen verschiedener Profile (Lit. 23 bis 29) über der Reynoldszahl auf, so erhält man den in Abb. 11 gezeichneten Verlauf. Der Abfall mit kleiner werdender Reynoldszahl ergibt sich aus dem Anwachsen des Reibungswiderstands sowohl der laminaren als auch der turbulenten Grenzschicht am Profil.

Bei Reynoldszahlen unterhalb etwa 10^5 ändern sich die Gleit Zahlen sprunghaft zu sehr kleinen Werten. Ursache ist das laminare Abreißen der Strömung. Durch spezielle Profilgestaltung und durch die Verwendung von Turbulatoren kann ein frühzeitiger Umschlag der laminaren Grenzschicht erreicht werden, und das laminare Ablösen lässt sich vermeiden. Turbulentes Ablösen kann dann bei niedrigeren Reynoldszahlen eintreten. Unterhalb der kritischen Reynoldszahl können keine vernünftigen Gleit Zahlen erreicht werden, und auch bei Verhinderung der Ablösung durch Verwendung von Turbulenzerzeugern sind die Gleit Zahlen, verglichen mit denen bei höheren Reynoldszahlen, klein.

Für Schrauben, bei denen die Blattprofile im Reynoldszahlbereich von etwa $0,8 \cdot 10^5$ bis $2 \cdot 10^5$ arbeiten, ist also mit besonderen Verhältnissen zu rechnen.

Die in Abb. 11 eingetragenen Meßwerte stammen aus verschiedenen Windkanalversuchen und gelten für die zweidimensionale Flügelumströmung.

Beim rotierenden Flügel macht sich der Einfluß der Zentrifugal- und Corioliskräfte auf die Grenzschicht bemerkbar, und die zweidimensionalen Ergebnisse können nicht ohne weiteres auf die Verhältnisse beim Propeller übertragen werden.

Ausführliche Untersuchungen über das Verhalten der Blattprofile im kritischen Reynoldszahlbereich sind für Gebläselaufräder von Himmelskamp (Lit. 31) und Muesmann (Lit. 32) durchgeführt worden. Die Ergebnisse sind folgende: Arbeiten die Profile im Reynoldszahlbereich, der über der kritischen Reynoldszahl der zweidimensionalen Messungen liegt, so sind die zweidimensionalen Werte einwandfrei übertragbar. Im Übergangsbereich läßt sich keine Übereinstimmung erzielen, die Messungen am laufenden Rad ergeben keinerlei Abreißerscheinungen. Erst bei wesentlich kleineren Reynoldszahlen tritt eine Verschlechterung der Profilgleit Zahlen ein, die jedoch nicht sprungartig wie bei den zweidimensionalen Messungen erfolgt, und die durch eine Übergangsform zwischen turbulenter und laminar abgerissener Grenzschicht bedingt ist. Diese "kritische Reynoldszahl" ist abhängig von der Lage des Profilschnittes. Am Schaufelfuß liegt sie niedriger als an der Spitze. Während im Fußbereich die Herabsetzung gegenüber der zweidimensionalen Messung erheblich ist, ist der Einfluß im Außenbereich der Schaufel verhältnismäßig gering. Die Gleit Zahlen, die an der rotierenden Schaufel gemessen wurden, sind im allgemeinen etwas schlechter als die bei nichtabgerissener Strömung und gleicher Reynoldszahl am zweidimensionalen Modell.

Die Existenz einer kritischen Reynoldszahl, von der ab die Schaufelgleit Zahlen und damit der Wirkungsgrad des Gebläselaufrads wenn auch nicht sprungartig, so doch wesentlich abnimmt, wird durch Versuche an ganzen Laufrädern bestätigt, die in (Lit. 33 und 34) angegeben sind.

An freifahrenden Propellern sind ausführliche Einzelprofilmessungen nicht vorhanden. Der Vergleich der Ergeb-

nisse von Himmelskamp mit Messungen der NACA, der in (Lit. 35) angegeben ist, zeigt, daß beim freifahrenden Propeller der Einfluß der Rotation auf die Profildaten geringer ist als beim Gebläserotor. Hansen (Lit. 36) hat vorhandene Messungen von Modellluftschrauben mittels Einzelschnittrechnung für $x = 0.7$ ausgewertet und rückwirkend die Profilpolaren bestimmt. Dabei zeigt sich, daß die bei den zweidimensionalen Profilmessungen auftretenden Erscheinungen auch beim Profil am Propeller auftreten, wobei in Übereinstimmung mit den Messungen von Muesmann (Lit. 32) der Gleitzahlabfall nicht so plötzlich wie beim zweidimensionalen Tragflügelprofil stattfindet. Die kritische Reynoldszahl liegt aber im Bereich von etwa $Re = 10^5$, also im gleichen Bereich wie beim Tragflügelprofil. Einen verhältnismäßig sprungartigen Abfall im Schraubenwirkungsgrad zeigen Windkanalmessungen an Modell-Luftschrauben von Dirksen (Lit. 37). Für den Profilschnitt bei $x = 0.7$ liegen die entsprechenden Reynoldszahlen zwischen $0.9 \cdot 10^5$ und $1.2 \cdot 10^5$.

Zusammenfassend läßt sich aus den vorhandenen Messungen folgender Einfluß der Reynoldszahl auf die Profilgleitzahl am Profil des umlaufenden Flügels erkennen:

- 1.) Die Zentrifugal- und Corioliskräfte verzögern ein laminares Abreißen der Profilmströmung. Der Einfluß ist bei den Innenprofilen größer als bei den Außenprofilen.
- 2.) Auch beim rotierenden Flügel tritt bei Unterschreiten einer kritischen Reynoldszahl am Profilschnitt eine starke Gleitzahlverschlechterung ein, die jedoch nicht sprungartig verläuft.
- 3.) Die kritische Reynoldszahl für die Profilaußenschnitte liegt im gleichen Bereich wie beim zweidimensional umströmten Profil. Die Profilinnenschnitte sind nicht durch Abreißen gefährdet.
- 4.) Die Gleitzahlen bei normal turbulent anliegender Strömung am Profil sind beim rotierenden Flügel kleiner

als beim nichtumlaufenden Profil.

Wegen der geringen erforderlichen Absaugeleistungen und der geringen Geschwindigkeit von Segelflugzeugen ergeben sich kleine Abmessungen für die vorgesehenen Schleppturbinen. Die Blattprofile arbeiten in einem Reynoldszahlbereich, der nahe bei der kritischen Reynoldszahl liegt oder diese unterschreitet. Um bei der Auslegung und Berechnung der Schleppturbine deutlich den Einfluß des Grenzbereichs zu erkennen und die Folgen für die Schleppturbine zu vermeiden, soll bei der folgenden Rechnung mit sprunghaften Gleitzahländerungen gerechnet werden, wie sie nach Abb. 11 bei zweidimensionaler Profilmströmung auftreten. Durch die Messungen an einer ausgeführten Schleppturbine werden dann die rechnerischen Ergebnisse überprüft und es werden Schlüsse auf das Verhalten der Blattprofile gezogen.

Für einen Blattschnitt ist die örtliche Reynoldszahl:

$$Re = \frac{w \cdot t}{\nu} = \frac{v \cdot R}{\nu} \cdot \frac{w}{v} \cdot \frac{t}{R}$$

Multipliziert man die Gleichung mit dem örtlichen Auftriebsbeiwert c_a , so ergibt sich

$$c_a Re = \frac{v \cdot R}{\nu} \cdot \frac{w}{v} \cdot c_a \cdot \frac{t}{R}$$

Die Größen w/v und $c_a \cdot t/R$ sind bei der Kennwertberechnung bekannt.

Der Radius der Schleppturbine ergibt sich aus der verlangten Turbinenleistung entsprechend der Definition des Drehmomentkennwertes zu:

$$R = \sqrt{\frac{N_w}{\frac{\rho}{2} v^3 \lambda^3 K_d}}$$

Er ist also sowohl von den dimensionsbehafteten Größen

der verlangten Leistung und der gegebenen Schleppgeschwindigkeit als auch vom Drehmomentkennwert K_d abhängig, der wiederum erst genau ermittelt werden kann, wenn die örtlichen Gleitzahlen bekannt sind.

Damit kann die Reynoldszahl für den Blattschnitt streng genommen nur iterativ bestimmt werden, indem zunächst der Drehmomentkennwert der reibungsfreien Schleppturbine mit $\varepsilon = 0$

$$K_{did} = \int_{x_i}^1 \frac{dK_{did}}{dx} dx = \int_{x_i}^1 \frac{z}{\pi} x^3 (1 + a')^2 c_a \frac{t}{R} \frac{\tan \beta}{\cos \beta} dx$$

bestimmt wird und damit das Produkt $c_a Re$ für jeden Schnitt berechnet wird.

Die Größe der Reynoldszahl hängt nun noch von der Wahl des Auftriebsbeiwertes ab, der wiederum vom Profil bestimmt ist. Interessant für die Auswahl eines Profils ist die günstigste Gleitzahl, die sich für den durch die Rechnung gegebenen Wert $c_a Re$ ergibt.

Bei einem Vergleich verschiedener Profile und der Beurteilung auf eine günstige Verwendungsmöglichkeit für kleine Schrauben ist deshalb eine Auftragung der optimalen Gleitzahl über dem Produkt $c_{aopt} Re$ günstiger als eine Auftragung über der Reynoldszahl. Dabei ist c_{aopt} der Auftriebsbeiwert, bei dem bei einer bestimmten Reynoldszahl die beste Gleitzahl erreicht wird.

Abb.12 zeigt im Prinzip einen ähnlicher Verlauf wie Abb.11, wobei der plötzliche Abfall der Gleitzahl wieder auf das laminare Abreißen der Strömung zurückzuführen ist.

Bei dem Vergleich der beiden Diagramme erkennt man, daß unter Umständen die Verwendung von Profilen günstiger ist, die bei kleinen Auftriebsbeiwerten die beste Gleitzahl haben. Bei gleichem $c_{aopt} Re$ ist wegen des kleinen optimalen Auftriebsbeiwertes die Reynoldszahl höher. Dadurch kann

sich die Anwendungsgrenze zu kleineren Werten $c_{aopt, Re}$ verschieben. Unterschreiten bei einer Schleppturbine die errechneten $c_{a, Re}$ -Werte die Grenze des laminaren Abreißens an einzelnen Blattstellen, so ist mit einer stärkeren Verschlechterung des Wirkungsgrades zu rechnen, da die entsprechenden Blattbereiche mit schlechten Gleitzahlen arbeiten.

Das Erreichen zu kleiner Reynoldszahlen ist bei der Auslegung ein entscheidender Faktor, der weitgehend ein Kriterium für die geringste sinnvolle Belastung der Turbine sein kann. Will man die Schleppturbine so auslegen, daß keine Abreißgefahr besteht - nur dann ist mit guten Wirkungsgraden zu rechnen - und kann man den Reynoldszahlbereich durch die Auslegeparameter nicht erhöhen, so sind zuverlässige Profilmessdaten bei den entsprechenden niedrigen Reynoldszahlen unerlässlich.

Sind nämlich von einem Profil genügend Polarenmessungen bekannt, so kann man sich über $c_{a, Re}$ die Gleitzahlen für Parameterwerte konstanter Reynoldszahl und konstanten Auftriebsbeiwerts wie in Abb. 13 auftragen und kann damit bei dem durch die Rechnung gegebenen Wert $c_{a, Re}$ die optimale Gleitzahl und den zugehörigen Auftriebsbeiwert entnehmen.

Das laminare Ablösen der Strömung am Profil läßt sich durch die Verwendung geeigneter Turbulatoren zu kleineren Reynoldszahlen verschieben. Leider liegen nur wenige Messungen an geeigneten Profilen mit Turbulatoren vor, weil das Vermessen der Widerstandspolaren wegen der kleinen Kräfte schwierig und ungenau ist.

Turbulatoren können das Abreißverhalten verbessern, nur muß man von vornherein mit kleinen Gleitzahlen rechnen und damit mit einem großen Einfluß der Reibung auf den Schleppwirkungsgrad. Prinzipiell ergeben alle Profile bei höheren Reynoldszahlen die besseren Gleitzahlen. Die Vergleichsrechnungen müssen jeweils zeigen, ob die Verbesserung der Gleitzahl mit Erhöhung der Reynoldszahl auf den

Schleppwirkungsgrad einen größeren oder kleineren Einfluß hat als die Verschlechterung des induzierten Wirkungsgrades mit einer entsprechenden Erhöhung der Belastung der Schleppturbine.

Ist die Profilgleitzahl für jeden Schnitt der Schleppturbine bekannt, so können die Kennwerte unter Berücksichtigung der Reibung ermittelt werden, und mit dem sich ergebenden Drehmomentkennwert kann ein weiterer Iterationsschritt für die Berechnung der örtlichen c_a Re-Werte durchgeführt werden, der sich meist jedoch nicht lohnt, da die Änderungen sehr klein sind.

3.6 Berechnung verschiedener Schleppturbinen bei optimaler Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Schraube.

Der Einfluß der Reynoldszahl auf die Strömungsverhältnisse am Blatt bei nicht abgerissener Strömung läßt eine allgemeine Aussage über die erreichbaren Kennwerte und Schleppwirkungsgrade nicht zu, da die Schleppturbinenabmessungen bzw. die Ausgangsdaten wie verlangte Wellenleistung und gegebene Schleppgeschwindigkeit in die Rechnung eingehen.

Für die als reibungsfrei zu betrachtende Turbine mit optimaler Zirkulationsverteilung läßt sich der Schleppwirkungsgrad als Funktion von v'/v angeben, wobei er unabhängig von der Schnellaufzahl ist. Für den Schleppwirkungsgrad der reibungsfreien Optimalschraube gilt:

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{2} \frac{v'}{v}$$

Der Drehmomentkennwert kann auf Grund der in 3.2 angegebenen Rechnung als Funktion der Schnellaufzahl λ und des Geschwindigkeitsverhältnisses v'/v dargestellt werden, wobei er aber noch von der Blattzahl z der Turbine abhängt. Aus der Beziehung für den Wirkungsgrad als Funktion von v'/v ergibt sich zwar keine Abhängigkeit von der Blattzahl,

vergleicht man aber zwei Schleppturbinen mit verschiedener Blattzahl und gleichen Werten λ und v'/v , so erkennt man, daß der Drehmomentkennwert der Schraube mit größerer Blattzahl höher ist als der der Schraube mit geringerer Blattzahl. Das bedeutet aber umgekehrt, daß bei Schrauben mit gleichem Drehmomentkennwert bei gleicher Schnellaufzahl die Schleppturbine höherer Blattzahl bei kleinerem v'/v arbeitet und damit nach der Wirkungsgradgleichung den größten induzierten Wirkungsgrad besitzt.

In Abb.14 ist die Abhängigkeit des Drehmomentkennwerts der zweiflügeligen, reibungsfreien Optimalschleppturbine von der Schnellaufzahl gezeigt, wobei die Parameterkurven konstanten Geschwindigkeitsverhältnisses gleichzeitig Kurven konstanten induzierten Schleppturbinenwirkungsgrades entsprechend der angegebenen Gleichung sind.

Das Verhältnis v'/v der Nachlaufgeschwindigkeit der erstarrt gedachten Schraubenfläche zur Anströmgeschwindigkeit ist für die Berechnung der Schleppturbinen als Parameter günstig, ist aber für die Wahl von Ausgangsdaten unanschaulich. Benutzt man die Beziehung

$$C_L = \lambda^3 K_d$$

zwischen dem Drehmomentkennwert und dem Leistungsbeiwert

$$C_L = \frac{N}{\frac{\rho}{2} v^3 \pi R^2}$$

so kann man den Zusammenhang zwischen Schnellaufzahl λ , v'/v und C_L wie in Abb.15 ermitteln. Damit kann man auch Parameterkurven für $C_L = \text{konst.}$ in Abb.14 eintragen. Man erkennt daraus, daß bei konstantem Leistungsbeiwert mit wachsender Schnellaufzahl v'/v kleiner wird und damit der induzierte Wirkungsgrad wächst, wie auch Abb.18 zeigt. Je höher die Schnellaufzahl einer Turbine konstanten Leistungsbeiwertes ist, desto besser wird der induzierte Wirkungs-

grad.

Je geringer der Einfluß der Reibung ist, desto eher kann man sich an den Werten für die reibungsfreie Schraube orientieren und diese für Vergleichszwecke verwenden, und desto eher kann man auch die absoluten Abmessungen außer acht lassen.

Bei den kleinen Abmessungen der zur Diskussion stehenden Schleppturbinen ist aber mit erheblichen Reibungseinflüssen zu rechnen, und bei Vergleichen verschiedener Turbinen mit verschiedenen Auslegungswerten muß eine absolute Größe festgelegt werden. Im weiteren sollen deshalb Schleppturbinen verglichen werden, die bei gleicher Schleppgeschwindigkeit die gleiche Leistung abgeben, in den Auslegedaten aber weitgehend variiert werden.

Für alle Turbinen muß der gleiche Zusammenhang zwischen Reynoldszahl und Gleitzahl verwendet werden, d.h. die Art der Profilierung soll gleich sein. Eine genaue Festlegung der Profilierung ist nicht notwendig, wenn man eine allgemeine Annahme über den Verlauf der optimalen Gleitzahl über $c_{aopt} Re$ macht.

Die Vergleichsrechnungen sollen davon ausgehen, daß bei allen Schleppturbinen die Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Optimalschraube verwendet wird. Wie weit eine Änderung der Zirkulationsverteilung die Kennwerte beeinflusst, und ob für Vergleichszwecke die Annahme der Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Optimalschraube sinnvoll ist, wird anschließend diskutiert.

Die Schleppturbinenberechnung für den Fall der Optimalverteilung ist nach den angegebenen Gleichungen verhältnismäßig einfach durchzuführen. Sollen aber die Ausgangsparameter λ und v'/v in engen Abständen variiert werden, so ist der Rechenaufwand groß. Es lohnt sich die Programmierung für die elektronische Rechenmaschine. Liegt das Programm einmal vor, so können die Eingangswerte der Wellenleistung und der Schleppgeschwindigkeit beliebig angenom-

men werden, so daß sich für jeden praktischen Fall schnell die günstigsten Schleppturbinen berechnen lassen.

In dem vorliegenden Programm, dessen Rechenschema im Anhang angegeben ist, werden folgende Annahmen getroffen:

Der Mittelwertfaktor $\kappa = f(\lambda_1, x, z)$ wird den Berechnungen von Kramer (Lit.17) entnommen, soweit die Werte dort tabelliert sind. Benötigte Zwischenwerte werden über ein Interpolationsprogramm gewonnen. Die Mittelwertfaktoren sind von Kramer für die Schraube ohne Nabe berechnet worden.

Der Nabeneinfluß kann nach neueren Berechnungen von Shultz (Lit.38) oder Tachmindji-Milam (Lit.39) berücksichtigt werden, nur liegen hier keine Werte für die zweiflügelige Schraube vor. Für die Schleppturbine kleiner Leistung kommen aber nur zweiflügelige Schrauben in Frage, weil die mehrflügelige Schraube gleicher Leistung im Reynoldszahlbereich so niedrig liegt, daß sie, trotz Erhöhung des induzierten Wirkungsgrads entsprechend der geringeren Geschwindigkeitsabminderung im Nachstrom, im Gesamtwirkungsgrad schlechter abschneidet als die zweiflügelige, abgesehen von den gewichtlichen und konstruktiven Vorzügen der Turbine mit zwei Blättern. Bei der praktischen Ausführung der Schleppschraube kann der Nabenbereich so klein gehalten werden, daß sich keine wesentlichen Veränderungen gegenüber der Schraube ohne Nabe ergeben.

Der Verlauf der optimalen Profilgleitzahl wird so festgelegt wie er in Abb.12 angegeben ist. Die höheren Gleitzahlen werden für die dünneren Profile im Außenbereich der Schraube verwendet, die kleineren für die zwangsläufig dickeren Profile im Innenbereich. Für $c_{aopt} Re$ -Werte, die kleiner als $6.5 \cdot 10^4$ sind, wird mit abgerissener Strömung und einem konstanten Gleitwinkel von $\epsilon = 0.2$ gerechnet. Die Annahmen lehnen sich an Messungen an, wie Abb.12 zeigt, wobei die in 3.5 gemachten Einschränkungen für die Anwendung beachtet werden müssen. Dieses Verfahren mag im Einzelfall etwas grob wirken, gibt aber beim Vergleich vieler Schleppturbinen einen guten Überblick über die Ausle-

gungsgrenzen.

Für eine aus einem günstigen Bereich entnommene Schlepp-
turbine muß für die spezielle Auslegung eine genauere
Festlegung der Profilierung stattfinden. Spätestens bei
der Ermittlung der genauen Blattdaten und bei der Ermitt-
lung der Kennlinie in anderen als dem Auslegungsbetriebs-
punkt sind genauere Profilpolaren erforderlich.

Für eine Wellenleistung von 60 mhp/s bei einer Schlepp-
geschwindigkeit von 35 m/s - diese Leistung wird bei der
angegebenen Geschwindigkeit etwa für die Absaugung eines
Flügels eines Segelflugzeugs mit einer Gesamtflügel-
fläche von 17 m² benötigt - ist mit dem vorliegenden Pro-
gramm durch Variation von v'/v und der Schnellaufzahl ein
ganzes Feld möglicher Schleppturbinen berechnet worden.
Die Ergebnisse sind in den Abb.15 bis 21 aufgetragen.

Abb.16 zeigt im Vergleich zur reibungsfreien Schraube, bei
der der Wirkungsgrad unabhängig von der induzierten Schnell-
laufzahl ist, die Abhängigkeit des Schleppeffektivgrades
von v'/v mit Parametern der induzierten Schnellaufzahl λ_i .
Bei größeren Werten v'/v ist der Verlauf ähnlich wie bei
der reibungsfreien Schraube. Sprunghafter Abfall ergibt
sich dann, wenn an einem Profilschnitt die kritische Rey-
noldszahl unterschritten wird. Die Reynoldszahl steigt
mit größeren Werten v'/v und kleineren induzierten Schnell-
laufzahlen λ_i , weshalb sich die Abfallgrenze bei höheren
Schnellaufzahlen zu größeren v'/v verschiebt. Die kleine-
ren Wirkungsgrade bei konstantem v'/v für die Schlepptur-
binen mit höheren Schnellaufzahlen ergeben sich einmal
durch die kleineren Gleitzahlen (niedrigere Reynoldszah-
len), zum anderen aber daraus, daß die Gleitzahl sich
stärker auf den Wirkungsgrad auswirkt.

Wie schon in 3.3 erwähnt, ist der Reibungseinfluß auf den
örtlichen Wirkungsgrad am kleinsten, wenn $\tan \beta = 1 + \epsilon$ ist.
Arbeiten die für die Leistungserzeugung wichtigsten Blatt-
schnitte bei kleineren oder größeren Anström winkeln, so

erhöht sich der Reibungsanteil am Gesamtwirkungsgrad. Deshalb ist auch der Wirkungsgrad der Turbinen mit der induzierten Schnellaufzahl $\lambda_i = 1$ trotz größerer Reynoldszahlen der Profile bei gleichem v'/v kleiner als der von Turbinen mit höheren Schnellaufzahlen. Bei Turbinen mit $\lambda_i \approx 1.5$ arbeiten die wichtigsten Blattschnitte etwa im optimalen Winkelbereich.

Für jede induzierte Schnellaufzahl gibt es einen Maximalwert des Schleppwirkungsgrades, der durch Verringerung von v'/v nicht verbessert werden kann, weil die Verschlechterung durch den erhöhten Reibungswiderstand die Verbesserung im induzierten Wirkungsgrad übertrifft.

In Abb.17 ist der Wirkungsgrad über der Schnellaufzahl λ aufgetragen, wobei v'/v konstant ist. Aus dieser Darstellung sind auch wieder der starke Abfall des Wirkungsgrades, bedingt durch Unterschreiten der kritischen Reynoldszahl, und der langsame Abfall, bedingt durch die ungünstigeren Anströmwinkel zu erkennen. Das Optimum für konstantes v'/v liegt bei induzierten Schnellaufzahlen von etwa 1.5. Für jede Schnellaufzahl kann man die Werte von v'/v entnehmen, die eine Schleppturbine besten Wirkungsgrades ergeben.

Verwendet man auch für die Turbine mit Reibung den in Abb.15 gezeichneten Zusammenhang zwischen λ , v'/v und dem Leistungsbeiwert C_L , wobei die Kurven nur unter den gemachten Voraussetzungen für die Gleitzahlen und nicht generell wie bei der reibungsfreien Turbine gelten, so kann man wie in Abb.18 den Schleppwirkungsgrad als Funktion der Schnellaufzahl mit Parameterkurven $C_L = \text{konstant}$ ermitteln. Im Vergleich zu den reibungsfreien Turbinen sieht man, daß mit Erhöhung der Schnellaufzahl bei konstantem Leistungsbeiwert zunächst eine Wirkungsgradsteigerung erreicht werden kann, daß dann aber ein starker Abfall eintritt, der, wie auch in Abb.17 zu erkennen ist, durch die Grenze zu kleiner Reynoldszahlen bedingt ist.

In die dimensionslose Darstellung des Drehmomentkennwertes als Funktion der Schnellaufzahl mit Kurven konstanter v'/v in Abb.19 sind noch Linien konstanten Wirkungsgrades unter Benutzung von Abb.17 eingetragen worden. Die dimensionslose Darstellung darf nicht darüber hinwegtäuschen, daß sie nur für die vorausgesetzten Leistungswerte gilt. Bei anderen Ausgangsleistungen ergeben sich Verschiebungen in den Drehmomentkennwerts- und Wirkungsgradkurven. Vergleicht man diese Darstellung mit derjenigen bei reibungsfreier Betrachtung der Turbine, bei der die Linien konstanter Werte v'/v gleichzeitig Linien konstanten Wirkungsgrades sind, so sieht man, daß in Bereichen hoher Belastung die Wirkungsgradkurven ähnlich verlaufen, daß aber bei geringer werdender Belastung starke Abweichungen und schließlich Abnahme des Wirkungsgrades eintreten. Man kann sich leicht eine Grenzkurve eintragen, die den Auswahlbereich zu zu kleinen Belastungen einengt. Das Diagramm ist dazu geeignet, die günstigste Schleppturbine auszuwählen, wobei man auch Anhaltswerte für andere Ausgangsleistungen gewinnen kann.

Geht man von der dimensionslosen Darstellung ab und bezieht sich ausschließlich auf die gegebenen Ausgangswerte, so kann man anhand der Abb.20 und 21 Durchmesser und Winkelgeschwindigkeit einzelner Schleppturbinen entnehmen und kann neben den Anforderungen an den Wirkungsgrad auch Forderungen an die möglichen Abmessungen und Drehzahlen berücksichtigen. So wird man bei gleichem Wirkungsgrad z.B. lieber eine kleinere, schnellläufigere Turbine auswählen als eine große, langsamlaufende, weil einmal für die Turbine nur beschränkter Platz vorhanden ist (Bodenfreiheit) und zum zweiten die Absaugegebläse mit verhältnismäßig hohen Drehzahlen laufen müssen. Die schnelllaufende Turbine läßt sich dann leichter anpassen. Zu bedenken ist allerdings, daß die Reynoldszahlen kleiner sind und damit unter Umständen bei anderen Betriebspunkten Schwierigkeiten auftreten können.

Abb.20 kann auch in dimensionsloser Form verwendet werden, wenn man entsprechend der Definitionsgleichung für den Leistungsbeiwert den Zusammenhang

$$C_L \sim \frac{1}{D^2}$$

benutzt. Auch für dieses Diagramm gilt dann wie für Abb.19, daß man sich der Voraussetzungen über die Leistung und die Abhängigkeit der Gleitzahlen von den absoluten Abmessungen bewußt sein muß. Zur Gewinnung von Anhaltswerten für die Auswahl von Schleppturbinen ähnlicher Leistungen ist die dimensionslose Darstellung trotzdem vorteilhaft.

3.7 Einfluß der Zirkulationsänderung auf die Kennwerte der Schleppturbine mit Reibung.

Wie in 3.3 erwähnt, ist zu erwarten, daß bei der Schleppturbine eine Änderung der optimalen Zirkulationsverteilung Verbesserungen im Wirkungsgrad ergibt, wenn die Profilreibung eine wesentliche Rolle spielt. Wegen der komplizierten Abhängigkeit der Profilgleitzahlen von der maßgeblichen Reynoldszahl, im besonderen im kritischen Bereich, lassen sich allgemeine Aussagen nicht machen. Besonders auffällig werden Veränderungen dann sein, wenn durch Variation der Blatttiefe (und damit der Reynoldszahl) gerade der kritische Reynoldszahlbereich zur einen oder anderen Seite überschritten wird.

Im folgenden sollen die rechnerischen Ergebnisse diskutiert werden, die sich bei systematischer Änderung der optimalen Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Schraube von neun verschiedenen Turbinen ergeben haben. Wenn man die vielen Möglichkeiten nutzen will, die durch die Änderungsfunktion $p(x)$ der Zirkulationsverteilung erreicht werden können, ergeben sich umfangreiche Rechnungen, zumal nach der in 3.3 angegebenen Berechnungsmethode für jeden Blattschnitt Iterationsschritte erforderlich sind. Deshalb ist

hierfür ein Programm für die elektronische Rechenmaschine sehr nutzbringend.

Für das aufgestellte Programm, dessen Blockdiagramm im Anhang angegeben ist, sind die gleichen Zusammenhänge zwischen Gleitzahl und c_{aopt} verwendet worden, wie bei der Berechnung der Turbinen nach der Optimalverteilung. Durch Veränderung der Parameter x_1 und B der Änderungsfunktion $p(x)$ läßt sich ein guter Überblick über den Einfluß der Zirkulationsverteilung auf die Wirkungsgrade gewinnen. Die Veränderung des Parameters n (der ja nur innerhalb der angegebenen Grenzen variiert werden darf) ergibt keine prinzipiell neuen Zirkulationsverteilungen, so daß in den diskutierten Fällen mit $n = 2x_1$ für $x_1 \leq 0,5$ bzw. mit $n = 1$ für $x_1 > 0,5$ gerechnet wurde.

Bei der Turbine mit geänderter Zirkulationsverteilung spielen für die Auswirkung auf den Wirkungsgrad zwei Faktoren eine Rolle:

- 1.) Das Ausmaß der Verschlechterung des induzierten Wirkungsgrads durch die nicht mehr optimale Verteilung.
- 2.) Der Einfluß der sich ergebenden Blattumrißänderung auf die lokalen Profilgleitahlen.

An einem Beispiel soll zunächst gezeigt werden, daß die Verschlechterung des induzierten Wirkungsgrads sehr klein ist, wenn die Zirkulationsverteilung nur wenig geändert wird. Abb.22 läßt die Änderung des induzierten Wirkungsgrades für eine Schleppturbine mit den Ausgangsdaten $\lambda_1 = 2.5$, $\frac{v'}{v} = 0.15$ bei Veränderung der Parameter x_1 und B erkennen. Für einige Parameterwerte sind die sich ergebenden Zirkulationsverteilungen im Vergleich mit der optimalen Zirkulationsverteilung gezeichnet. Verhältnismäßig starke Verteilungsänderungen ergeben nur geringe Verschlechterungen des induzierten Wirkungsgrades. Das bedeutet, daß man bei der Wahl der Zirkulationsverteilung auf den induzierten Wirkungsgrad keine große Rücksicht zu

nehmen braucht. Auch bei den berechneten Turbinen mit induzierten Schnelllaufzahlen von $\lambda_1 = 1.5$ und $\lambda_1 = 4.5$ zeigt sich das gleiche Verhalten des induzierten Wirkungsgrads gegenüber Verteilungsänderungen.

Vergleicht man mit Abb. 22 die Abb. 23, in der für die gleiche Schleppturbine die Abhängigkeit der Schleppwirkungsgradänderung von den Parametern der Änderungsfunktion gezeichnet ist, so zeigt sich, daß trotz Verschlechterung des induzierten Wirkungsgrads Verbesserungen von bis zu über 1% des Gesamtwirkungsgrads möglich sind. Diese Verbesserungen treten vor allen Dingen bei Zirkulationsverteilungen auf, die die Werte im Außenbereich und im Nabenbereich vergrößern. Es ist anzunehmen, daß durch die Erhöhung der Reynoldszahlen starke Änderungen in den Gleitzahlen auftreten, die die Verbesserung bewirken. Die Bestätigung ergibt Abb. 16. Verfolgt man hierin den Wirkungsgradverlauf bei konstanter induzierter Schnelllaufzahl $\lambda_1 = 2.5$ über $\frac{v'}{v}$, so sieht man, daß bei $\frac{v'}{v} = 0.17$ eine Abnahme des Wirkungsgrads beginnt, die dadurch entsteht, daß bei der Rechnung an einem Blattschnitt die kritische Reynoldszahl erreicht wird. Durch Änderung der Zirkulationsverteilung bei kleineren $\frac{v'}{v}$ kann das Erreichen der kritischen Reynoldszahl hinausgezögert werden.

