

FORTSCHRITT-  
BERICHTE **VDI**

Dr. Georgios Sidiropoulos  
Dipl.-Ing. Eleftherios Alevizos, Berlin

**Modernisierung,  
Umbau und Umrüstung  
von Turbosätzen**

Reihe **1**: Konstruktionstechnik/  
Maschinenelemente

Nr. **240**

**VDI** VERLAG

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung
2	Vorbereitung und Planung der Modernisierung, Umrüstung oder des Umbaus von Turbosätzen
3	Theoretische Grundlagen
3.1	Kenngößen
3.2	Umbautechniken
3.2.1	Änderung des Rotors
3.2.2	Änderung des Stators
3.2.3	Änderung der Drehzahl
3.3	Festigkeitsbetrachtungen
3.4	Rotordynamische Betrachtungen
4	Gründe für die Modernisierung, die Umrüstung und den Umbau von Turbosätzen
4.1	Anpassung des Verdichters an die Veränderung des Anlagenprozesses
4.1.1	Umbau eines Turbosatzes einer Ammoniakanlage
4.1.2	Umbau eines Turbosatzes in einer Raffinerieanlage
4.2	Senkung der Betriebskosten
4.2.1	Umbau zur Verbesserung des Wirkungsgrades
4.2.2	Einspritzen von Flüssigkeit in den Verdichter
4.2.3	Ersetzen der Öl- durch Gasdichtungen
4.2.4	Ersetzen der hydraulischen Lager durch Magnetlager
4.2.5	Ersetzen der Labyrinthdichtungen durch abradable Dichtungen
4.2.6	Änderung des Antriebes
4.2.7	Modernisierung der Meß- und Regelkreise
4.2.7.1	Umrüstung der Regelung
4.2.7.2	Überwachung der Verdichteroperationen zur Ausdehnung der Serviceintervalle
4.3	Anpassung an veränderte Umweltaforderungen
5	Zusammenfassung
6	Literaturverzeichnis

Nomenklatur

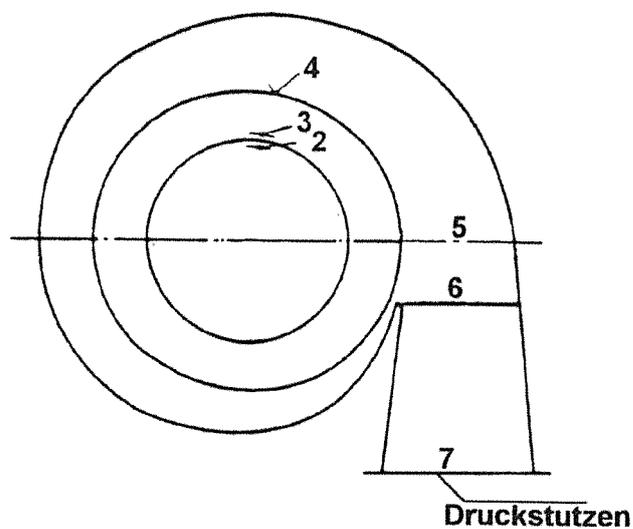
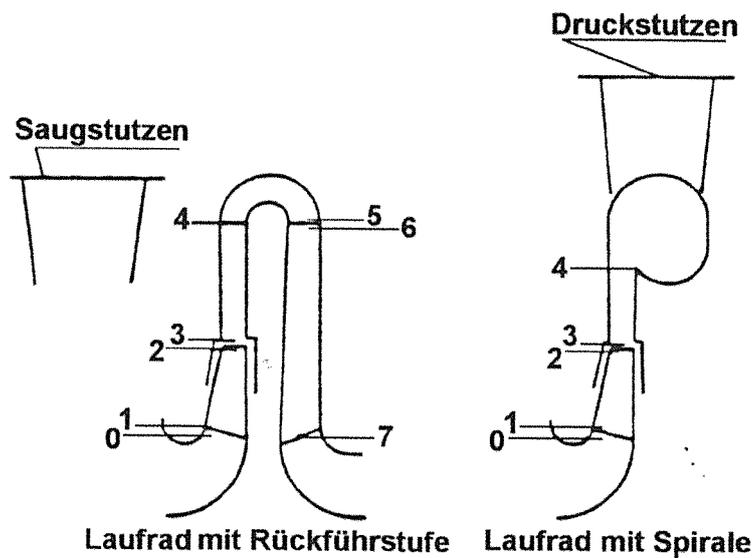
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
$a_{0t}$	m/s	Schallgeschwindigkeit am Stufeneintritt, bezogen auf Totalzustände
$b_2$	mm	Austrittsbreite des Laufrades
$c_{m3}$	m/s	Meridiangeschwindigkeit an der Stelle 3
$c_s$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Saugstutzen
$c_{u3}$	m/s	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit an der Stelle 3
$d_2$	mm	Außendurchmesser des Laufrades
$d_4$	mm	Außendurchmesser des Diffusors
$h_p$	kJ/kg	polytrope spez. Förderarbeit (bezogen auf Totalzustände)
$\Delta h$	kJ/kg	Differenz spez. Enthalpien (Erhöhung der spez. Förderarbeit)
$k_v$		Isentroper Volumenexponent
$\dot{m}$	kg/h	Massenstrom
$m_R$		Tatsächlich geförderter Massenstrom in der Verdichterstufe
$\dot{m}_{sp}$		Massenstrom durch Ausgleichskolben, Sperrgas- sowie äußere Wellenlabyrinthverluste
M	kg/kmol	Molare Masse
$M_{cs}$		Machzahl am Saugstutzen
$M_{u2}$		Umfangsmachzahl
$M_{w1a}$		Machzahl der relativen Geschwindigkeit an der Deckscheibenseite des Laufradeintritts
$n_T$		Polytroper Temperaturexponent
$n_v$		Polytroper Volumenexponent
N	1/min	Drehzahl
$N_B$	1/min	Betriebsdrehzahl
$N_{K1}$	1/min	1. Biegeeigenfrequenz starr
$p_d$	bar	Druck am Druckstutzen
$p_s$	bar	Druck am Saugstutzen
$p_{0t}$	bar	Totaler Druck am Stufeneintritt
$p_{7t}$	bar	Totaler Druck am Stufenaustritt
$P_i$	kW	Innere Leistung
$P_K$	kW	Kupplungsleistung
$P_{SP}$	kWh/Nm <sup>3</sup>	Spezifische Leistung

