

Zusammenfassung

Spiralen stellen spiralförmige Sammelräume dar, die dem Laufrad bzw. dem Diffusor nachgeschaltet werden. Ihr Einfluß auf das Gesamtverhalten des Verdichters ist Thema des vorliegenden Berichts.

Hierbei werden die Hauptmerkmale sowie der maßgebende Einfluß der geometrischen Hauptparameter auf die Strömung der Verdichterstufe vorgestellt. Ferner werden die theoretischen Grundlagen sowie die verschiedenen Berechnungsmethoden präsentiert und gegenübergestellt. Anschließend werden gemessene und errechnete Werte verglichen, um die Gültigkeit der verwendeten Berechnungsansätze zu überprüfen. Die zum Teil nicht übereinstimmenden Ergebnisse zeigen, daß die weitere Erforschung und Entwicklung der Spiralen einen wichtigen Meilenstein zur Verbesserung der Verdichtereffektivität darstellt.

Abstract

Volutes are snail - shaped chambers located either directly after the impeller or on the diffuser. The reason for this paper is to show the influence of the volute on the overall behaviour of the radial compressor.

The main characteristics and the influence of the volute geometry on the whole compressor stage have been analysed. Furthermore the theoretical basics and the calculation methods have been reproduced to confirm their compatibility.

Finally, measured and calculated values have been compared to prove the validity of the theoretical assumptions. The partial non-conformance between the measured and the calculated values shows that more research and development effort is required to improve the compressor efficiency.

1

Einleitung

Wenn das Gas das Verdichtergehäuse verläßt, um es einer Rohrleitung oder, wie bei mehrstufigen Verdichtern, einem Zwischenkühler zuzuführen, wird in den meisten Fällen ein spiralförmiger Sammelraum, eine sog. Spirale, verwendet, die dem Laufrad bzw. dem Diffusor nachgeschaltet ist und deren Querschnittsfläche mit dem peripheren Umfangswinkel stetig wächst. Nur in seltenen Fällen werden rotationssymmetrische Sammelräume benutzt. [In **Bild 1** ist die in diesem Bericht verwendete Nomenklatur dargestellt].

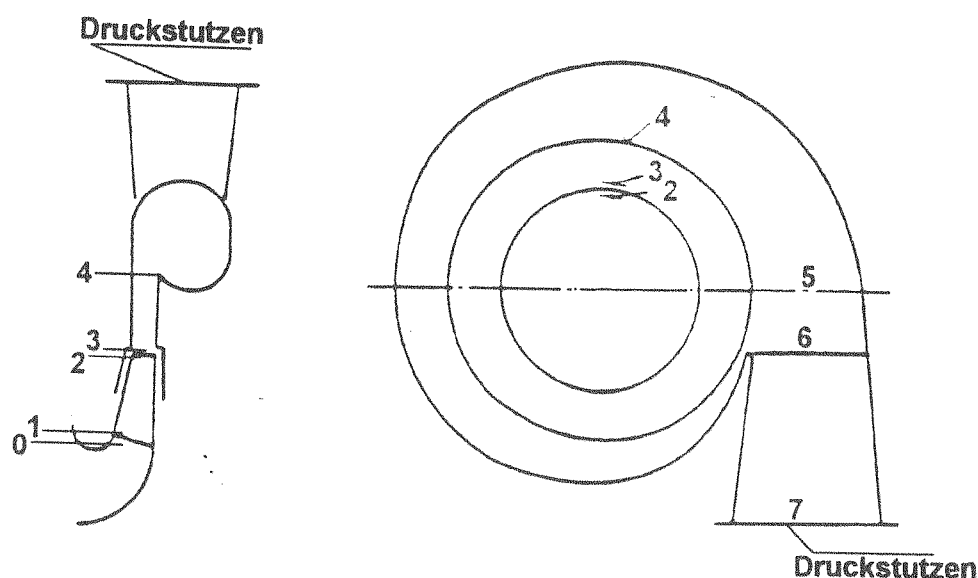


Bild 1: Nomenklatur Spirale

Spiralen gehören zusammen mit den Rückführkanälen zu den am wenigsten untersuchten Komponenten von Radialverdichtern. Die geringe Anzahl von Veröffentlichungen und die allgemein gehaltene Beschreibung des Einflusses dieser Komponenten auf den Wirkungsgrad der Stufe bezeugen diese Feststellung. Außerdem wird bei fast allen dieser Arbeiten eindimensional gerechnet, was nur bedingt eine Optimierung der vorhandenen dreidimensionalen Geometrie zuläßt.

Für jede konstante Drehzahl gibt es einen Arbeitspunkt, für welchen die Spirale eine gleichförmige periphere Druckverteilung am Diffusorausgang verursacht. Bei einer Reduzierung des Massenstroms funktioniert die Spirale wie ein Diffusor und hat eine Steigerung des statischen Druckes zwischen der Spirale und dem Ausgang zur Folge. Bei großen Massenströmen erscheint die Spirale als zu klein, mit dem Ergebnis, daß die Strömung beschleunigt wird, welches mit einer Druckabnahme zwischen Spirale und -ausgang einhergeht. Die Hauptkonsequenzen sind die Verluste und die ungleichmäßige periphere Druckverteilung am Diffusor und am Laufradaustritt.

Die Hauptmerkmale der ungleichmäßigen peripheren Druckverteilung können folgendermaßen zusammengefaßt werden:

a) Radialkräfte

Aufgrund der variablen Geschwindigkeitsverteilung im Laufrad entsteht eine variable Belastung an den Schaufeln und damit einhergehend eine Belastung der Welle. Eine zweite Komponente der Radialkraft entsteht aus der Integration des statischen Druckes entlang des Laufradumfangs.

b) Verluste

Die zyklische Variation des Massenstroms in den Laufradkanälen bei jeder Umdrehung führt zu zusätzlicher Energiedissipation. Mischverluste im Diffusor und in der Spirale entstehen infolge des ungleichen Momentes, verursacht durch den ungleichförmigen Verlauf der Strömung um den Umfang des Laufrades.

c) Lärmemission, Vibrationen

Lärm sowie Vibrationen werden aus der Interaktion Laufrad-Spirale aufgrund von Druckschwankungen verursacht.

2

Der Einfluß der geometrischen Hauptparameter

Die nachfolgend aufgeführten geometrischen Parameter der Spirale haben einen maßgebenden Einfluß auf die Strömung der Verdichterstufe.

2.1

Größe der Spirale

Stiefel [1] vergleicht Verdichterkennlinien unter Verwendung von zwei verschiedenen Spiralen bei gleichbleibendem Laufrad und schaufellosem Diffusor. In **Bild 2** sind die Verdichterkennlinien bei Verwendung einer großen Spirale für ein Druckverhältnis von 3,8 und in **Bild 3** bei Verwendung einer kleineren Spirale für ein Druckverhältnis von 6 dargestellt. Hierbei erzeugte die größere Spirale einen größeren Betriebsbereich, führte jedoch bei höheren Druckverhältnissen zu Instabilität der Strömung, was aus den wellenförmigen Kennlinien zu erkennen ist. Im Gegensatz dazu ergab die kleinere Spirale, aufgrund der Drosselung im Überlastbereich, zwar einen kleineren Betriebsbereich, jedoch mit einer stabilen Strömung auf allen Kennlinien.

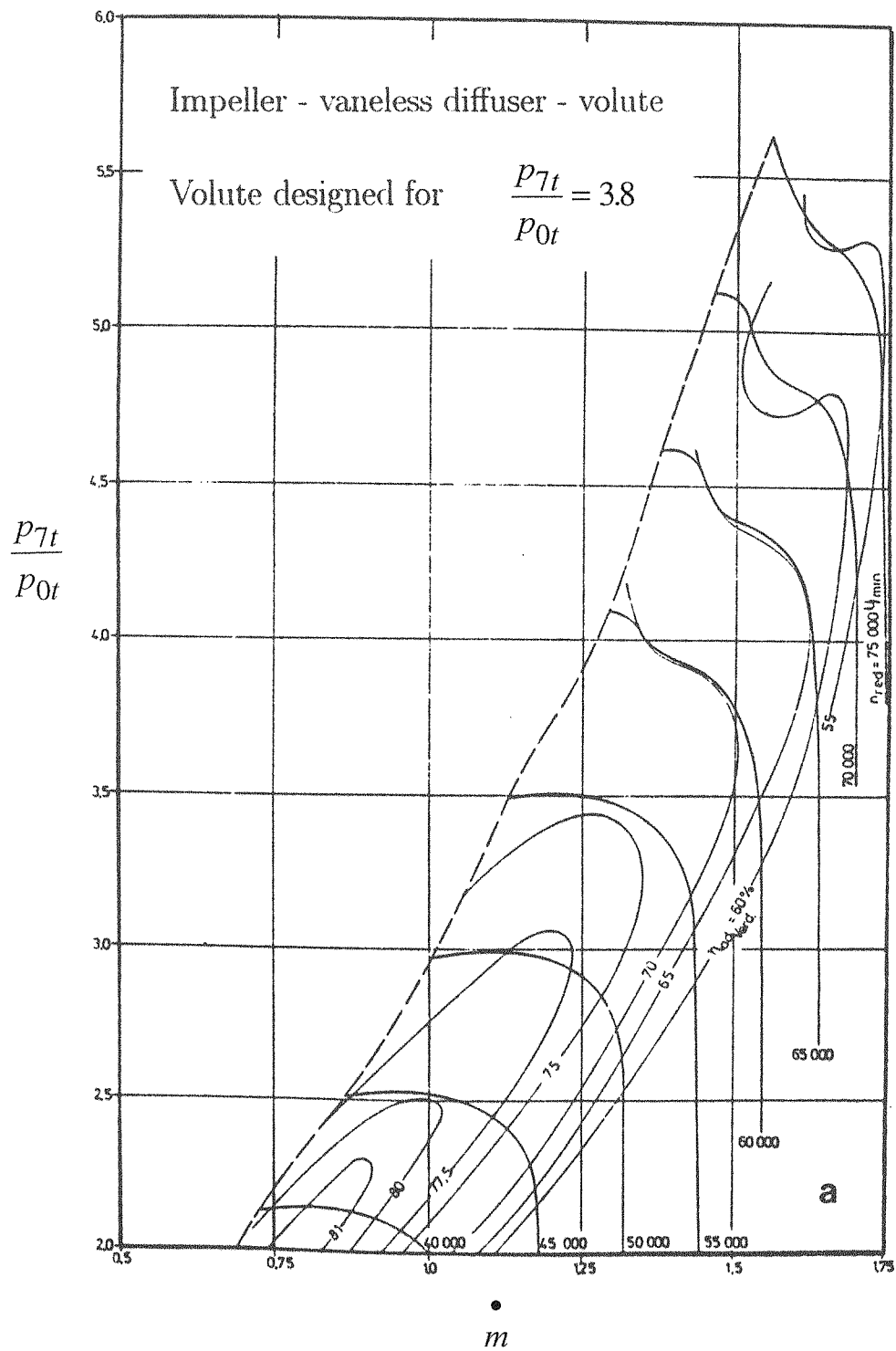


Bild 2: Einfluß der Spiralgröße auf die Verdichterkennlinien für ein Druckverhältnis von 3,8