Greift man eine Schleppturbine heraus, bei der bei der optimalen Zirkulationsverteilung kein Blattschnitt die kritische Reynoldszahl erreicht, wie dies bei der Turbine mit $\lambda_1 = 2.5$, $\frac{v'}{v} = 0.23$ (siehe Abb. 16) der Fall ist, so erhält man die in Abb. 24 gezeigte Änderung des Gesamtwirkungsgrads bei Zirkulationsänderung. Die Verbesserungen oder Verschlechterungen sind verhältnismäßig gering, so daß man die Zirkulationsverteilung verhältnismäßig frei wählen kann und sie einer günstigen Blattform anpassen kann.

Eine noch stärkere Veränderung des Schleppwirkungsgrades ist zu erwarten, wenn mehrere Blattschnitte im abgerissenen Gebiet arbeiten. Dies ist bei der Rechnung zum Beispiel für die Turbine mit $\lambda_1 = 2.5$, $\frac{v'}{v} = 0.07$ angenommen worden. Ändert man bei dieser Turbine die Zirkulationsverteilung, so ergeben sich erhebliche Verbesserungen oder Verschlechterungen im Wirkungsgrad (Abb. 25). Vergleicht man die Parameterwerte von x_1 und B , bei denen Verbesserungen auftreten, mit den in Abb. 23 gezeichneten Zirkulationsverteilungen, so stellt man fest, daß Verbesserungen dann auftreten, wenn die Zirkulation im Außenbereich oder im Außen- und Innenbereich vergrößert wird.

Die Abb. 26 bis 31 zeigen die gleichen Tendenzen für Schleppturbinen mit den induzierten Schnellaufzahlen $\lambda_1 = 1.5$ und $\lambda_1 = 4.5$. Die Auswahl ist entsprechend Abb. 16 ebenfalls so erfolgt, daß je eine Turbine aus einem Bereich stammt, in dem bei der Turbine mit Optimalverteilung kein Blattschnitt die kritische Reynoldszahl unterschreitet, je eine aus einem Bereich, in dem an einzelnen Schnitten die kritische Reynoldszahl unterschritten wird und je eine aus einem Bereich, in dem an mehreren Blattschnitten abgerissene Strömung angenommen wurde. Eine Ausnahme bildet die Schleppturbine mit den Ausgangsdaten $\lambda_1 = 4.5$, $\frac{v'}{v} = 0.14$, die dem letzteren Bereich entnommen ist. Bei dieser Turbine ist keine nennenswerte Verbesserung des Wirkungsgrades zu erkennen, sondern fast nur starke Verschlechterung. Das liegt daran, daß im mittleren Blattbereich die Reynoldszahlen ebenfalls schon niedrig sind, und sich eine Verringerung der Zirkulation in diesem Bereich ungünstig auswirkt.

Faßt man die Ergebnisse der Rechnungen für von der Optimalverteilung abweichende Zirkulationsverteilungen zusammen, so kann man unter der Voraussetzung des angenommenen Verlaufs der Gleitzahlen von dem Produkt aus optimalem

Auftriebsbeiwert und Reynoldszahl folgendes sagen:

- 1.) Der induzierte Wirkungsgrad ändert sich nur wenig bei Verteilungen, die nicht extrem von der Optimalverteilung abweichen.
- 2.) Für Schleppturbinen, die bei der optimalen Zirkulationsverteilung an keinem Blattschnitt die kritische Reynoldszahl erreichen, ist die Änderung des Schleppeffektivitätsgrads gering. Geänderte Zirkulationsverteilungen ergeben keine Verbesserungen aber auch keine nennenswerten Verschlechterungen. Die Zirkulationsverteilung kann also den Erfordernissen einer günstigen konstruktiven Blattgestaltung angepaßt werden.
- 3.) Arbeiten einzelne Blattschnitte bei Optimalturbinen im Bereich der kritischen Reynoldszahl, so sind merkbare Verbesserungen dadurch möglich, daß die Zirkulation in den Außen- und Innenbereichen auf Kosten der Zirkulation im Mittenbereich des Blattes vergrößert wird. Das Augenmerk ist besonders auf eine Erhöhung im Außenbereich zu legen, da im Innenbereich die Abreißgefahr durch die Einflüsse der Zentrifugal- und Corioliskräfte auf die Grenzschicht wesentlich kleiner ist als im Außenbereich. Außerdem ergeben sich bei Vergrößerung der Zirkulation im Außenbereich die günstigeren Blattformen.
- 4.) Sind die Reynoldszahlen an mehreren Blattschnitten so klein, daß die Strömung zum Ablösen neigt, so können durch geeignete Änderungen der Zirkulationsverteilung erhebliche Verbesserungen, allerdings auch erhebliche Verschlechterungen auftreten. Auch hier ist eine Erhöhung der Zirkulation im Außenbereich am wirkungsvollsten. Da bei diesen Schleppturbinen die Reynoldszahl an allen Blattschnitten niedrig ist, ist mit starken Wirkungsgradänderungen bei Änderung des zur Berechnung herangezogenen Betriebspunktes zu rechnen, so daß besser eine Auslegung der Turbine bei höheren örtlichen Reynoldszahlen erfolgt.

5.) Für die vergleichende Untersuchung von Schleppturbinen bezüglich der Auslegungsgrenzen eignen sich Turbinen mit der Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Optimalschraube, die wesentlich weniger Rechenaufwand erfordern. Durch Änderung der Zirkulationsverteilung verschieben sich im einzelnen die Grenzen etwas, da jedoch die ausgewählte Turbine mit Rücksicht auf die variablen Betriebsverhältnisse nicht zu nahe am Grenzbe-
reich liegen sollte, können die Ergebnisse der Rechnung mit Optimalturbinen für die Auswahl der Schleppturbine benutzt werden. Für die einzelne Schleppturbine kann dann die Zirkulationsverteilung so geändert werden, daß sich ein konstruktiv günstiges Blatt ergibt, wobei unter Umständen Wirkungsgradverbesserungen erzielt werden können.

In den Abb.32 bis 34 sind für drei ausgewählte Schleppturbinen zum Vergleich mit der Optimalverteilung solche Zirkulationsverteilungen eingetragen, für die eine weitgehende Veränderung der Parameter der Änderungsfunktion Wirkungsgradverbesserungen ergab. Die Abweichungen von der Optimalverteilung sind teilweise beträchtlich.

4. Versuchsschleppturbine und Meßvorrichtung

4.1 Die Versuchsschleppturbine

Zur experimentellen Überprüfung der Schleppturbinenberechnung wurde eine Schleppturbine in Originalgröße gebaut und im Windkanal vermessen. Für die Ausgangswerte wurden die Berechnungen aus Kapitel 3.6 verwendet. Die Wellenleistung beträgt 60 mkp/s bei einer Schleppegeschwindigkeit von 35 m/s. Ausgehend von den Berechnungen der Turbinen nach der Optimalverteilung der reibungsfreien Schraube fiel die Wahl auf eine Schlepptschraube mit den Ausgangswerten $v'/v = 0.15$ bei einer induzierten Schnelllauzahl $\lambda_i = 2.5$

und einer daraus folgenden Schnellaufzahl $\lambda = 2.313$. Die Auswahl erfolgte nach den Abb.20 und 21 nach folgenden Gesichtspunkten:

Die Turbine soll nicht zu nahe an der Grenzkurve zu kleiner Reynoldszahlen liegen, damit nicht in anderen Betriebspunkten laminare Abreißerscheinungen auftreten. Geht man von einem bestimmten konstanten Schleppwirkungsgrad aus, so gibt es in Abb.20 einen Punkt, für den der Durchmesser der Schleppturbine am kleinsten wird. Geht man längs der Wirkungsgradkurve zu kleineren Schnellaufzahlen, so wächst der Durchmesser und gleichzeitig fällt die Winkelgeschwindigkeit ab, wie ein Vergleich mit Abb.21 zeigt. Geht man zu höheren Schnellaufzahlen, so steigen Durchmesser und Drehzahl; man nähert sich der Grenze der zu kleinen Reynoldszahlen. Bei einem gegebenen Wirkungsgrad erscheint es also sinnvoll, den Minimalpunkt des Durchmessers zu verwenden, um die Schraube klein zu halten und die Drehzahl mit Rücksicht auf den Antrieb der Gebläse möglichst hoch zu wählen. Verbindet man alle Punkte kleinsten Schraubendurchmessers der Kurven konstanten Wirkungsgrads, so erhält man den in Abb.20 eingezeichneten Verlauf. Längs dieser Kurve erhält man bessere Wirkungsgrade für größere Schrauben mit kleineren Drehzahlen, schlechtere für kleinere Schrauben mit höheren Drehzahlen. Die Versuchsturbine wurde so ausgewählt, daß einerseits bei verhältnismäßig kleinem Durchmesser der Wirkungsgrad noch gut ist und der Abstand zur Reynoldszahlengrenze groß genug ist, daß andererseits die Drehzahl nicht zu niedrig wird.

Nach den Abb.17 bis 21 gelten für diese Schleppturbine folgende Werte:

$$K_d = 0.715 \cdot 10^{-2} \quad \eta_T = 0.866 \quad D = 0.568 \text{ m} \quad \omega = 285.1 \text{ s}^{-1}$$

Durch systematische Variation der Zirkulationsverteilung läßt sich der Schleppwirkungsgrad verbessern. Die günstigsten Werte ergaben sich für folgende Parameter der Änderungs-

funktion $p(x)$: $x_1 = 0.5$; $n = 0.75$; $B = -0.8$. Mit diesen Parametern folgt die Zirkulationsverteilung, die in Abb. 33 dick gestrichelt gezeichnet ist. Zum Vergleich sind die ursprüngliche und einige weitere für den Wirkungsgrad günstige Verteilungen angegeben. Die ausgewählte Verteilung ergibt neben dem besseren Wirkungsgrad auch eine günstige Blatttiefenverteilung. Bei den kleinen Abmessungen der Schleppturbine ist nämlich die Herstellung des Blattes mit sehr geringer Tiefe, wie sie bei einigen Verteilungen im Außenbereich auftreten kann, sehr schwierig, da sehr große Fehler in der Profiltreue vorkommen können. Die Berechnung der Kennwerte ergibt:

$$K_d = 0.007195 \quad K_{WT} = 0.01901 \quad \eta_T = 0.875$$

$$D = 0.566 \text{ m} \quad \omega = 286.0 \text{ s}^{-1}$$

Für die einzelnen Blattschnitte erhält man die $c_a t/R$ -Werte und die Anströmwinkel β , die in Abb. 35 gezeichnet sind. Als Profil wurde ein verändertes Modellflugprofil M2* verwendet, das im Bereich niedriger Reynoldszahlen noch durch Turbulatoren verbessert werden kann. Die Wölbung wurde auf die Hälfte reduziert und für die Innenprofile wurde die Dicke vergrößert. Der Dickenverlauf ist in Abb. 35 eingezeichnet. Die Profilkordinaten für das 8.31% dicke Profil sind in Tabelle 1 aufgeführt, die $c_a - \alpha$ -Polare für das Profil mit Turbulatoren ist in Abb. 36 angegeben. Der Verlauf der Blatttiefe und des Auftriebsbeiwertes über der Blattlänge muß so aufeinander abgestimmt werden, daß die errechnete $c_a \cdot t/R$ -Verteilung eingehalten wird. Es soll sich einerseits ein vernünftiger Tiefenverlauf ergeben, andererseits sollen die Auftriebsbeiwerte so groß sein, daß die beste Profilgleitzahl erreicht wird. Die errechnete $c_a \cdot t/R$ -Verteilung bei der ausgesuchten Zirkulationsverteilung erweist sich als sehr günstig. Zwar sind von dem ver-

* Die Daten dieses Profils und die $c_a - \alpha$ -Polare wurden von Herrn Dr. Wortmann vom Institut für Aerodynamik und Gasdynamik der TH Stuttgart zur Verfügung gestellt.

x/t	y_0/t	y_u/t
0	0	0
0.0096	0.0199	-0.0099
0.0265	0.0334	-0.0160
0.0669	0.0510	-0.0200
0.1033	0.0584	-0.0204
0.1464	0.0628	-0.0198
0.1956	0.0646	-0.0186
0.2500	0.0642	-0.0168
0.3086	0.0626	-0.0148
0.3706	0.0595	-0.0125
0.4673	0.0531	-0.0091
0.5653	0.0456	-0.0056
0.6607	0.0374	-0.0028
0.7500	0.0293	-0.0003
0.8300	0.0212	0.0010
0.8966	0.0136	0.0018
0.9485	0.0072	0.0018
0.9989	0.0001	0.0001
1	0	0

Tabelle 1

wendeten Profil die Widerstandspolaren nicht bekannt, der c_a -Bereich der besten Gleitzahl dürfte aber bei Auftriebsbeiwerten zwischen 0.8 und 1 liegen. Die in Abb. 35 gezeichnete Abhängigkeit des Auftriebsbeiwerts von der Blattkoordinate ist sicher recht günstig. Der ebenfalls eingetragene Blattiefenverlauf ergibt ein Schraubenblatt mit wenig veränderlicher Tiefe, das sich gut herstellen läßt und bei dem die Reynoldszahlen im Außenbereich durch die Wahl der verhältnismäßig großen Blattiefe nicht zu klein werden. Blattiefe und Profildicke sind so aufeinander abgestimmt, daß die Profilquerschnittsfläche von außen zum Fuß hin ständig zunimmt. Das ist festigkeitsmäßig günstig und herstellungsmäßig erforderlich.

Die Blätter wurden nämlich aus glasfaserverstärktem Kunststoff hergestellt. Harzgetränkte Rovings, die in Form einer Schlaufe durch einen Aluminiumfuß gezogen wurden (Abb. 37), bilden den Festigkeitsverband. Gleichmäßige Verteilung des Glasgehalts wurde durch das nacheinander Auslaufenlassen der einzelnen Rovings erreicht. Abb. 38 läßt den Strangverlauf im Blatt erkennen. Als Außenschicht wurde eine Lage

Glasgewebe verwendet. Die Endkante wurde aus zwei dünnen Gewebeschichten vorgefertigt. Das Einlegen der Rovings in die teilbare Form ist verhältnismäßig einfach, so daß ein Blatt schnell hergestellt werden kann. Alle Blätter werden mit guter Genauigkeit gleich. Der Formenbau ist allerdings bei der geringen Blattgröße und bedingt durch die starke Verwindung nicht ganz einfach und sehr zeitraubend. Es wurde nach einigen Versuchen schließlich das Verfahren benutzt, das in der Abb. 39 veranschaulicht ist.

4.2 Meßvorrichtung.

Für die Aufnahme der Kennlinie der Schleppturbine im Windkanal müssen folgende Größen gemessen werden:

Anströmgeschwindigkeit,
Drehzahl,
Drehmoment,
Widerstand.

Die gesamte Meßvorrichtung wurde so entworfen, daß sie unabhängig von kanalfesten Meßsystemen ist. Das hat den Vorteil, daß keine langwierigen Einbauarbeiten vorzunehmen sind und daß die Messung in jedem geeigneten Kanal erfolgen kann. Der Freistrahlskanal des Instituts für Aerodynamik und Gasdynamik der T.H. Stuttgart, der für die Kennlinienmessungen benutzt wurde, verfügt zur Zeit noch nicht über Wiegeeinrichtungen, so daß auch von dieser Seite aus ein eigenes Meßsystem erforderlich war. Die Konstruktion des Prüfstandes wurde wesentlich durch die kleinen Abmessungen der Schleppturbine bestimmt. Die Nabe mußte so klein wie möglich gehalten werden, um ein kleines Nabenverhältnis zu erreichen und den Nabennachlauf so klein wie möglich zu machen. Für die Turbine sollten die gleichen Zuströmverhältnisse vorhanden sein wie im möglichen praktischen Anwendungsfall. Sie wurde deshalb hinter einen Verkleidungsflügel gesetzt (Profilierung NACA 64-018.3), der gleichzeitig für die störungsfreie Unterbringung der Haltekonstruktion und der Zuleitungen zu den

Meßwertaufnehmern und dem Bremsaggregat dient (Abb. 40). Im Nabenkörper wurden alle Meßwertaufnehmer untergebracht, was wegen der kleinen Abmessungen einige Schwierigkeiten machte. Die Konstruktionszeichnung Abb. 42 zeigt den Aufbau des Nabenkörpers. In der eigentlichen Luftschraubennabe sind die zwei Blätter so gelagert, daß der Einstellwinkel im Stillstand beliebig verstellt werden kann. Die Nabe ist über zwei Membranen mit Spannelementen auf der Welle befestigt. Die lagerseitige Membran dient als Meßelement für die Axialkraft. Das Gehäuse, in dem die Welle gelagert ist, ist als Rohrkörper ausgeführt; es läßt sich zur Montage in einzelne Teile auseinanderschrauben. Hinter dem hinteren Lager sitzt der Quecksilberübertrager, der für die Übertragung der Meßsignale der Widerstandsmeßanlage gebraucht wird. Über eine Kupplung ist die Drehmomentenmeßnabe angeschlossen. Das Drehmoment wird über eine zweite Kupplung, die gleichzeitig den Impulsgeber für die Drehzahlmessung aufnimmt, auf eine hydraulische Schraubenspindelpumpe übertragen, die die Schleppturbinenleistung aufnimmt. Der ganze Nabenkörper ist über den Anschlußflansch der Hydraulikpumpe und über zwei Stützstreben, die am Drehmomentenaufnehmer befestigt sind, mit einem als Träger im Verkleidungsflügel verlaufenden Vierkantrohr verbunden. Das Vierkantrohr ist in einem Bock montiert. Eine Gesamtansicht der Meßanlage zeigt Bild 41. Einzelheiten des Nabenkörperaufbaus zeigen die Abb. 43 bis 45.

Geschwindigkeitsmessung.

Die Geschwindigkeit in der ungestörten Strömung des Windkanals wird über ein Prandtl-Rohr und ein Schrägrohrmanometer gemessen. Zur Bestimmung der Luftdichte dienen Barometerstand und Temperatur in der Halle, die von vorhandenen Meßinstrumenten abgelesen werden können. Für Nachlaufdünnmessungen im Nachstrom der Schleppturbine wurde ein Rechen mit dreißig Gesamtdrucksonden gebaut (Abb. 46). Die Registrierung der Gesamtdruckdifferenz zwischen ungestörter Strömung und der

Strömung an den einzelnen Stellen der Strömung im Nachlauf erfolgt mit einer Kamera (Abb. 47).

Drehzahlmessung.

Die Drehzahl wird über einen magnetischen Impulsgeber bestimmt. Ein in der Kupplung zwischen Drehmomentenmeßnabe und Bremspumpe angebrachter Magnet erzeugt in dem im Gehäuse eingebauten induktiven Aufnehmer beim Passieren einen Impuls. Die Frequenz der Impulsfolge beziehungsweise die Periodendauer zwischen zwei Impulsen wird von einem Frequenzzähler gemessen und angezeigt. Durch das Messen der Periodendauer können auch kleine Drehzahlen sehr genau bestimmt werden.

Drehmomentenmessung.

Das Drehmoment wird mit einer von der Firma Dr. Staiger, Mohilo und Co. bezogenen Drehmomentenmeßnabe gemessen. Die Verdrehung einer Meßwelle wird über in Brückenschaltung angeordnete induktive Aufnehmer als Maß für das Drehmoment bestimmt. Die Übertragung der Speise- und Meßspannung erfolgt vom ruhenden Gehäuseteil auf die drehende Meßwelle durch einen Drehtransformator. Die hohe Frequenz der Speisespannung des Meßverstärkers von 480 KHz ermöglicht die kleinen Abmessungen der Nabe, weil die Abschirmung bei hohen Trägerfrequenzen leichter durchzuführen ist. Der Trägerfrequenzverstärker gibt die Meßspannung einmal auf ein Anzeigement, zum anderen können über einen Spannungsausgang Registriergeräte angeschlossen werden.

Widerstandsmessung.

Für die Widerstandsmessung (Axialkraft) der Schleppturbine wurde ein eigenes Meßsystem entwickelt. Die Nabe überträgt die Axialkraft über zwei Membranen, die gleichzeitig das Drehmoment übertragen, auf die Welle und die Lager. Die Membranen haben vier Stege, die bei Belastung verformt werden. Auf zwei radial gegenüberliegenden Stegen der lager-

seitigen Membran sind jeweils auf der Vorder- und auf der Rückseite Dehnungsmeßstreifen angebracht (Abb. 48), die als Vollbrücke so geschaltet werden können, daß die Verformungen durch die Axialkraft einen vierfachen Meßbrückenausschlag gegenüber einem aktiven Streifen ergeben. Verformungen durch Biegemomente auf die Nabe führen zu keinen Ausschlägen der Meßbrücke. Die Zuleitungsdrähte führen durch eine Nut in der Welle zum Quecksilberübertrager zu jeweils einem umlaufenden Kupferring. Über das in den Kamern befindliche Quecksilber werden die Ströme auf die feststehenden Außenringe übertragen. Der Aufbau des Übertragers ist aus der Schnittzeichnung Abb. 42 und den Abb. 49 bis 51 zu ersehen. Es mußte eine Eigenkonstruktion verwendet werden, weil Übertrager in so kleinen Abmessungen im Handel nicht erhältlich sind. Die isolierenden Gehäuseteile sind aus Makrolon gefertigt, die Übertragungsringe aus Kupfer. Die Innenringe sind auf einem Nabenteil aus rostfreiem Stahl montiert, das mit einem Spannelement mit der Welle verbunden ist. Das äußere Gehäuseteil des Übertragers sitzt direkt im Lagergehäuse.

Die Vollbrücke aus den Dehnungsmeßstreifen wird von einer 5 KHz-Trägerfrequenzmeßbrücke gespeist. Die Eichung der Meßvorrichtung wurde durch Belastung mit Gewichten durchgeführt. Dabei ergab sich in dem erforderlichen Meßbereich ein linearer Verlauf zwischen Belastung und Meßbrückenanzeige.

Registrierung der Meßwerte.

Um eine schnelle Messung mit gleichzeitiger Registrierung der Meßwerte ausführen zu können - Voraussetzung für das Messen vieler Punkte - werden die Meßwerte von Drehzahl, Drehmoment und Widerstand auf einen Drucker gegeben. Dazu ist eine Umwandlung der analogen Meßbrückenausgänge der Drehmomentenmessung und der Widerstandsmessung in digitale Werte erforderlich. Die Umsetzung wird von einem Analog-Digitalwandler vorgenommen, wobei durch einen Meßstellenumschalter abwechselnd die beiden Meßbrücken eingeschaltet

werden. Der Drucker registriert jeweils den Meßwert der vom Wandler kommt und gleichzeitig den Meßwert vom Frequenzzähler. Eine Ansicht der benutzten Meß- und Registriergeräte zeigt Abb. 52.

Bremsvorrichtung.

Eine Hydraulikpumpe bremst die Schleppturbine ab. Wegen der geringen Abmessungen und der möglichen hohen Drehzahlen wurde eine Schraubenspindelpumpe eingebaut. Das von der Pumpe aufgenommene Moment wird von einem Hydraulikaggregat aus gesteuert (Abb. 53). Die hydraulische Abbremsung kann in zwei Kreisen erfolgen. Die Schaltung ist aus dem Schaltplan Abb. 54 zu ersehen. Die Bremspumpe saugt bei Einschalten des einfachen Kreises das Öl aus dem Behälter an und fördert es über ein Drosselventil mit parallel geschaltetem Überdruckventil zurück. Das Pumpenmoment kann durch Einstellen des Gegendruckes mit dem Drosselventil stufenlos verändert werden. Um auch kleine Momente messen zu können, kann über einen zweiten Kreis Drucköl von einer Speisepumpe auf die Saugseite der Bremspumpe gegeben werden, wobei der Druck durch ein zweites Drosselventil im Parallelkreis zum Bremskreis reguliert werden kann. Mit Einschalten dieses Hilfskreises können kleinste Drehmomente eingestellt werden, man kann sogar die Bremspumpe als Motor laufen lassen.

5. Versuchsergebnisse

Die in 4.1 beschriebene Versuchsschleppturbine wurde mit der in 4.2 besprochenen Meßvorrichtung im Freistrahkanal des Instituts für Aerodynamik und Gasdynamik der T.H. Stuttgart vermessen. Verwendet wurde die Düse mit 1m Strahldurchmesser. Bei einem Verhältnis des Turbinendurchmessers zum Strahldurchmesser von 0.57 sind bei Schraubenversuchen im Freistrahkanal keine Windkanalkorrekturen erforderlich (Lit. 15).

Für verschiedene Blatteinstellwinkel wurden die Kennlinien $K_d = f(\lambda)$ und $\eta_T = f(\lambda)$ aufgenommen, und zwar einmal für die Schraubenblätter ohne Turbulatoren und einmal für die Schraubenblätter mit Turbulatoren. Dabei war die Blasgeschwindigkeit des Windkanals etwa 35 m/s. Abb. 55 zeigt die Ergebnisse für die Windturbine mit Blättern ohne Turbulatoren, Abb. 56 für die Windturbine bei auf die Blätter geklebten Turbulatoren.

Entsprechend der Definition des Drehmomentkennwerts müssen alle Kurven für $\lambda \rightarrow 0$ gegen unendlich gehen. Die eingezeichneten Meßpunkte sind nur die Punkte, für die keine so starken Abreißerscheinungen eintreten, daß das Drehmoment wesentlich kleiner wird. Der Bereich abnehmenden Drehmoments mit kleiner werdender Schnellaufzahl konnte mit der Versuchsvorrichtung nicht gemessen werden, da die Bremspumpe einen annähernd konstanten Drehmomentenverlauf über der Drehzahl hat, und im Zusammenwirken von Schleppturbine und Bremspumpe kein stabiler Betriebspunkt erreichbar ist. Dieser Bereich ist für den Betrieb aber auch uninteressant, da die Wirkungsgrade zu klein sind.

Vergleicht man die Kurven für die Blätter mit und ohne Turbulatoren, so zeigt sich, daß die optimalen Wirkungsgrade und die Drehmomentenkennwerte, bei denen die optimalen Wirkungsgrade erreicht werden, gleich sind, daß aber bei kleiner werdenden Schnellaufzahlen höhere Drehmomentenkennwerte und bessere Wirkungsgrade bei Verwendung von Turbulatoren auf den Blättern erreicht werden.

Der Drehmomentenkennwert im Auslegungspunkt ($\lambda = 2.313$) ist um fast 7% kleiner als nach der Rechnung aus 4.1, der Schlepprawirkungsgrad ist um 8.6% kleiner. Das läßt darauf schließen, daß der Reibungseinfluß größer ist als in der Rechnung angenommen wurde.

Berechnet man entsprechend der Rechnung aus 3.4 die Kennlinie der vorgegebenen Schleppturbine und setzt für die unbekanntes Profilpolare die Form an, die im Anhang angegeben

ist, so läßt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Versuchswerten erzielen, wenn man für den im Anhang erklärten Widerstandsbeiwert $c_{wao} = 0.035$ bei einer Reynoldszahl von $1.5 \cdot 10^5$ setzt. Mit diesem Wert und der angenommenen Polare erhält man einen optimalen Gleitzahlverlauf über der Reynoldszahl, wie er in Abb.11 eingetragen ist. Der Vergleich mit den eingetragenen Meßwerten zeigt, daß für ein Profil mit Turbulatoren keine wesentlich besseren Gleitzahlen erreicht werden können. Die für die ursprüngliche Berechnung verwendeten Gleitzahlen stellen einen Spitzenbereich dar, der für die verwendeten Profile zweifellos zu gut ist.

Den Vergleich zwischen der Berechnung unter diesen Voraussetzungen und den Meßwerten zeigt Abb.57. Die Übereinstimmung ist bis auf den Bereich hoher Drehmomentkennwerte gut. Die Abweichung der Meßwerte von den berechneten Werten beim Verstellwinkel 8° resultiert aus einer ungenauen Winkeleinstellung, wie der Vergleich mit der berechneten Kurve für 10° Blattverstellung zeigt.

Um Genaueres über den Einfluß der Reynoldszahl entsprechend den Erörterungen nach 3.5 aussagen zu können, wurden Messungen beim Einstellwinkel 0° mit verschiedenen Windgeschwindigkeiten durchgeführt, wobei die Blätter ohne Turbulatoren, mit Turbulatoren und mit Turbulatoren nur im Flügelaußenbereich verwendet wurden. Für den Einstellwinkel $+10^\circ$ wurden Messungen bei Verwendung der Blätter mit Turbulatoren vorgenommen. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in den Abb.58 und 59 wiedergegeben. Zum Vergleich sind berechnete Kurven eingezeichnet, bei denen mit plötzlichem Abreißen bei verschiedenen Reynoldszahlen ($6 \cdot 10^4$, $7 \cdot 10^4$ und $8 \cdot 10^4$) gerechnet wurde. Die Messungen bestätigen die Berechnungen und zeigen folgendes:

- 1.) Bei allen Windgeschwindigkeiten zeigen die Blätter ohne Turbulatoren Abreißerscheinungen, die bei wesentlich kleineren Drehmomentkennwerten und größeren

Schnellaufzahlen eintreten als bei den Blättern mit Turbulatoren.

- 2.) Die Blätter mit Turbulatoren nur im Außenbereich (ab etwa $x = 0.6$) zeigen das gleiche Verhalten wie die voll mit Turbulatoren besetzten Blätter.
- 3.) Solange keinen laminaren Abreißerscheinungen (entsprechend der Rechnung) auftreten, ist die Wirkungsgradänderung bei Änderung der Windgeschwindigkeit klein.
- 4.) Sprungartige Veränderungen im Wirkungsgrad (wie bei der Rechnung) treten nicht auf, die rechnerischen Kurven mit entsprechenden Sprüngen passen sich den gemessenen Kurven in der Tendenz gut an.
- 5.) Die in der Rechnung vorausgesetzten hohen Auftriebsbeiwerte an den Blattprofilen (große Drehmomentkennwerte) werden im Versuch nicht erreicht.

Die Ergebnisse dieser Versuche stimmen mit den Erörterungen aus 3.5 über den Reynoldszahleinfluß auf die Profilvergleichzahlen am rotierenden Flügel überein. Sie bestätigen, daß

- a.) keine sprunghaften Gleitzahländerungen eintreten,
- b.) Verschlechterungen der Gleitzahlen im gleichen Reynoldszahlbereich auftreten wie beim zweidimensional vermessenen Profil,
- c.) die Gleitzahlen gegenüber den zweidimensional gewonnenen Meßwerten geringer sind,
- d.) die Außenprofile für die Grenzreynoldszahl maßgebend sind, während die Innenprofile unempfindlicher gegen Unterschreiten der Reynoldszahlgrenze sind (Versuch mit im Innenbereich entfernten Turbulatoren).

Um den letzten Punkt genauer zu klären, wurden Messungen der axialen Nachlaufgeschwindigkeit im Schraubenstrahl durchgeführt, wobei Betriebspunkte im Bereich der Wirkungsgradabnahme mit steigendem Drehmomentkennwert eingestellt

wurden. Abb. 60 zeigt die Abminderung der Geschwindigkeit im Abstand $l/D = 0.5$ hinter der Schleppturbine. Die Messungen lassen erkennen, daß beim Übergang von $\lambda = 2.04$ auf $\lambda = 1.93$ im Außenbereich die Geschwindigkeitsabminderung kleiner wird, das heißt die Leistungsumsetzung nimmt ab, die Außenprofile arbeiten bei kleineren Auftriebsbeiwerten (abgerissene Strömung). Bei weiterem Absinken der Schnellaufzahl (Durchfahren des instabilen Betriebsbereiches) auf $\lambda = 1.07$ ist die Strömung im Außenbereich nur noch wenig an der Leistungsumsetzung beteiligt, während die Innenprofile normal arbeiten.

Die Meßwerte der Abminderung der Axialgeschwindigkeit im Nachstrom für den Auslegepunkt der Versuchsturbine sind in Abb. 61 aufgetragen. Dabei sind die Messungen in zwei verschiedenen Abständen erfolgt. Die Übereinstimmung mit der rechnerischen Geschwindigkeitsverteilung ist sehr gut, so daß nachgewiesen ist, daß die rechnerische Zirkulationsverteilung tatsächlich bei der Versuchsturbine erreicht wurde. Zum Vergleich ist noch die Geschwindigkeitsverteilung eingetragen, die sich bei der Optimalverteilung der reibungsfreien Schraube einstellen würde. Da die Belastung der Schraube gering ist, ist die volle Abminderung der Geschwindigkeit schon kurz hinter der Schraubenebene erreicht.