Q	kW	Kälteleistung
R	kJ/kgK	Spezielle Gaskonstante
Re		Reynoldszahl
S	kJ/kgK	spez. Entropie
s		Slipfaktor
$t_c$	°C	Verflüssigungstemperatur des Kältemittels
$t_d$	°C	Temperatur am Druckstutzen
$t_o$	°C	Verdampfungstemperatur des Kältemittels
$t_s$	°C	Temperatur am Saugstutzen
T	K	Totale Temperatur
$T_{0t}$	K	Totale Temperatur am Stufeneintritt
$T_{7t}$	K	Totale Temperatur am Stufenaustritt
$u_2$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser des Laufrades
• V	$m^3$	Volumen
• $V_S$	$m^3/h$	Volumenstrom am Saugstutzen
• $V_{0t}$	$m^3/h$	Volumenstrom an der Stelle 0, bezogen auf Totalzustände
• $V_3$	$m^3/h$	Volumenstrom an der Stelle 3, bezogen auf statische Zustände
• $V_{7t}$	$m^3/h$	Volumenstrom an der Stelle 7, bezogen auf Totalzustände
$Z_{0t}$		Realgasfaktor, bezogen auf Totalzustände im Stufeneintritt
$Z_{7t}$		Realgasfaktor, bezogen auf Totalzustände am Stufenaustritt

### Griechische Buchstaben

$\delta$		Durchmesserzahl
$\eta_{pL}$		Polytroper Laufradwirkungsgrad, bezogen auf Totalzustände
$\eta_p$		Polytroper Stufenwirkungsgrad des Verdichters, bezogen auf Totalzustände
$\kappa$		Isentropenexponent
$\mu$		Arbeitsfaktor

$\nu$	$\text{m}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität
$\rho$		Reaktionsgrad
$\rho_a$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte am Austritt des Verdichters
$\rho_e$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte am Eintritt des Verdichters
$\rho_m$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Mittlere Dichte
$\sigma$		Schnellaufzahl
$\varphi$		Volumenzahl
$\varphi_{\text{max}}$		Maximale Volumenzahl
$\varphi_3$		Volumenzahl an der Stelle 3
$\psi_p$		polytropische Druckzahl



## 1 Einleitung

Turboverdichter und deren Antriebsmaschinen (im folgenden als Turbosatz bezeichnet) sind das Herzstück jeder Anlage, in der große Gas- oder Dampf-Volumenströme zu verdichten sind. Von diesen Maschinen wird i. allg. ein jahrzehntelanger, kontinuierlicher Betrieb erwartet. Im Laufe dieses langjährigen Einsatzes kommt es jedoch vor, daß sich die Betriebsbedingungen der Anlage (z.B. hinsichtlich des geforderten Volumenstroms, des Druckes oder der Gaszusammensetzung) ändern. In solchen Fällen muß der Betreiber der Anlage mitunter prüfen, ob eine Anpassung an die geänderten Betriebsbedingungen durch einen Umbau bzw. eine Umrüstung des vorhandenen Turbosatzes technisch möglich ist und gegenüber der Ersatzbeschaffung eines neuen Turbosatzes wirtschaftliche Vorteile bietet.

Zudem können auch veränderte Umweltaforderungen und/oder der technische Fortschritt im Verdichterbau eine Prüfung der Vorteilhaftigkeit von Umbau- bzw. Umrüstmaßnahmen initiieren: Um dem ständig wachsenden Kostendruck zu begegnen und eine Verringerung der Betriebskosten zu erzielen, ist es in einigen Fällen vorteilhaft, Turbosätze durch Umbau bzw. Umrüstung zu modernisieren und damit den technischen Fortschritt ohne die Neuanschaffung eines Turbosatzes zu nutzen.

In dem nun vorliegenden Bericht werden insbesondere die technischen Möglichkeiten der Modernisierung, des Umbaus und der Umrüstung von Turbosätzen sowohl in allgemeiner Form als auch an konkreten Beispielen aus der industriellen Praxis aufgezeigt. Dazu werden die grundsätzlichen Möglichkeiten und Vorteile eines Umbaus bzw. einer Umrüstung dargelegt und diejenigen Arbeitsschritte angeführt, die zur Untersuchung der Machbarkeit von Umbau- bzw. Umrüstvorhaben in der Regel zu vollziehen sind. Anschließend erfolgt eine eingehende Betrachtung der Grundlagen und Techniken des Verdichterbaus, auf die im Rahmen der Machbarkeitsprüfung von Umbau- bzw. Umrüstmaßnahmen immer wieder zurückzugreifen ist. Schließlich werden mehrere Beispiele erfolgreich durchgeführter Umbauten bzw. Umrüstungen von Turbosätzen beschrieben.

## 2 Vorbereitung und Planung der Modernisierung, Umrüstung oder des Umbaus von Turboverdichtern

Die Möglichkeiten des Umbaus (z.B durch eine Laufraderneuerung zur Steigerung des Wirkungsgrades), der Umrüstung (z.B durch das Einsetzen von Wassereinspritzdüsen in die Umlenkanäle zur Vermeidung von Ablagerungen, welche zu einer Wirkungsgradminderung bis hin zur Stilllegung der Anlage führen kann) oder der Modernisierung eines Turbosatzes (beispielsweise durch den Einsatz neuester Überwachungselektronik) sind in Kombination oder einzeln bei jeder Anlageänderungsplanung sorgfältig unter wirtschaftlichen sowie umbautechnischen Gesichtspunkten zu analysieren und entsprechend auszuwählen.