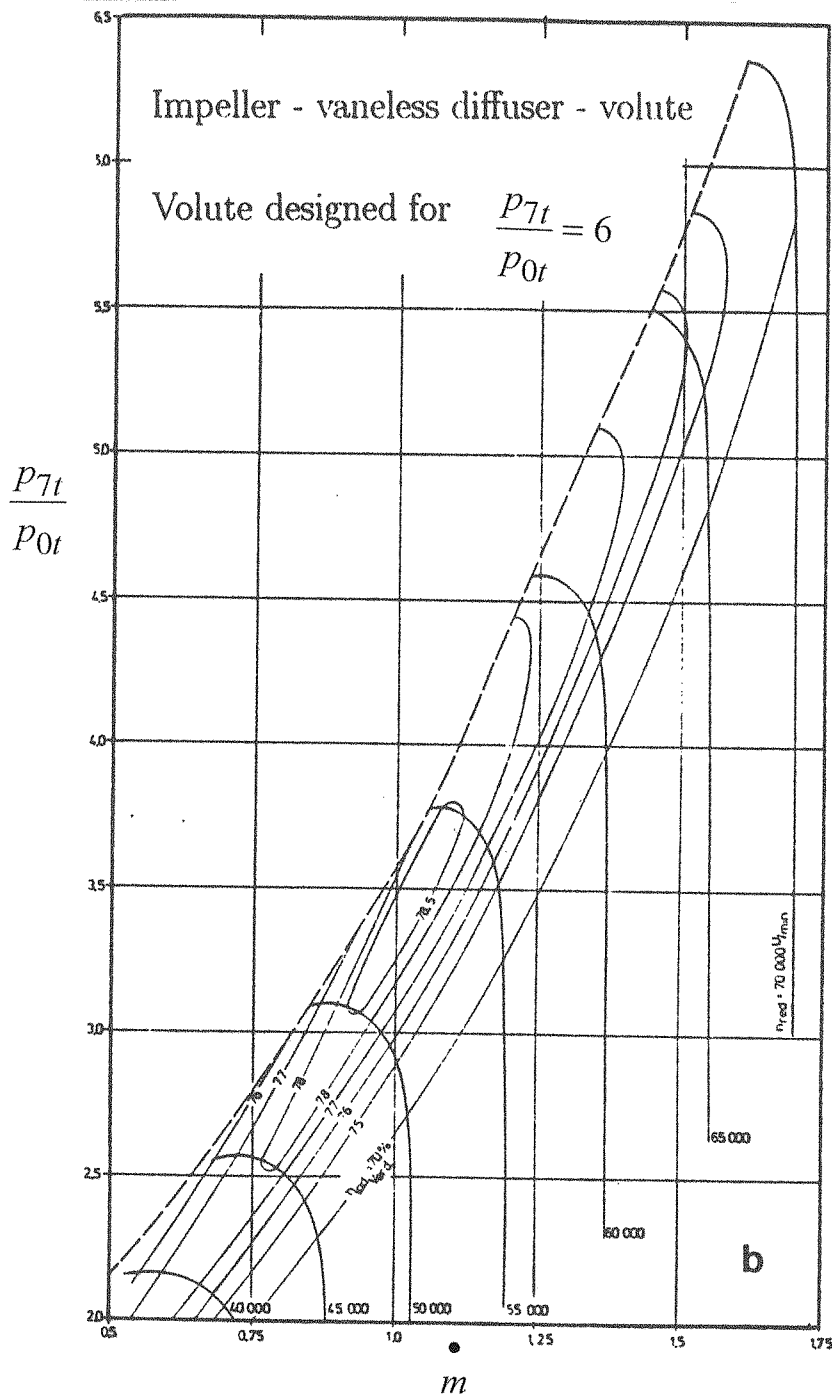


Bild 3. Einfluß der Spiralgröße auf die Verdichterkennlinien für ein Druckverhältnis von 6

2.2

Querschnittsform der Spirale

Bereits 1944/45 hat die Firma Escher-Wyss (heute Sulzer Escher-Wyss) den Einfluß der Querschnittsform der Spirale auf die Druckziffer und den Wirkungsgrad einer Verdichterstufe untersucht. Dazu wurden eine einseitig und zwei symmetrisch angeordnete Spiralen mit runden Querschnitten zugrunde gelegt. Die Auswertung der Messungen ergab eine wesentlich größere Druckziffer und einen besseren Wirkungsgrad für die einseitig angeordnete Spirale (**Bild 4**).

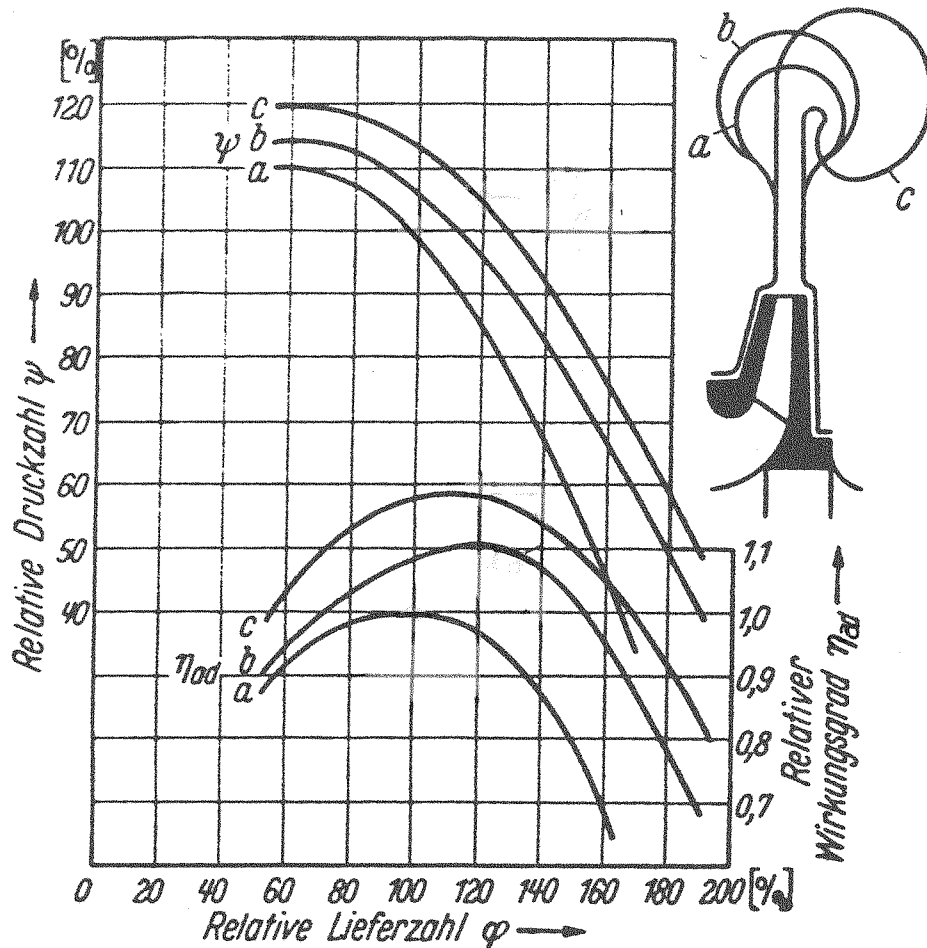


Bild 4. Vergleich der Performancekurven für verschiedene Spiralengeometrien

In **Bild 5** sind die gemessenen Kennlinien einer Verdichterstufe mit zwei unterschiedlichen Spiralformen dargestellt. Es handelt sich hierbei um eine gegossene Spirale mit symmetrischer Kontur und kreisrundem Querschnitt sowie eine weitere geschweißte mit einseitig quadratischem Querschnitt. Beide Spiralformen besitzen flächengleiche Querschnitte mit gleichen Schwerpunktradien. Die Meßergebnisse zeigen, daß die quadratische Spirale eine etwas höhere spezifische Enthalpie und einen besseren Wirkungsgrad als die runde symmetrische aufweist. Dadurch wird ersichtlich, daß die Strömungsverluste in den Eckbereichen der quadratischen Querschnittsform geringer ins Gewicht fallen als die Verluste, die durch die gegenläufig erzeugten Doppelwirbel in der symmetrischen Spirale verursacht werden.

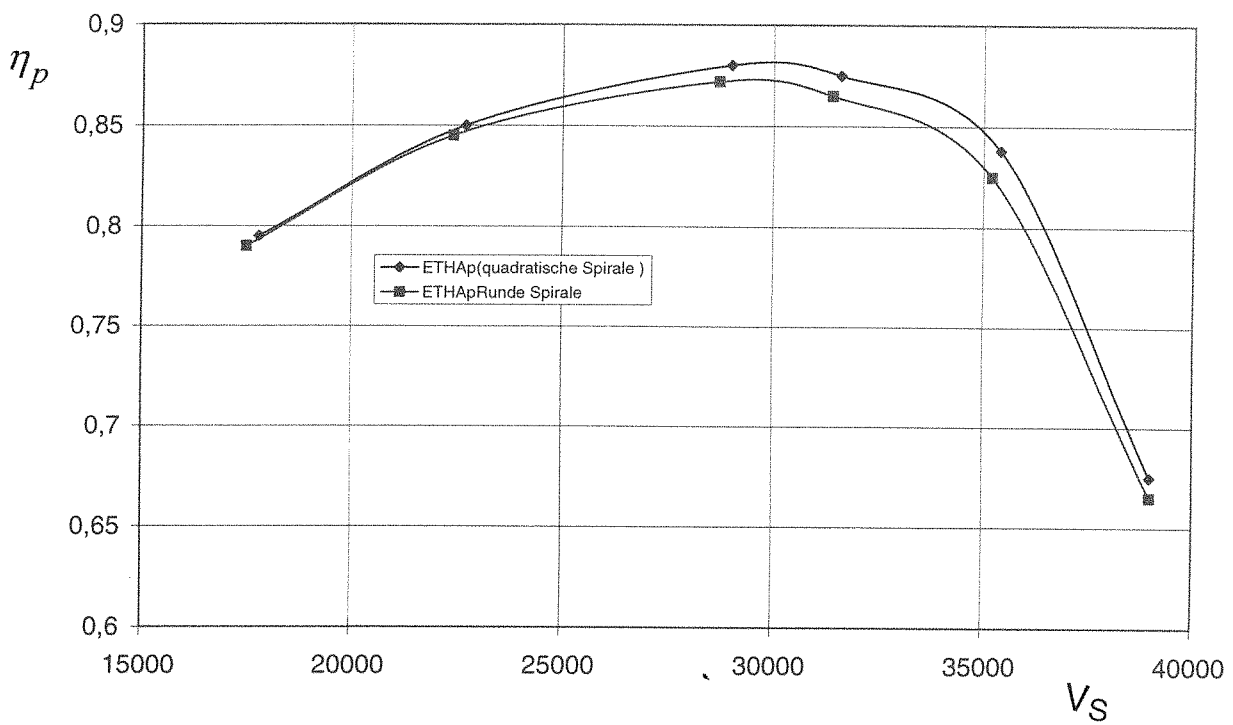
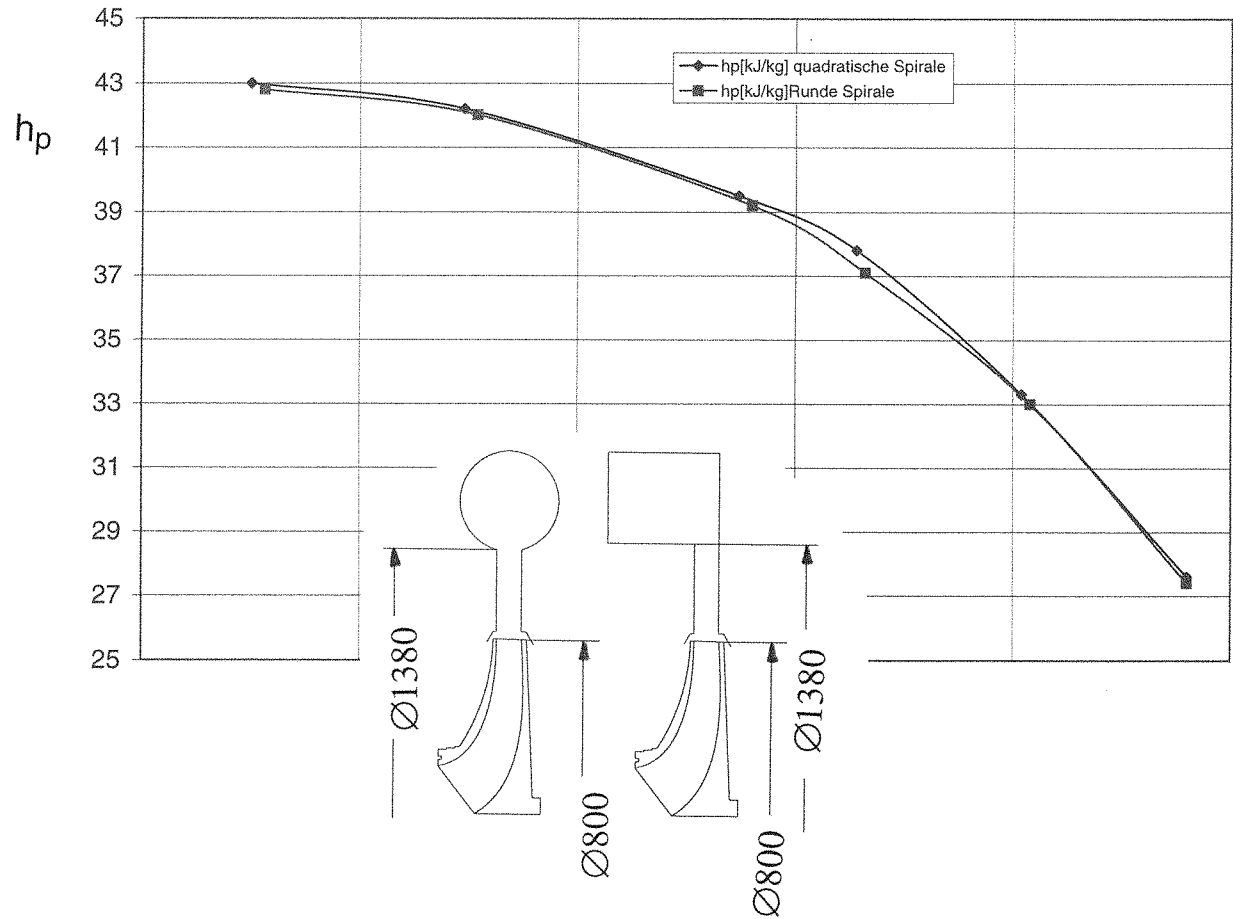