Die Schleppturbine wird beim Betrieb im Flugzeug bei Anstellwinkeländerungen des Flügels schräg angeblasen. Nach der Theorie (Lit. 40) ist die Kennwertänderung der Axialkraft und des Drehmoments bei kleinen Winkeln klein zweiter Ordnung. Zur Überprüfung wurde der Verkleidungsflügel mit der Schleppturbine bis zu 15° verdreht. Die gemessenen Drehmoment- und Axialkraftkennwerte sind in Abb. 62 aufgetragen. Im Rahmen der Meßgenauigkeit sind keine Kennwertänderungen festzustellen.

6. Zusammenfassung

Die Verwendung von Schleppturbinen zum Antrieb der Absaugebläse für die Grenzschichtabsaugung zur Laminarhaltung der Grenzschicht ist für Flugzeuge mit Antrieb uninteressant.

Für Segelflugzeuge ist nur dann mit einer wesentlichen Steigerung der Flugleistungen zu rechnen, wenn eine Optimierung der gesamten Absaugeanlage durchgeführt wird.

In der vorliegenden Arbeit wird an einer angenommenen Modellfläche der Einfluß der verschiedenen Auslegegrößen auf den Absaugewiderstand untersucht. Den stärksten Einfluß haben die mehrstufige Absaugung durch zwei Gebläse und durch Verwendung von Strahlpumpen, die ausreichende Dimensionierung der Rohrleitungen sowie die Gebläse- und Schleppturbinenwirkungsgrade. Bei einer optimalen Absaugefläche lassen sich trotz der prinzipiell ungünstigen Antriebsart Absaugewiderstandsbeiwerte erreichen, die sich nicht sehr von den theoretischen Werten bei einstufiger Absaugung beim Profil unterscheiden.

Die benötigten Schleppturbinen sind wegen der geringen erforderlichen Leistungen klein. Die Blattprofile arbeiten im Bereich niedriger Reynoldszahlen. Unter Berücksichtigung des Reynoldszahleinflusses auf die Gleitzahlen bei kleinen Reynoldszahlen werden nach der Theorie der schwach bis mäßig belasteten Luftschraube endlicher Blattzahl, angewandt auf die Leistung abgebende Schraube, zunächst Schleppturbinen mit der Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Optimalschraube berechnet. Bedingt durch das Unterschreiten von zulässigen Grenzreynoldszahlen, dürfen die Belastungen der Schleppturbinen nicht zu klein werden. Die Auslegegrenzen werden berechnet und diskutiert.

Änderungen der Zirkulationsverteilung ergeben im Grenzbereich wesentliche Verbesserungen des Schleppeffizienzgrads, wenn im Außenbereich des Blattes die Zirkulation erhöht

wird. Bei nur geringer Änderung des induzierten Wirkungsgrads der reibungsfreien Schraube kann die Zirkulationsverteilung nach Gesichtspunkten größerer Blattiefen im Außenbereich gewählt werden.

Windkanalversuche an einer ausgeführten Schleppturbine zeigen die Zuverlässigkeit des Berechnungsverfahrens, wobei allerdings die Gleitzahlen der Blattprofile unter manchen Messungen an Profilen unter zweidimensionalen Bedingungen bleiben.

Kennwertmessungen mit der speziell entwickelten Meßvorrichtung sowie Nachlaufmessungen erlauben Schlüsse auf das Verhalten der Blattprofile bei der umlaufenden Schraube bei Unterschreiten von Grenzreynoldszahlen.

Anhang

Blockdiagramme und Beschreibung der benutzten Rechenprogramme für die Schleppturbinenberechnung.

Die Berechnungen wurden auf der UNIVAC 1107 der Abteilung für Luftfahrttechnik der T.H. Stuttgart durchgeführt.

Die Programmierung erfolgte nach FORTRAN.

- 1.) Programm zur Berechnung von Schleppturbinen mit optimaler Zirkulationsverteilung der reibungsfreien Schraube.

Als Eingangsdaten werden über Datenkarten die Blattkoordinaten x , die verlangten Turbinenleistungen sowie die Mittelwertfaktoren $\kappa = f(\lambda_1, x, z)$ für $z = 2$ und die tabellierten induzierten Schnelllaufzahlen λ_1 und Blattkoordinaten x gelesen. In einer äußeren Schleife wird die induzierte Schnelllaufzahl λ_1 variiert. Für festes λ_1 wird sodann v'/v in einer weiteren Schleife verändert. Für jedes v'/v werden wiederum in einer Schleife für jeden Blattschnitt die idealen Kennwerte nach den Gleichungen auf S.42 berechnet. Ein Unterprogramm integriert nach der Simpson-Regel die Kennwerte der Blattschnitte. Für verschiedene Turbinenleistungen kann nun für jeden Schnitt x das Produkt $c_a \cdot Re$ berechnet werden. Je nach Lage des Blattschnitts und nach Grösse von $c_a \cdot Re$ wird entsprechend dem Verlauf in Abb. 12 die Gleitzahl berechnet. Damit sind nach den Gleichungen auf S.42 die Schnittkennwerte zu ermitteln, durch deren Integration mit dem Unterprogramm die Kennwerte mit Reibung berechnet werden. Die Eingangswerte, die Kennwerte und, soweit der Schleppeffizienzgrad nicht kleiner als 0.7 ist, auch die wichtigen Auslegegrößen für jeden Blattschnitt, werden in übersichtlicher Form ausgedruckt.

2.) Programm zur Berechnung von Schleppturbinen mit geänderter Zirkulationsverteilung.

Das Rechenprogramm folgt dem in 3.3 angegebenen Verfahren. Durch Datenkarten werden wieder die Blattkoordinaten sowie die tabellierten Mittelwertfaktoren κ für die entsprechenden induzierten Schnellaufzahlen und Blattkoordinaten eingelesen, ausserdem die Auslegedaten λ_{iausl} , v'/v , v und L der nach der Optimalverteilung ausgelegten Turbine.

Für jeden Schnitt wird nach den Grundgleichungen die Zirkulation der reibungsfreien Optimalschraube berechnet, wobei über ein Interpolationsprogramm (Lagrange-Interpolation) die Mittelwertfaktoren κ bestimmt werden, wenn die induzierte Schnellaufzahl von den in der Tabelle angegebenen Werten abweicht. Die Abszisse x_{idmax} , für die die optimale Zirkulationsverteilung ein Maximum hat, wird ausgesucht. In drei aufeinander folgenden Schleifen werden dann die Parameter x_1 , n und B verändert, die die Änderungsfunktion $p(x)$ der Zirkulationsverteilung festlegen. Zu Beginn einer Iterationsschleife wird zunächst die Konstante C festgelegt, die ermöglichen soll, dass die Drehmomentkennwerte der Optimalschraube und der Schraube mit veränderter Zirkulationsverteilung bei reibungsfreier Betrachtung gleich sind. Für jedes x wird die geänderte Verteilung berechnet. Über eine weitere Iterationsschleife wird der Anströmwinkel β nach dem in 3.3 besprochenen Weg bestimmt. Zur Ermittlung der Mittelwertfaktoren dient das Interpolationsprogramm. Ist die Abweichung zweier aufeinander folgender Werte kleiner als die vorgegebene Fehlergrenze, so wird die Iteration beendet. Es können die reibungsfreien Kennwerte für jedes x ermittelt werden. Die Integration über das Unterprogramm ergibt den Drehmomentkennwert der reibungsfreien Schraube. Der Vergleich mit dem Drehmomentkennwert der Optimalschraube ergibt einen

neuen Wert für die Konstante C. Die Iteration wird fortgesetzt, bis die Differenz der Drehmomentkennwerte genügend klein ist. Daraufhin erfolgt mit dem prinzipiell gleichen Programm wie bei der Turbine mit Optimalverteilung die Kennwert- und Blattdatenberechnung. Ausgedruckt werden neben den Kennwerten und Blattdaten noch die Zirkulationsverteilung und die axiale Abminderungsgeschwindigkeit im Nachstrom.

3.) Programm zur Kennfeldberechnung einer vorgegebenen Schleppturbine.

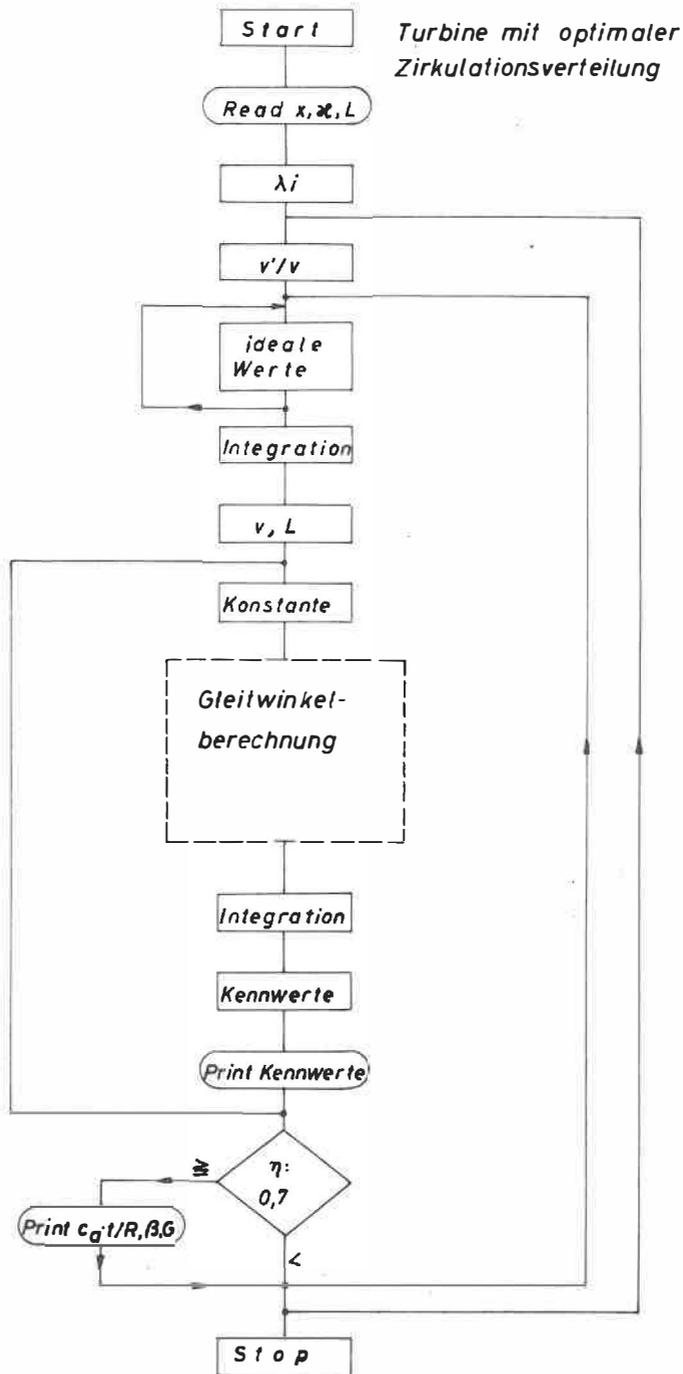
Über Datenkarten werden alle Blattdaten sowie die tabellarisierten Mittelwertfaktoren mit den zugehörigen induzierten Schnellaufzahlen und Blattkoordinaten eingegeben. Außerdem werden Punkte der c_a - α -Polare eingelesen. Da die Widerstandspolare nicht bekannt ist, wird eine Polare analytisch festgelegt, wobei durch Parameter die Form geändert werden kann. Die Festlegung der Polaren wird später angegeben. Eine äußere Schleife ermöglicht die Veränderung des Blatteinstellwinkels. Für je einen Blattschnitt wird der Profilanstellwinkel verändert, und nach den in 3.4 angegebenen Gleichungen und der analytisch festgelegten Widerstandspolaren werden die zugehörigen Kennwerte und die zugehörige Schnellaufzahl gefunden. Für die dabei erforderliche Berechnung der Mittelwertfaktoren wird das aus den anderen Programmen bekannte Interpolationsprogramm benutzt. Bestimmt man für jeden Schnitt die größte und die kleinste Schnellaufzahl λ , die bei Variation des Anstellwinkels auftritt, und ermittelt man von diesen Werten wiederum den kleinsten der Größtwerte bei den verschiedenen Schnitten und den größten der Kleinstwerte, so erhält man zwischen diesen Werten einen Bereich, in dem für jede Schnellaufzahl dieses Bereichs bei jedem Schnitt x Kennwerte jedes Elements vorhanden sind. Ermittelt werden sollen die Kennwerte der Schnitte

für gleiche Schnellaufzahl. Das Programm ändert jetzt die Schnellaufzahl stufenweise, variiert für jede wieder die Blattkoordinate x und sucht für jeden Blattschnitt durch Ändern des Anstellwinkels den Punkt auf der Kurve $dK_d = f(\lambda, x)$ beziehungsweise $dK_{WT} = f(\lambda, x)$, für den die Schnellaufzahl am nächsten bei der festgesetzten Schnellaufzahl der äußeren Schleife liegt. Ist dieser Wert gefunden, so werden die Kennwerte des Elements für die festgesetzte Schnellaufzahl durch Interpolation der links und rechts benachbarten Punkte ermittelt. Sind alle Werte x der Blattschnitte durchvariiert, so sind die Kennwerte der Elemente für gleiche Schnellaufzahl bekannt, und die Integration mit dem aus den anderen Programmen bekannten Unterprogramm ergibt die Kennlinienpunkte der Schleppturbine als Funktion der Schnellaufzahl. Für jeden Blatteinstellwinkel können damit die Kennwerte und der Wirkungsgrad ausgedruckt werden.

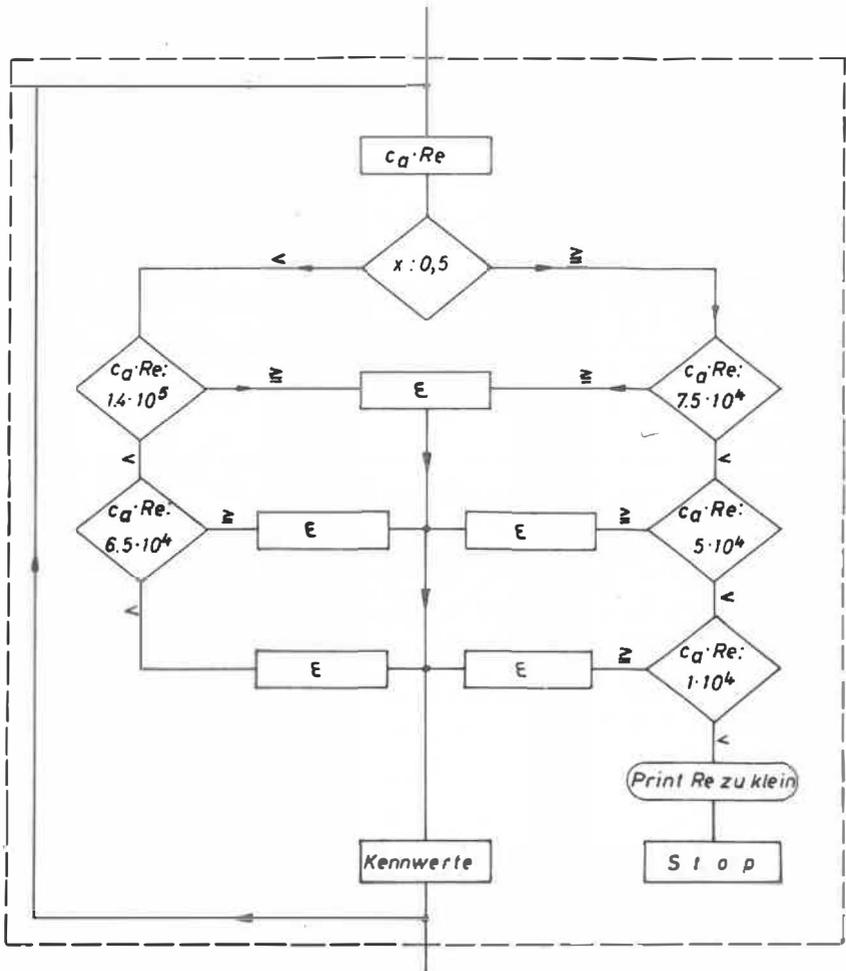
- 4.) Programm zur Berechnung des Absaugewiderstands bei einem mehrstufigen System.

Nach Eingabe der im Programm nicht veränderten Konstanten werden in zwei Schleifen nacheinander die Flügelstreckung und die Zuspitzung der untersuchten Fläche variiert. Mit diesen Daten können weitere Konstanten und in einigen Schleifen durch Änderung der Spannweitenkoordinate η die Ausdrücke Σ , $C(\eta_j)$ und $W(\eta_j)$ berechnet werden. Als wichtiger Parameter wird nun die Einteilung in zwei Absaugebereiche e_{10} in konstanten Schrittweiten verändert. Mit den programmierten Druck- und Absaugemengenverteilungen lassen sich die Mengenbeiwerte für beide Rohrleitungssysteme und die Geschwindigkeiten in den Leitungen bestimmen. Für beide Leitungen getrennt kann über ein optimierendes Unterprogramm der Druckrückgewinn durch weitere Zweiteilung der Kammern berechnet werden. Weiter lassen sich die Druckverlustziffern in den Leitungen über Iterationsprogramme

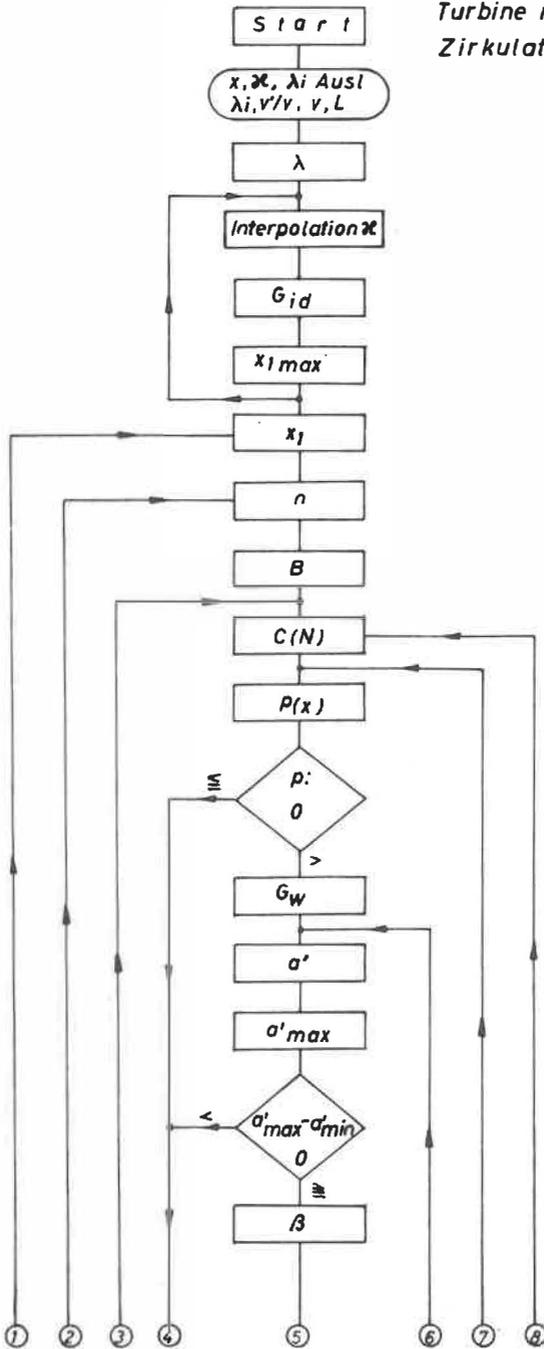
ermitteln. In einer Schleife wird das Nabenverhältnis eines Gebläses geändert. Als erster Schätzwert werden Gleitzahlen für die Gebläsebeschaufelung angenommen. Damit liegen die Gebläsedaten nach der angegebenen Rechnung fest. Der Druckverlust der Absaugefläche hängt davon ab, ob Diffusoren oder Düsen vor und hinter den Gebläsen eingeschaltet werden. Spielt man die vier Kombinationsmöglichkeiten durch und läßt in einem Entscheidungsprogramm die richtige Lösung heraussuchen, so erhält man das Druckverhältnis des Gebläses und die Gebläsedaten. In einem Korrekturprogramm wird der Einfluß der Reynoldszahl auf die Gleitzahlen der Beschaufelung berücksichtigt und eine Iteration durchgeführt. Liegen die endgültigen Daten für das erste Gebläse fest, so werden bei jeweils geändertem Nabenverhältnis des zweiten Gebläses die Daten für das zweite Leitungssystem durch die gleiche Rechnung ermittelt. Damit kann der Absaugewiderstand des Gesamtsystems bestimmt und als Funktion sämtlicher veränderter Parameter ausgedruckt werden.

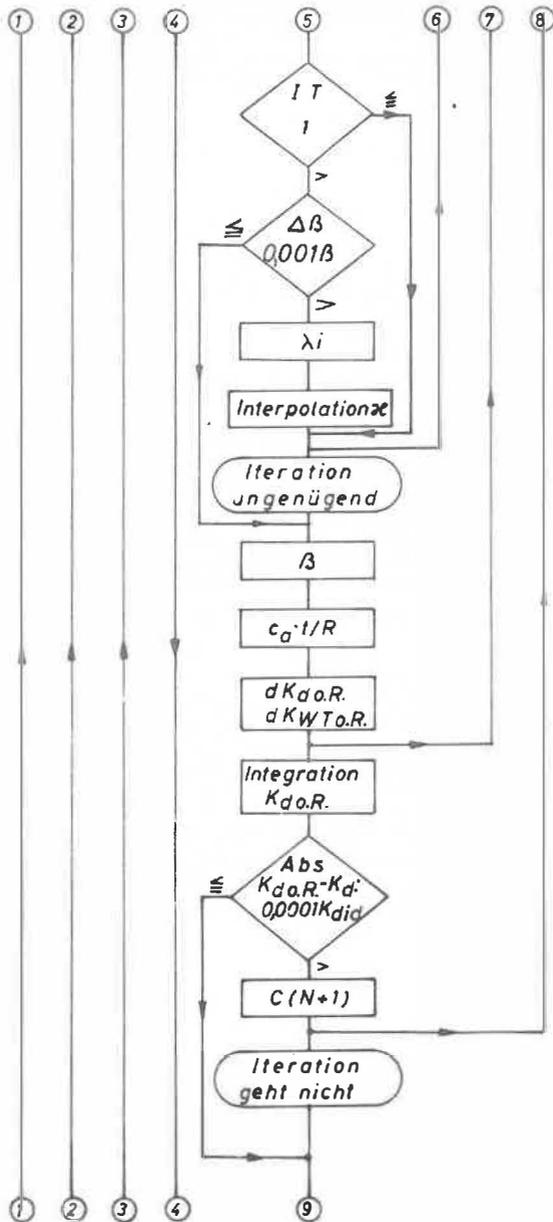


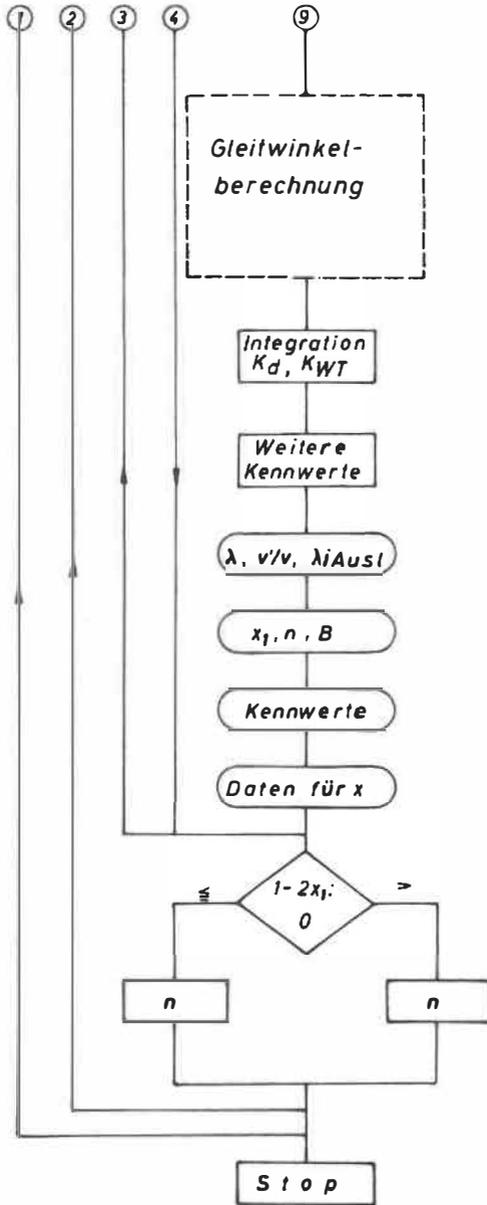
Gleitwinkelberechnung

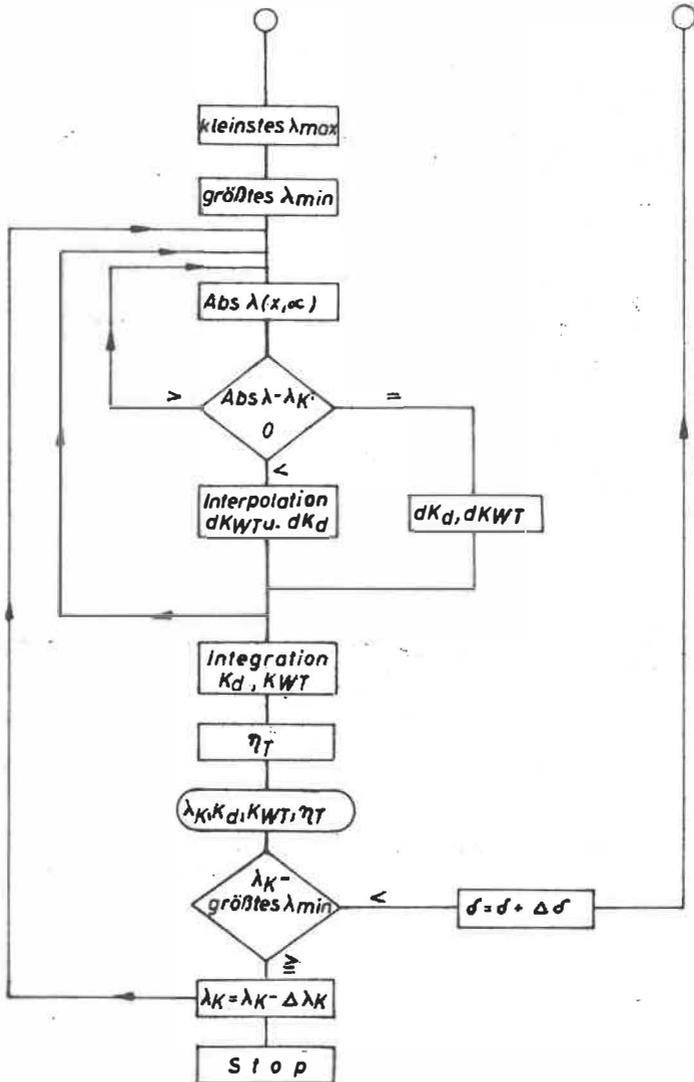


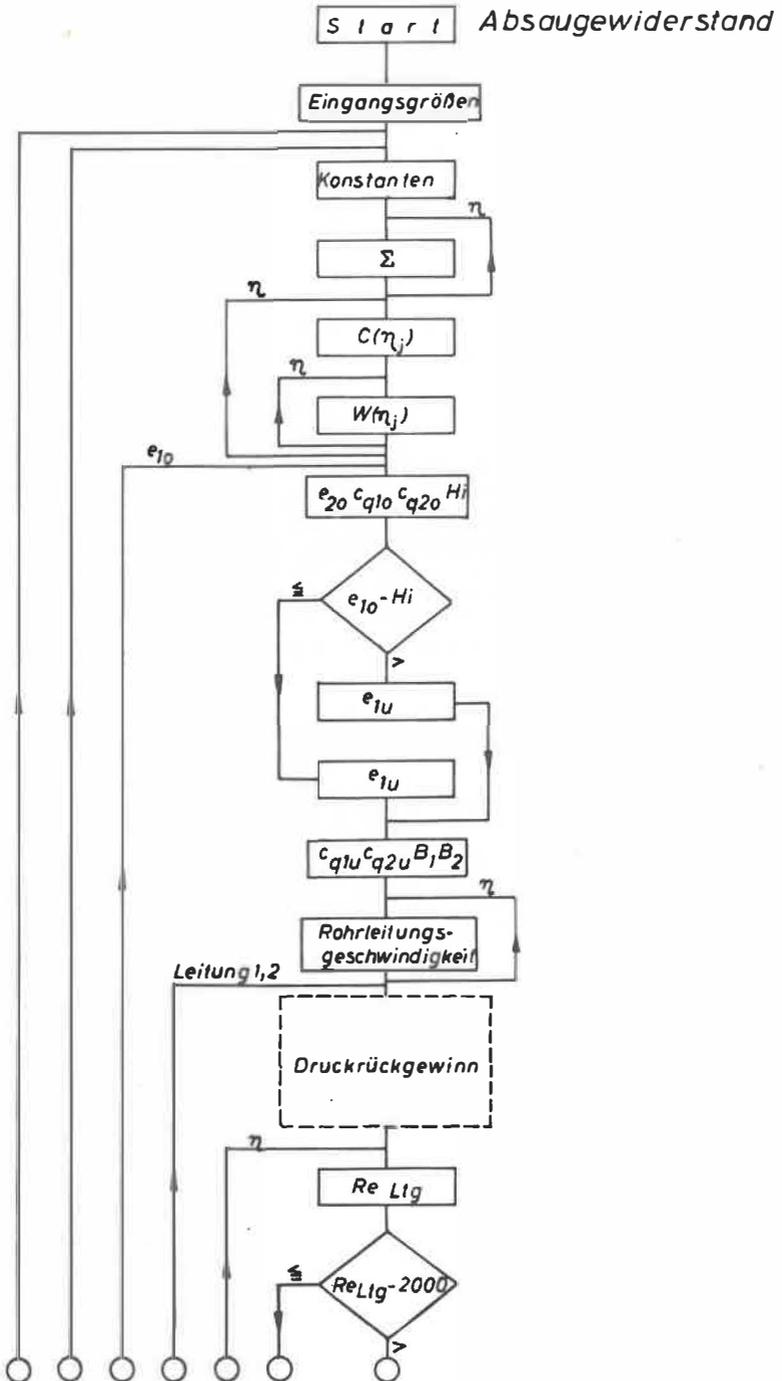
Turbine mit geänderter
Zirkulationsverteilung

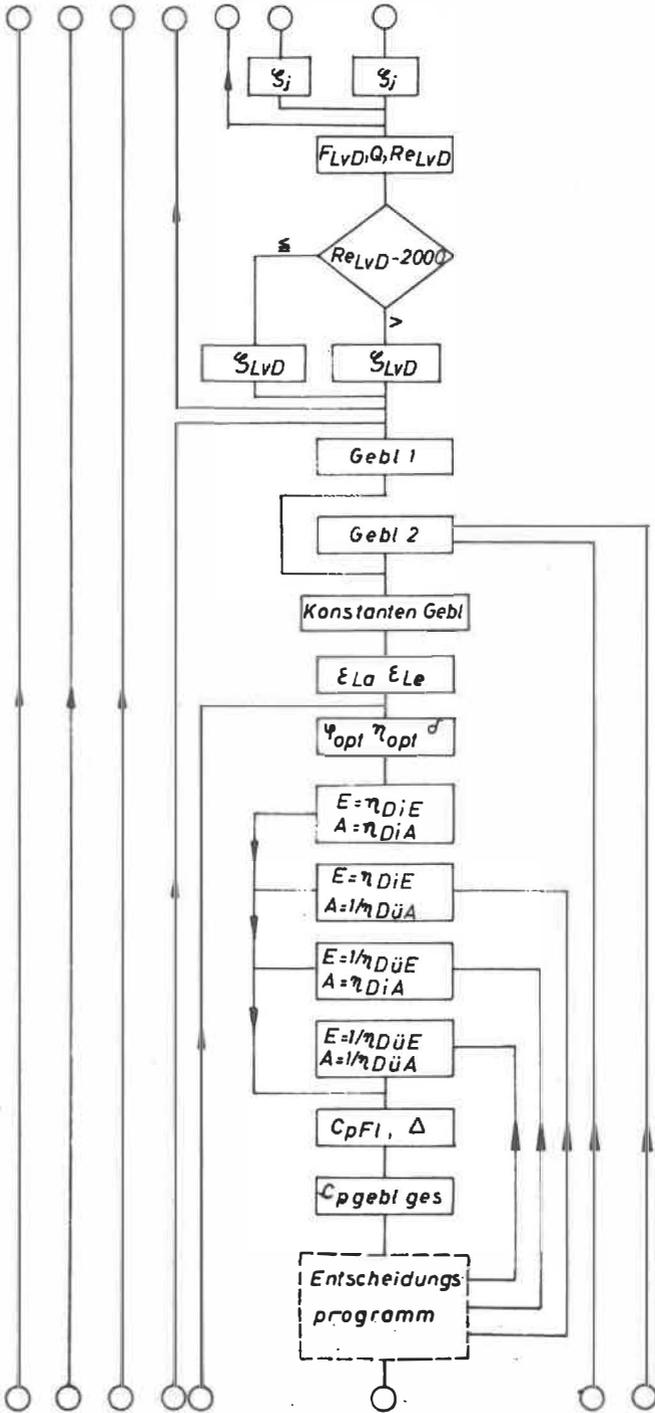


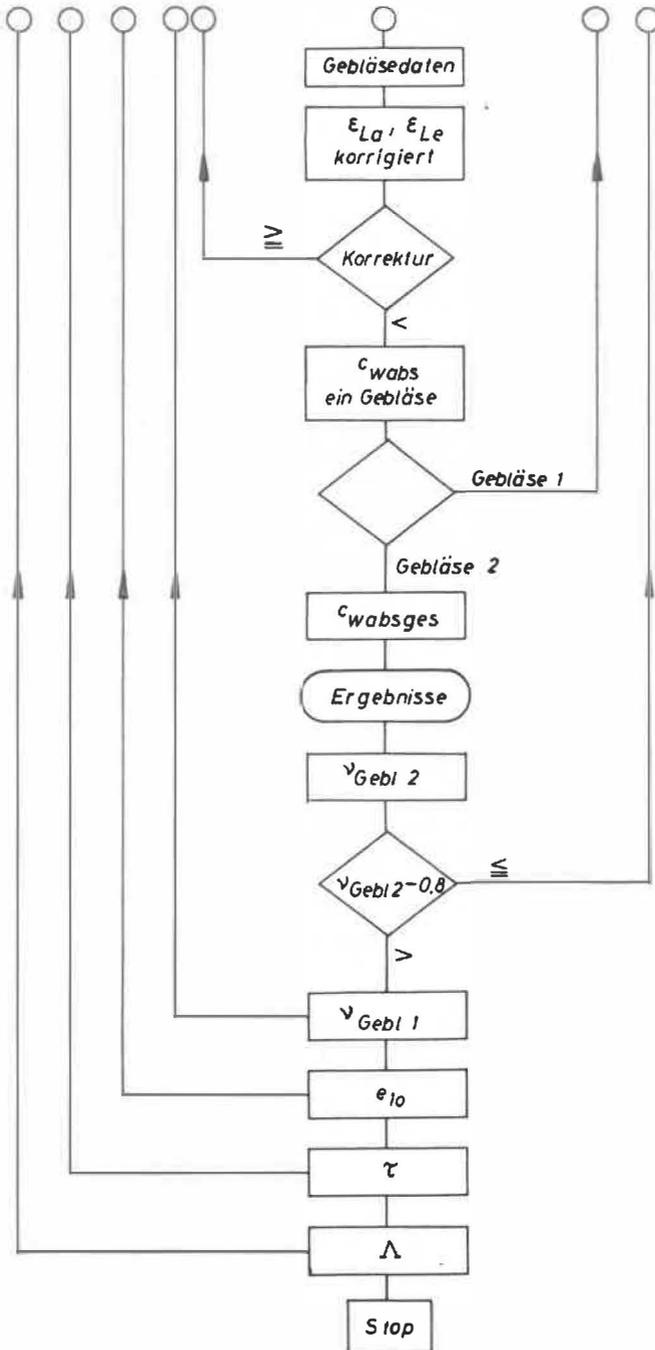




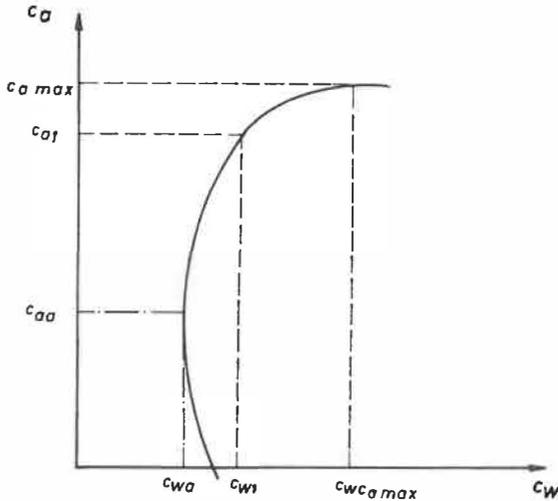








Darstellung der Widerstandspolaren.