In der Zeit des Angebots bis zur Vollendung einer Umrüstung oder eines Umbaus einer Turboverdichteranlage sind zusammengefaßt folgende Schritte zu vollziehen:

- Durchführung einer gründlichen Nutzungsanalyse, da sie das Fundament für jede Modernisierung, Umrüstung oder jeden Umbau bildet
- Beschaffung von Auslegungsspezifikationen, Zeichnungen, sowie der Betriebs- bzw. Servicegeschichte, um ein komplettes Bild der Turbomaschine zu bekommen
- Überprüfung der erwünschten Modifikationen und Untersuchung der Verträglichkeit in Bezug zur Original-Auslegungsgrenze
- Umfassende Diskussion über vorhandene Vorschläge zur Modernisierung, Umrüstung oder zum Umbau mit dem Kunden, bis es zu einer optimalen Lösung kommt, welche die gestellten Forderungen erfüllt
- Bestellung der notwendigen Materialien
- Festlegung des Fertigungs- und Umbauablaufs
- Durchführung der aerothermodynamischen sowie der erforderlichen Festigkeits- und rotordynamischen Auslegung für die neuen Prozeßdaten
- Erstellung neuer technischer Zeichnungen und Spezifikationen zur Bereitstellung für den Fertigungsprozeß.

## 3 Theoretische Grundlagen

In diesem Abschnitt werden die aerothermodynamischen, festigkeits- und rotordynamischen Grundlagen zusammengefaßt und ihre Anwendung für die Auslegung von Radialverdichtern anhand von Beispielen vorgestellt.

### 3.1 Kenngrößen

Im Strömungsmaschinenbau wurde vor ca. 30 Jahren damit begonnen, die übliche Praxis, jede Maschine einzeln auszulegen und zu bauen, aufzugeben und auf die in

anderen Bereichen der Technik bereits eingeführte Baureihenentwicklung überzugehen.

Die Basis für die Entwicklung einer Strömungsmaschinenbaureihe bilden die Geometrischen und Physikalischen Ähnlichkeitsgesetze, die durch die jeweils übereinstimmenden Kenngrößen charakterisiert werden.

Mit der Entwicklung von Baureihen in geeigneten Größenabstufungen läßt sich jedes gewünschte Betriebsfeld abdecken. Bild 1 zeigt eine solche Verdichterbaureihe.

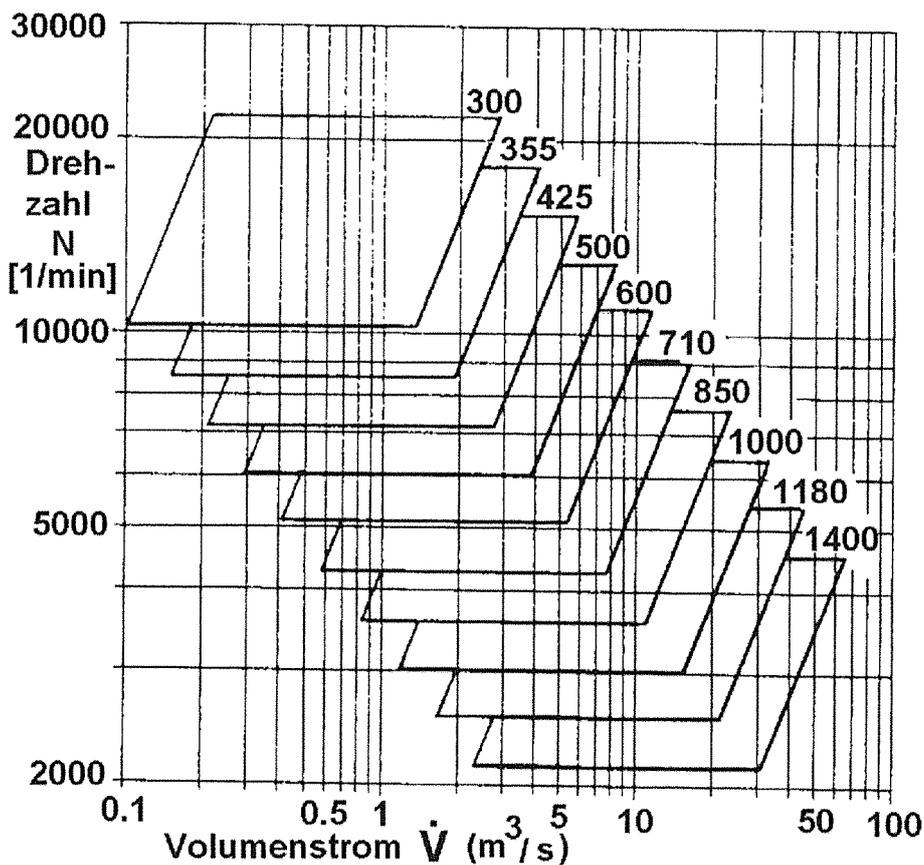


Bild 1: Einsatzbereiche für Verdichter mit horizontal und vertikal geteiltem Gehäuse

Die in Bild 1 präsentierte Baureihe deckt einen effektiven Volumenstrombereich von ca.  $350 \text{ m}^3/\text{h}$  bis  $250\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Sie besteht aus 10 unterschiedlichen, geometrisch ähnlichen Baugrößen mit jeweils 18% geometrischen- und 40% Volumensstromsprung bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit.

Bei der Entwicklung einer Baureihe erfolgt die Standardisierung des Verdichters entweder als Ganzes (Package System) oder in Komponenten (Baukastensystem).

Voraussetzungen für die Entwicklung eines Package Systems bilden i.a. gleiches Gas, nahezu gleiche Ansaugbedingungen sowie etwa gleiches Druckverhältnis.

Im Bereich der Klimatechnik hat in Deutschland z.B. die Firma BORSIG bereits in den 60er Jahre mit dem Bau von R11- und in den 70er Jahren mit R12-Kaltwassersätze das Package System erfolgreich eingesetzt. Bild 2 zeigt fünf geometrisch ähnliche Baugrößen einer R12-Kälteanlage, bestehend aus jeweils einem einstufigen Verdichter, Motor, Getriebe, Verdampfer, Kondensator, Ölsystem, Grundplatte und Schaltschrank als Package System zusammengesetzt. Baureihen nach dem Package System werden von verschiedenen Verdichterherstellern für die industrielle Druckluftherzeugung, für einstufige Dampfverdichter als Brüdenverdichter sowie Verdichter für die Förderung von Erdgas in Pipelines angeboten.