Bild 5. Gemessene Kennlinien einer Verdichterstufe
mit zwei unterschiedlichen Spiralförmigkeiten

H. Mischina und I. Gyobu [2] untersuchten sechs Spiralen mit unterschiedlichen Formen sowie einen Sammelraum bei unverändertem, schaufellosem Diffusor. Ihre Spiralen S_1 - S_5 besaßen gleiche Flächenverläufe. In **Bild 6** sind die Formen und die peripheren Flächenverläufe der Spiralen 1 bis 6 sowie des Sammelraumes S_7 dokumentiert. **Bild 7** zeigt die Verlustkoeffizienten der gemessenen Spiralen. Daraus ist zu entnehmen, daß die optimale Spirale diejenige (S_1) mit dem einseitigen kreisförmigen Querschnitten ist. Verschlechterungen weisen hingegen in der Reihenfolge die quadratische (S_2) und die rechteckige (S_3) Spirale bei gleichem Flächenverlauf und gleichen Schwerpunktsradien auf. Bei einer Abnahme des Schwerpunktsradius d.h. mit zunehmend nach innen gezogener Spirale und gleich gehaltenem Flächenverlauf (Spiralformen S_4 und S_5) ergibt sich eine Verschlechterung des Verlustkoeffizienten. Dieses führt sogar soweit, daß der Verlustkoeffizient der Spirale S_5 in einem breiten Bereich schlechter als derselbe des Sammelraumes S_7 ist.

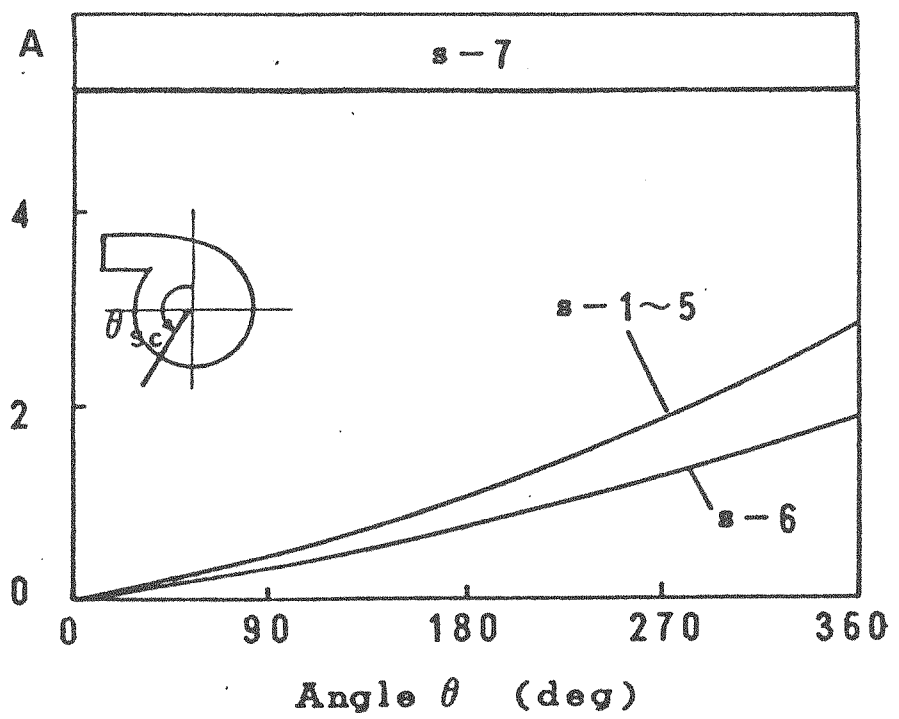
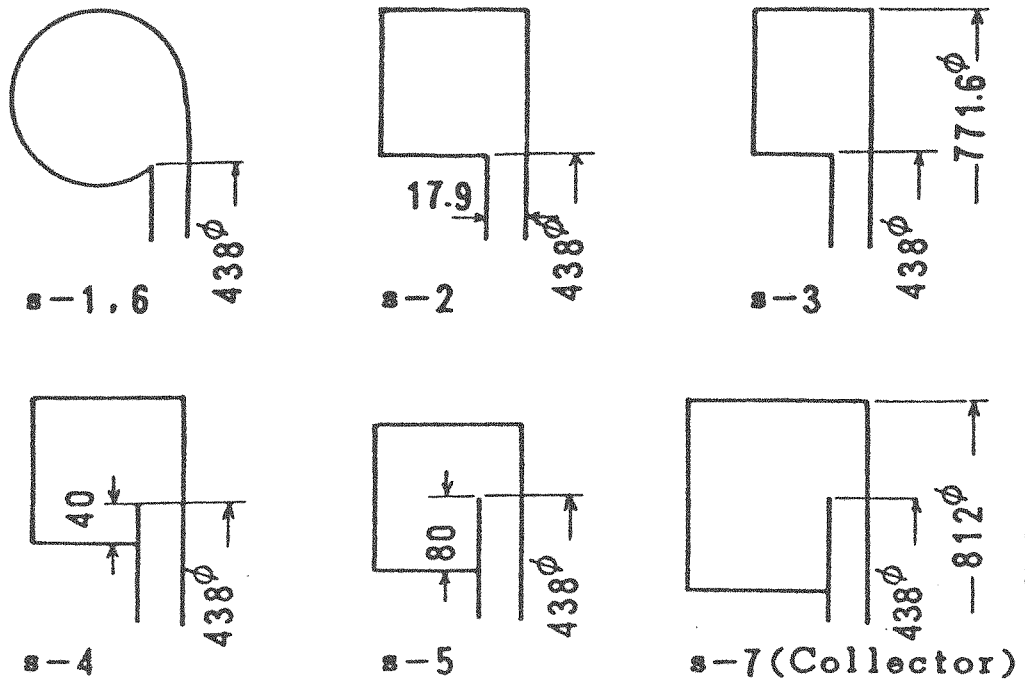


Bild 6. Formen und periphere Flächenverläufe von sechs Spiralen
 sowie eines Sammelraumes

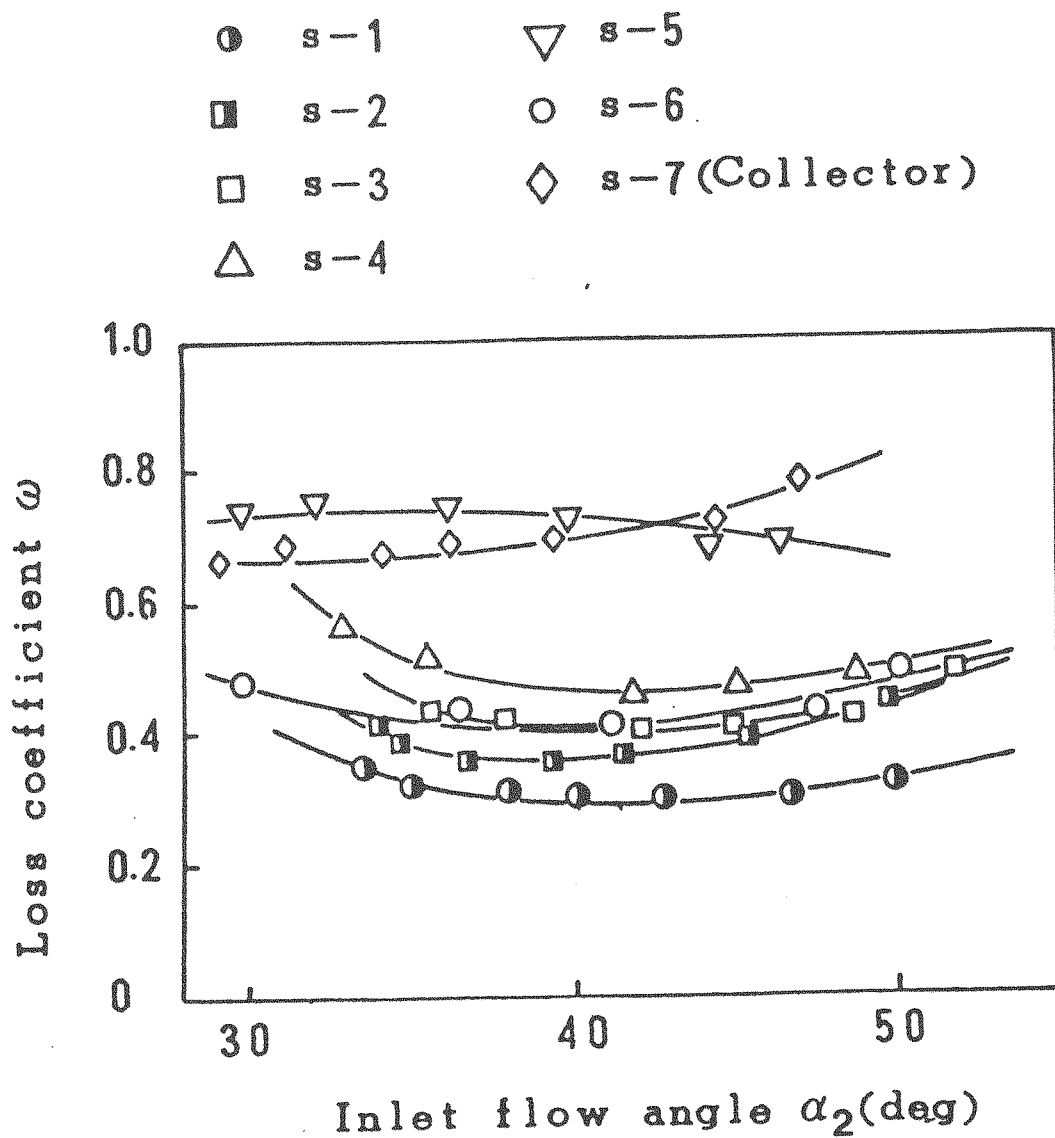


Bild 7. Verlustkoeffizienten gemessener Spiralen

Die kreisförmige Spirale S_6 , die einen kleineren peripheren Flächenverlauf als die Spirale S_1 besitzt, weist den gleichen Verlustkoeffizienten wie die rechteckige Spirale S_3 und dementsprechend eine größere als die kreisförmige Spirale S_1 auf. Dieses ist auf die erhöhte Geschwindigkeit und auf die erhöhten Reibungsverluste in der Spirale S_6 zurückzuführen.

Anschließend werden die peripheren Verläufe des statischen Druckes am Laufrad- und Diffusoraustritt in **Bild 8** vorgestellt. Daraus geht hervor, daß die Flächenverläufe der Spiralen die periphere Ungleichförmigkeit des statischen Druckes am Laufrad und am Diffusor stark beeinflussen.