Ansatz: Für unteres Stück Parabel mit senkrechter Tangente bei c_{aa} .

Für oberes Stück Parabel mit horizontaler Tangente bei c_{amax} .

Damit gilt für den Gleitwinkel $\varepsilon = \frac{c_w}{c_a}$:

$$c_a \leq c_{al}: \quad \varepsilon = \frac{c_{wa}}{c_a} \left\{ 1 + (A_1 - 1) \left(\frac{c_a - c_{aa}}{c_{al} - c_{aa}} \right)^2 \right\}$$

$$c_{al} < c_a \leq c_{amax}: \quad \varepsilon = \frac{A_1}{A_2} \frac{c_{wa}}{c_a} \left(1 - (1 - A_2) \sqrt{\frac{c_{amax} - c_a}{c_{amax} - c_{al}}} \right)$$

$$A_1 = \frac{c_{wl}}{c_{wa}}$$

$$A_2 = \frac{c_{wl}}{c_{wc\max}}$$

Einfluß der Reynoldszahl:

Annahme, daß das Verhältnis der Widerstandsbeiwerte bei verschiedenen Reynoldszahlen wie bei der turbulenten ebenen Platte ist:

$$\frac{c_w}{c_{wo}} = \left(\frac{Re_o}{Re}\right)^{0.139}$$

Damit ist $\epsilon = f(c_a, Re)$ aus folgenden Gleichungen gegeben:

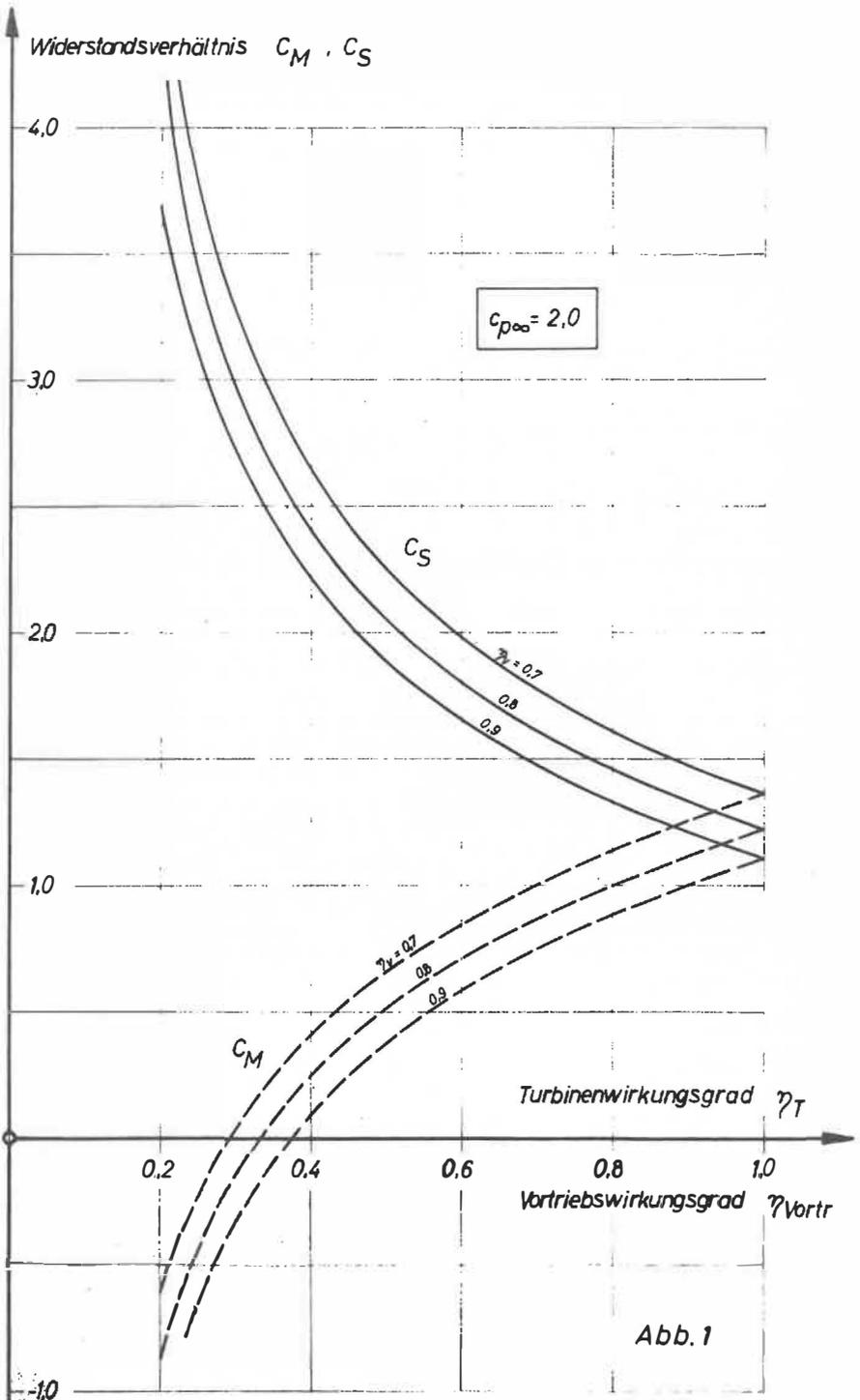
$$c_a \leq c_{al}: \quad \epsilon = \frac{c_{wao}}{c_a} \left\{ 1 + (A_1 - 1) \left(\frac{c_a - c_{aa}}{c_{al} - c_{aa}} \right)^2 \right\} \left(\frac{Re_o}{Re} \right)^{0.139}$$

$$c_{al} < c_a \leq c_{amax}: \quad \epsilon = \frac{A_1 c_{wao}}{A_2 c_a} \left\{ 1 - (1 - A_2) \sqrt{\frac{c_{amax} - c_a}{c_{amax} - c_{al}}} \right\} \left(\frac{Re_o}{Re} \right)^{0.139}$$

Für $Re < Re_{krit}$ wird mit abgerissener Strömung gerechnet.

Für $c_{wao} = 0.035$ ist der Verlauf der optimalen Gleitzahl als Funktion der Reynoldszahl in Abb.11 eingetragen.

Abbildungen



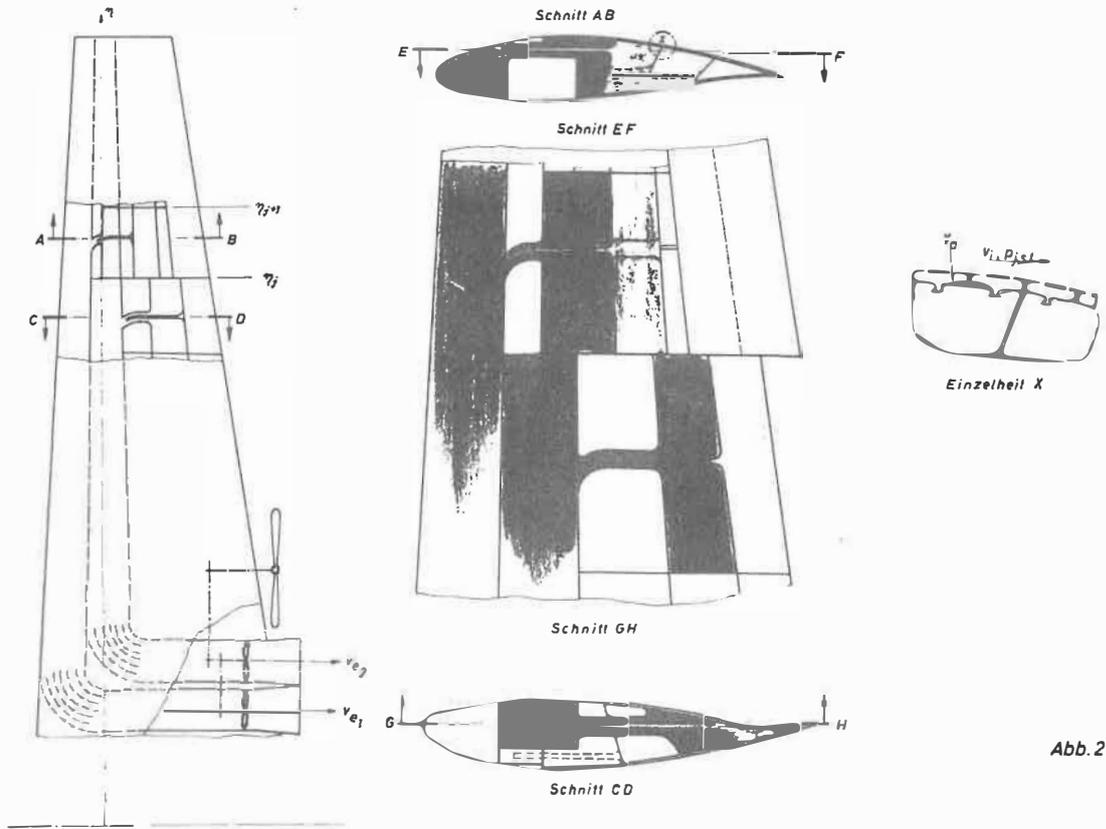


Abb. 2

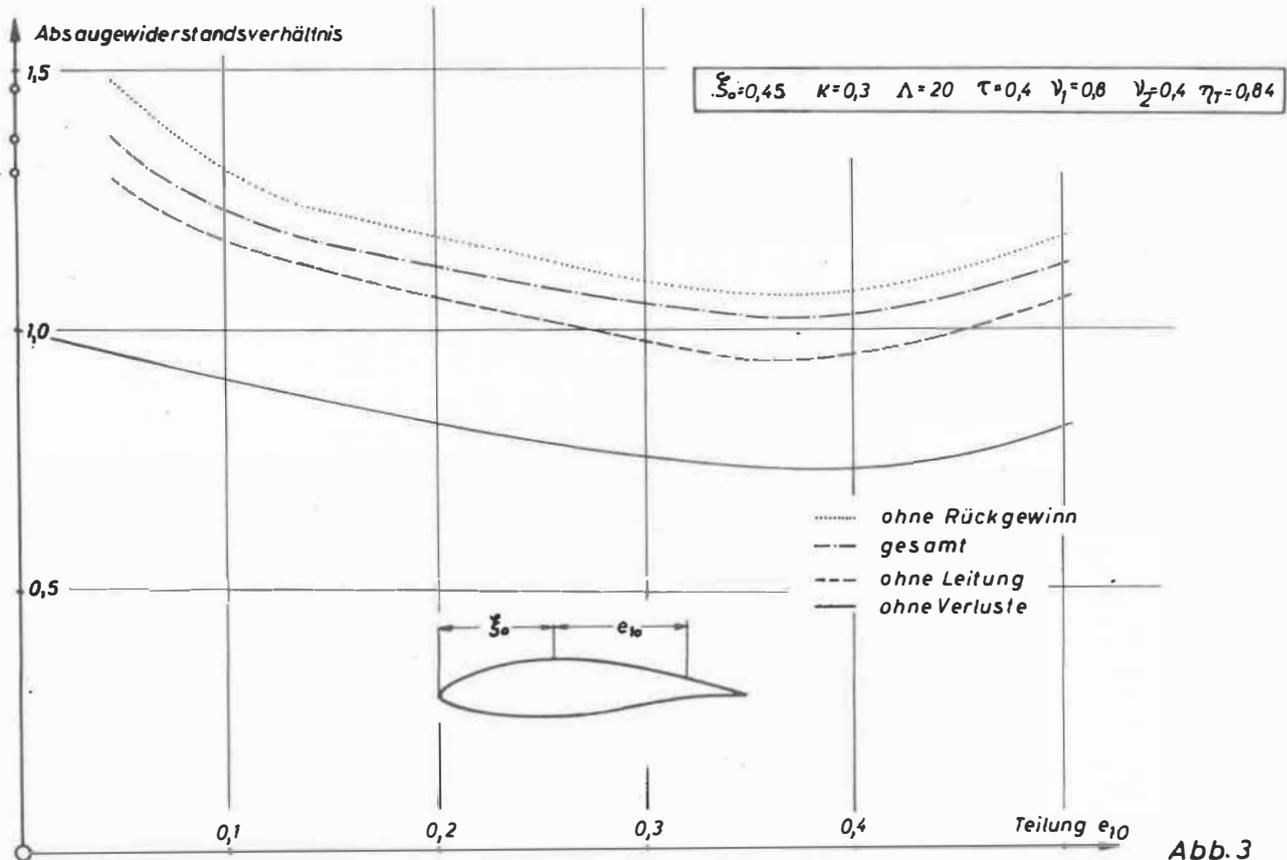


Abb. 3

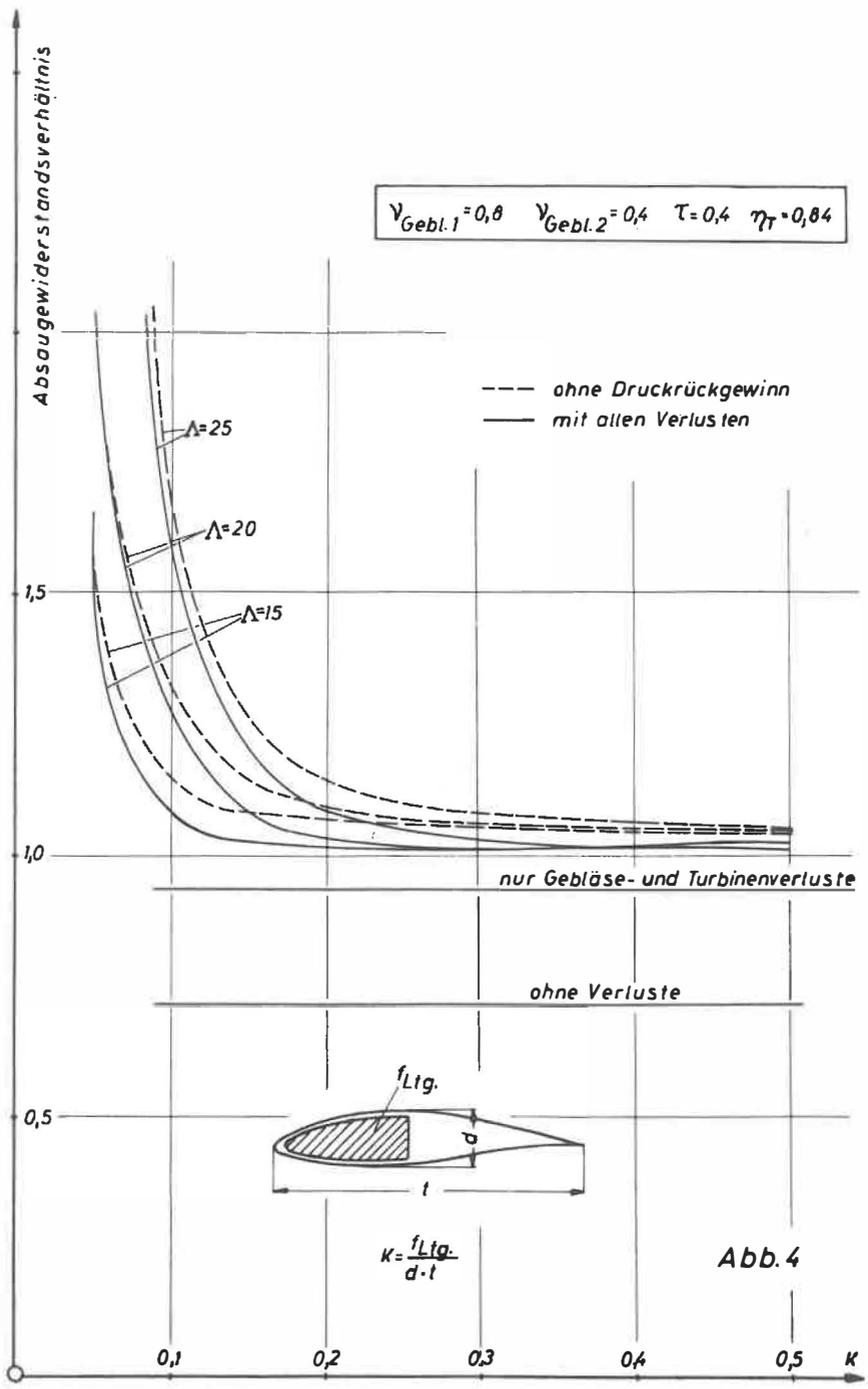
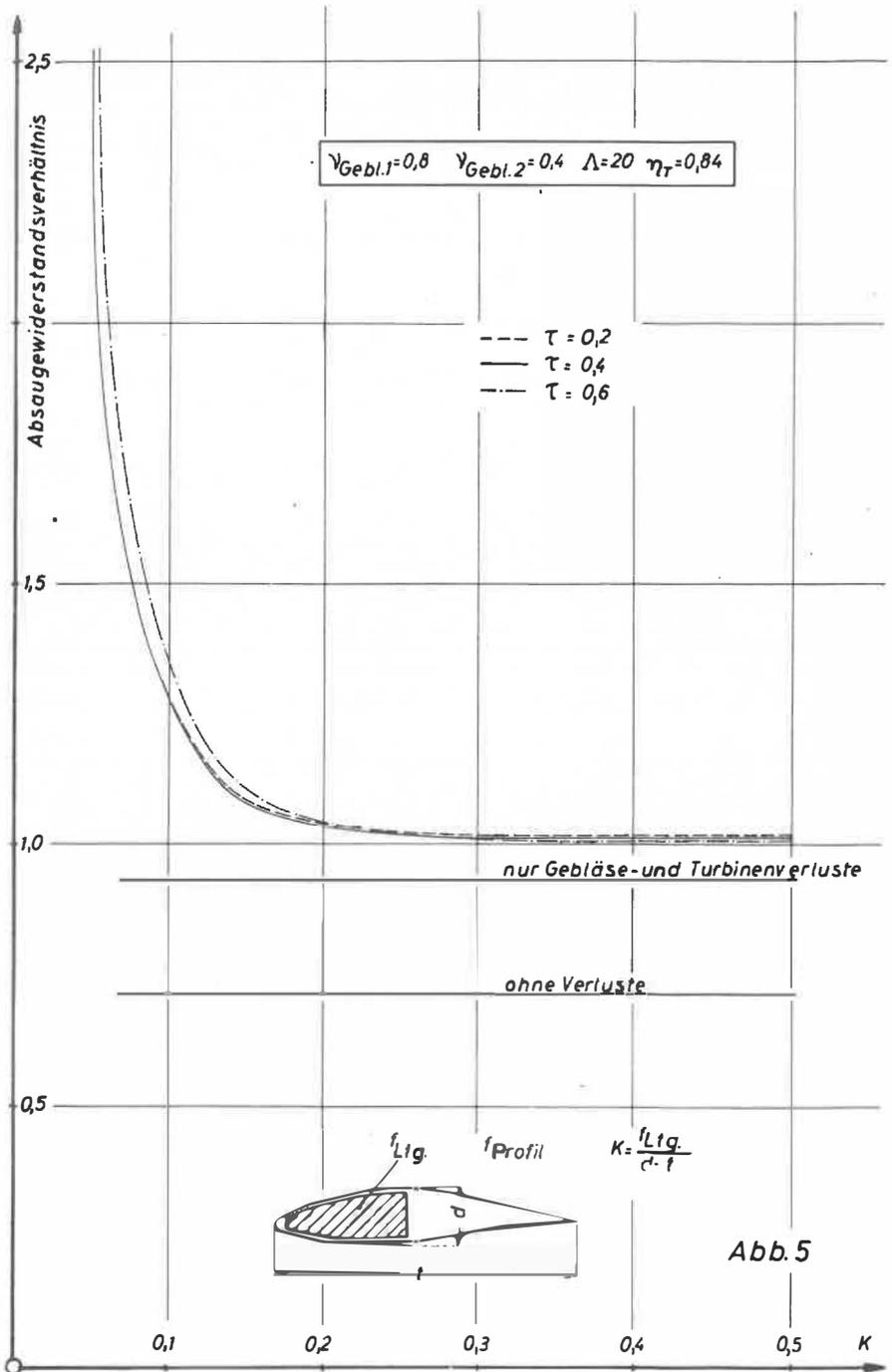