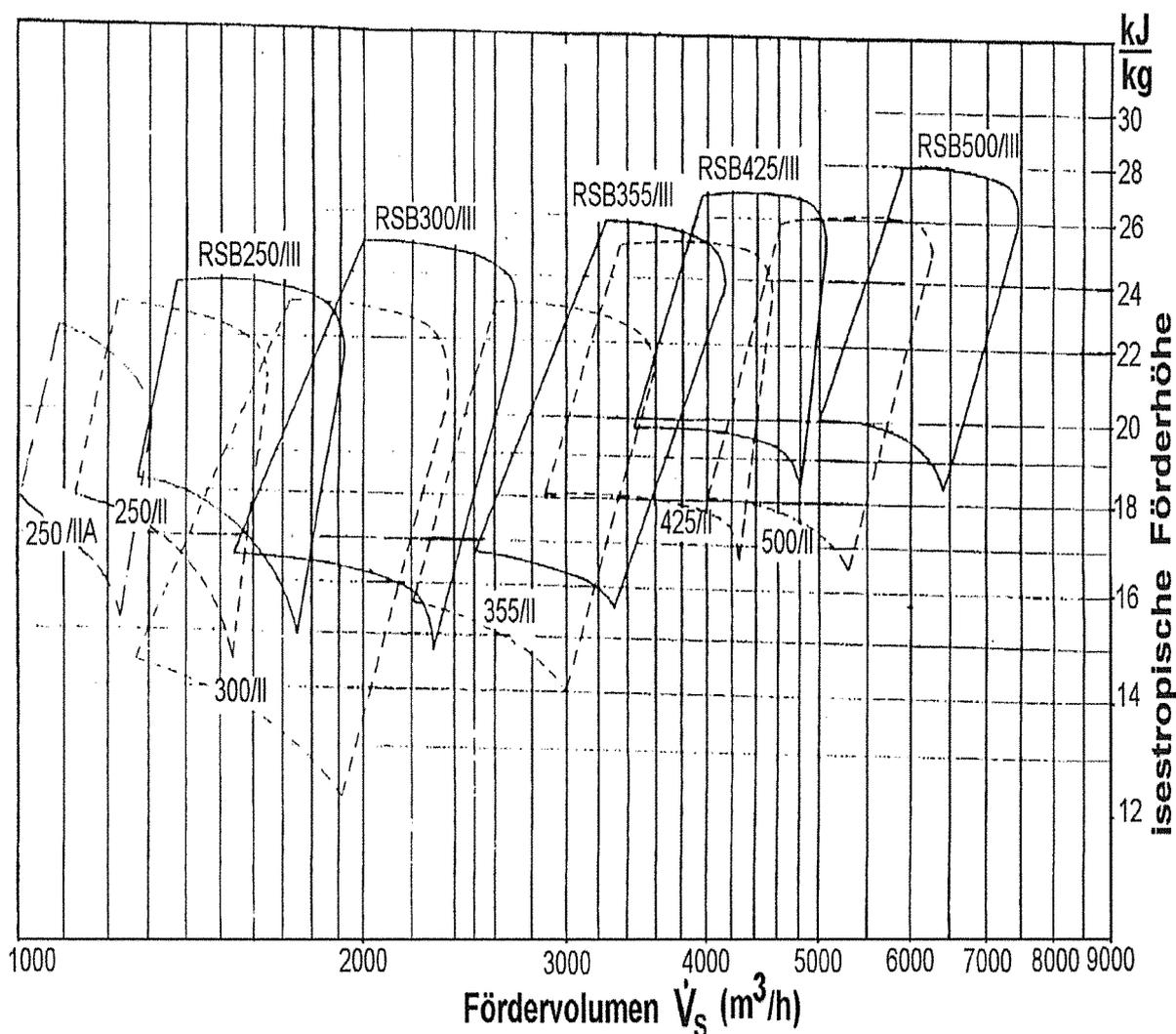


Bild 2: Fünf geometrische ähnliche Baugrößen einer Kälteanlage für einstufige R12-Kälteturbos

Der Einsatz von Turboverdichtern in unterschiedlichen industriellen Anwendungsgebieten ist jedoch durch die Vielfältigkeit der Anforderungsvariationen gekennzeichnet. Die Schwankungen der Molaren Masse der zu verdichtenden Gase, von beispielsweise 3 bis 120  $\text{kg}/\text{kmol}$ , sowie des Ansaugvolumenstroms von 300 bis

300 000 m<sup>3</sup>/h und des Enddruckes von bis zu 800 bar, führten zur zweiten Alternative, der Komponenten-Standardisierung. BORSIG begann damit bereits 1963. Dabei wurde die Gehäuserihe (18% Durchmessersprünge) einschließlich der Stutzen, der Diffusoraußendurchmesser, der Rückführstufen sowie der Spiralen und der Schaufelformen der Laufräder normiert. Ferner wurden die Lager- und Dichtungspartien für die verschiedenen Einbaumöglichkeiten standardisiert. Beibehalten wurden jedoch noch gleitende Größen, wie z.B. die Laufradbreite, die eine Anpassung an den jeweiligen Fall ermöglichte. Dieses Konzept, welches von 1963 bis 1971 befolgt wurde, kann als Baukastensystem mit gleitender Typisierung bezeichnet werden.

Danach wurden die Laufräder einschließlich der dazugehörigen Leiteteile in ihrer Geometrie in notwendigen, gestaffelten Sprüngen typisiert.

In Bild 3 ist eine solche Laufradfamilie mit zwei- und dreidimensionalen Schaufeln, bestehend aus 25 Laufradtypen, schematisch dargestellt.