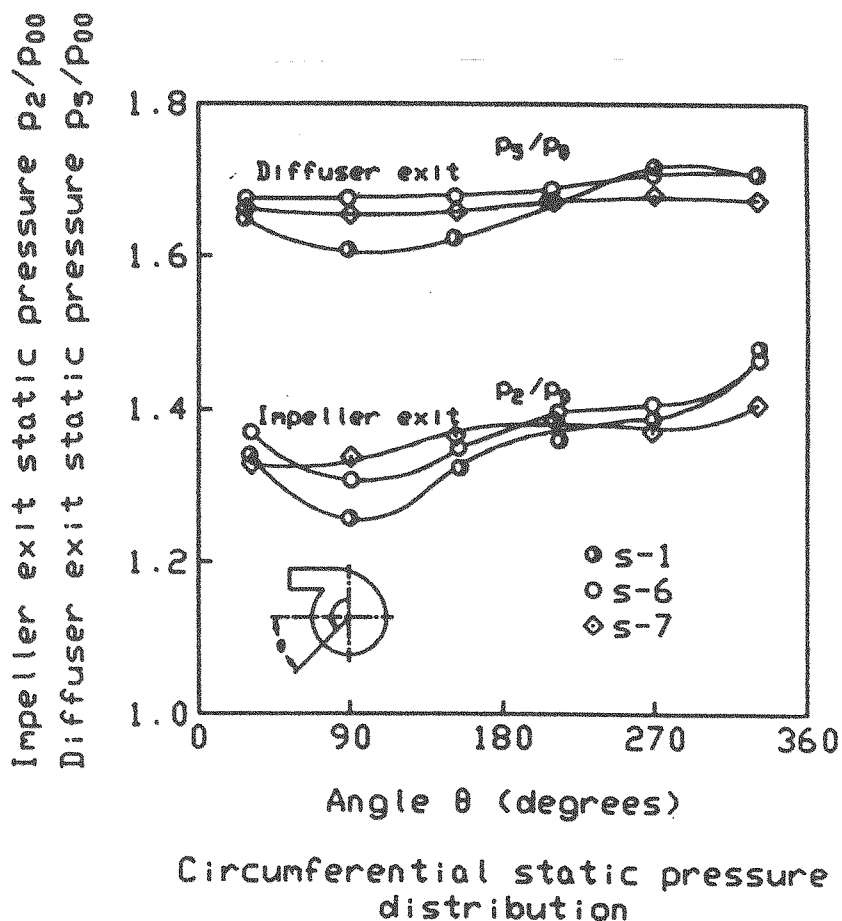


Bild 8 : Periphere Verläufe des statischen Druckes am Laufrad- und Diffusoraustritt

2.3

Spiralenzunge

Wie bereits an anderer Stelle erwähnt wurde, ist die für den Auslegungspunkt berechnete Spirale für den Überlastbereich der Verdichterkennlinie zu klein und für den Teillastbereich zu groß. Deswegen verlagert sich der Staupunkt der Strömung von der Zungenspitze der Spiralenzunge zur inneren bzw. äußeren Seite der Zunge und umströmt somit die Zungenspitze mit starker Wirbelbildung. Die daraus resultierende Rückwirkung auf die Diffusorströmung verursacht eine ungleichförmige periphere Geschwindigkeits- und Druckverteilung sowohl am Austritt als auch am Eintritt des Diffusors. Infolgedessen kommt es zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades und der Druckziffer der Verdichterstufe sowie zu einer Erhöhung des Lärmpegels. Ferner ist zu erwähnen, daß diese ungünstigen Eigenschaften der Spiralen sich etwas verbessern lassen durch die Gestaltung der Spiralenzunge mit möglichst großem Rundungsradius. Zum besseren Verständnis der oben aufgeführten Zusammenhänge wird **Bild 9** herangezogen.

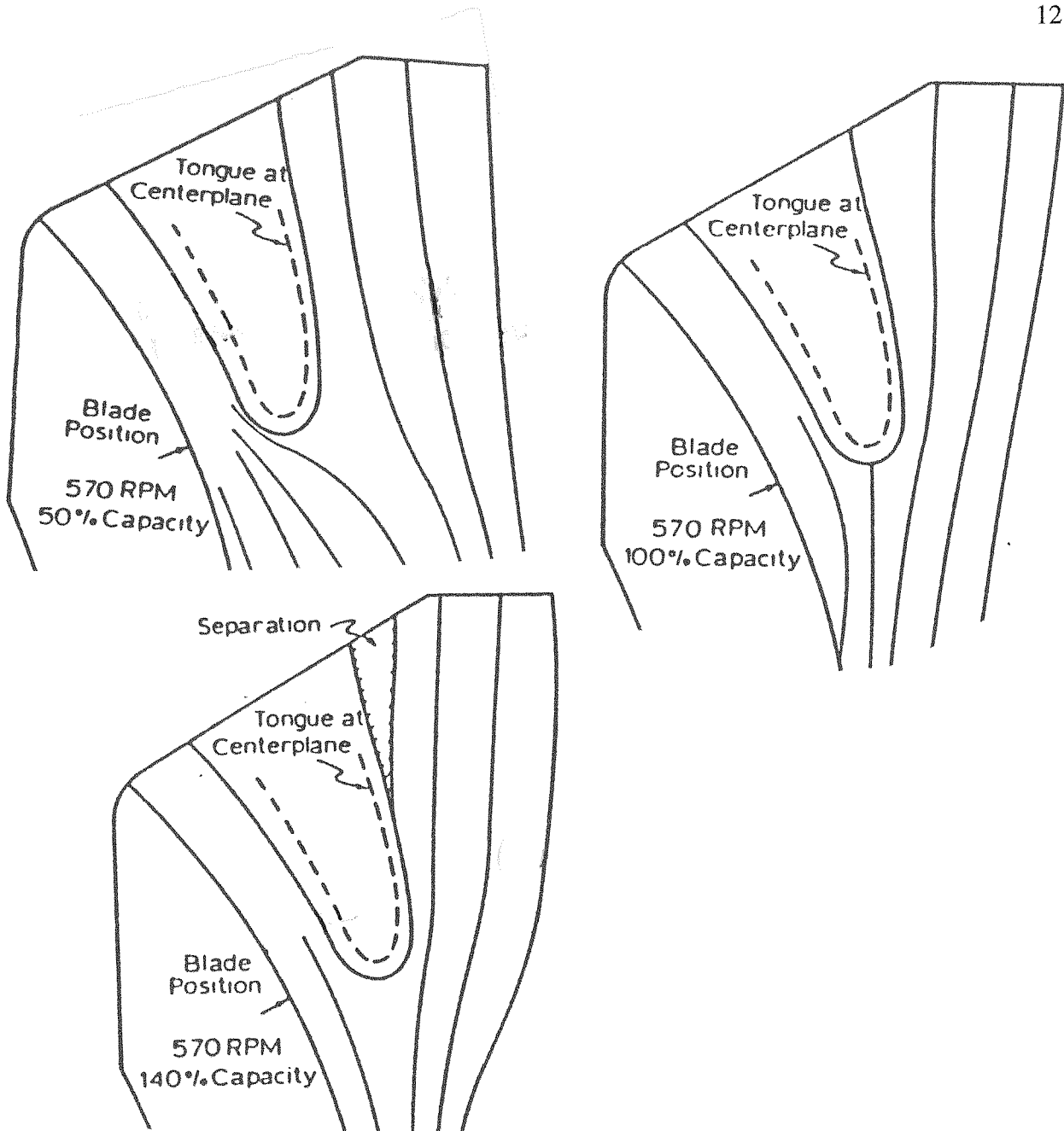


Bild 9. Strömungsverlauf an der Spiralzunge

2.4

Abstand Laufrad-Spiralzunge

Der Abstand zwischen dem Laufradaustritt und der Spiralzunge d.h die Länge des Diffusors hat einen wesentlichen Einfluß auf die periphere Druck- und Geschwindigkeitsstörung. Es ist zu beobachten, daß mit zunehmendem Abstand eine bessere Glättung sowie eine Abnahme der Amplitude der Störung zu erreichen ist. Messungen von Sideris [3] haben jedoch gezeigt, daß bei einem Diffusorlängenverhältnis von $d_4/d_2 = 1,5$ keine Amplitudenabnahme der peripheren Druckstörung zwischen dem Diffusoraustritt bzw. Spiraleintritt und dem Laufradaustritt festzustellen ist (**Bild 10**).

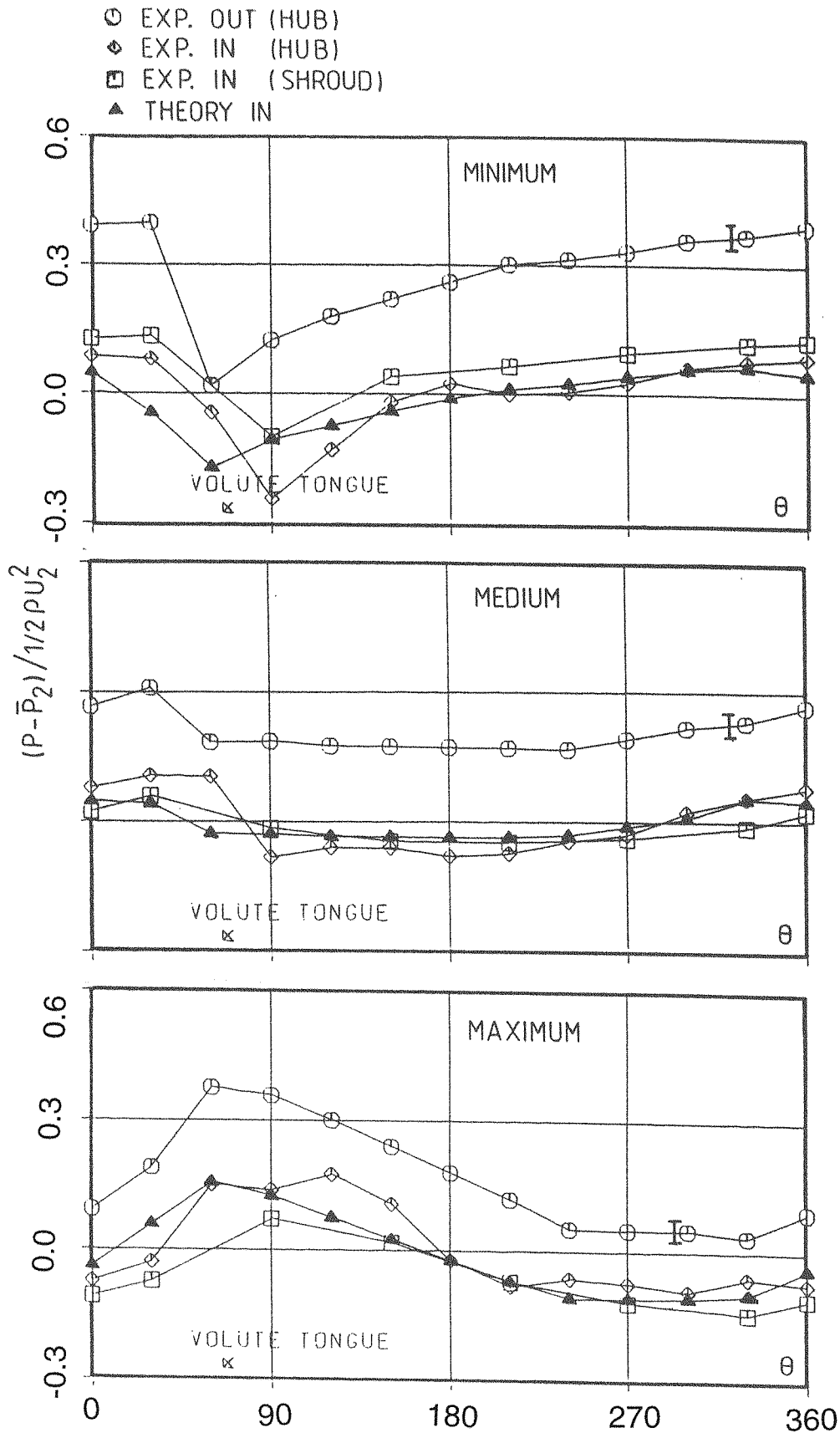


Bild 10: Periphere Variation des statischen Druckes am Eingang und Ausgang des schaufellosen Diffusors eines Turbocharger-Verdichters für minimale, optimale und maximale Massenströme

Spiralen können mit einem oder mehreren Stützen (**Bild 11**) sowie unterschiedlichen Querschnittsformen (**Bild 12**) eingesetzt werden.