Abb. 4



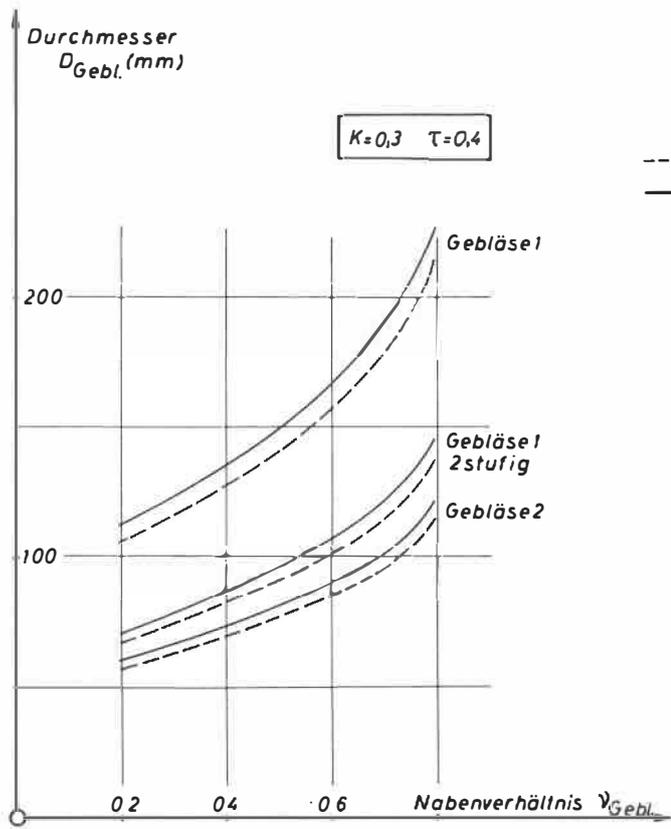


Abb.6

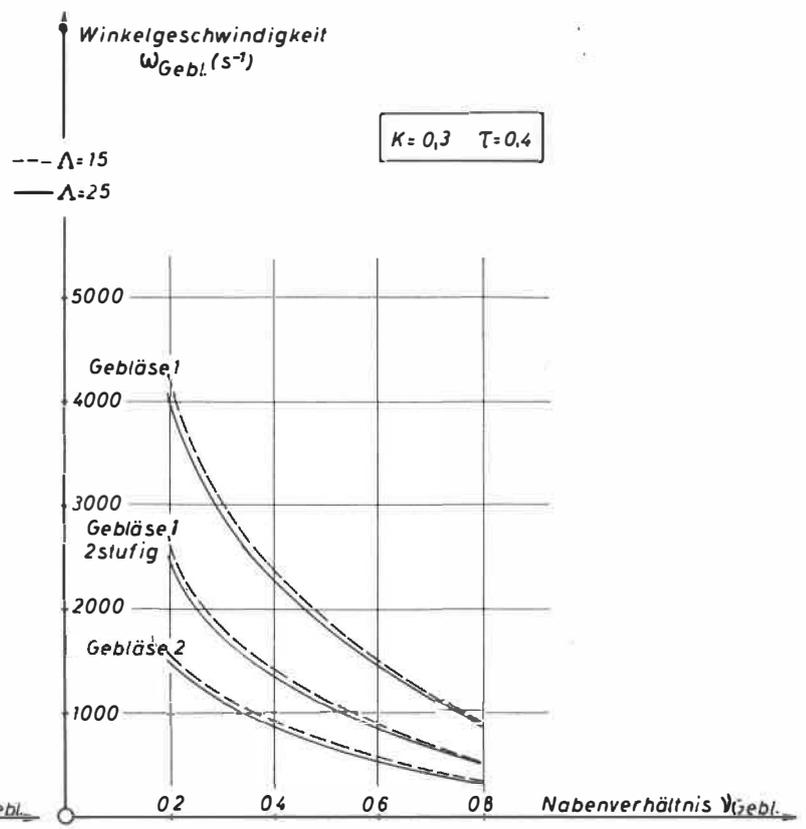


Abb.7

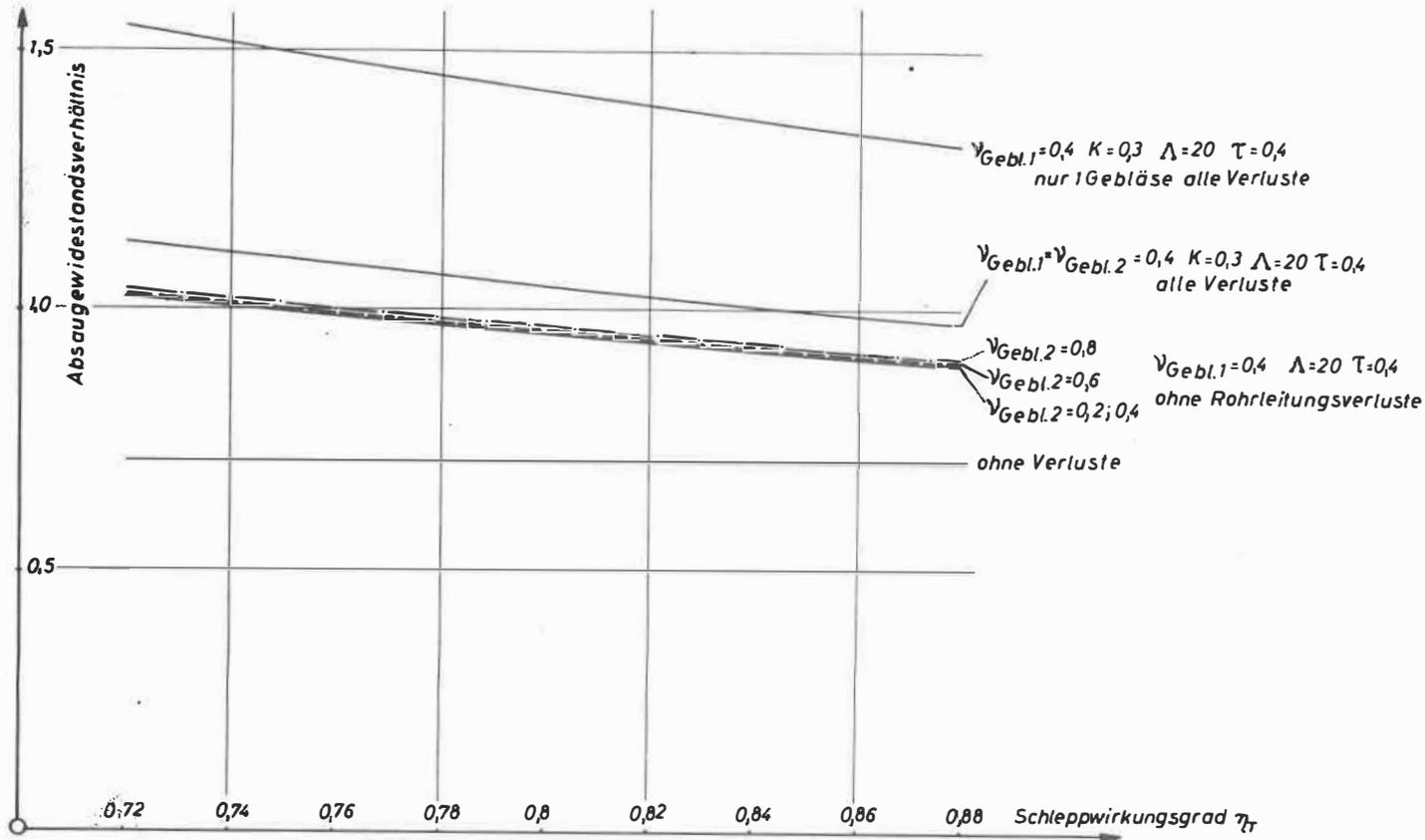


Abb. 6

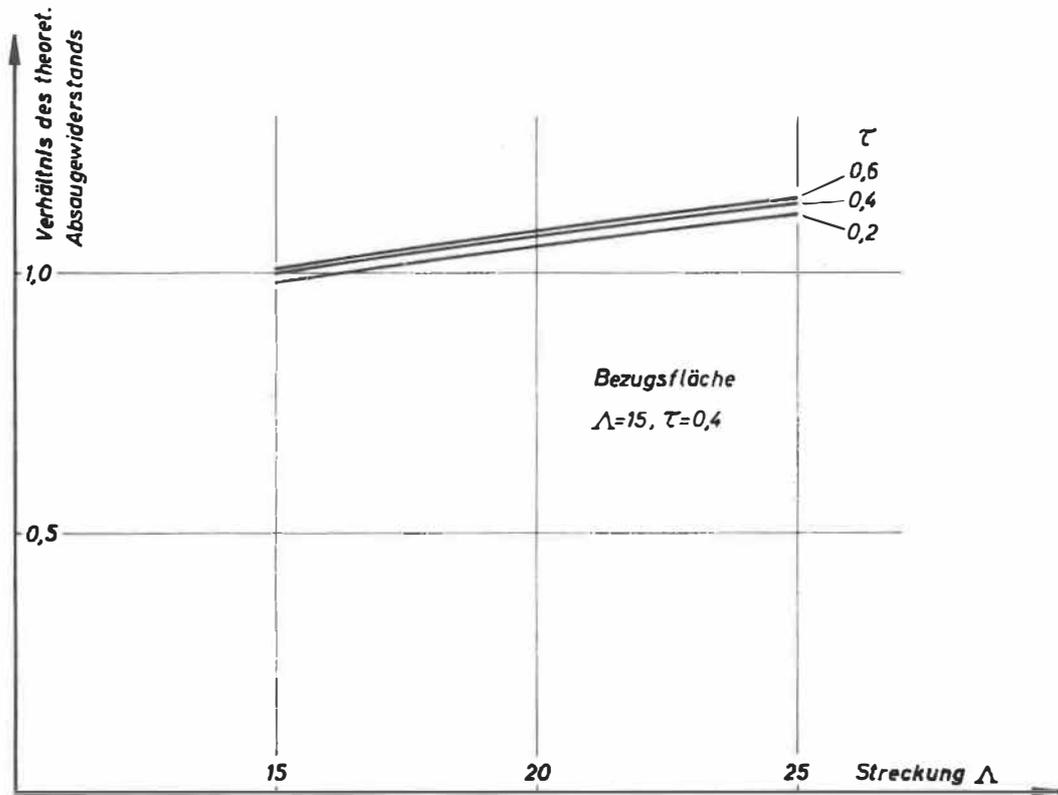


Abb.9

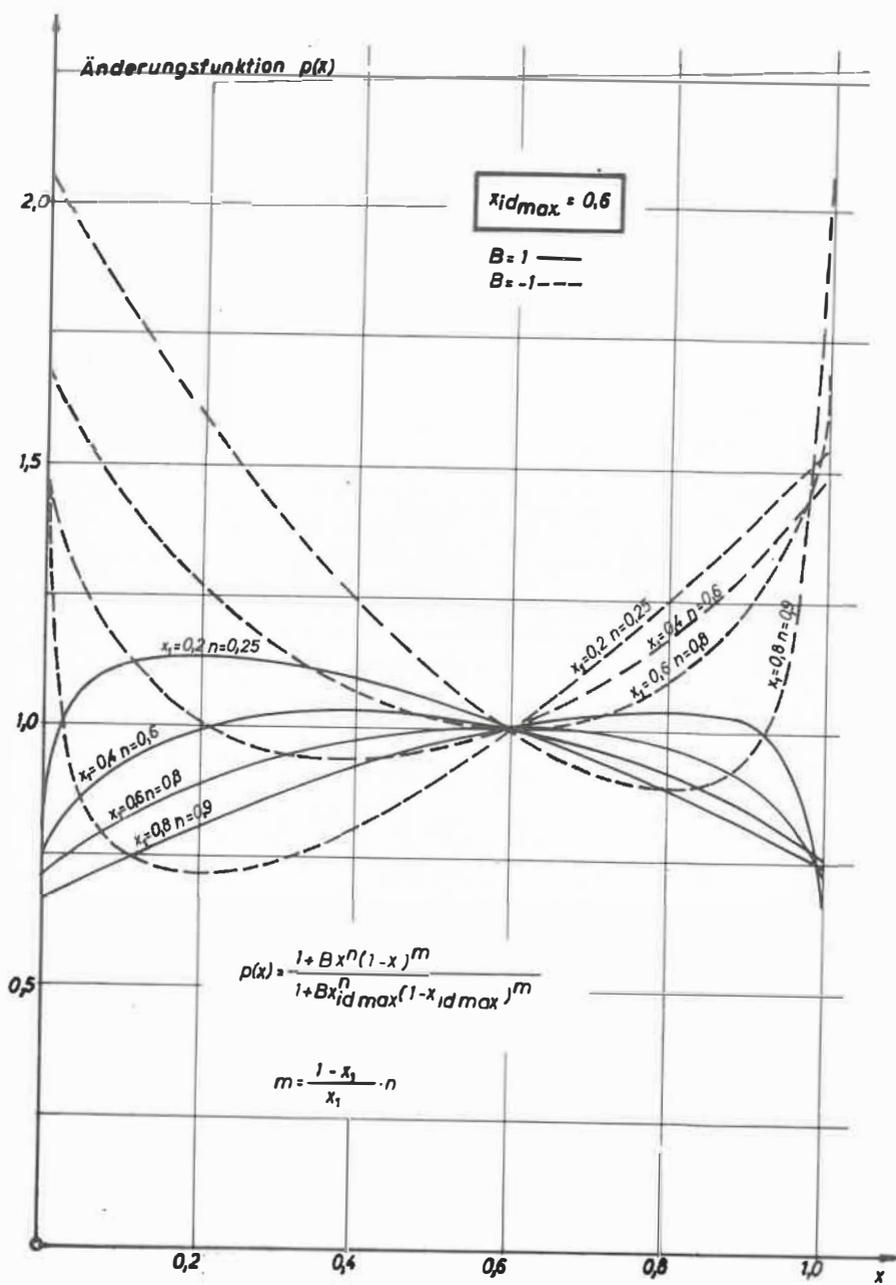


Abb.10

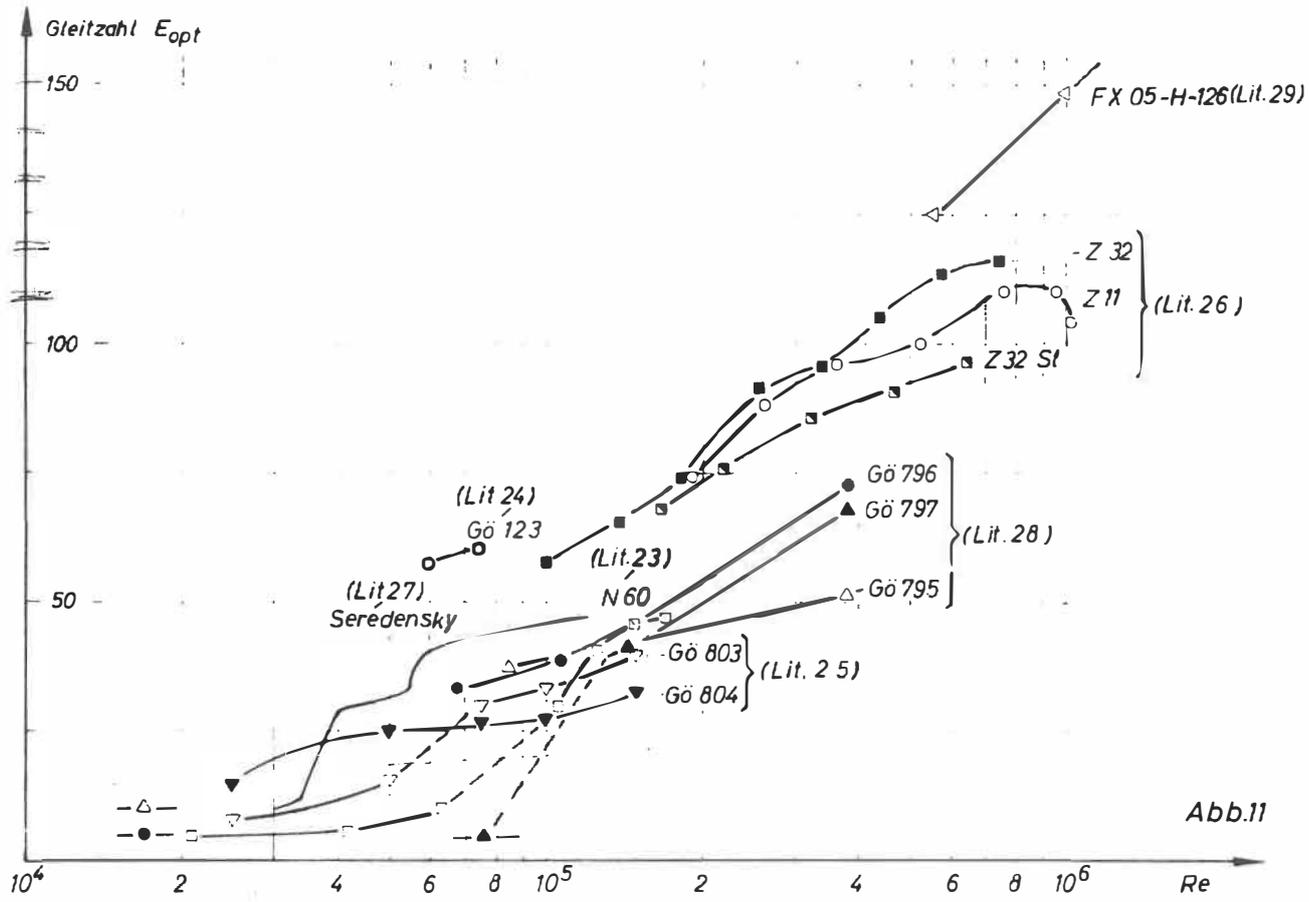


Abb.11

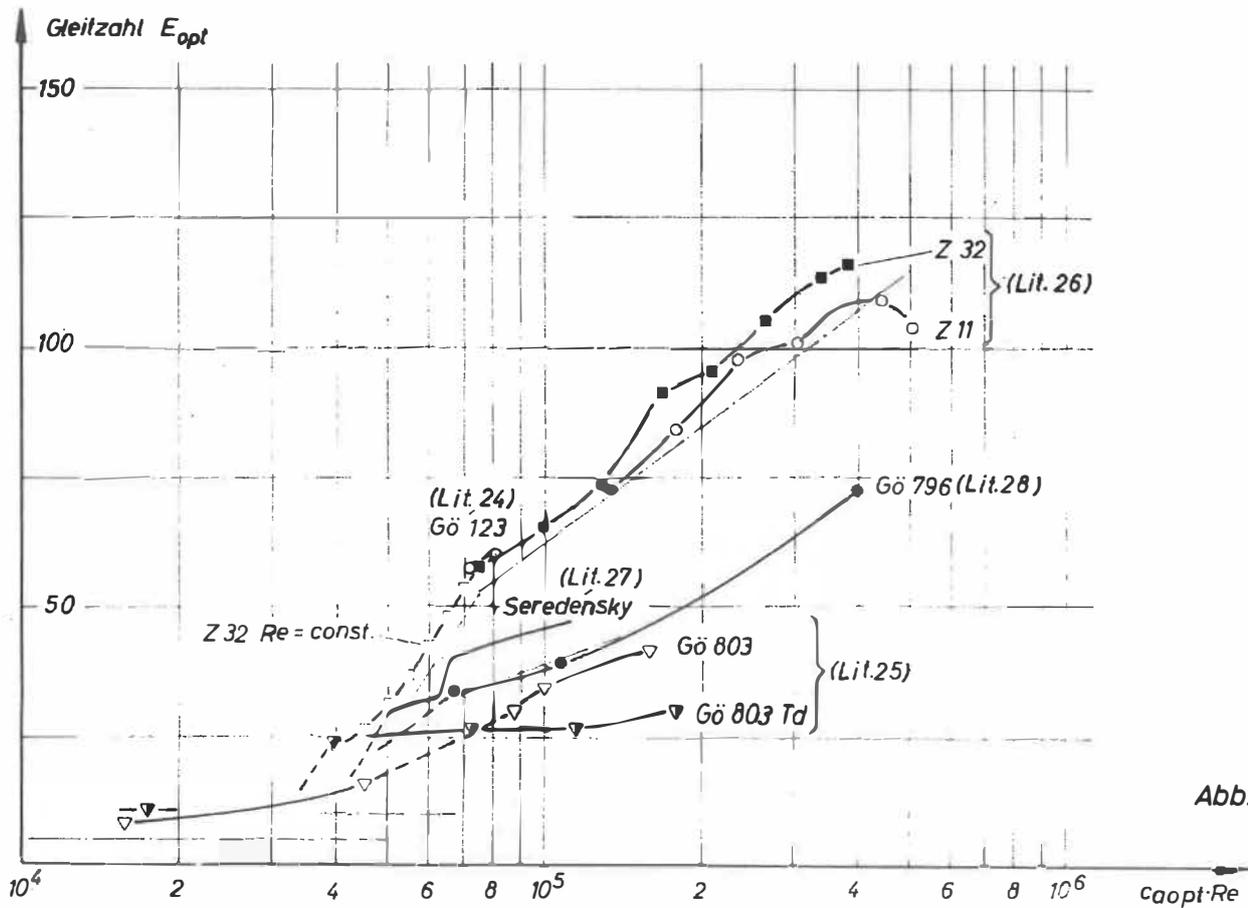


Abb.12

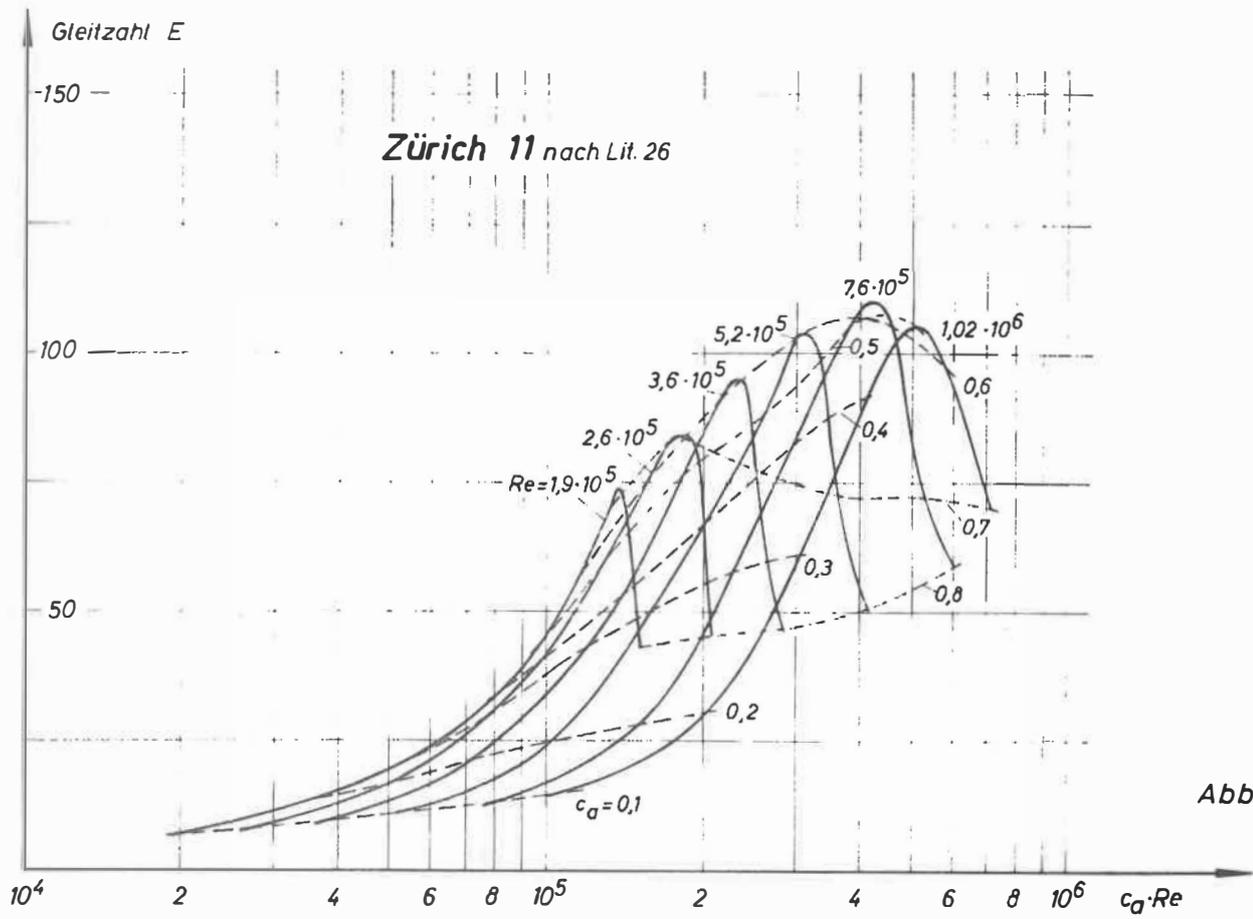


Abb.13

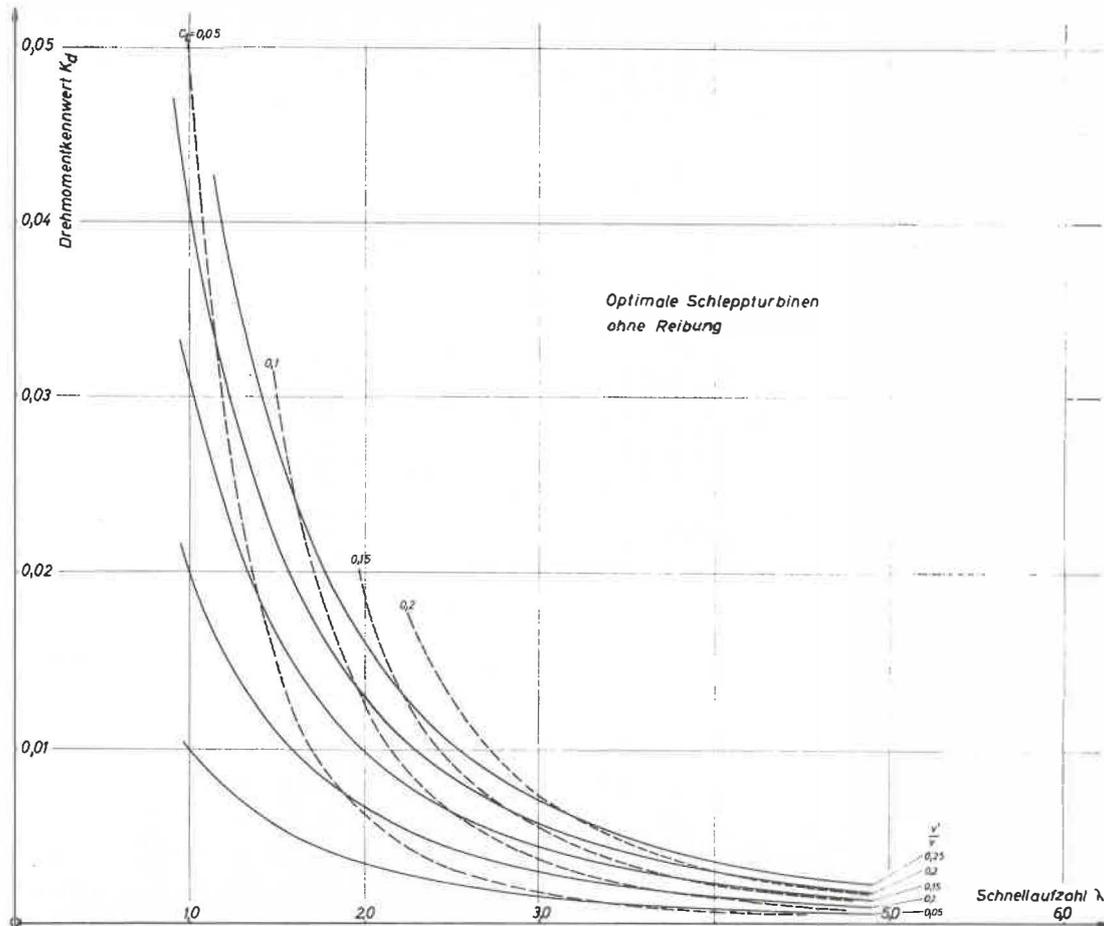


Abb.14

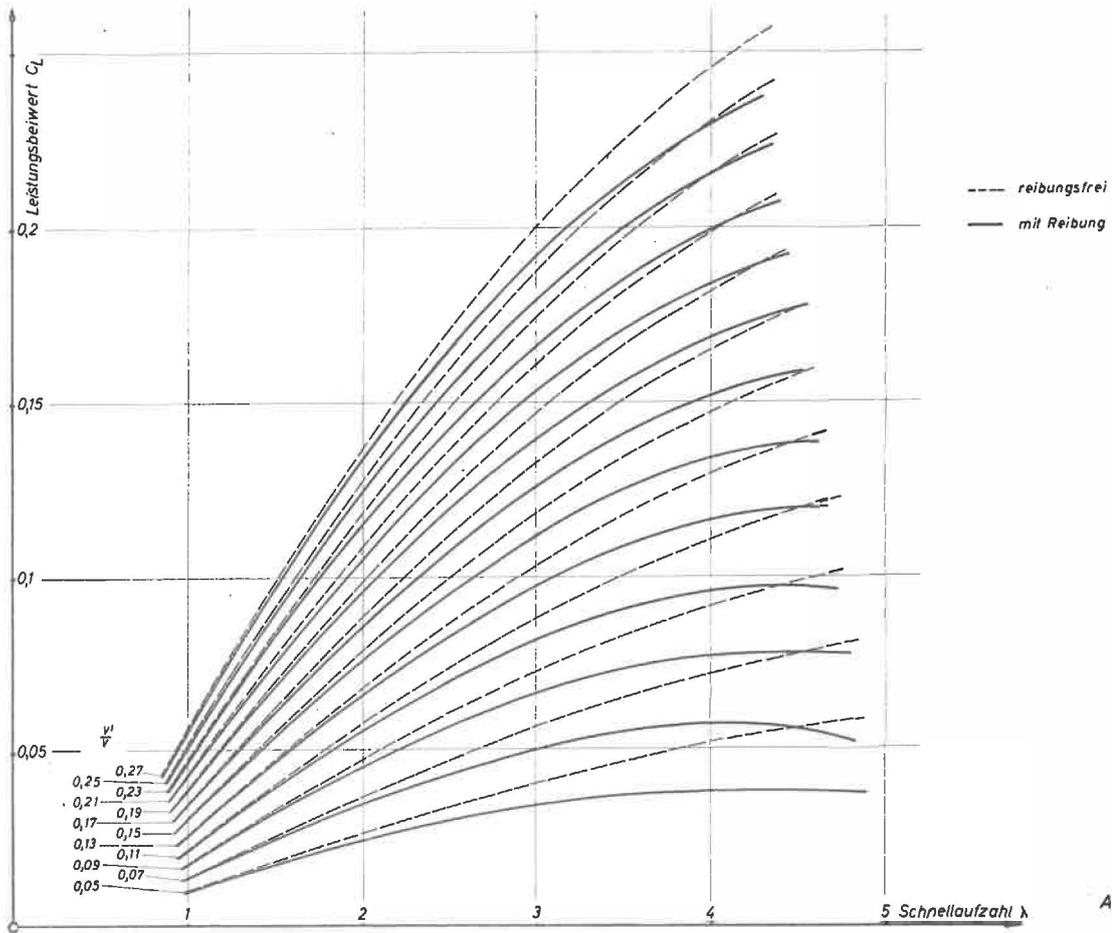


Abb.15

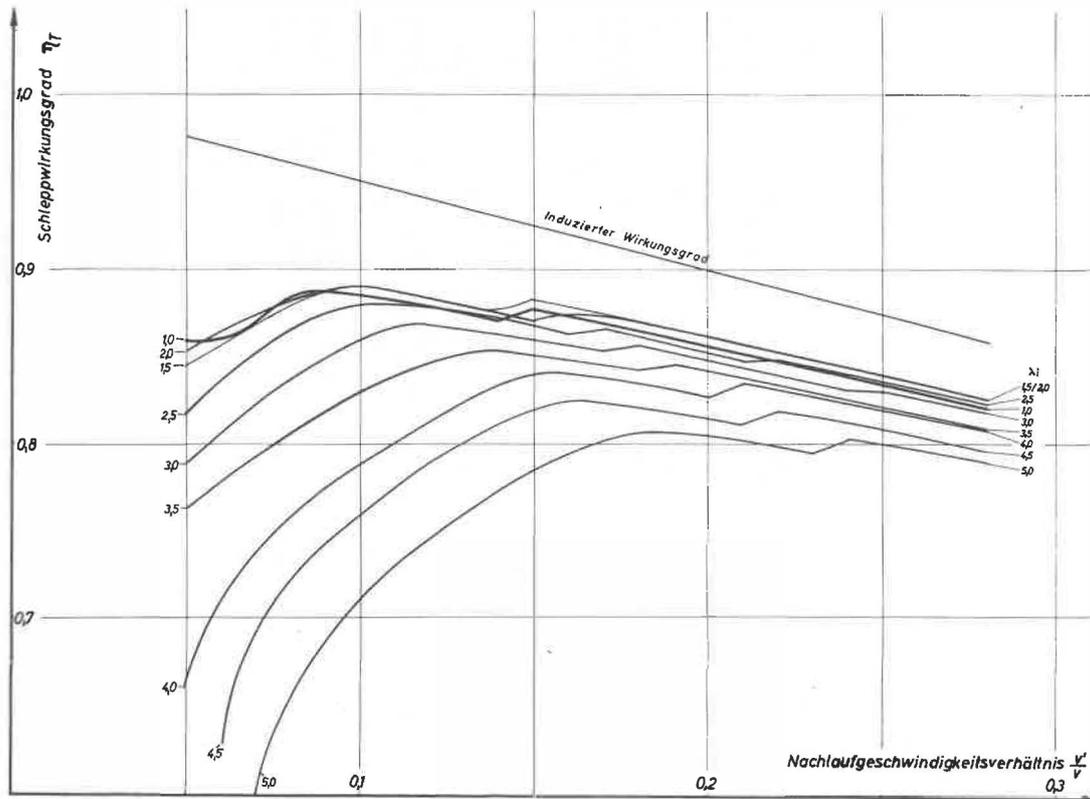


Abb.16

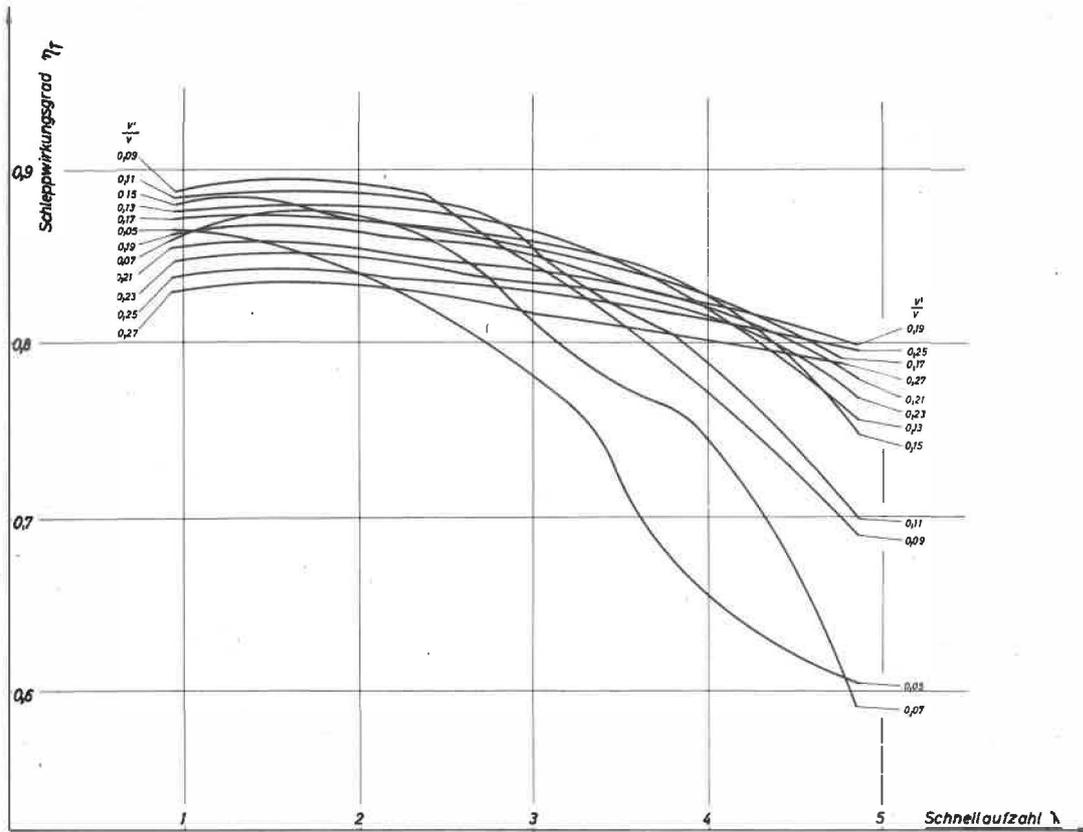


Abb.17