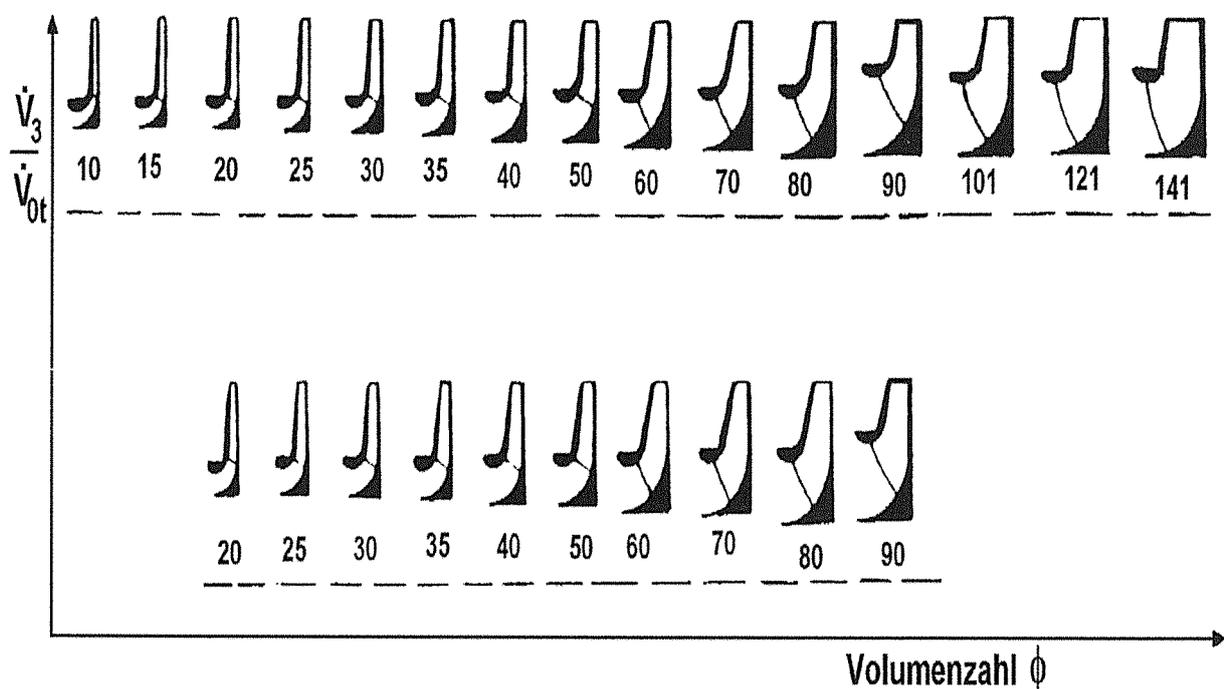


Bild 3: Laufradfamilie mit zwei- und dreidimensionalen Schaufeln

Sie umfaßt einen Volumenzahlbereich von ca. 0,01 bis 0,15 ein. Die Zahlen in Bild 3 geben die Codes der Volumenzahl wieder. Auf der rechten Seite werden die breiten Räder mit großen Volumenzahlen präsentiert. Beide Reihen sind mit Konvergenz 8 und 7 ausgeführt. Die Zahlen 7 und 8 stellen die Code-Nummer für das Laufradvolumenverhältnis dar, d.h.

$$\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{0t}} \approx 0,7 \quad \text{bzw.} \quad \frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{0t}} \approx 0,8.$$

Laufräder mit gleicher Volumenzahl in den beiden Reihen unterscheiden sich nur dadurch, daß das Laufrad der unteren Reihe eine schmalere Austrittsbreite besitzt. Aus diesem Grund ist die obere Reihe für leichtere Gase (Molare Masse  $M = 10 - 40$  kg/kmol) und die untere für schwerere Gase ( $M = 35 - 80$  kg/kmol) ausgelegt.

Jeder Laufradtyp ist geometrisch fixiert und sein Außendurchmesser kontinuierlich von 200 - 1400 mm abgestuft. Die dazugehörigen Leiteile (Ringdiffusor, Rückführkanäle und Spiralen) sind nach der dezimalgeometrischen Normzahlreihe ebenfalls durch eine Anzahl gestufter Baugrößen fixiert. Jedem Gehäusetypp sind z.B. zehn Spiralgrößen zugeordnet (Bild 4).

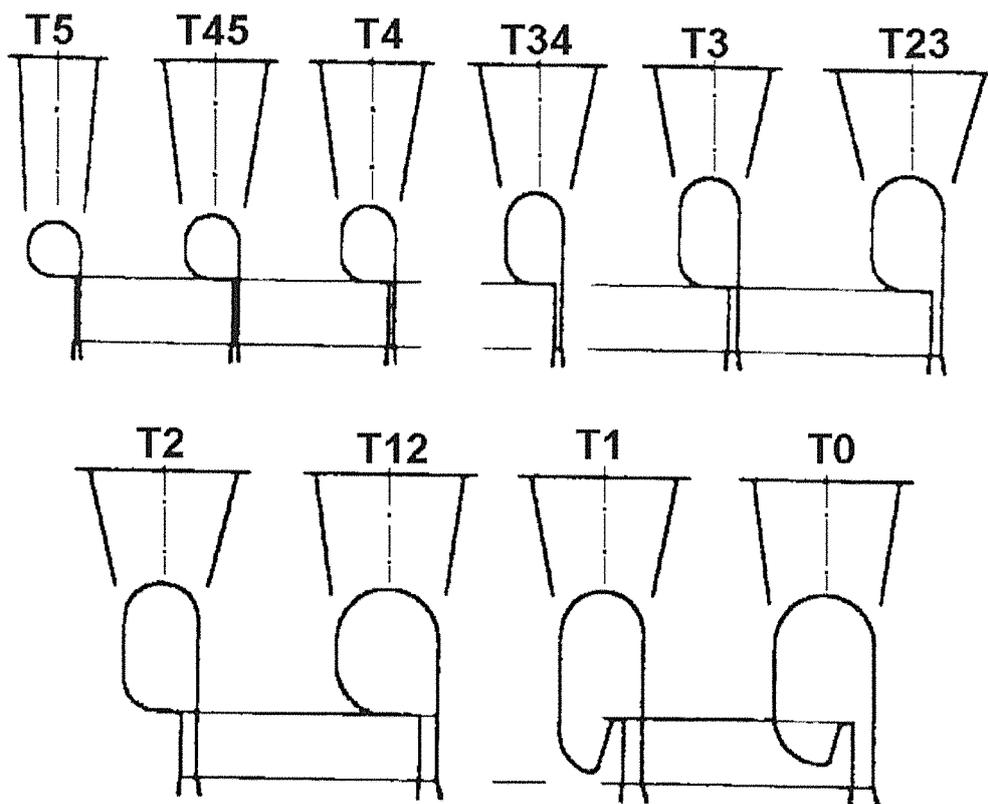


Bild 4: Spiralentypenreihe

Bild 5 zeigt die Kennlinie eines gemessenen Laufrades mit dem Außendurchmesser von  $d_2 = 400$  mm, der Volumenzahl  $\varphi = 0,093$  und der Konvergenz 8, wobei der Einfluß der Machzahl  $M_{u2}$  deutlich zu ersehen ist.