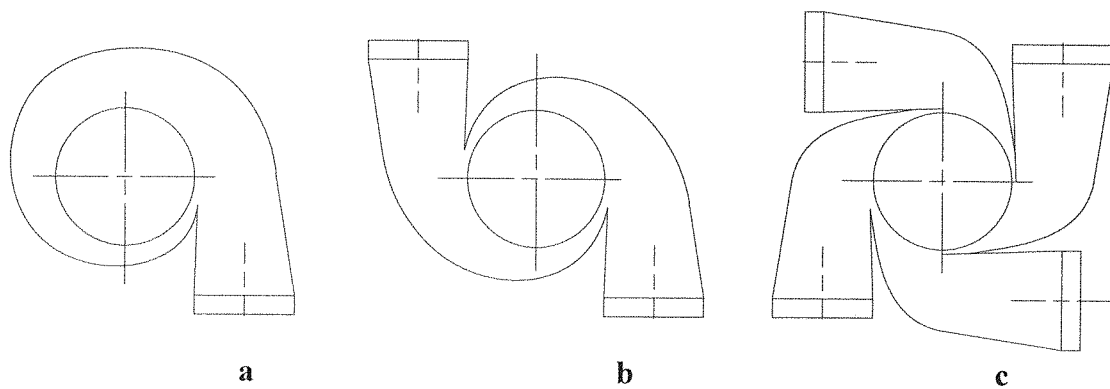


Bild 11: (a) Einstutzen-, (b) Zweistutzen- und (c) Vierstutzenspirale

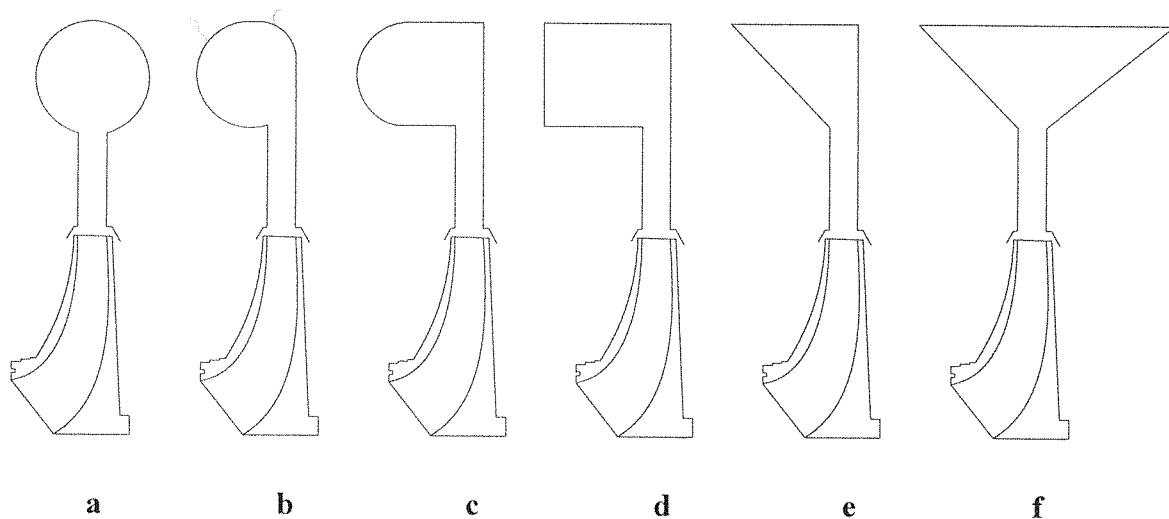


Bild 12. Verschiedene Spiralquerschnittsformen

- a. Symmetrische Kreisspirale
- b. Asymmetrische Kreisspirale
- c. Asymmetrische Halbkreisspirale
- d. Asymmetrische quadradische Spirale
- e. Asymmetrische Dreieckspirale
- f. Symmetrische Dreieckspirale

Die Verwendung der verschiedenen Querschnittsformen hängt vom Bauaufwand bzw. -volumen ab und stellt in der Regel einen strömungstechnischen Kompromiß dar. Dabei sollte versucht werden, daß der hydraulische Durchmesser des gewählten

Querschnitts möglichst gleich dem der Kreisform ist. Im Auslegungspunkt am Umfang der Spirale ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und demzufolge der statische Druck ebenfalls konstant. Ein solcher Zustand außerhalb des Auslegungspunktes ist physikalisch nicht möglich, denn der Massenstrom wird entlang der Spirale im Überlastbereich der Verdichterstufe beschleunigt bzw. im Teillastbereich verzögert und damit eine ungleichförmige periphere Druckverteilung der Spirale erzeugt. Diese periphere Ungleichförmigkeit des Druckes wird durch den Diffusor fortgepflanzt und beeinflusst rückwirkend die Laufradströmung.

3

Theoretische Grundlagen

Die strömungsoptimale Gestaltung trägt wesentlich zur Beeinflussung des Gesamtwirkungsgrades sowie der Betriebskennlinie des Verdichters bei.

In **Bild 13** ist der Aufbau einer Spirale mit kreisförmigen Querschnitt dargestellt.

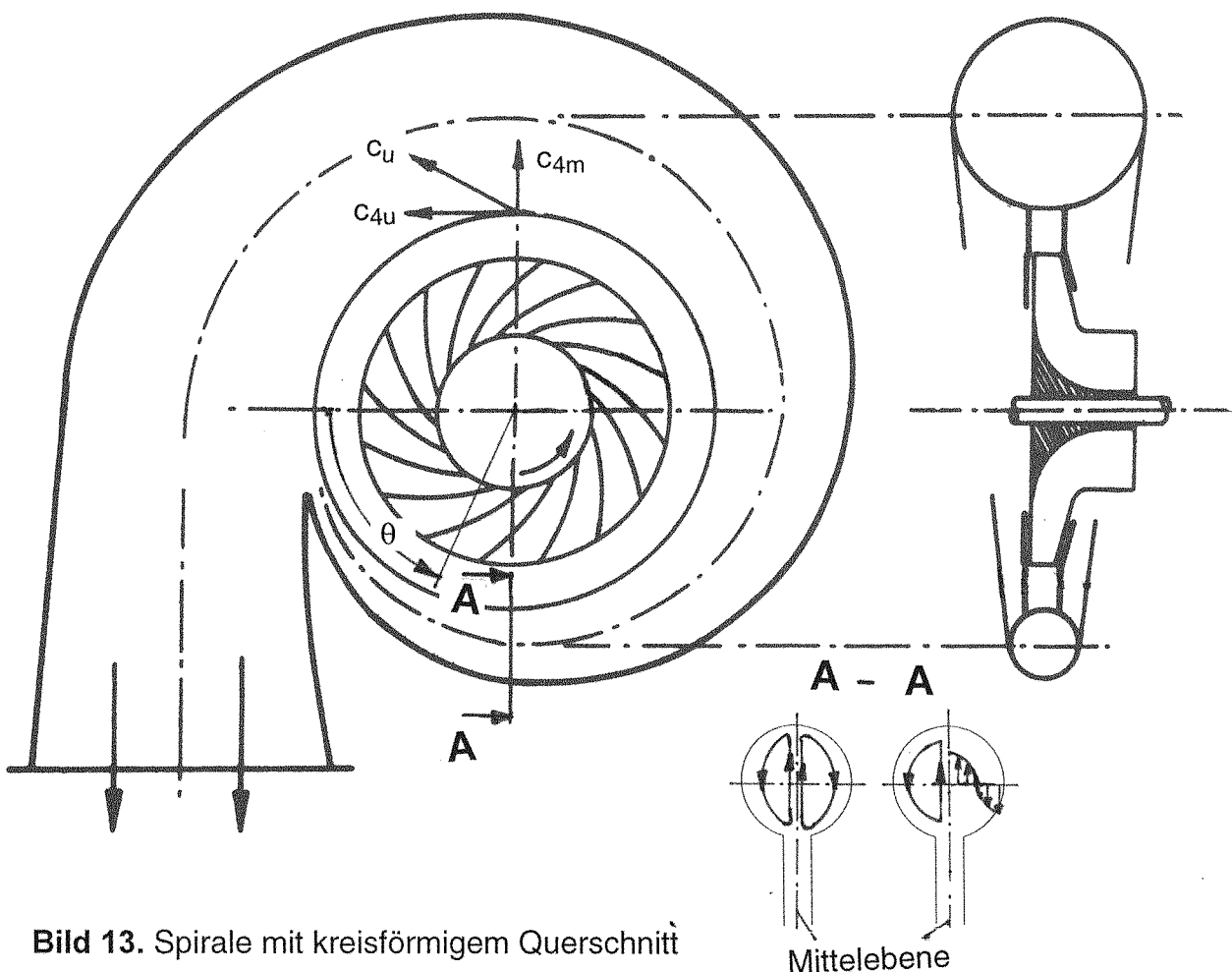


Bild 13. Spirale mit kreisförmigem Querschnitt

Der Anfang der Spirale ($\vartheta = 0^\circ$) wird Zunge genannt. Am Austritt der Spirale ($\vartheta = 360^\circ$) wird in der Regel ein Kegeldiffusor nachgeschaltet. Die Spirale ist so

auszulegen, daß an ihrem Umfang Druck und Geschwindigkeit gleichförmig verteilt sind, damit rückwirkend eine ungleichförmige Beeinflußung der Strömung in den vorgeschaltete Räume (Diffusor und Laufrad) vermieden wird. Somit ist die Anpassung der Spirale an Diffusor und Laufrad von besonderer Bedeutung.

Zur Auslegung von Spiralen werden eindimensionale Berechnungsmethoden mit und ohne Reibungsansätze sowie dreidimensionale Berechnungsmethoden mit und ohne Reibungskoeffizienten herangezogen.

Hier wird für die eindimensionale reibungsfreie Strömung der Drallsatz und die Kontinuitätsgleichung herangezogen. Im Falle des kreisförmigen Spiralquerschnitts ist die Breite b sowohl vom Winkel ϑ als auch vom Radius R abhängig, so daß die Spiralströmung nicht rotationssymmetrisch verläuft. Daraus folgt, daß der Drallsatz

$$c_{4u} \cdot r^4 = c_u \cdot r \quad (1)$$

nur näherungsweise erfüllt ist.