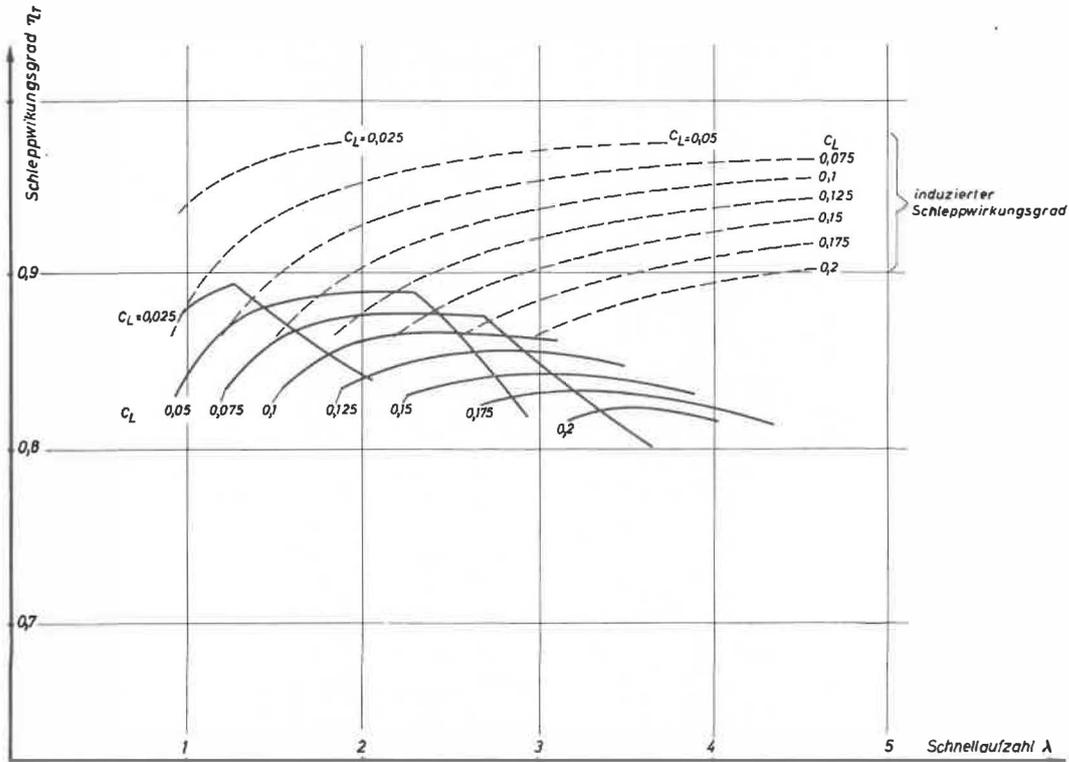


Abb. 18

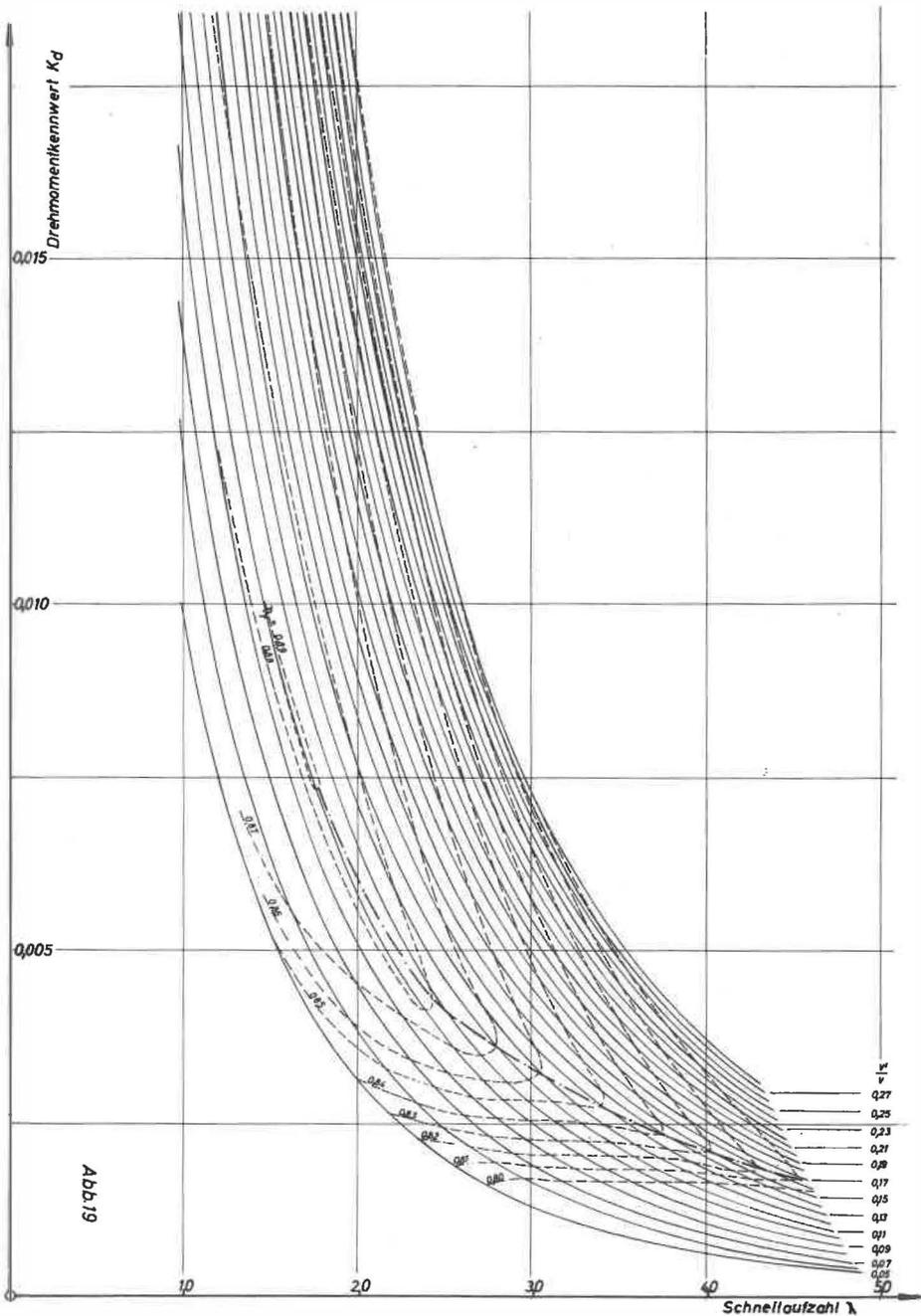


Abb.19

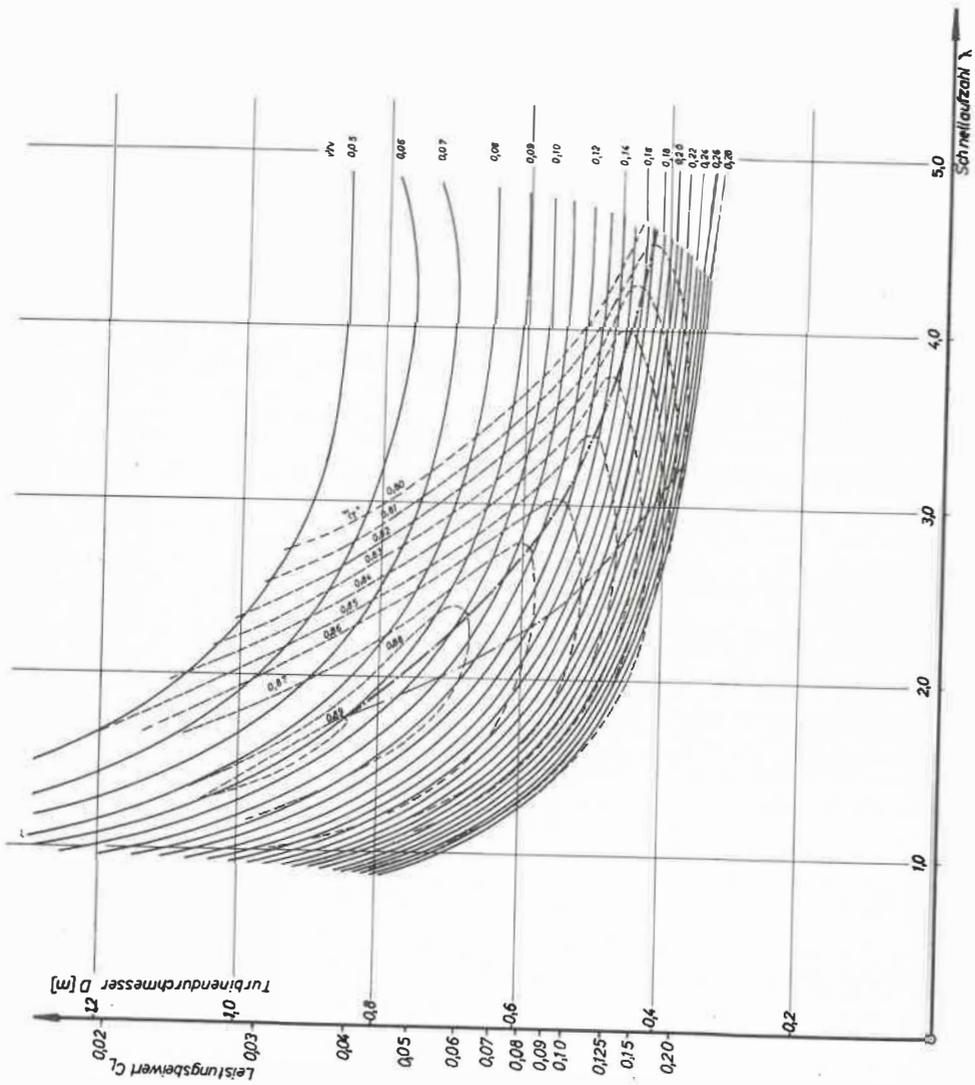


Abb. 20

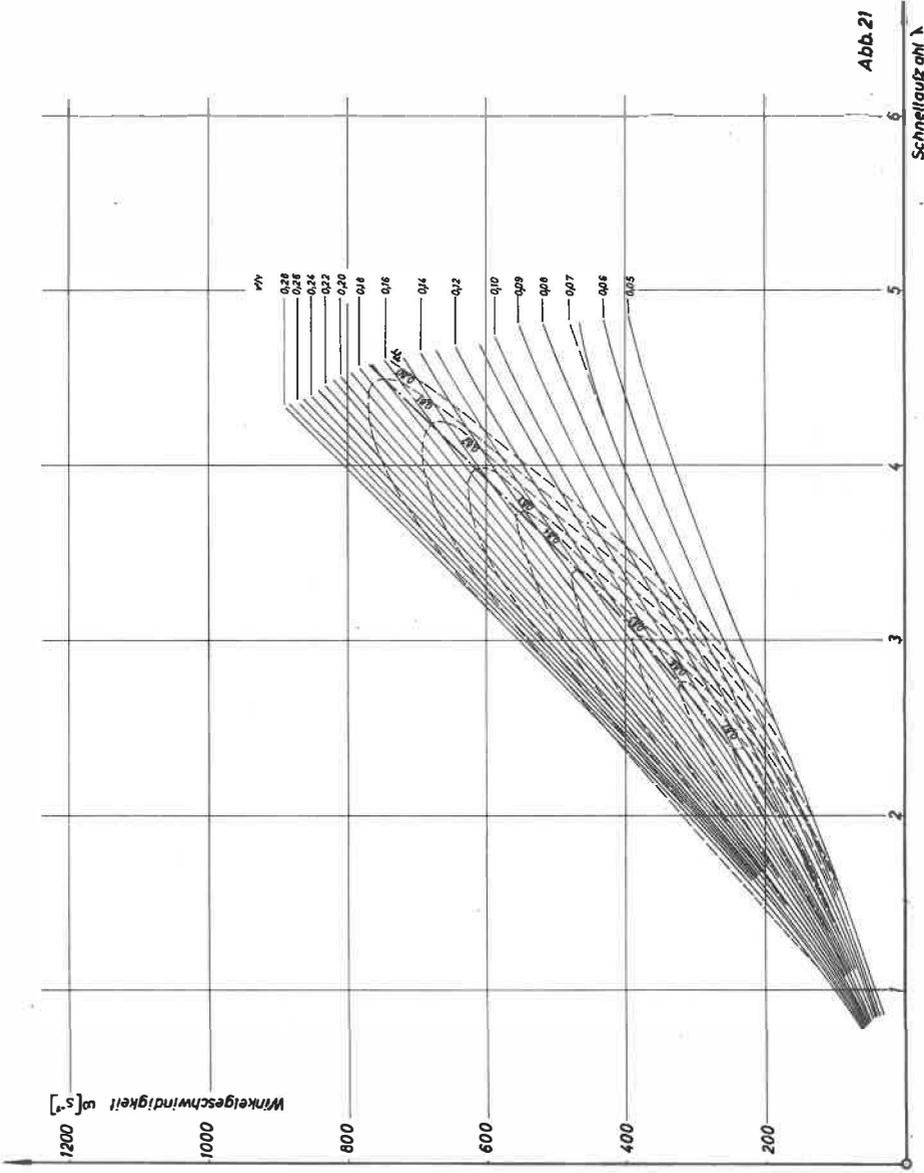


Abb. 21

Schnelllauf n

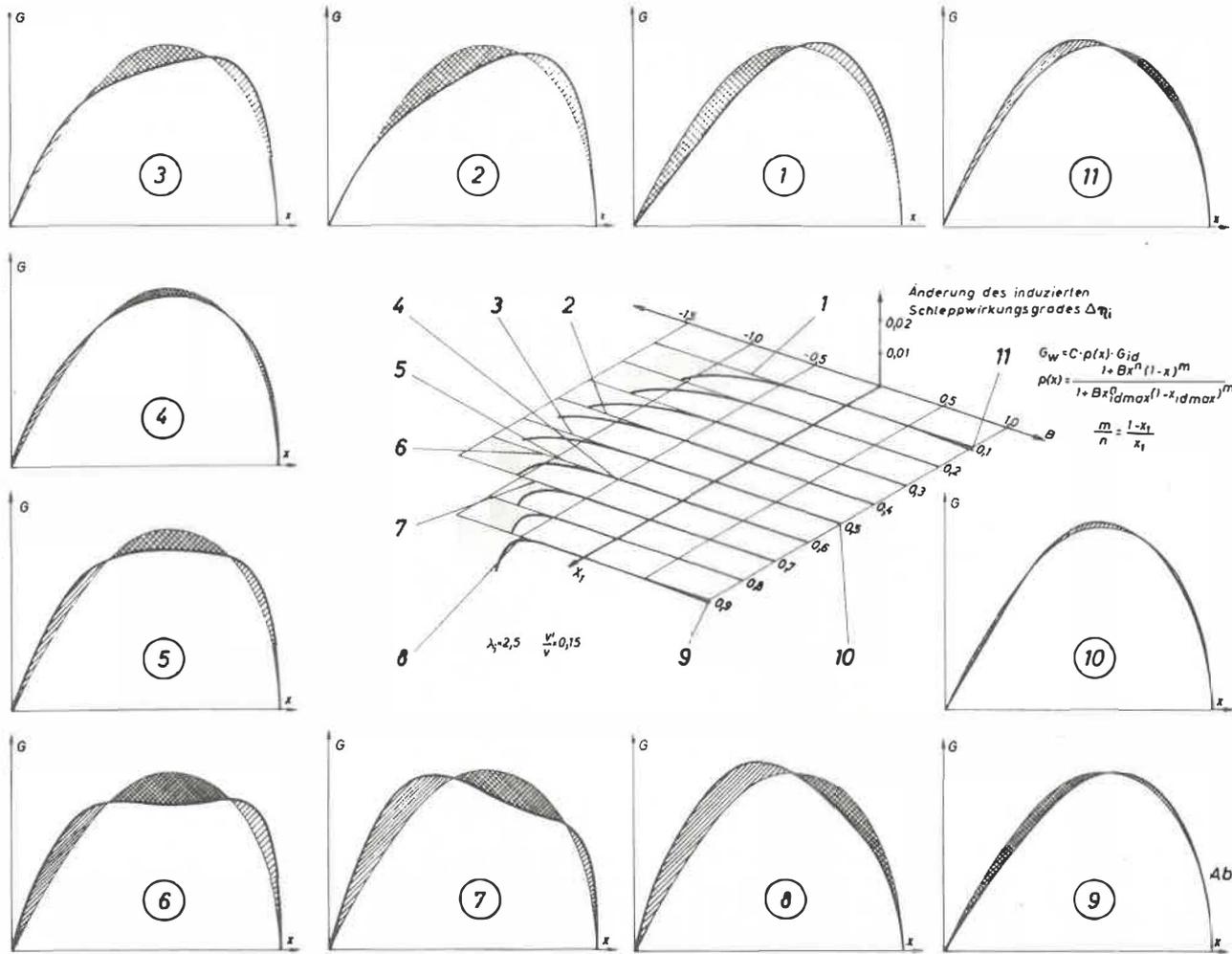


Abb.22

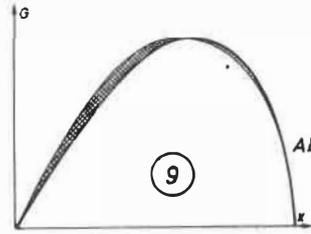
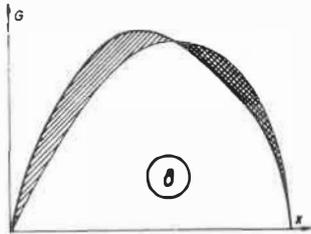
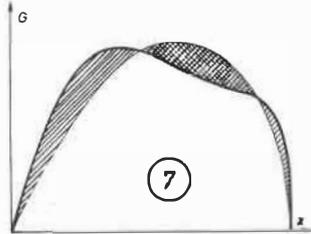
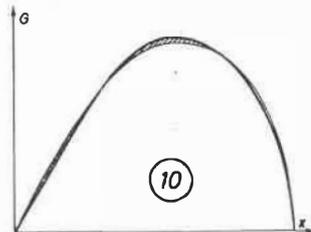
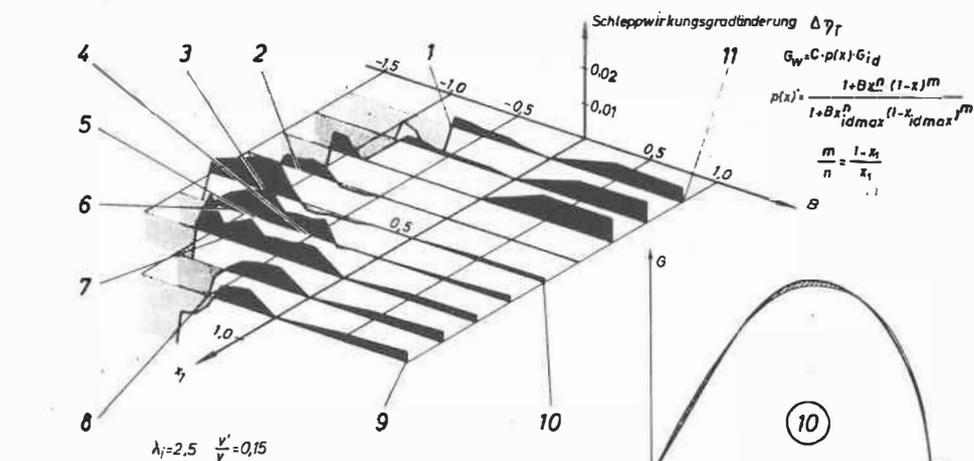
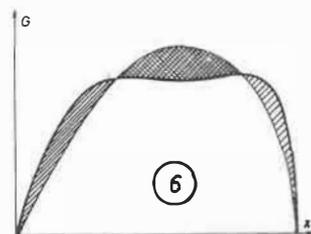
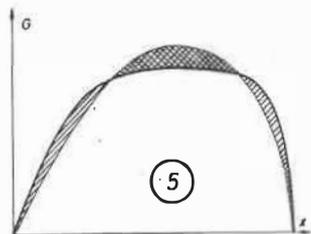
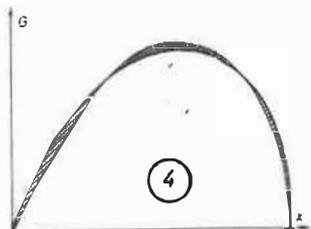
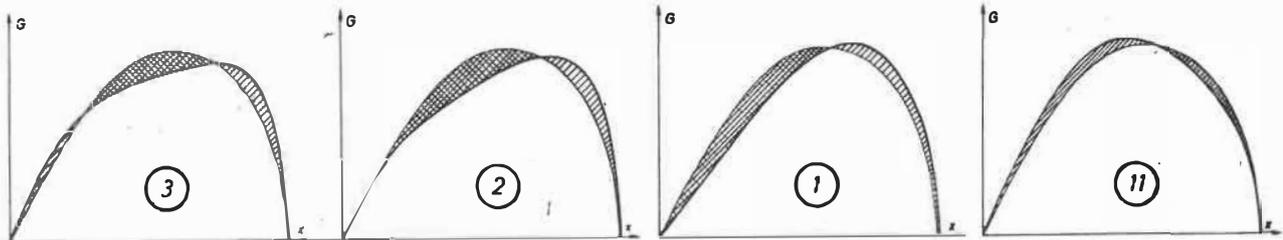