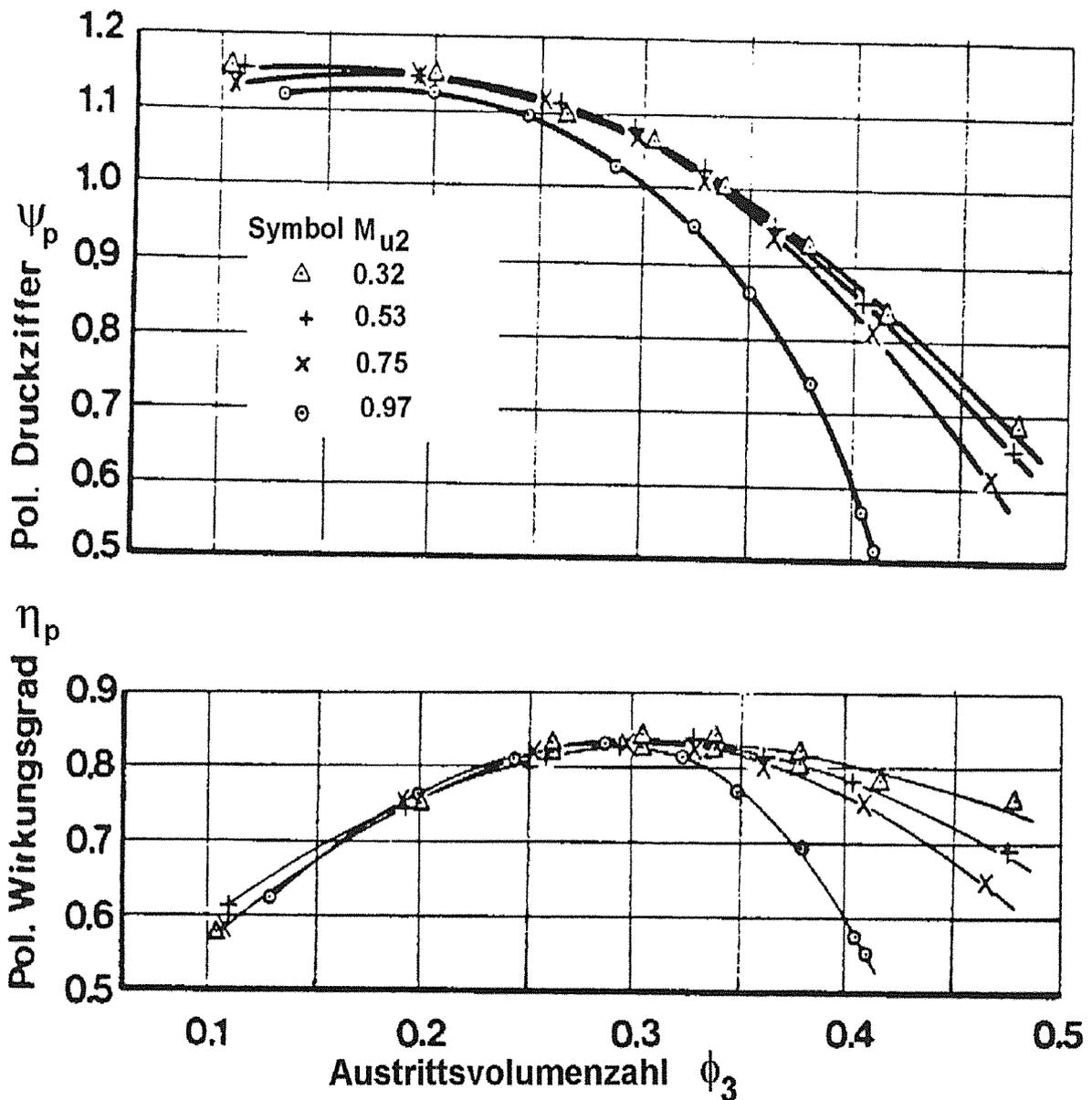


Bild 5: Einfluss der Machzahl auf die Druckzahl und den Wirkungsgrad

Wegen des Machzahleinflusses und der Tatsache, daß die Laufräder in bestimmten Sprüngen typisiert sind, ist es in manchen Fällen notwendig, die Austritts- und/oder Eintrittsbreiten des Laufrades zu ändern, um dadurch einen optimalen Stufenwirkungsgrad zu erreichen. Somit sind auch bei diesem Laufradfamilienystem zwischen zwei benachbarten Laufradtypen die Eintritts- und/oder Austrittsbreiten des Laufrades veränderbar.

Seit etwa 25 Jahren werden Turboverdichter nach dem Baukasten-System mit Flexibelgeometrie-Komponenten gebaut, wodurch mit Hilfe einer Vielzahl von Bausteinen alle Anwendungsfälle abgedeckt werden können.

Die Basis für das Baukastensystem bilden, wie bereits erwähnt, die geometrischen und physikalischen Ähnlichkeitsgesetze.

Bei der geometrischen Ähnlichkeit unterscheiden sich alle miteinander entsprechenden Längenabmessungen um einen einheitlichen Längenmaßstabsfaktor.

Durch die Verwendung der dezimalgeometrischen Normzahlreihe wird prinzipiell, durch eine Anzahl abgestufter Baugrößen, ein gewünschter Leistungsbereich gleichmäßig abgedeckt. Die aus den Verläufen der Stufenkennlinien festzulegenden Betriebsgrenzen des Volumenstromes bestimmen die Größen eines Stufensprungs der Baureihe, d.h. den Maßstabsfaktor. Zur Bestimmung der Betriebsgrenzen werden hauptsächlich wirtschaftliche Erwägungen herangezogen.