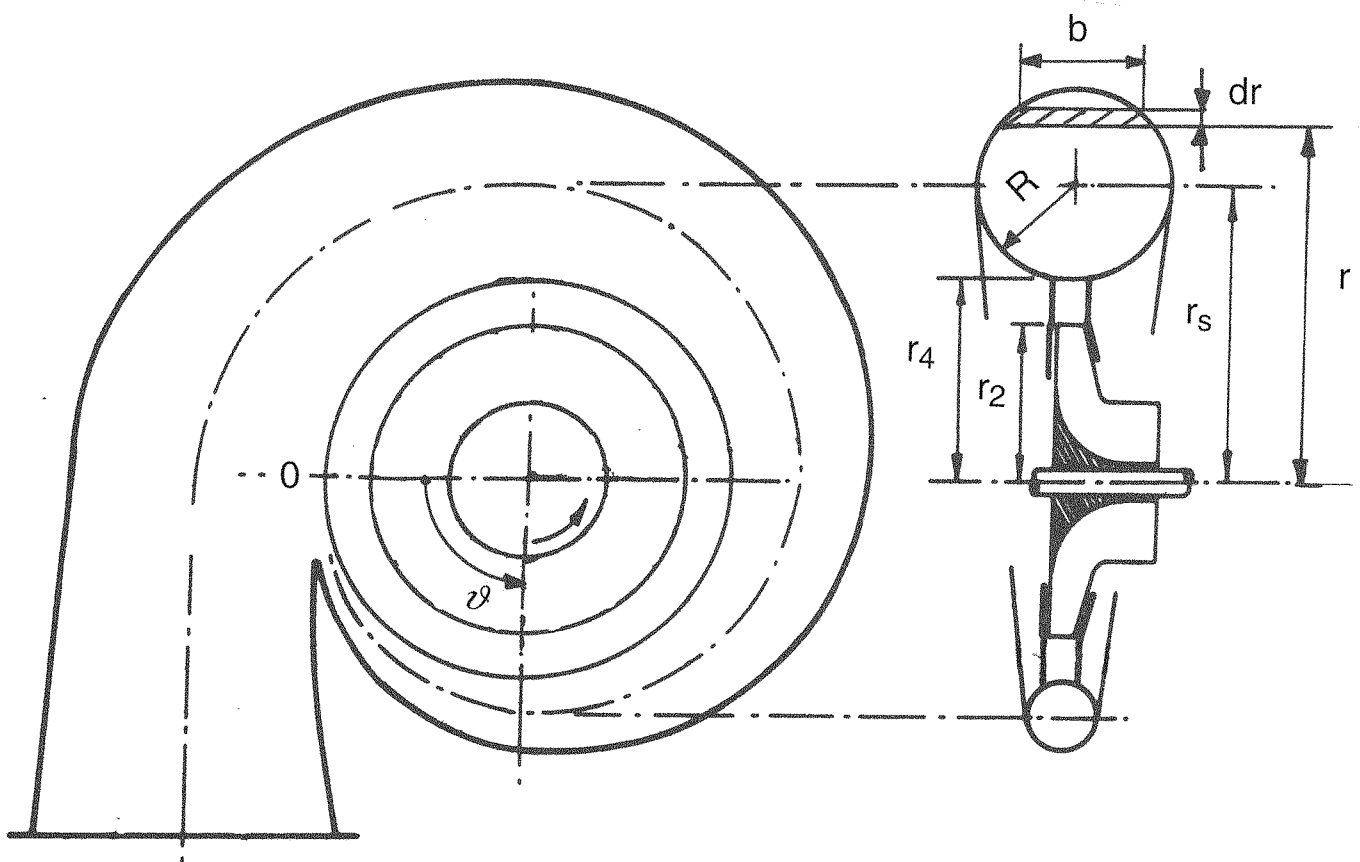


Bild 14. Schnitt durch eine Kreisspirale

Die Bestimmung des Volumenstroms \dot{V}_{ϑ} , der durch einen Spiralquerschnitt bei dem jeweiligen Winkel ϑ fließt, erfolgt durch Integration über die Fläche A (**Bild 14**)

zu:

$$\dot{V}_{\vartheta} = \int c_u \cdot dA = \int_{r_s-R}^{r_s+R} c_u \cdot b \cdot dr$$

und durch das Einsetzen von (1) ergibt sich:

$$\dot{V}_{\vartheta} = c_{4u} \cdot r_4 \cdot \int_{r_s-R}^{r_s+R} b \cdot \frac{dr}{r} \quad (2)$$

Unter der Annahme, daß die periphere Verteilung der Zustandsgröße am Eintritt und in der Spirale am Auslegungspunkt der Verdichterstufe gleichmäßig ist, folgt:

$$\dot{V}_{\vartheta} = \frac{\vartheta}{2\pi} \cdot \dot{V}_4 \quad (3)$$

wobei der Winkel ϑ in Bogenmaß angegeben ist.

Aus den Gleichungen (2) und (3) ergibt sich für den Winkel ϑ

$$\vartheta = \frac{2\pi \cdot r_4 \cdot c_{4u}}{\dot{V}_4} \cdot \int_{r_s-R}^{r_s+R} b \cdot \frac{dr}{r} \quad (4)$$

Für einen Kreisquerschnitt gilt nach Pythagoras

$$b = 2 \cdot \sqrt{R^2 - (r - r_s)^2} \quad (5)$$

und folglich

$$\vartheta = \frac{4\pi \cdot r_4 \cdot c_{4u}}{\dot{V}_4} \cdot \int_{r_s - R}^{r_s + R} \sqrt{R^2 - (r - r_s)^2} \cdot \frac{dr}{r} \quad (6)$$

Aus der Integration von (6) ergibt sich

$$\vartheta = C \cdot \left(r_s - \sqrt{r_s^2 - R^2} \right) \quad (7)$$

wobei $C = \frac{4\pi \cdot r_4 \cdot c_{4u}}{\dot{V}_4}$ ist.

Durch Umstellen der Gleichung (7) nach dem jeweiligen Radius $R(\vartheta)$ des Spiralquerschnitts und unter der Berücksichtigung von $r_s = r_4 + R$ folgt

$$R(\vartheta) = \frac{\vartheta}{C} + \sqrt{\frac{2 \cdot r_4 \cdot \vartheta}{C}} \quad (8)$$

In der Praxis werden sehr oft die bei reibungsfreier Strömung berechneten Spiralquerschnitte erfolgreich ausgeführt. Sie müßten jedoch infolge der reibungsbehafteten Strömung theoretisch vergrößert werden, um den Druckverlust in Strömungsrichtung zu kompensieren und dadurch die Forderung nach einer peripheren gleichförmigen Druckverteilung längs des Spiraleumfangs am Auslegungspunkt zu erfüllen.

Ein solcher Zustand außerhalb des Auslegungspunktes ist physikalisch nicht möglich, da im Überlastbereich der Verdichterstufe der Massenstrom entlang der Spirale beschleunigt bzw. im Teillastbereich verzögert wird. Dieses führt zu einer ungleichförmigen peripheren Druckverteilung in der Spirale, die durch den Diffusor fortgepflanzt wird und beeinflusst damit rückwirkend die Strömung am Laufradaustritt. Daraus wird ersichtlich, daß die experimentelle Untersuchung der Spiralenströmung im Teil- bzw. Überlastbereich maßgebend für die optimale Gestaltung der Spirale ist.

In **Bild 15** ist das Kennfeld einer Verdichterstufe dargestellt. **Bild 16** wurde für die Kennlinie $N/N_0 = 0.9$ aus dem vorangegangenen **Bild 15** aufgestellt und gibt die periphere Druckverteilung der Spirale am Teillastpunkt **A**, Auslegungspunkt **B** und Überlastpunkt **C** wieder. Daraus wird ersichtlich, daß nur am Auslegungspunkt eine gleichförmige periphere Druckverteilung zu realisieren ist. Am Teillastpunkt **A** ist eine Erhöhung des peripheren Druckes (verzögerte Spiralenströmung) und am

Überlastpunkt C eine Minderung des peripheren Druckes (beschleunigte Spiralenströmung) zu beobachten.

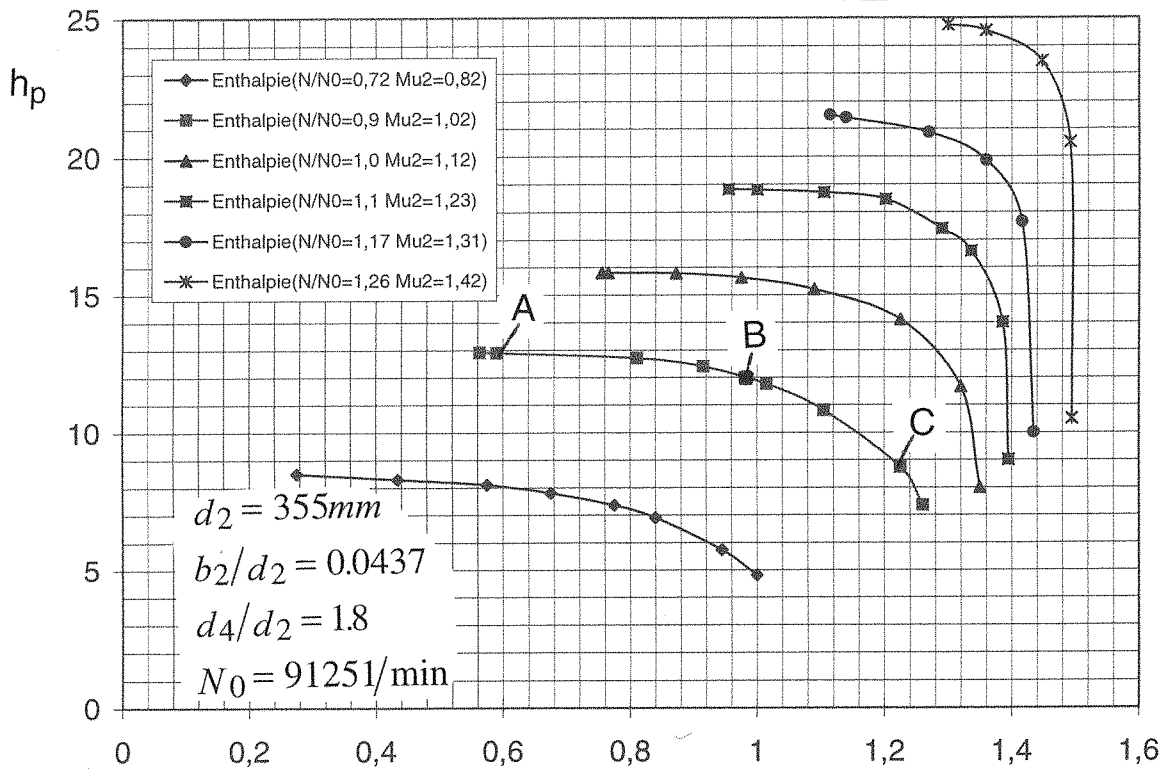


Bild 15. Kennfeld einer Verdichterstufe

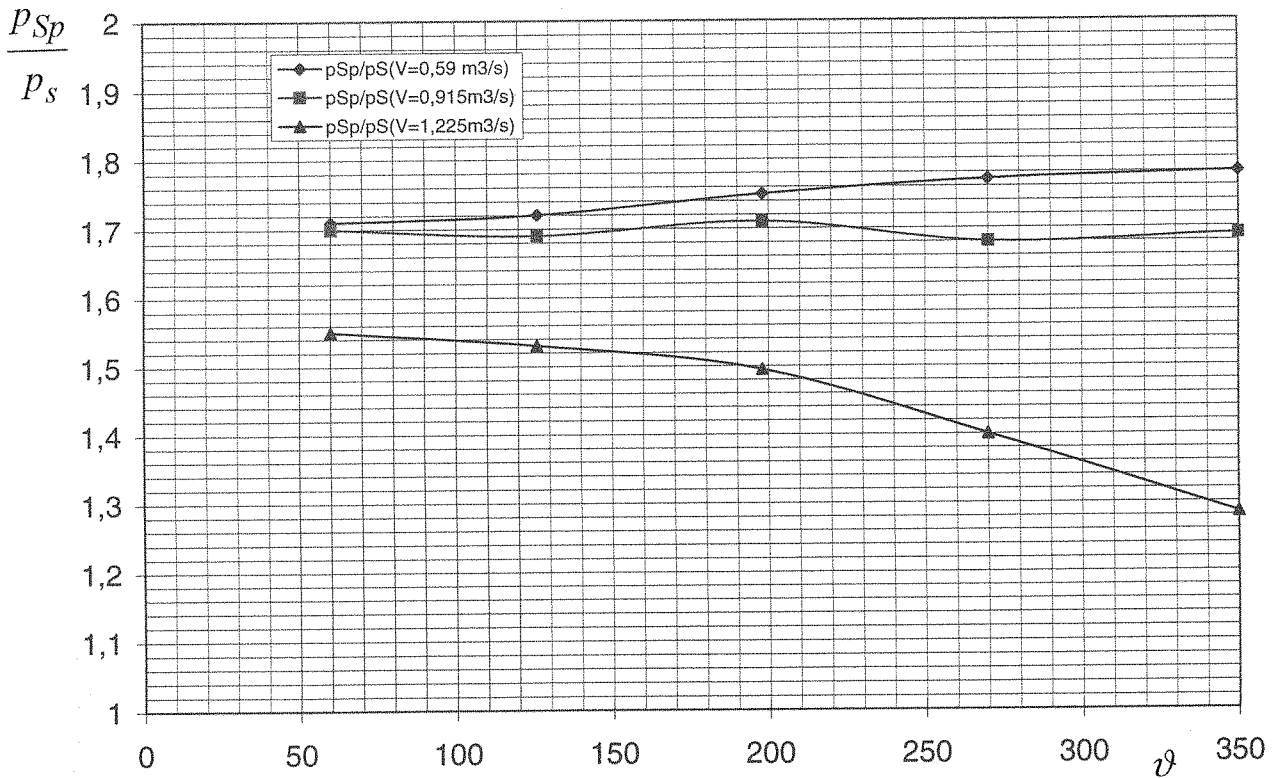


Bild 16. Periphere Druckverteilung der Spirale bei A, B und C

Neben der Strömungsreibung wird die Spiralströmung durch die Zentrifugalkräfte und die Sekundärströmungen beeinflusst.