Abb. 23

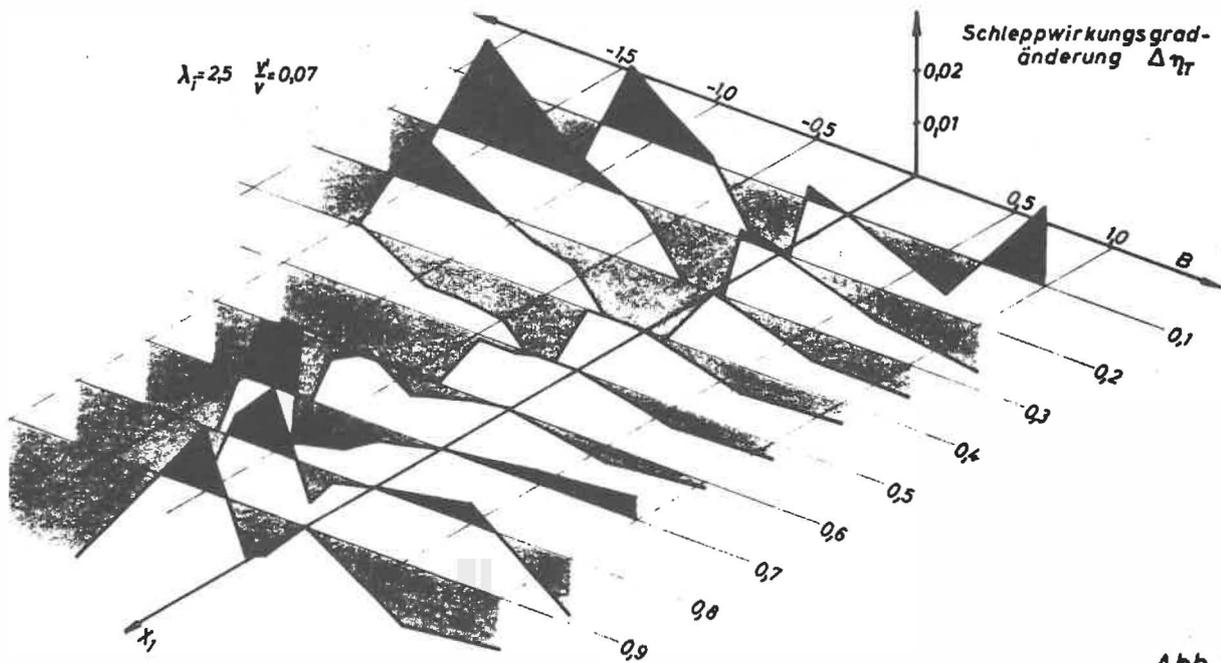


Abb. 25

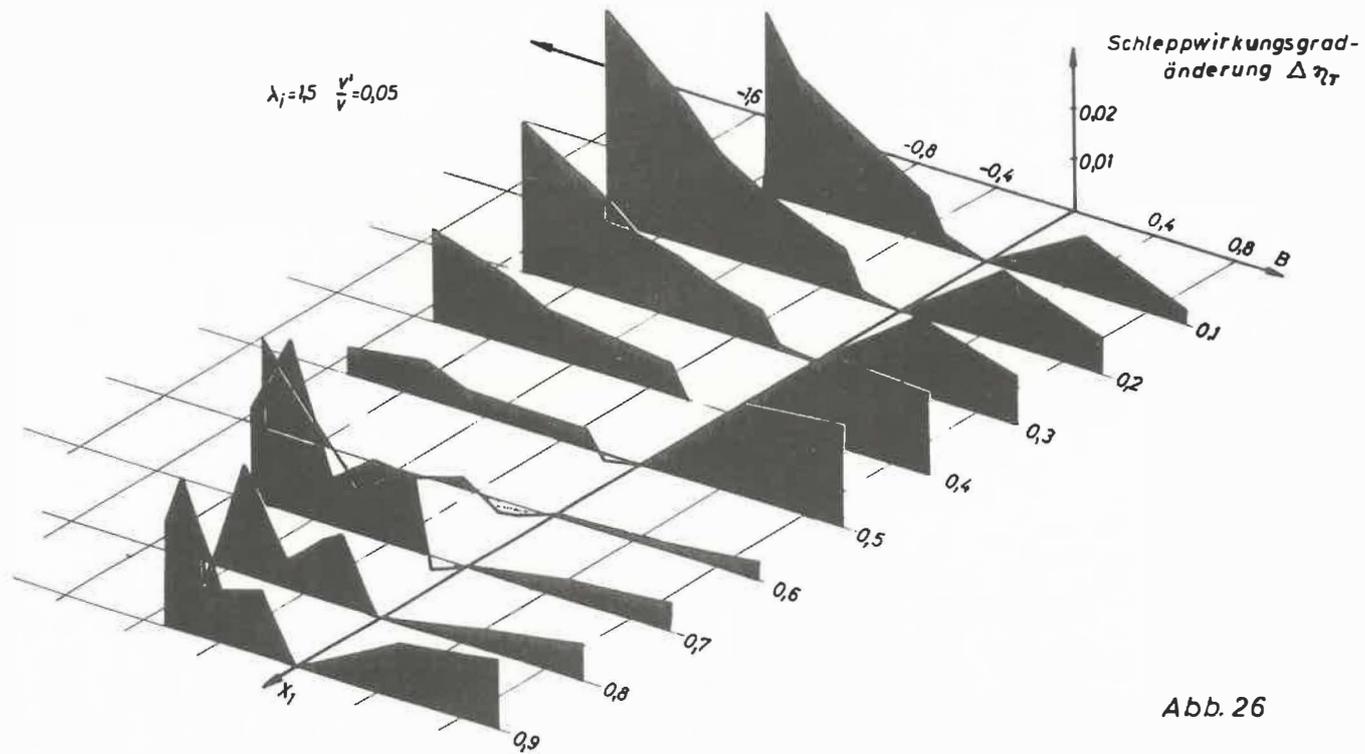


Abb. 26

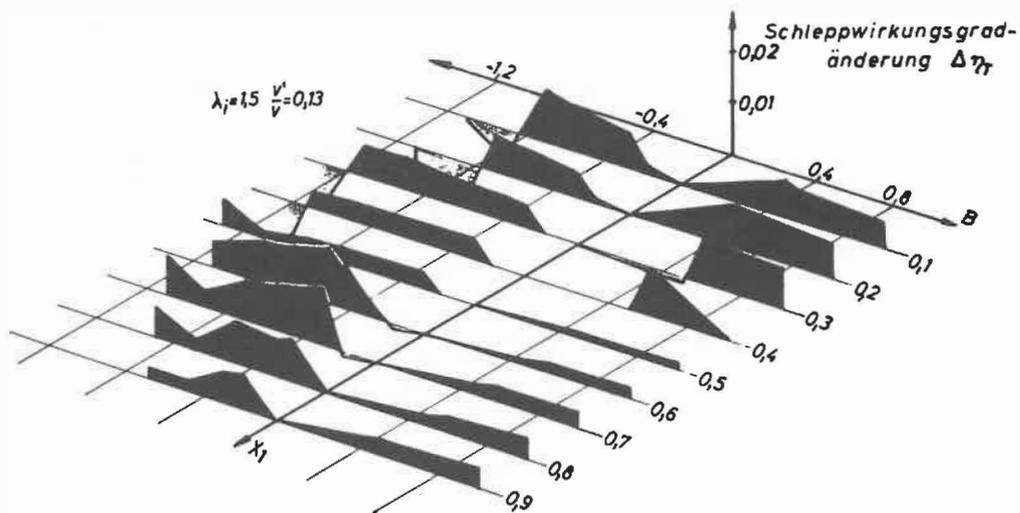


Abb. 27

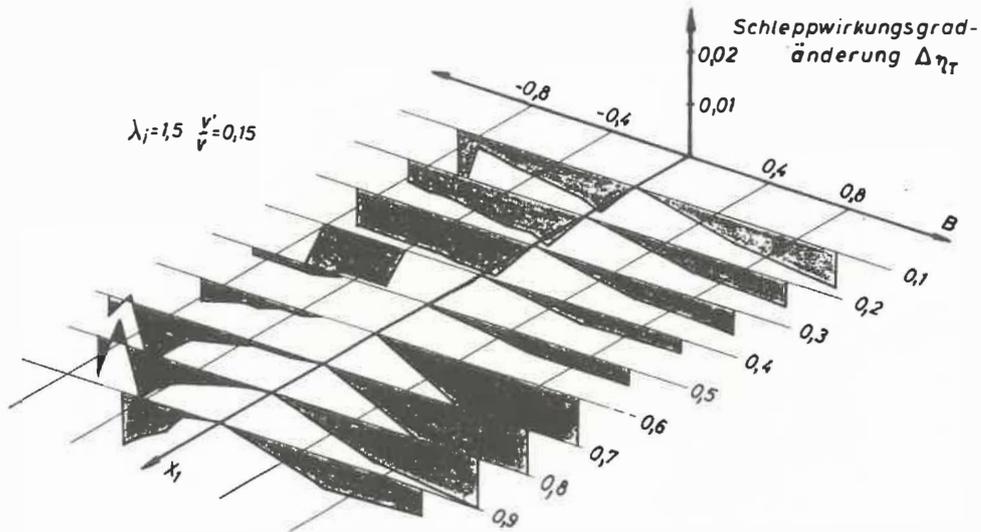


Abb. 28

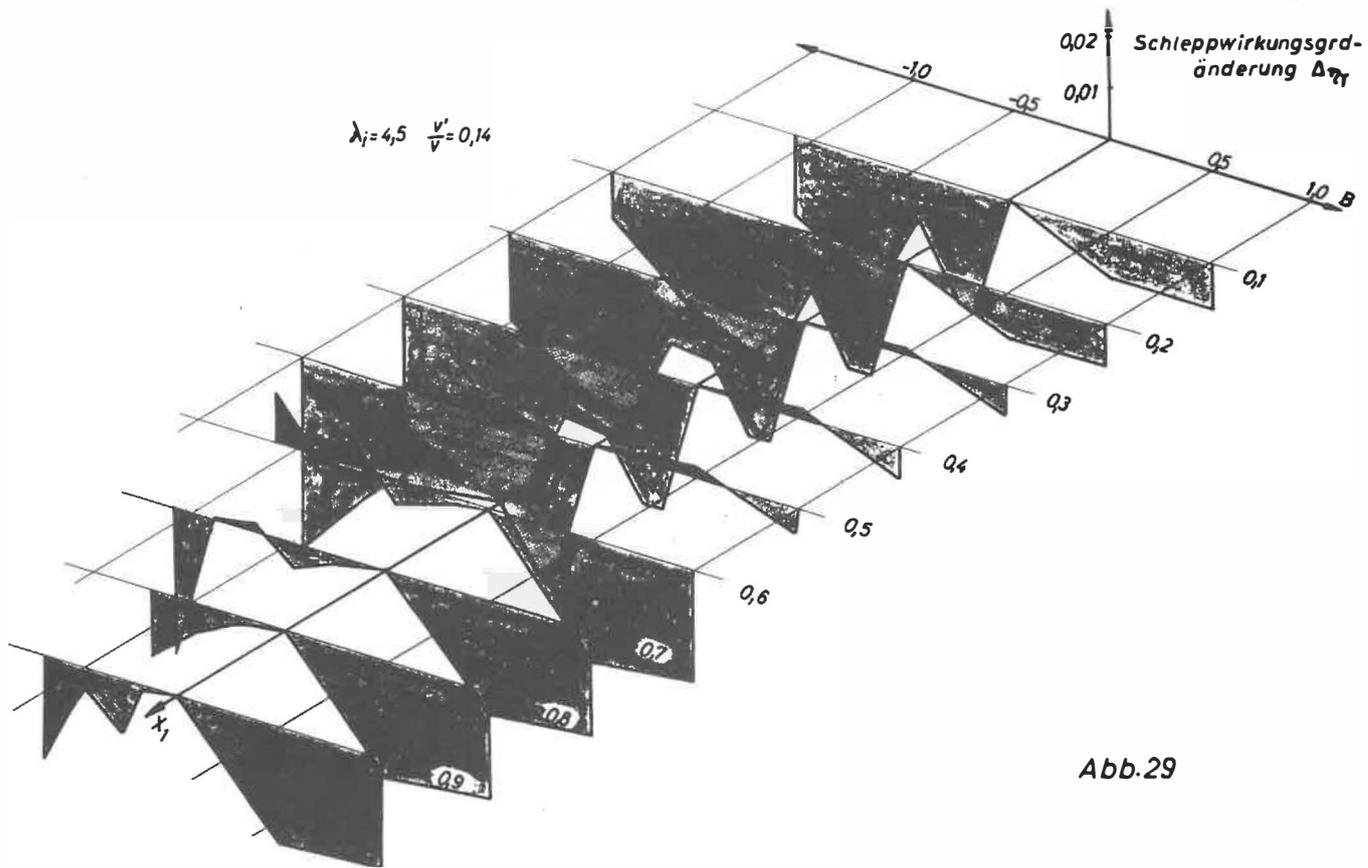


Abb. 29

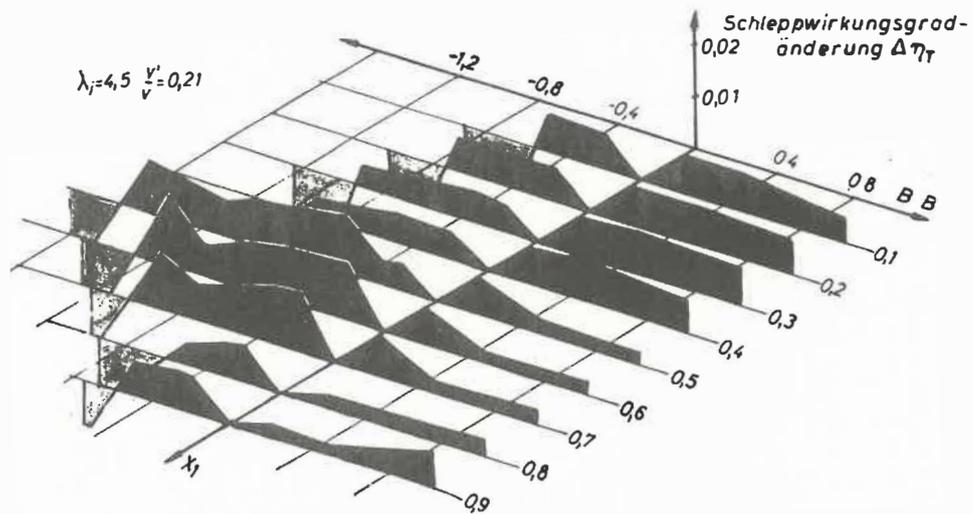


Abb. 30

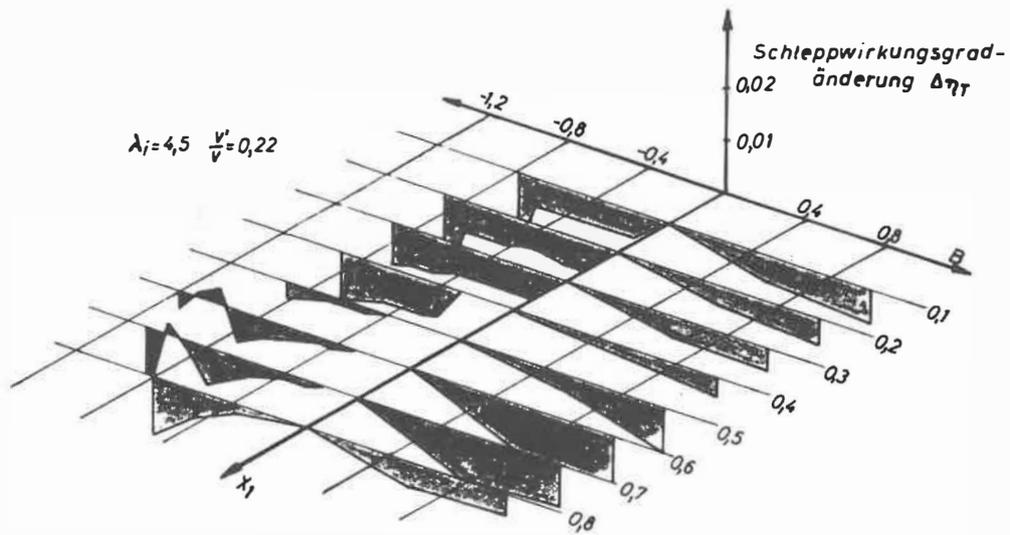


Abb.31

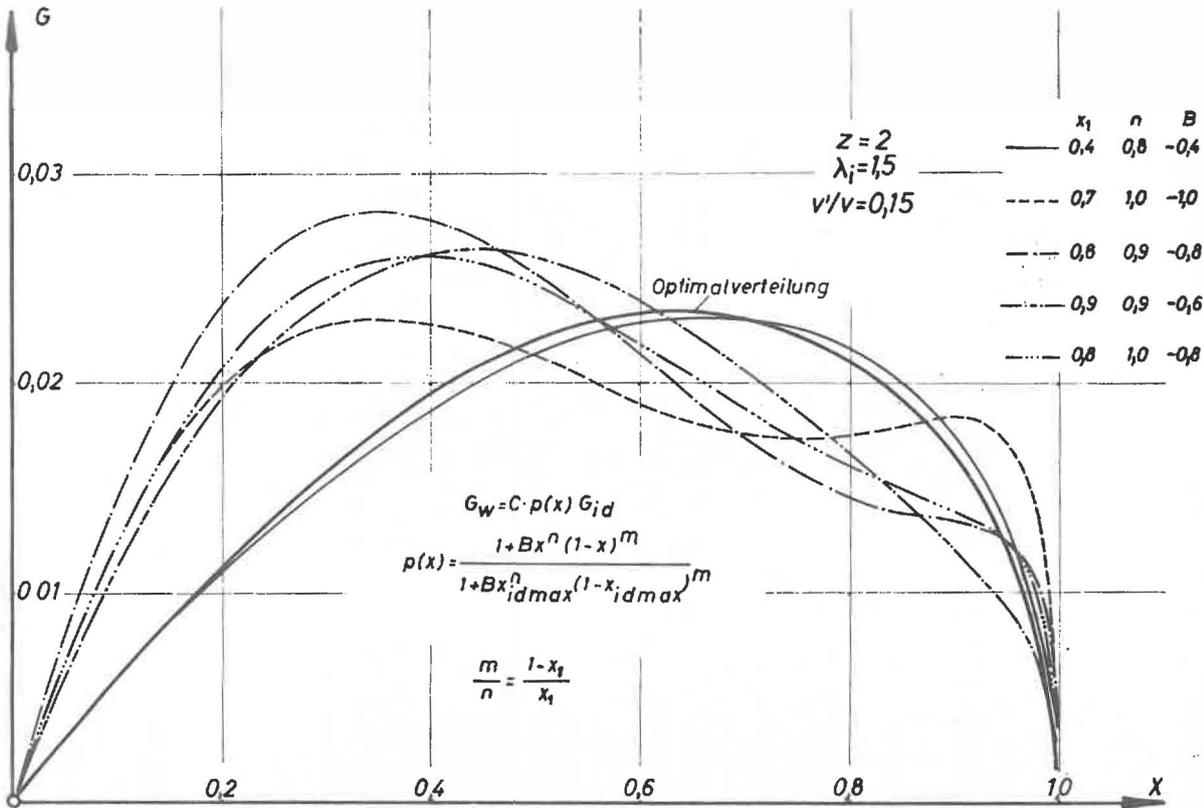
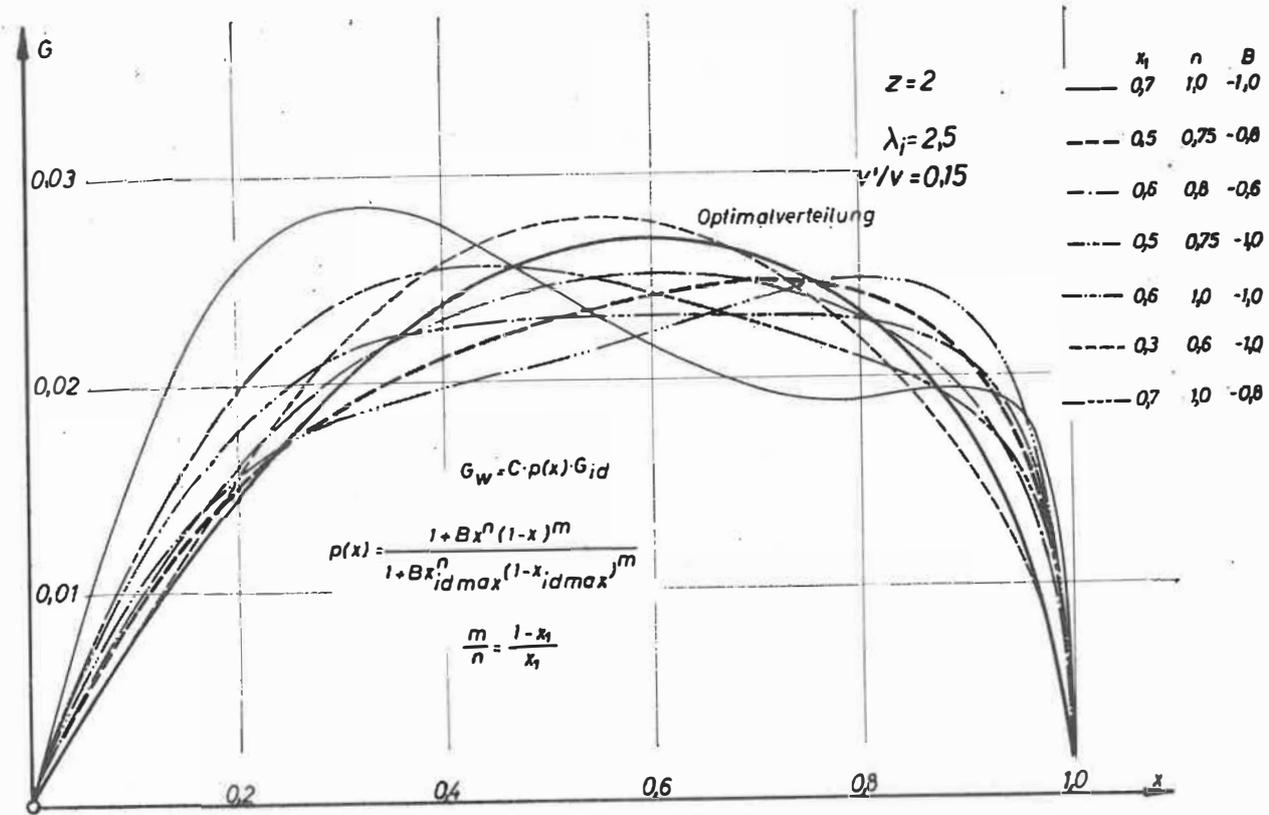
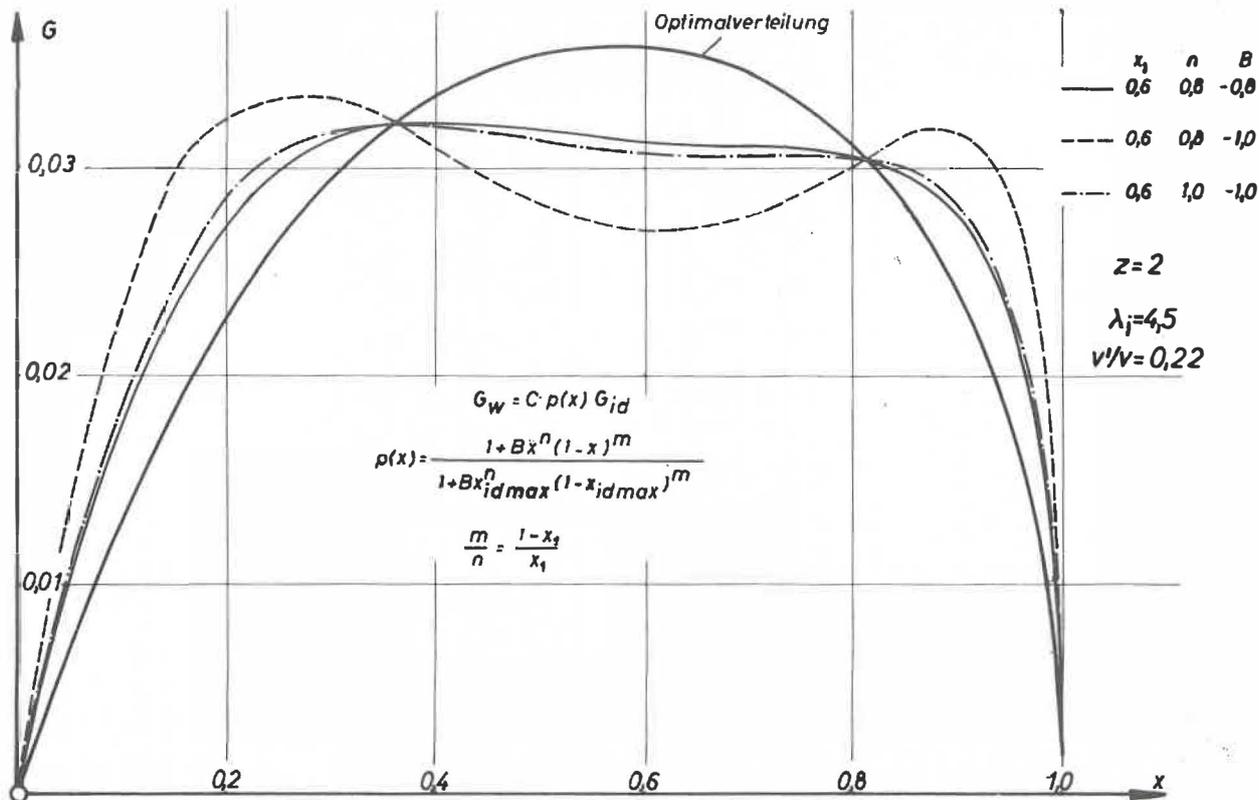


Abb. 32





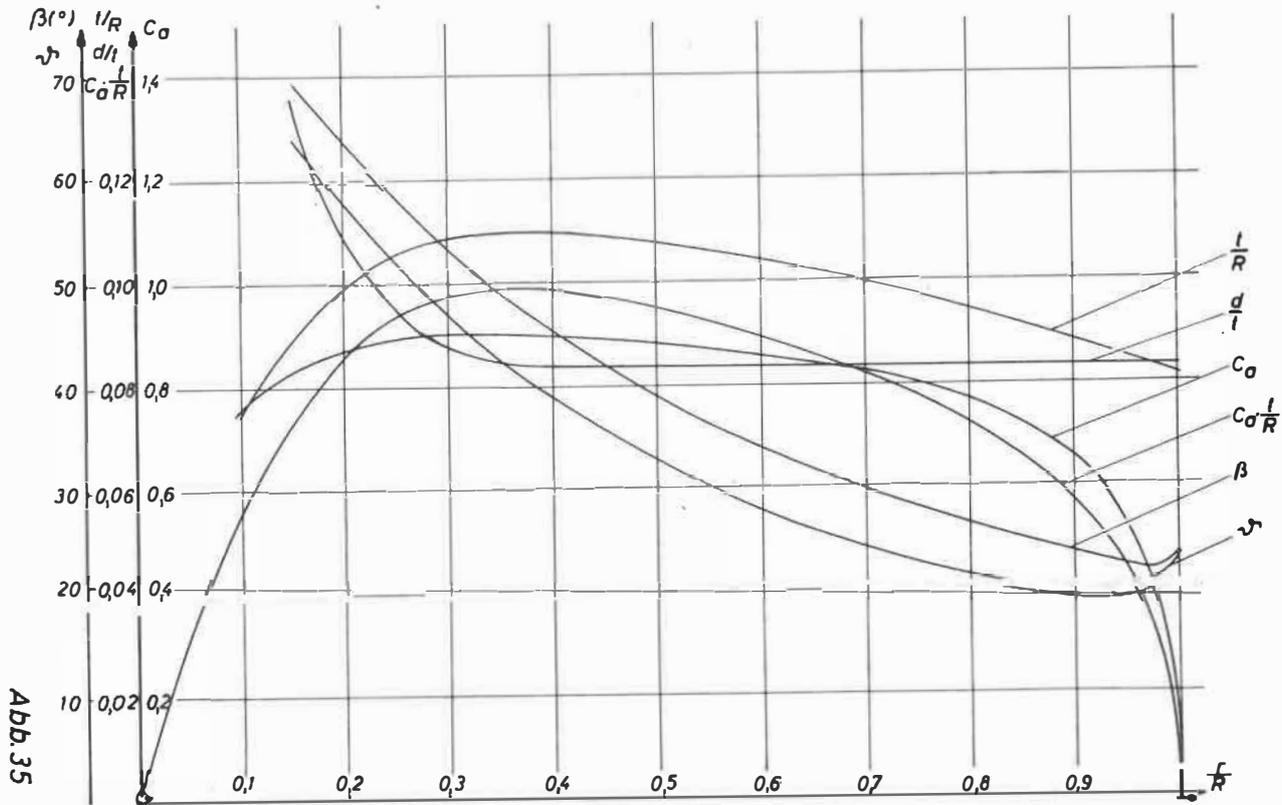
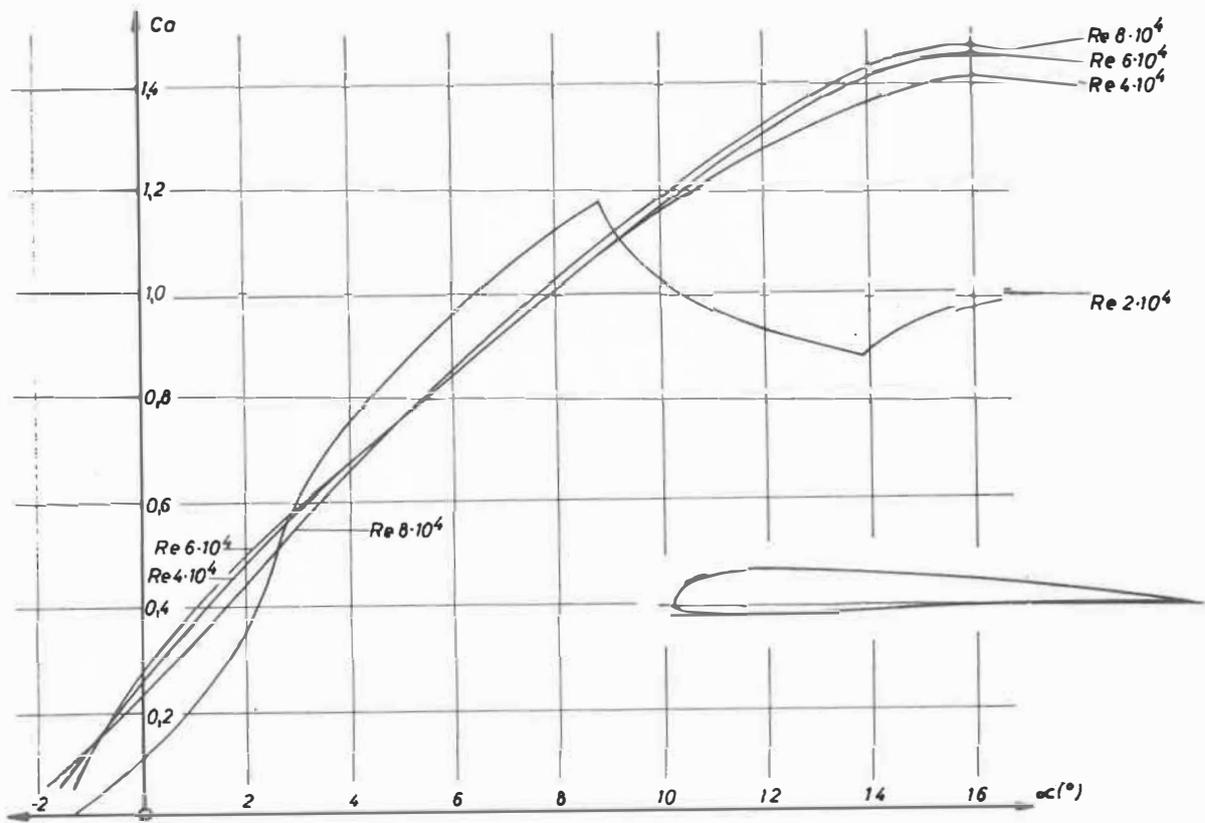


Abb. 36



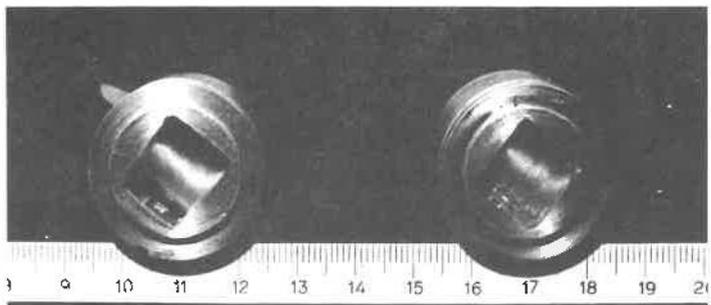


Abb.37 Füße der Schleppturbinenblätter

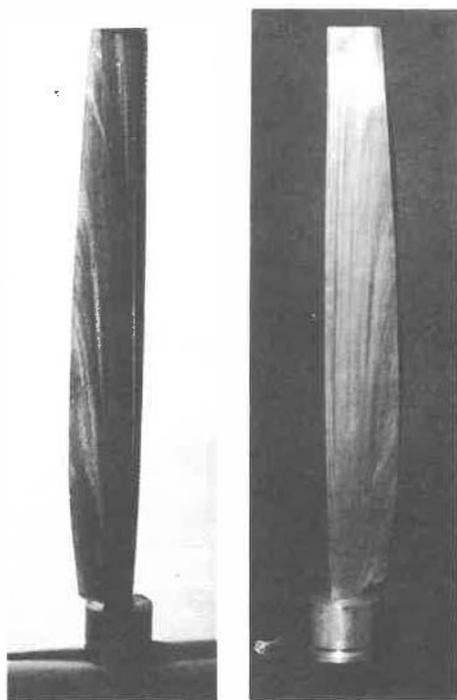
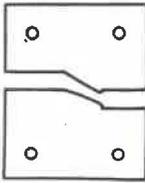
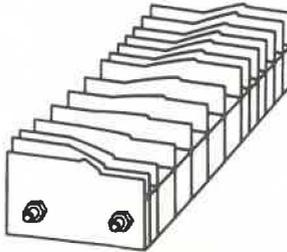


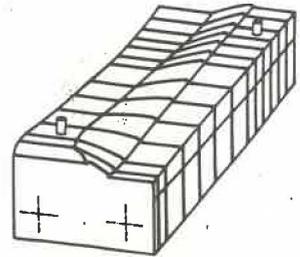
Abb.38 Schleppturbinenblatt



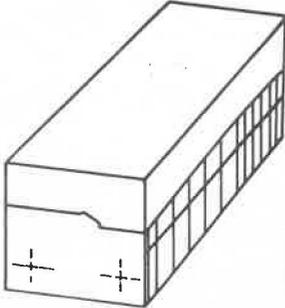
Profilhalbschnitte für einen Radiuschnitt



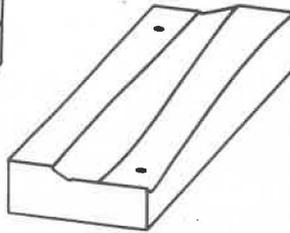
Aufgereichte Profilhalbschnitte für die erste Positivhalbform



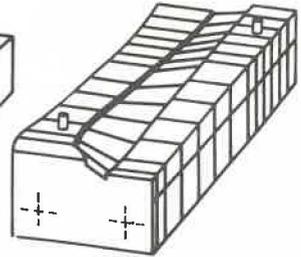
Ausgegossene und geschliffene erste Positivhalbform



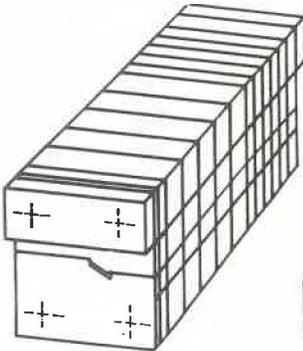
Abguß der ersten Negativhalbform



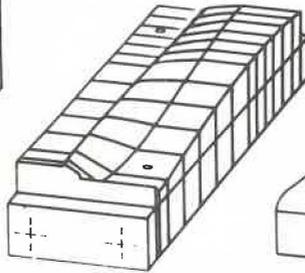
Erste Negativhalbform



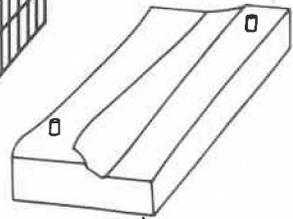
Ausgefräste erste Positivhalbform



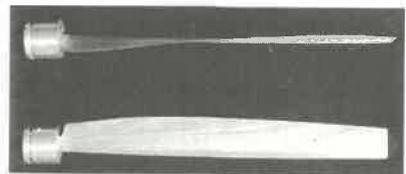
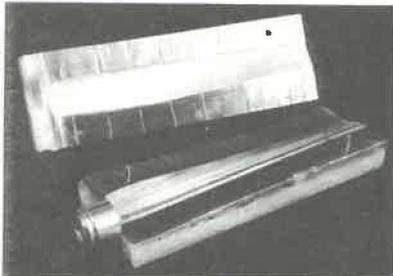
Aufsetzen der aufgereichten Bleche der zweiten Positivhalbform und Ausgießen



Geschliffene zweite Positivhalbform



Zweite Negativhalbform



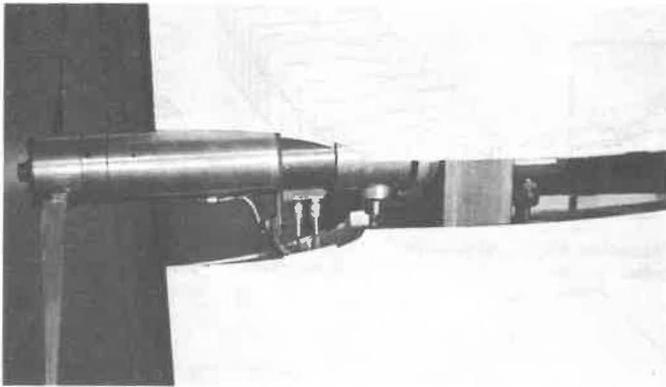


Abb. 40 Versuchsanlage, Verkleidungsflügel teilweise abgezogen

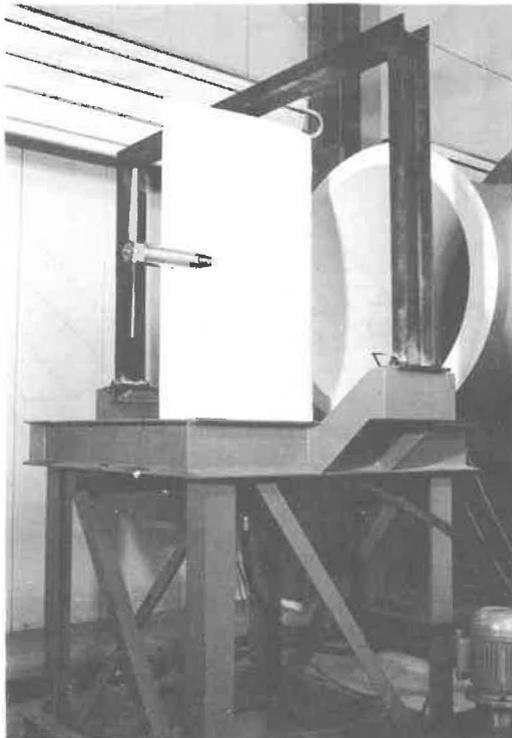


Abb. 41 Versuchsanlage im Windkanal

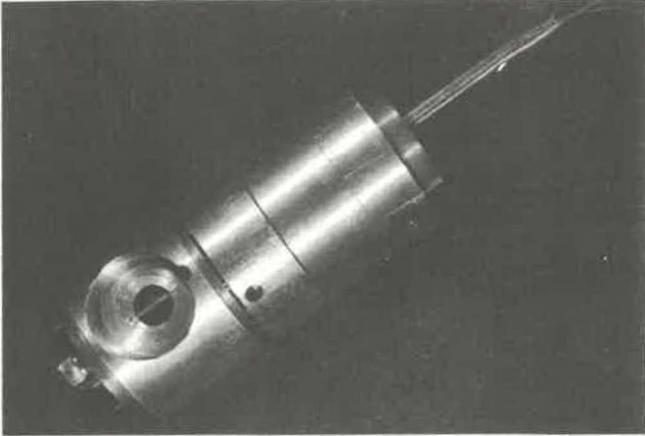


Abb.43 Meßnabe ohne Quecksilberübertrager

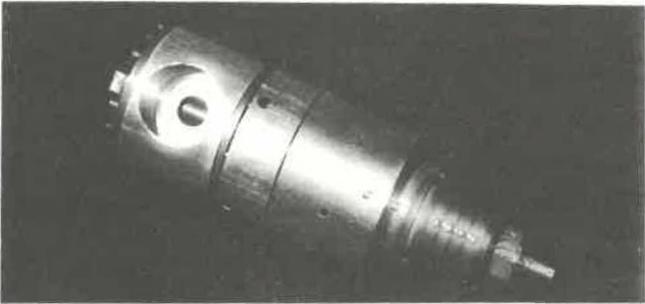


Abb.44 Meßnabe mit montiertem Quecksilberübertrager

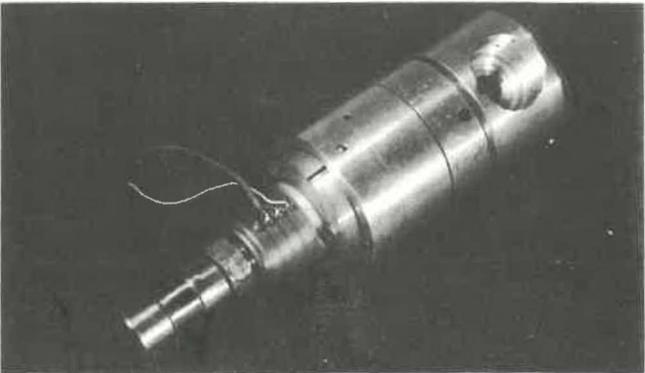


Abb.45 Meßnabe, einbaufertig

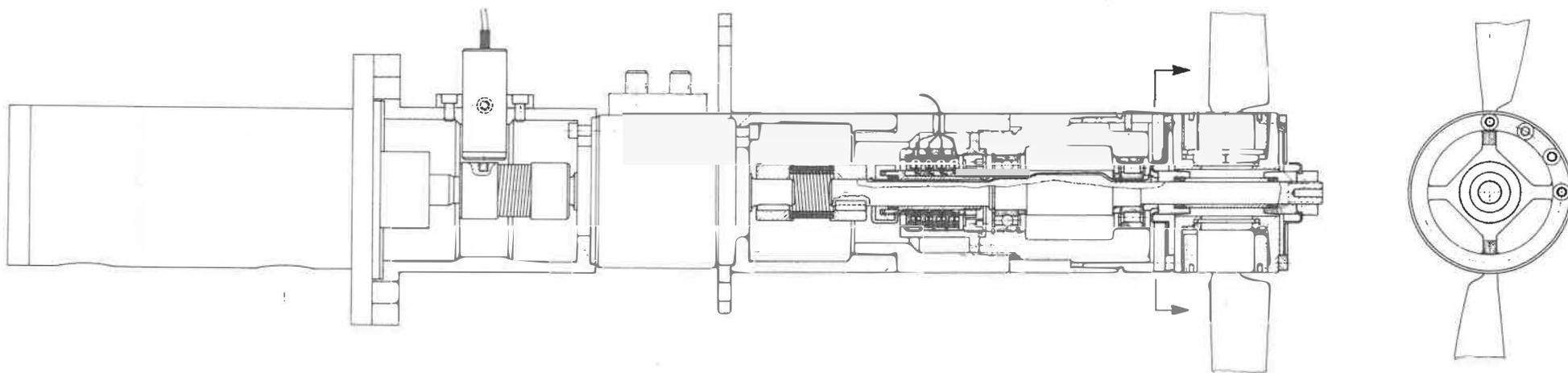


Abb. 42

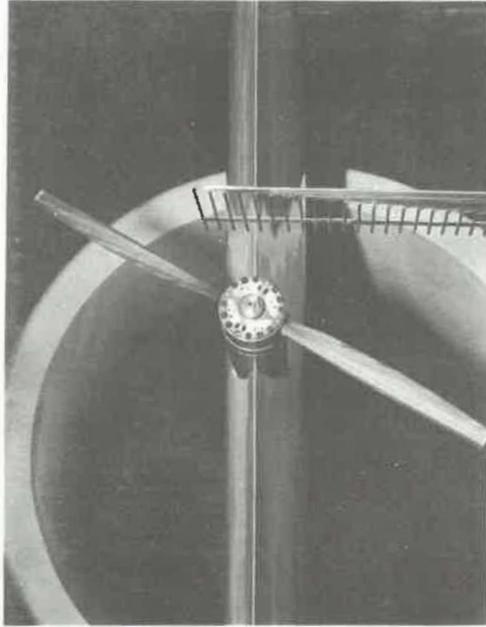


Abb.46 Schleppturbine mit Gesamt-
druckrechen

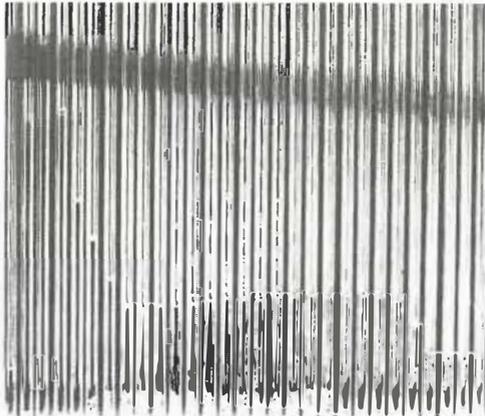


Abb.47 Vielfachmanometer, Gesamt-
druckverteilung hinter der
Schleppturbine

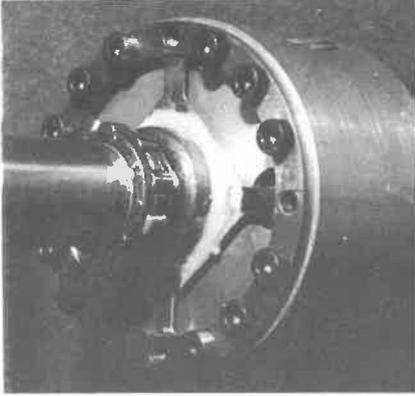


Abb.48 Axialkraftmeße-
lement der Meßnabe

Abb.49 Quecksilberübertra-
ger, einbaufertig

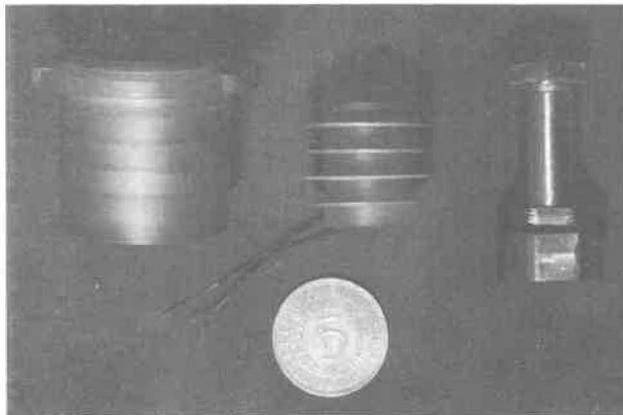
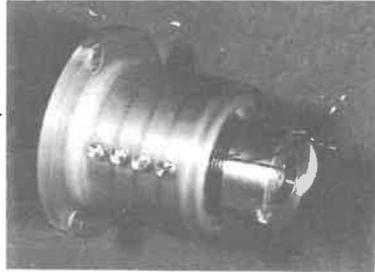