Bei der physikalischen Ähnlichkeit ist zwischen der kinematischen und der dynamischen Ähnlichkeit zu unterscheiden.

Die kinematische Ähnlichkeit ist erfüllt, wenn alle einander entsprechenden Geschwindigkeiten sich um einen einheitlichen Geschwindigkeitsmaßstabsfaktor unterscheiden.

Die dynamische Ähnlichkeit ist erfüllt wenn alle sich einander entsprechenden Impulsströme und Kräfte (Druck-, Massen-, Reibungskräfte) um einen einheitlichen Kraftmaßstabsfaktor unterscheiden. Die dimensionslosen "Maßstabsfaktoren" werden auch Kenngrößen genannt. Werden alle Ähnlichkeitsbedingungen erfüllt, so wird von einer vollständigen Ähnlichkeit gesprochen.

Wenn über die geometrische Ähnlichkeit hinaus auch eine physikalische vorliegt, müssen die Kenngrößen für den betrachteten Fall jeweils übereinstimmen.

Bei den Turbomaschinen ist bekanntlich eine große Anzahl von Kenngrößen eingeführt.

Zur Charakterisierung eines Verdichters bzw. einer Verdichterstufe werden grundsätzlich zwei voneinander unabhängige Kenngrößen herangezogen. Eine Kenngröße charakterisiert das Schluckvermögen des Verdichters bzw. der Verdichterstufe, die andere die Druckumsetzung. Aus einem solchen Paar unabhängiger Kenngrößen läßt sich jede weitere ermitteln.

Die Volumenzahl

$$\varphi = \frac{\overset{\bullet}{V}_{ot}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 u_2}$$

erfaßt das Schluckvermögen der Verdichterstufe und bestimmt ihre Eintrittsfläche.

Die polytropische Druckzahl

$$\psi_p = \frac{h_p}{u_2^2 / 2}$$

ist verantwortlich für die Druckumsetzung und bestimmt das Druckverhältnis der Stufe.

Bei einer Verdichterstufe mit vorgegebenen Werten der Kenngrößen  $\varphi$  und  $\psi_p$  kann ein bestimmter polytropischer Wirkungsgrad

$$\eta_p = \frac{h_p}{\Delta h}$$

erreicht werden.

Um eine aerodynamische Ähnlichkeit am Austritt des Laufrades bzw. am Eintritt des Diffusors zu gewährleisten, muß die Volumenzahl am Laufradaustritt

$$\varphi_3 = \frac{c_{m3}}{u_2}$$

konstant bleiben.

Mit

$$c_{m3} = \frac{\dot{V}_3}{\pi d_2 b_2}$$

und

$$u_2 = \frac{\dot{V}_{0t}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 \varphi}$$

ergibt sich

$$\varphi_3 = \varphi \frac{\dot{V}_3 / \dot{V}_{0t}}{4 b_2 / d_2}$$

Das Laufradvolumenverhältnis für ideale Gase ist

$$\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{0t}} = \frac{1}{\left[1 + s(k_v - 1) \rho M_{u2}^2\right]^x}$$

mit

$$x = \frac{\rho + k_v(\eta_{PL} - 1)}{\rho(k_v - 1)} \quad \text{wobei} \quad k_v = -\frac{\dot{V}}{P} \left[ \frac{\partial P}{\partial \dot{V}} \right]_s$$

Der Reaktionsgrad lautet

$$\rho = 1 - \frac{\varphi_3^2 + s^2}{2s} \quad \text{bzw.} \quad \rho = \frac{h_p / \eta_p - c_3^2 / 2}{h_p / \eta_p}$$

wobei der Slipfaktor

$$s = \frac{c_{u3}}{u_2}$$

ist.

Das Laufradvolumenverhältnis  $\dot{V}_3 / \dot{V}_{0t}$  ist primär abhängig von der Umfangsmachzahl  $M_{u2}$  (Bild 6).