Bei symmetrisch angeordneten Spiralen entstehen zwei gegenläufige Drehbewegungen (Sekundärströmungen) wie es im **Schnitt A-A (Bild 13)** dargestellt ist. Die Stromlinien haben einen schraubenförmigen Verlauf auf beiden Spiralhälften, die links und rechts von der Mittelebene liegen.

Die Sekundärströmungen entstehen aus der Mitwirkung der statischen Druckverteilung im Spiralenquerschnitt und aus der in die Spirale eintretenden Gasströmung. Gemäß dem Drallsatz entstehen an der Spiralaußenkontur kleinere Absolutgeschwindigkeiten und dementsprechend höhere statische Drücke als in der Innenkontur. Infolgedessen bewegt sich das Gas in der Wandnähe von außen nach innen und mischt sich mit dem in die Spirale einströmenden Gas. Dadurch entstehen zwei gegenläufige Drehbewegungen (Doppelwirbel). Analog dazu wird bei einseitig angeordneten Spiralquerschnitten eine einfache Drehbewegung (einfacher Wirbel) erzeugt. Daraus ist zu entnehmen, daß die bessere Kenntnis der realen Strömungsstruktur in der Spirale von großer Bedeutung für die Entwicklung genauerer Auslegungsmethoden ist.

Ein vollständiges Bild der dreidimensionalen Strömungsstruktur in der Spirale ist in [4] zu finden. Hier werden die Ruhe- und statischen Druckverteilungen sowie die Tangential- und Axialgeschwindigkeitskomponenten (experimentell ermittelt) dokumentiert. Sie stellen ferner fest, daß in der Mitte des Strömungsquerschnittes hohe Verluste entstehen, welche zu niedrigeren Totaldrücken führen.

4

Berechnungsmethoden

In [5] werden ein eindimensionales sowie ein 3D- Rechenmodell präsentiert. Dem eindimensionalen Rechenverfahren liegt zur Ermittlung der Wechselwirkung zwischen Laufrad, Diffusor und Spirale eine iterative Prozedur zugrunde, bestehend aus folgenden Komponenten:

- a) Berechnung der Reaktion des Laufrades auf einen ungleichförmigen Austrittsdruck. Daraus läßt sich die periphere Variation der Tangential- und Radialgeschwindigkeit am Laufradaustritt ermitteln.
- b) Berechnung der Diffusoraustrittsgeschwindigkeit und der Druckverteilung für eine ungleichförmige Eintrittsgeschwindigkeitsverteilung. Daraus ergibt sich die Verteilung der Geschwindigkeit und des Druckes am Eintritt der Spirale.
- c) Berechnung der dreidimensionalen Strömung in der Spirale unter Berücksichtigung der peripheren Variation der Eintrittsgeschwindigkeit. Daraus wird eine neue periphere Druckverteilung am Diffusoraustritt bzw. Spiraleintritt bestimmt.
- d) Berechnung der Umfangsdruckverteilung am Laufradaustritt infolge der Rückwirkung des Diffusors mit ungleichförmiger Druckverteilung an seinem Austritt, verursacht durch die Spirale.

Die Resultate dieser neuen quasi-eindimensionalen Berechnungsmethode wurden mit den experimentellen Ergebnissen von [6] bei einem Radialverdichter mit elliptischer Spirale verglichen (**Bild 17**).

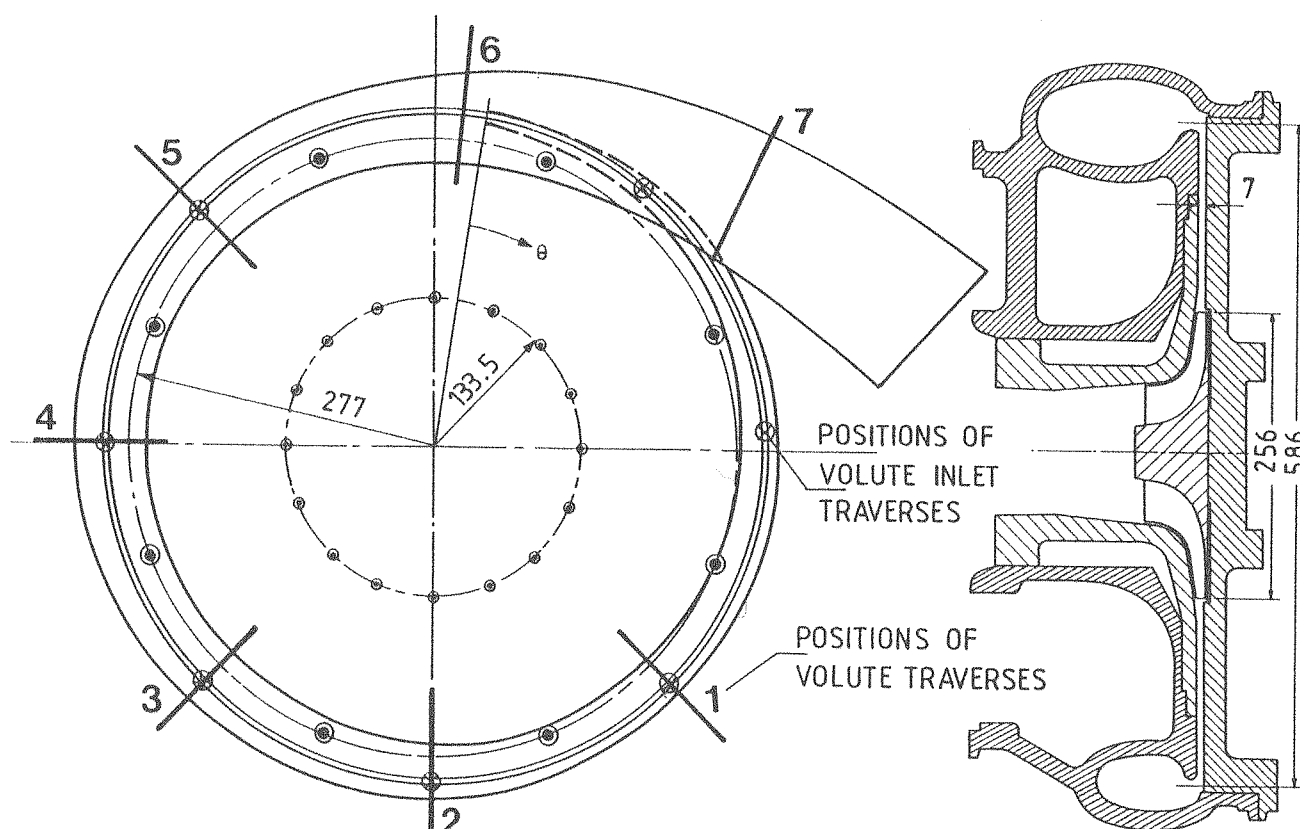


Bild 17. Radialverdichter mit elliptischer Spirale

In **Bild 18** ist der Verlauf der errechneten radialen Geschwindigkeit sowie der Verlauf des statischen und Gesamtdruckes am Diffusoraustritt bzw. Spiraleintritt für den maximalen Durchsatz wiedergegeben. Die Kurvenverläufe zeigen eine gute Übereinstimmung der errechneten und der gemessenen Werte für diesen Betriebspunkt, bei dem dennoch die maximale periphere Störung auftritt. Ähnliches gilt ebenfalls für weitere Betriebspunkte des Verdichters.

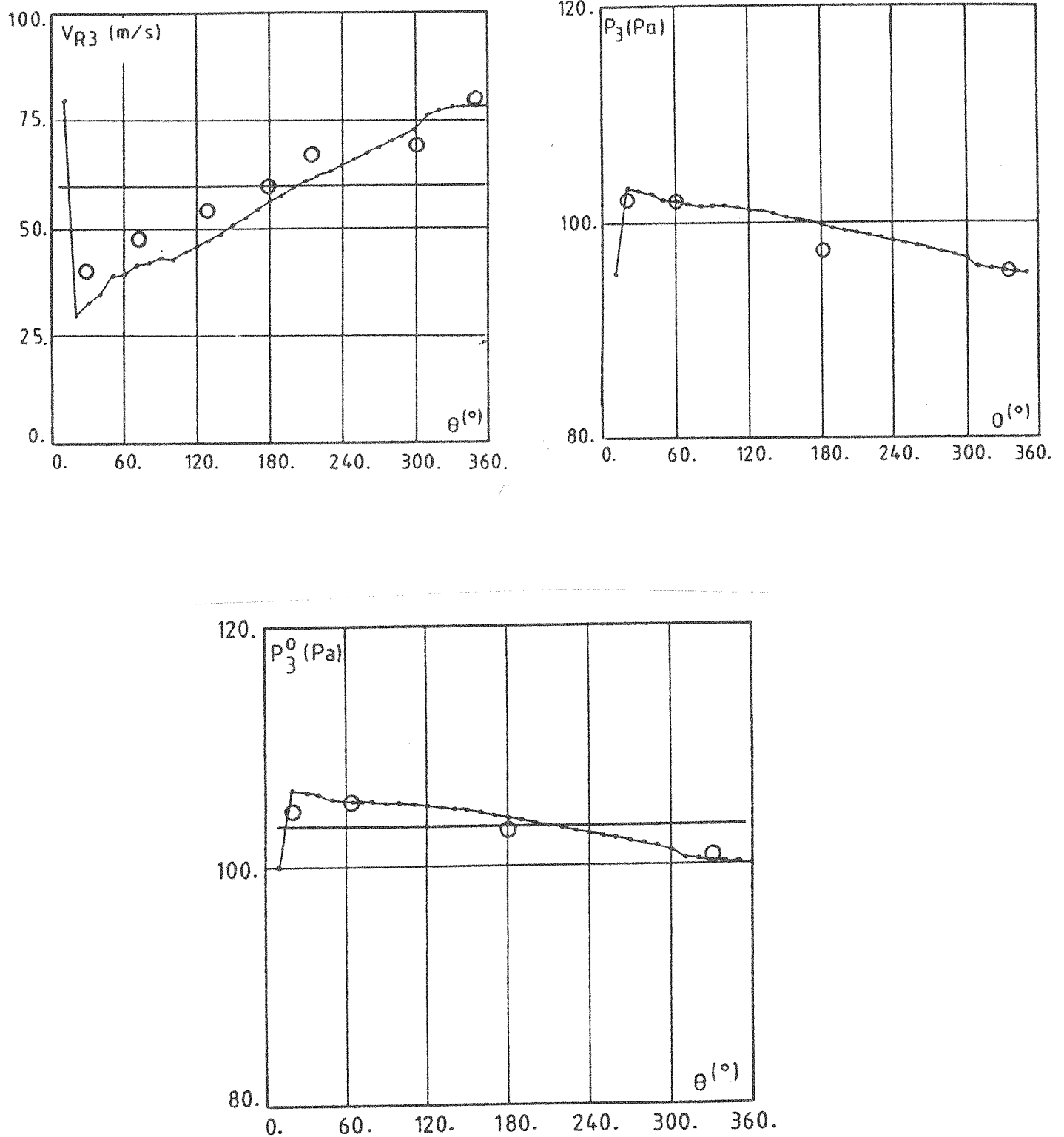


Bild 18. Periphere Variation der berechneten und gemessenen Radialgeschwindigkeit, des statischen und des Totaldruckes

Bild 19 dokumentiert den Vergleich zwischen dem errechneten und dem gemessenen statischen Druckerhöhungskoeffizienten

$$c_p = \frac{p_6 - p_4}{p_{4t} - p_4}$$

und dem Totaldruckverlustkoeffizienten

$$\omega = \frac{p_{4t} - p_{6t}}{p_{4t} - p_4}$$

für die Betriebspunkte zwischen der Pump- und Schluckgrenze des Verdichters.