Abb.50 Quecksilberübertrager, Innen- und Außen-
teile montiert

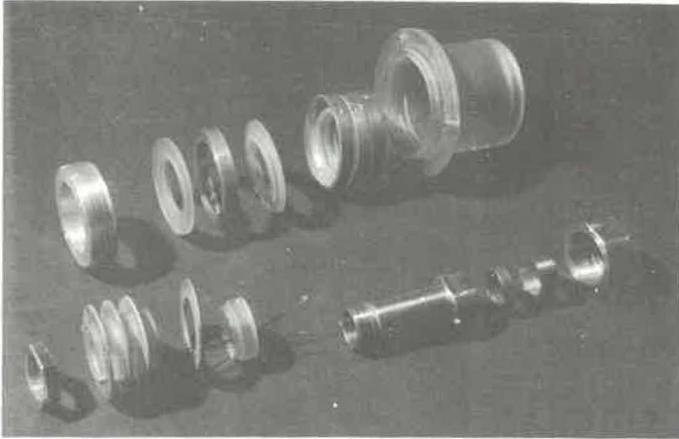


Abb.51 Quecksilberübertrager, Einzelteile

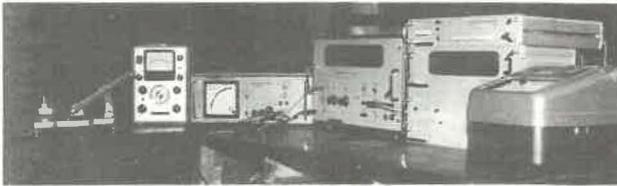


Abb.52 Meß- und Registriergeräte



Abb.53 Hydraulik-Steueraggregat

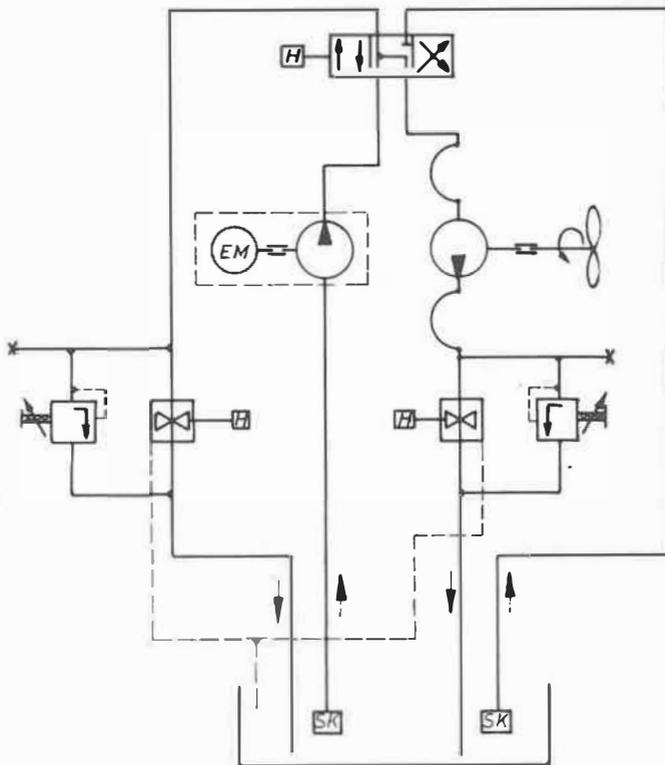


Abb. 54

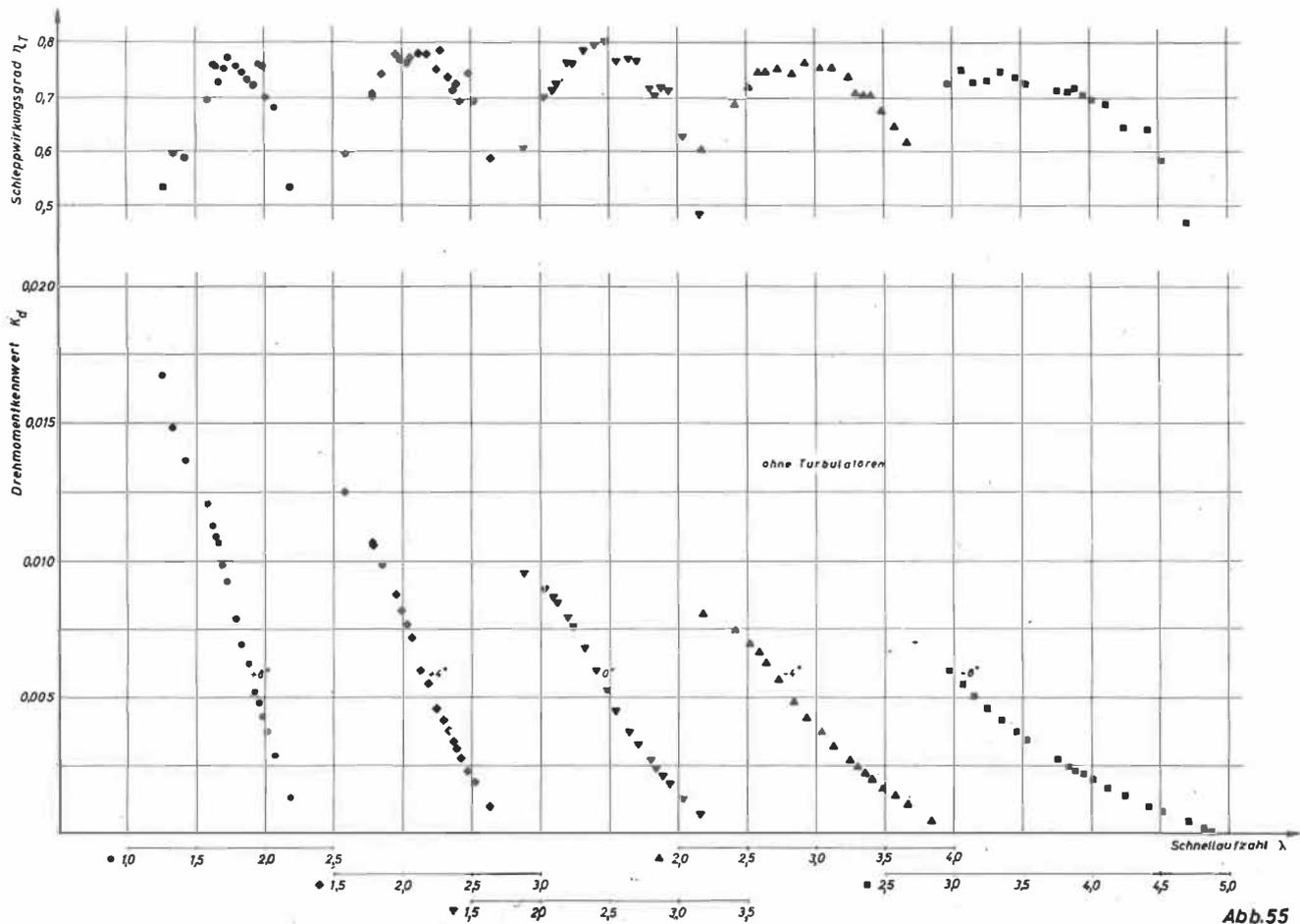


Abb.55

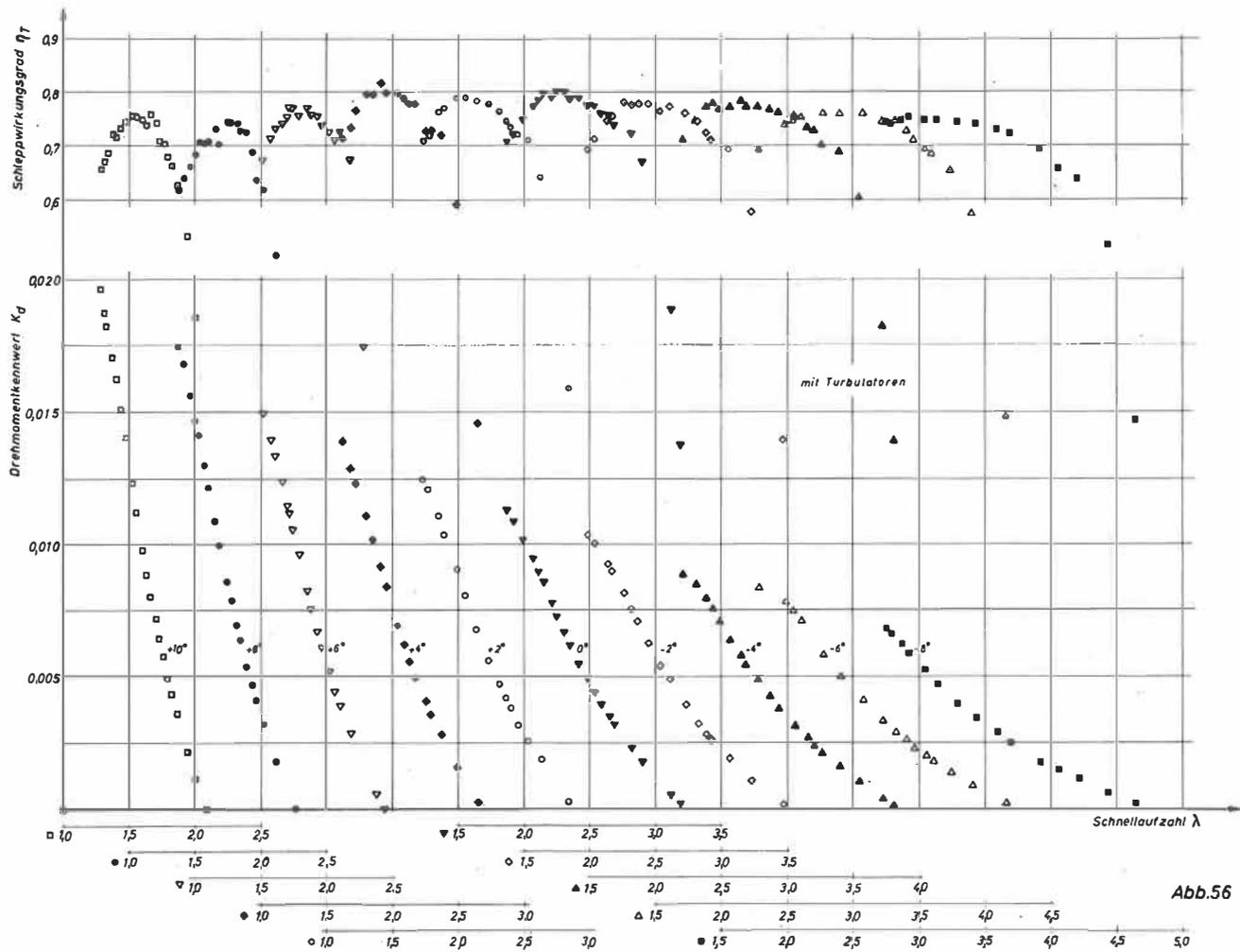


Abb.56

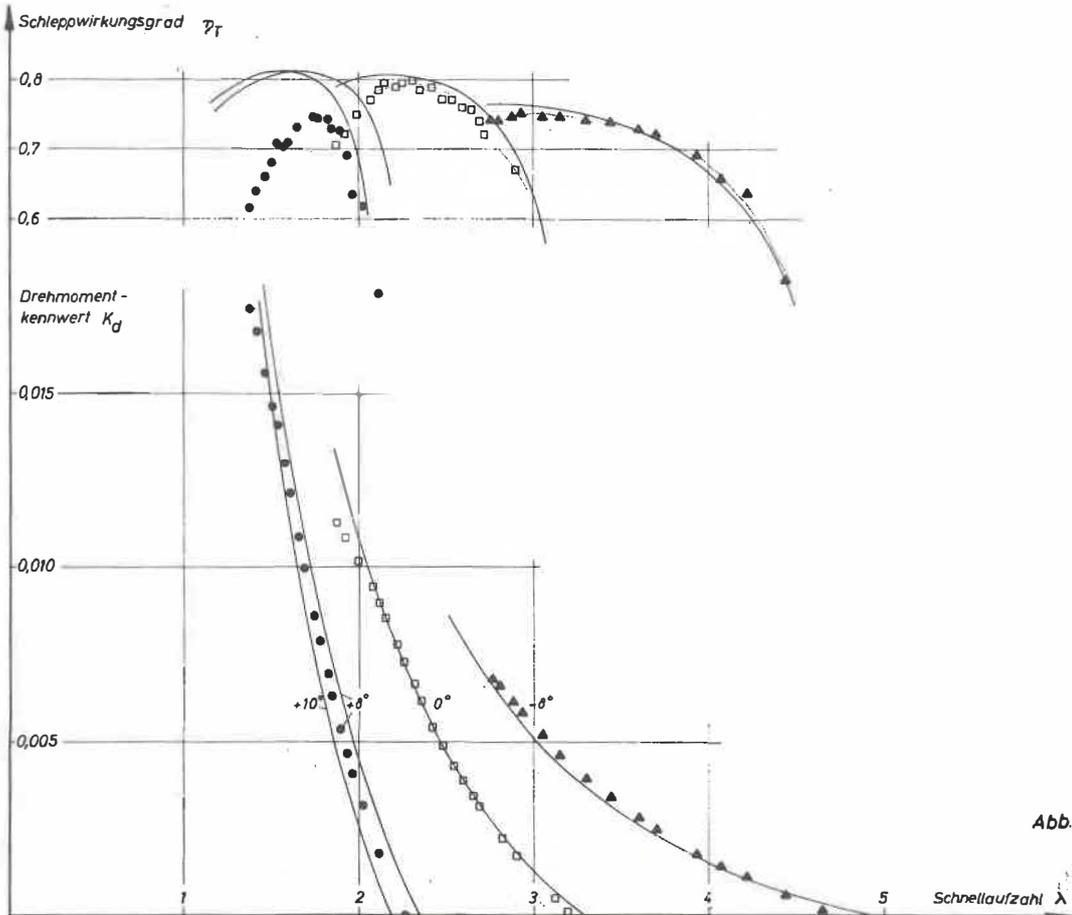


Abb. 57

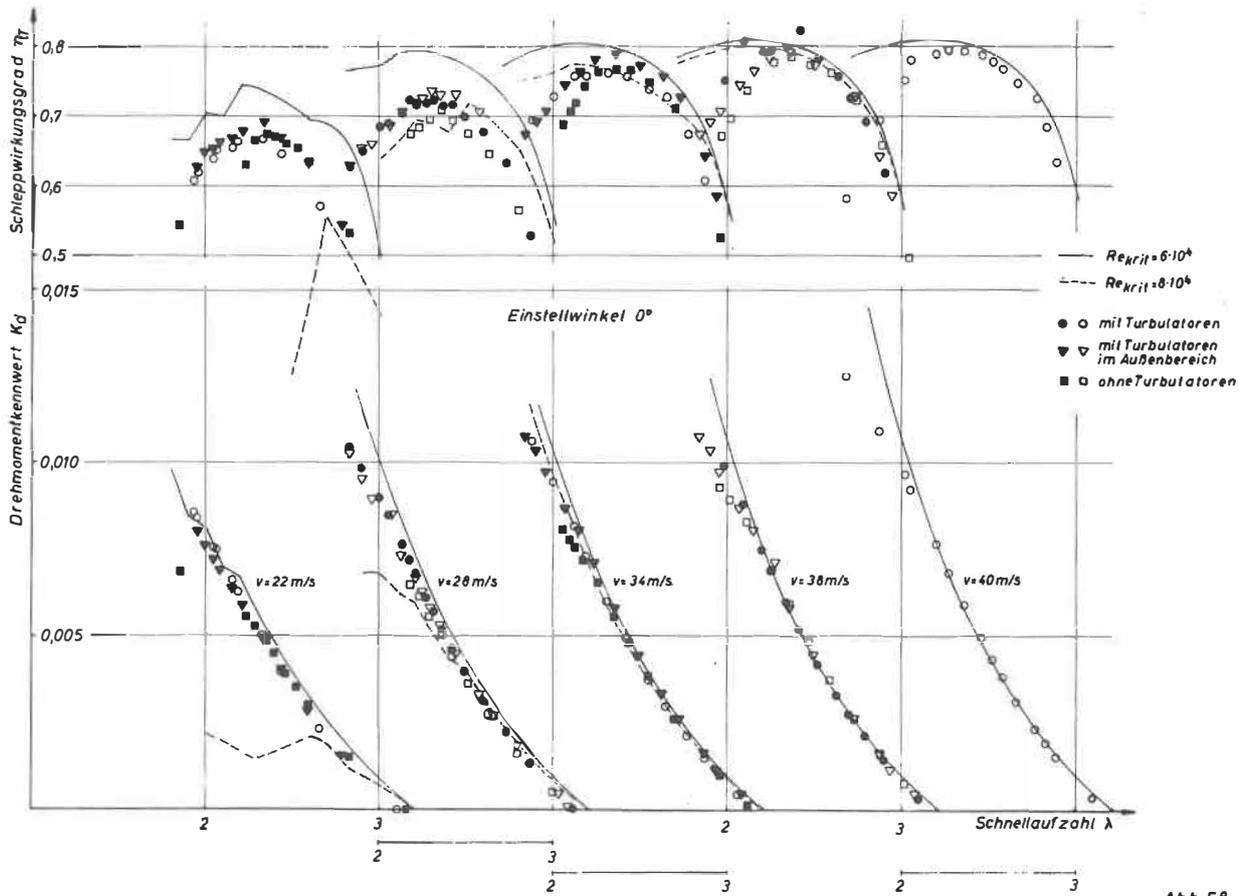


Abb.56

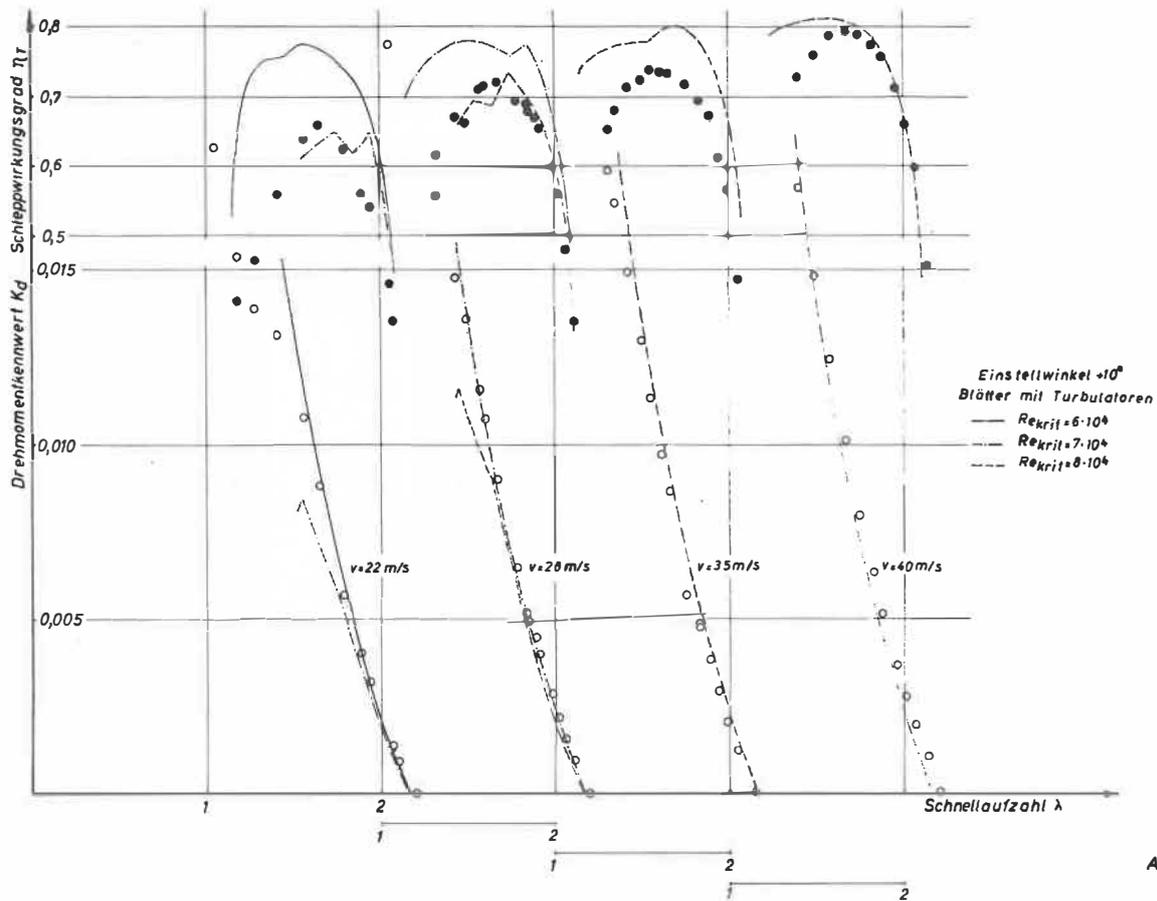


Abb. 59

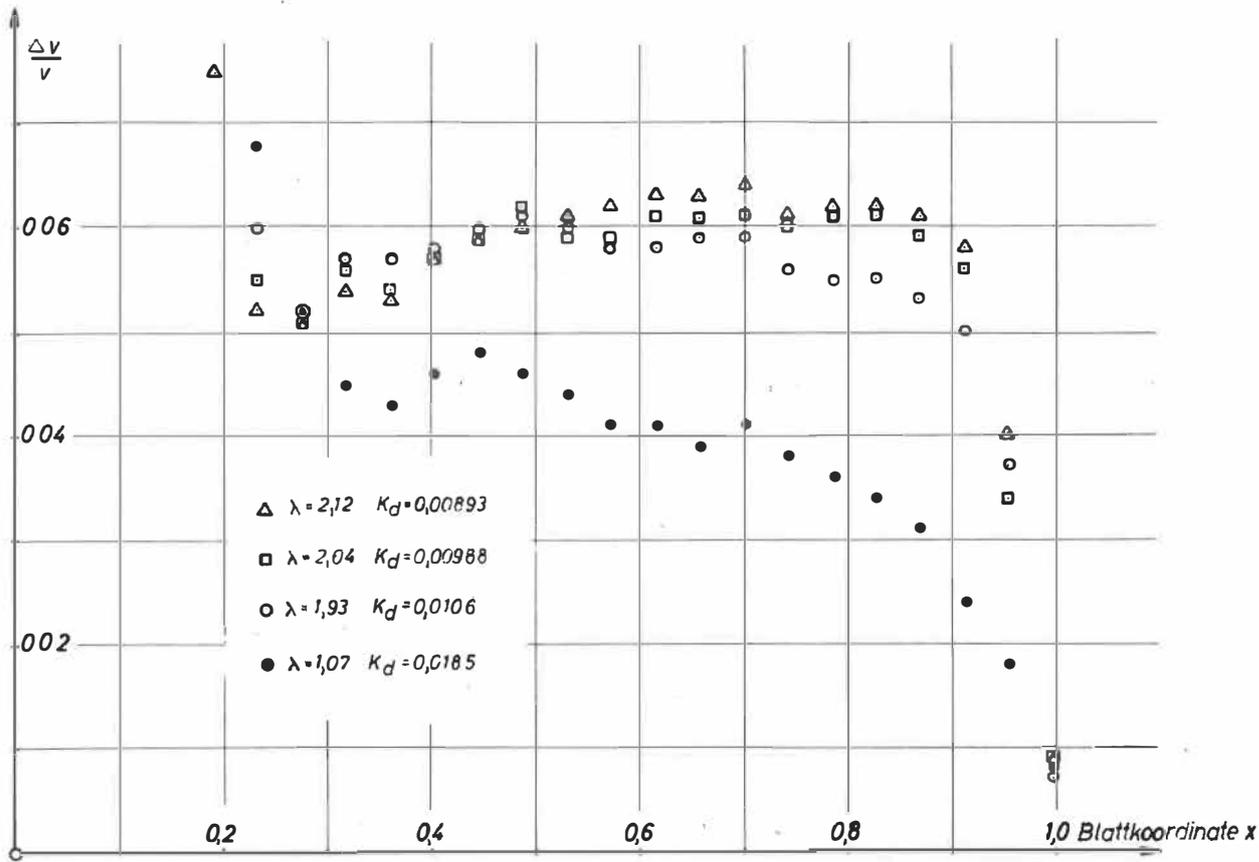


Abb.60

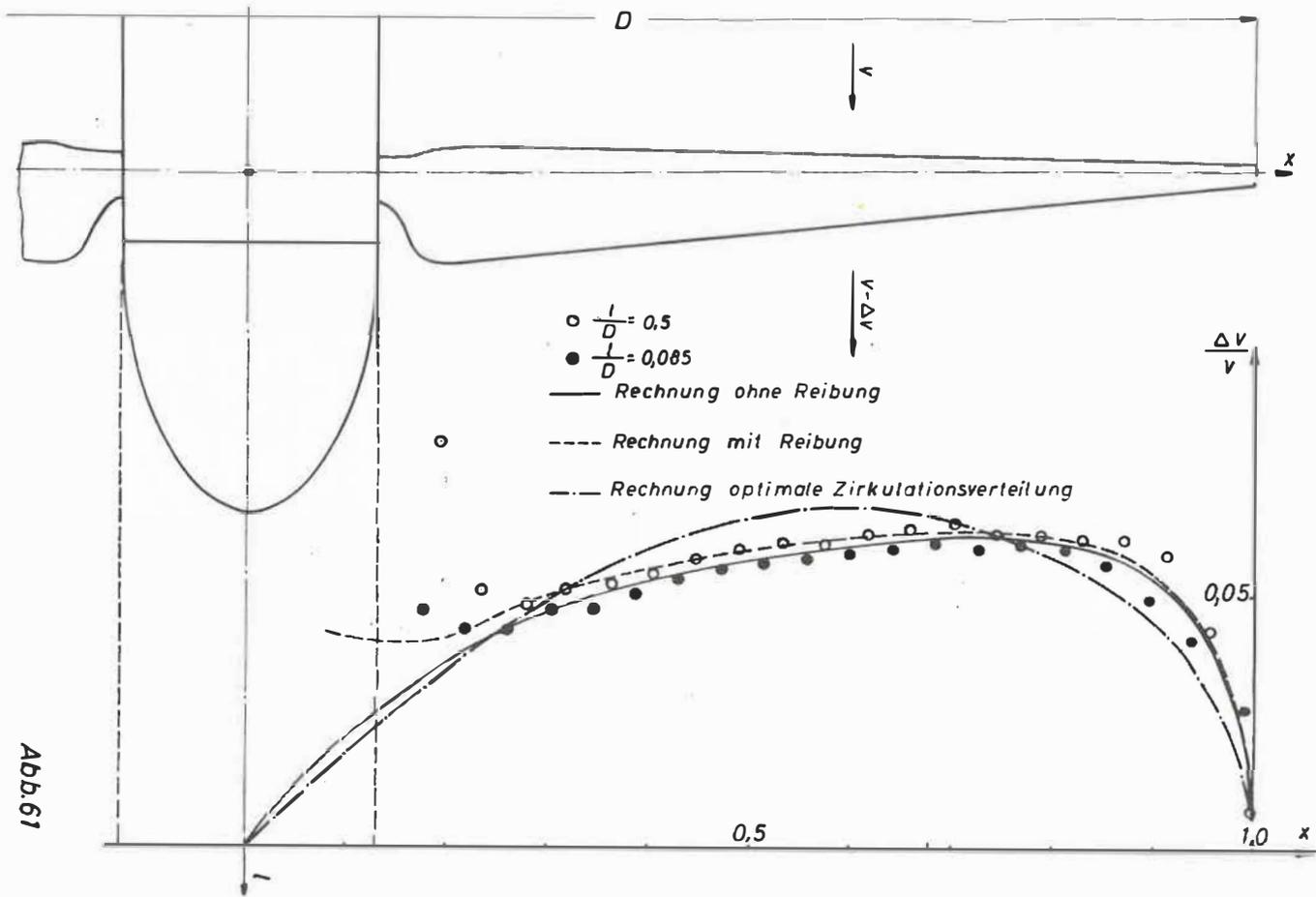


Abb. 61

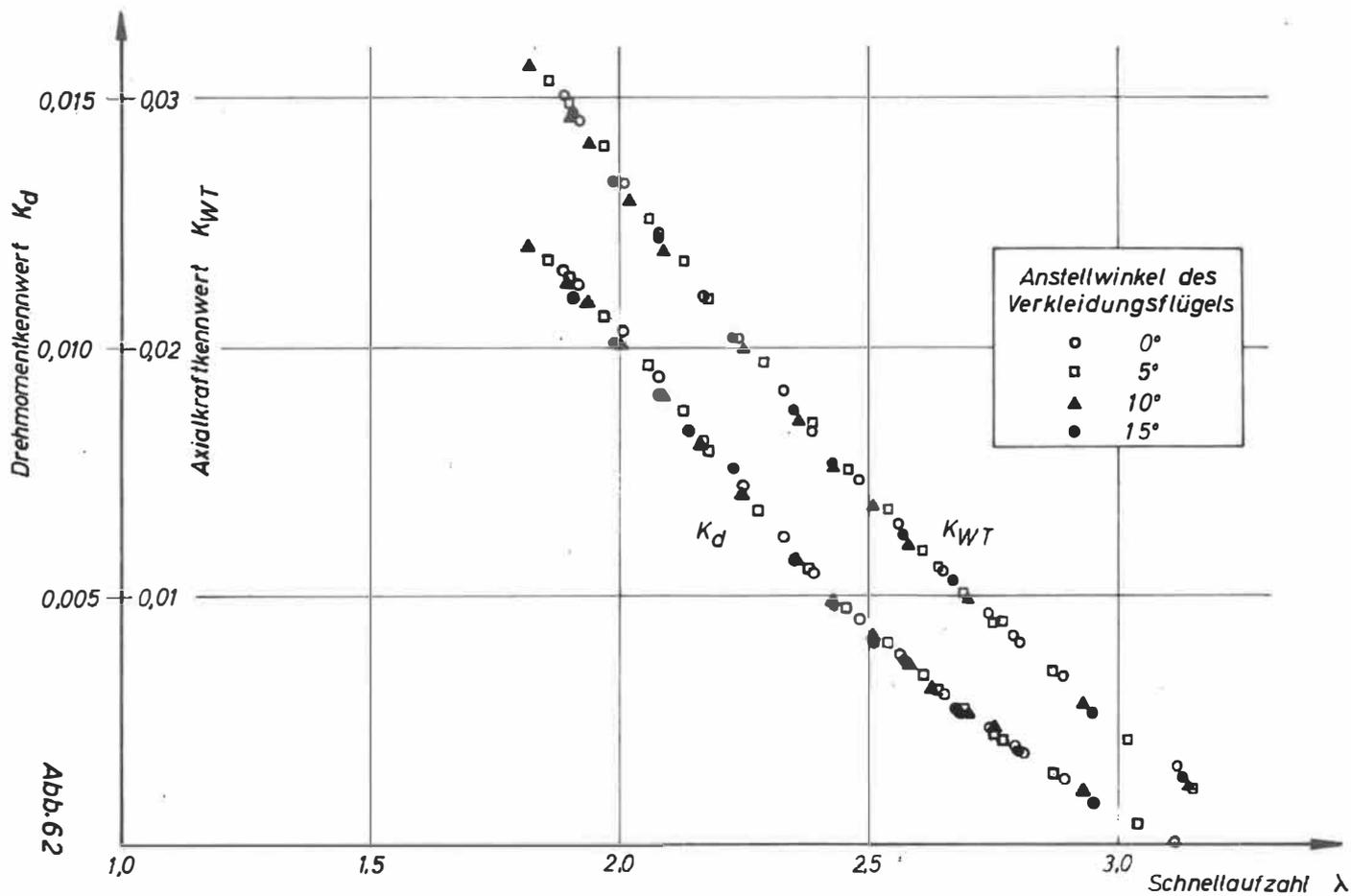


Abb. 62

Lebenslauf

Klaus Marckwardt, geboren am 12. Mai 1935 in Hagenow
in Mecklenburg.

Eltern	Studiendirektor Otto Marckwardt Klara Marckwardt geb. Reincke
Schulbildung	1941-1945 Volksschule in Hagenow 1945-1946 Volksschule in Lübeck 1946-1955 Johanneum zu Lübeck, Oberschule für Jungen
Studium	1955-1957 Maschinenbau an der TH in Stuttgart 1957-1960 Luftfahrttechnik an der TH in Stuttgart
Abgelegte Prüfungen	1955 Abitur in Lübeck 1957 Diplomvorprüfung Maschinenbau in Stuttgart 1960 Diplomhauptprüfung Luftfahrt- technik in Stuttgart
Berufslaufbahn	1960 bis jetzt wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl und Institut für Flugzeugbau der TH Stuttgart bei Prof. Hütter