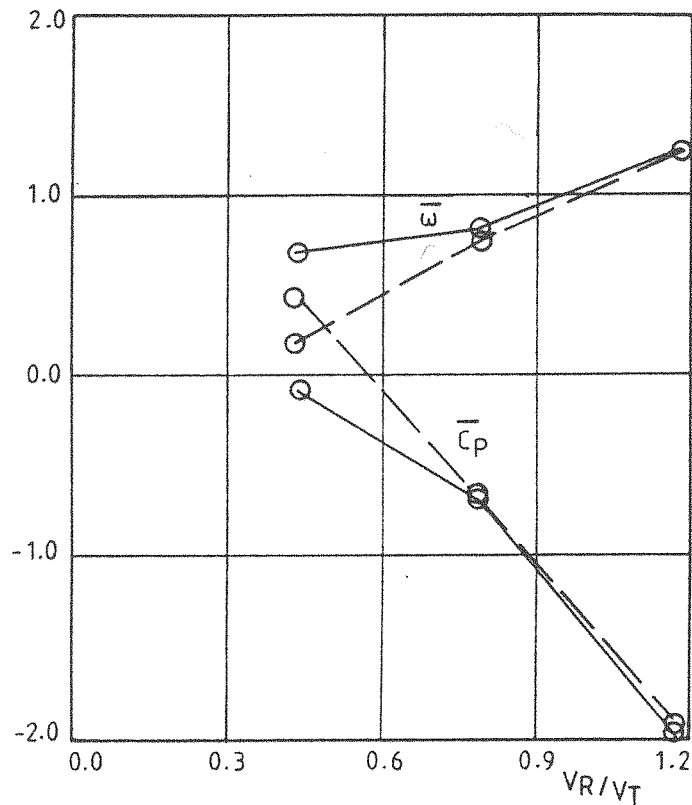


Bild 19. Vergleich zwischen errechneten und gemessenen statischen Druckerhöhungskoeffizienten

Es ist deutlich zu erkennen, daß die größte Abweichung beim minimalen Durchsatz erfolgt, da bei diesem Betriebspunkt eine Ablösung der Strömung in der Spirale stattfindet. Mit zunehmendem Durchsatz ist eine gute Übereinstimmung festzustellen. Daraus folgt, daß in dieser quasi-eindimensionalen Berechnungsmethode sowohl die wichtigen Phänomene, die die Geschwindigkeit und den Druck in der Spirale bestimmen, als auch die wichtigen Ursachen von Verlusten richtig

erfaßt sind. Seine Gültigkeit für mehrere Spiralenkonfigurationen und Flächenverläufe muß jedoch durch detailliertere Messungen untermauert werden.

Experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, daß die Strömung in der Spirale primär von den Verlusten in ihrem Kern und nur sekundär von der Grenzschicht an ihren Wänden beeinflusst wird. Demzufolge kann die Grenzschichtblockade vernachlässigt werden. Der Einfluß der Grenzschicht kann auf die Scherkräfte an der Spiralenwand begrenzt werden. Deswegen wird in [5] beim 3D-Rechenmodell die Eulersche Gleichung unter Berücksichtigung von Dissipations- und Wandscherkräften zweiter Ordnung verwendet, anstatt das Problem mit der sehr teuren und zeitaufwendigen Verwendung der Navier-Stokeschen Gleichung zu lösen. Die Resultate dieser 3D-Berechnung der komplizierten Spiralenströmung zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Messungen. In **Bild 20** aus [5] sind im Vergleich die berechneten und gemessenen Durchfluß- und Tangentialgeschwindigkeiten sowie in **Bild 21** der statische und Totaledruck gegenübergestellt.

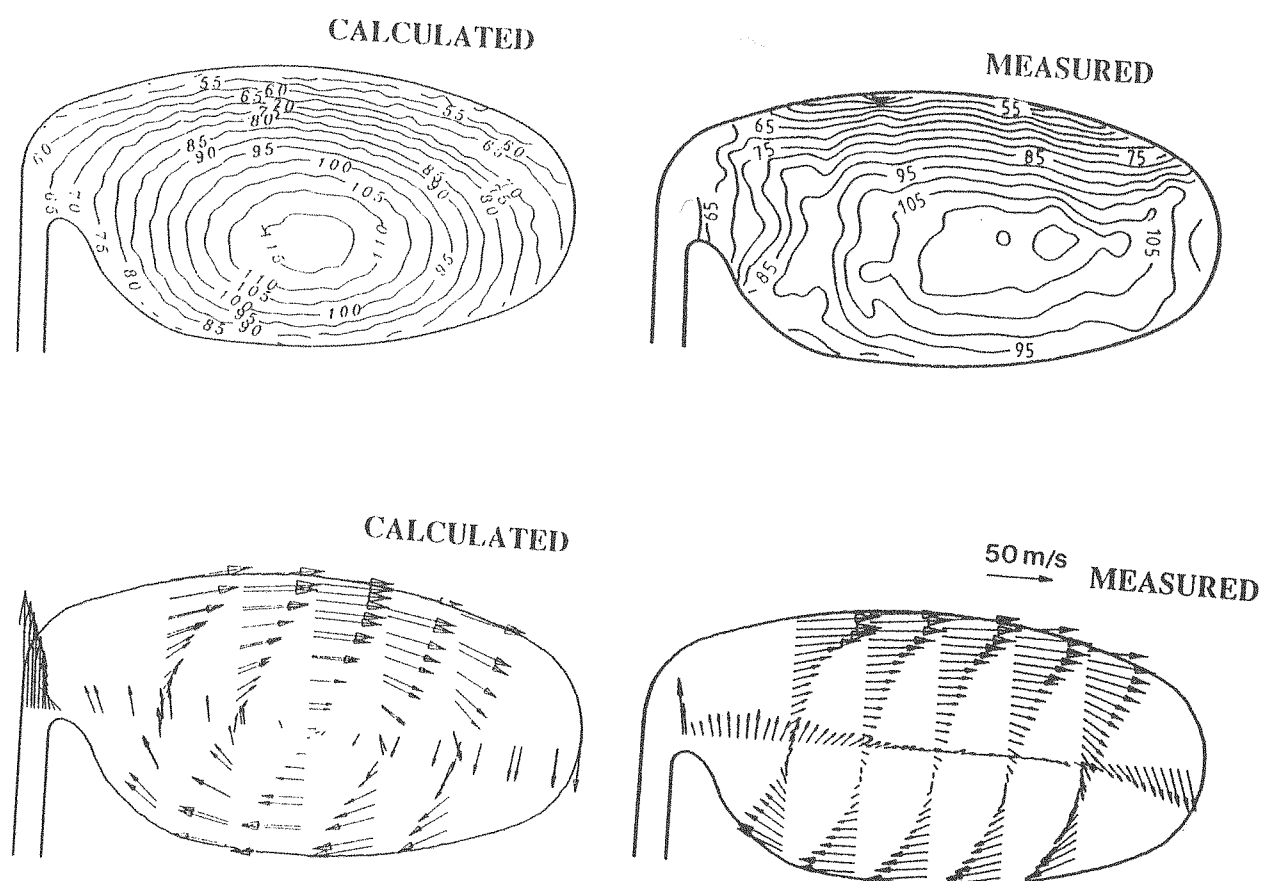


Bild 20. Berechnete (links) und gemessene (rechts) Durchfluß- und Tangentialgeschwindigkeiten bei großem Massenstrom

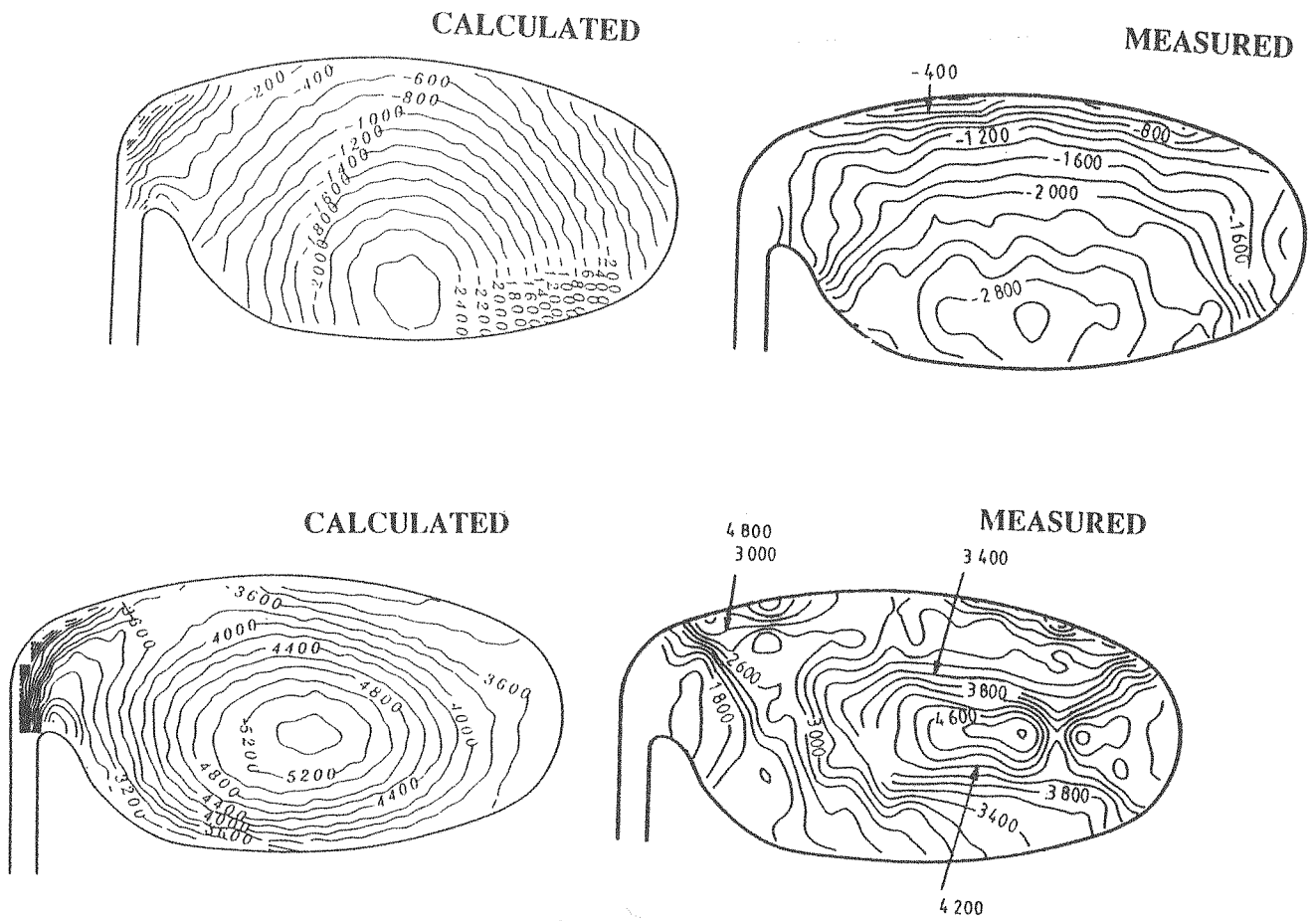


Bild 21. Berechneter (links) und gemessener (rechts) statischer Druck bei großem Massenstrom

Literatur

1. **Stiefel, W.** (May 1972) „Experiences in the development of radial compressors“, in: Advanced radial compressors, VKI LS50.
2. **H. Mischina, I. Gyobu** (1978) Performance Investigations of Large Capacity Centrifugal Compressors, ASME-78-GT-3.
3. **Sideris, M., Van Den Breambussche, R.** (1986) „Experimental study of the flow in a vaneless diffuser with circumferential pressure distortion“ VKITN 157,
4. **E.Ayder, R. Van Den Breambussche, J. J. Brasz** (1992) Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute ASME 92-GT-30
5. **Van Den Breambussche, R.** (1996) Flow and loss Mechanisms in Volutes of Centrifugal Compressors and Pumps. Flow in Radial Turbomachines, VKI Lecture Series 1996-01 January 15-19.
6. **E.Ayder, R. Van Den Breambussche, R.** (1993) „Numerical Analysis of the 3D Swirling flow in Centrifugal Compressor Volutes“ ASME 93-GT-122,1