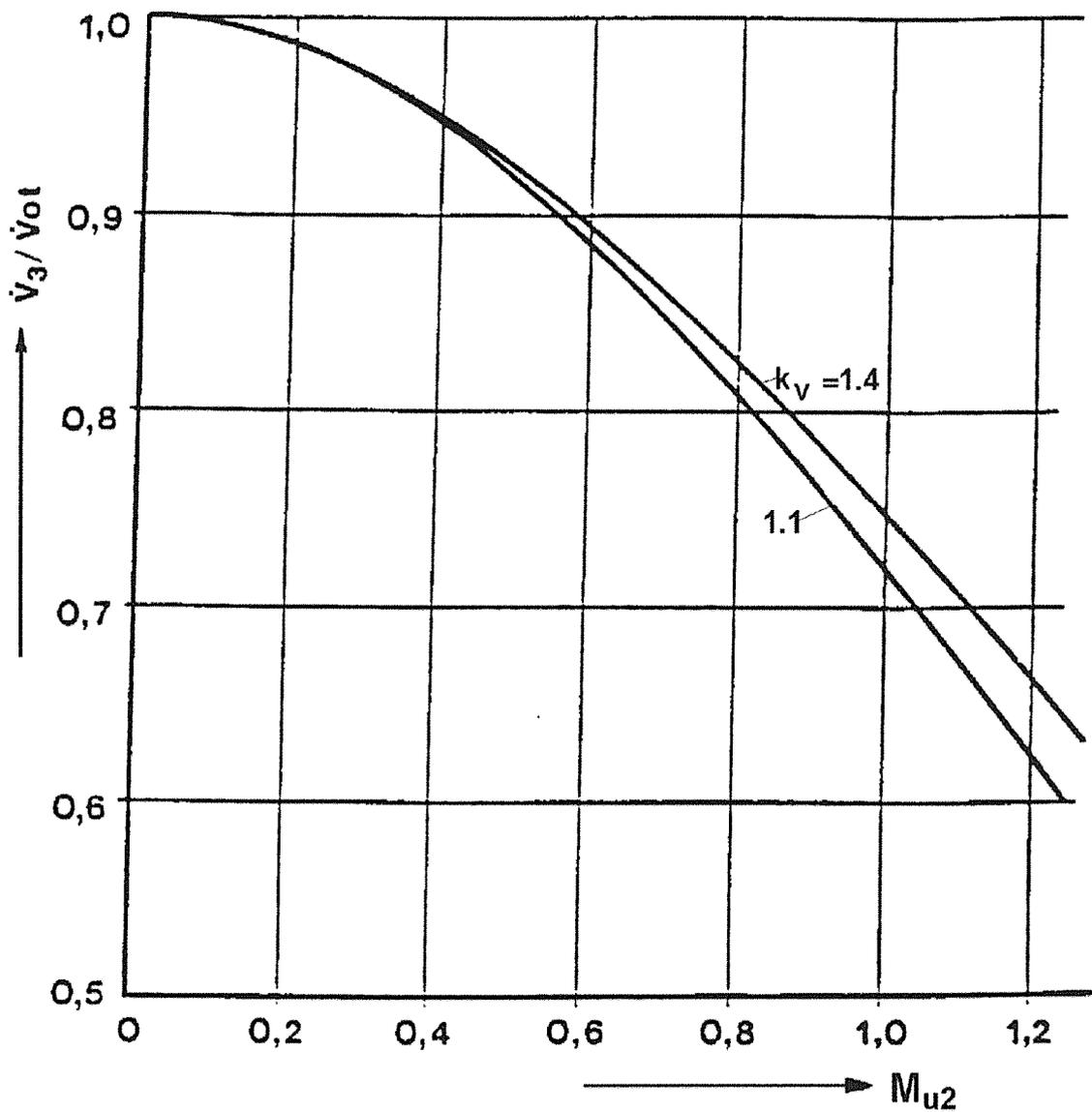


Bild 6: Laufradvolumenverhältnis über der Umfangsmachzahl

Soll nun die Verdichterstufe mit verschiedenen Molaren Massen, Ansaugtemperaturen etc. betrieben und dabei ein konstantes Volumenverhältnis  $\dot{V}_3/\dot{V}_{0t}$  erreicht werden, muß die Umfangsmachzahl

$$M_{u2} = \frac{u_2}{a_{0t}}$$

ebenfalls konstant sein, wobei

$$a_{0t} = \sqrt{Z_{0t} k_V R T_{0t}}$$

die Schallgeschwindigkeit am Stufeneintritt ist, bezogen auf totale Zustände. Eine weitere sinnvolle Kenngröße für den Arbeitsumsatz stellt der Arbeitsfaktor

$$\mu = \frac{\Delta h}{u_2^2}$$

dar. Er kann in Beziehung mit der Druckzahl  $\psi_p$  und dem pol. Wirkungsgrad  $\eta_p$  folgendermaßen formuliert werden

$$\mu = \frac{\psi_p}{2\eta_p}$$

Ferner werden oft noch weitere Kenngrößen herangezogen: der spez. Drehzahlkoeffizient oder die Schnellaufzahl

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi_p^{3/4}}$$

sowie die Durchmesserzahl

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = \left(\frac{\psi_p}{\varphi^2}\right)^{1/4}$$

Dynamische Ähnlichkeit zweier Strömungen besteht, wenn der Quotient der Trägheits- und Reibungskräfte, d.h. wenn die Reynoldszahl

$$\text{Re} = \frac{b_2 u_2}{\nu} \quad \text{oder} \quad \text{Re} = \frac{d_2 u_2}{\nu}$$

für beide Strömungen gleich ist.

Bei vollständiger Ähnlichkeit müssen zur Charakterisierung einer Verdichterstufe (oder des ganzen Verdichters) die Kenngrößenfunktionen für die polytr. Druckzahl  $\psi_p = \psi_p(\varphi, M_{u2}, \kappa, \text{Re})$  und den polytr. Wirkungsgrad  $\eta_p = \eta_p(\varphi, M_{u2}, \kappa, \text{Re})$  aufgestellt werden.

Die vollständige Ähnlichkeit kann bei den thermischen Strömungsmaschinen sehr oft nicht erfüllt werden, da eine gleichzeitige Übereinstimmung bei der Reynoldszahl und der Umfangsmachzahl nicht erreicht werden kann.

Weicht beispielsweise die Temperatur am Stufeneintritt von der Auslegungstemperatur ab, so verändern sich die Umfangsmachzahl mit  $M_{u2} \approx 1/T^{0,5}$  und die Reynoldszahl gemäß  $\text{Re} \approx 1/T^{1,76}$  [1].

Daraus wird ersichtlich, daß es in diesem Fall nicht möglich ist, die Umfangsmachzahl und die Reynoldszahl gleichzeitig konstant zu halten.

In der Praxis ist nicht die vollständige Erfüllung der Ähnlichkeit, sondern die Erhaltung der Gültigkeit der charakteristischen Kenngrößenfunktionen (Wirkungsgrad- und Druckzahl-Kennlinien) von großer Bedeutung.

Für große Reynoldszahlen ist die Änderung der Ähnlichkeit infolge der Änderung von Re gering, da die Reibungskräfte erheblich kleiner gegenüber den Trägheitskräften sind. In einem zulässigen Bereich der Re-Zahlen sind i.a. nur geringfügige Abweichungen der Kenngrößenfunktionen zu erwarten. In diesem Bereich kann praktisch von einer Unabhängigkeit des Wirkungsgrades und der Druckzahl von der Re-Zahl gesprochen werden. Es liegt damit eine angenährte Ähnlichkeit vor, wobei die geometrische Ähnlichkeit erfüllt wird, aber die exakte Übereinstimmung aller Kenngrößen nicht gewährleistet werden kann.

Die angenährte Ähnlichkeit hat eine große Bedeutung für den Strömungsmaschinenbau, da - wie bereits erwähnt- in vielen Fällen eine vollständige physikalische Ähnlichkeit unerreichbar ist.

Die auf der Basis der aerodynamischen Ähnlichkeitgesetzte entwickelte Standardlaufradfamilie sowie die dazugehörigen Leiterteile wurden systematisch getestet und daraus die dimensionslosen Laufradstufenkennlinien aufgestellt. Sie bilden die Grundlage für jede Verdichterauslegung.

In Bild 7 sind die dimensionslosen Kennlinien einer Laufradstufe dargestellt.

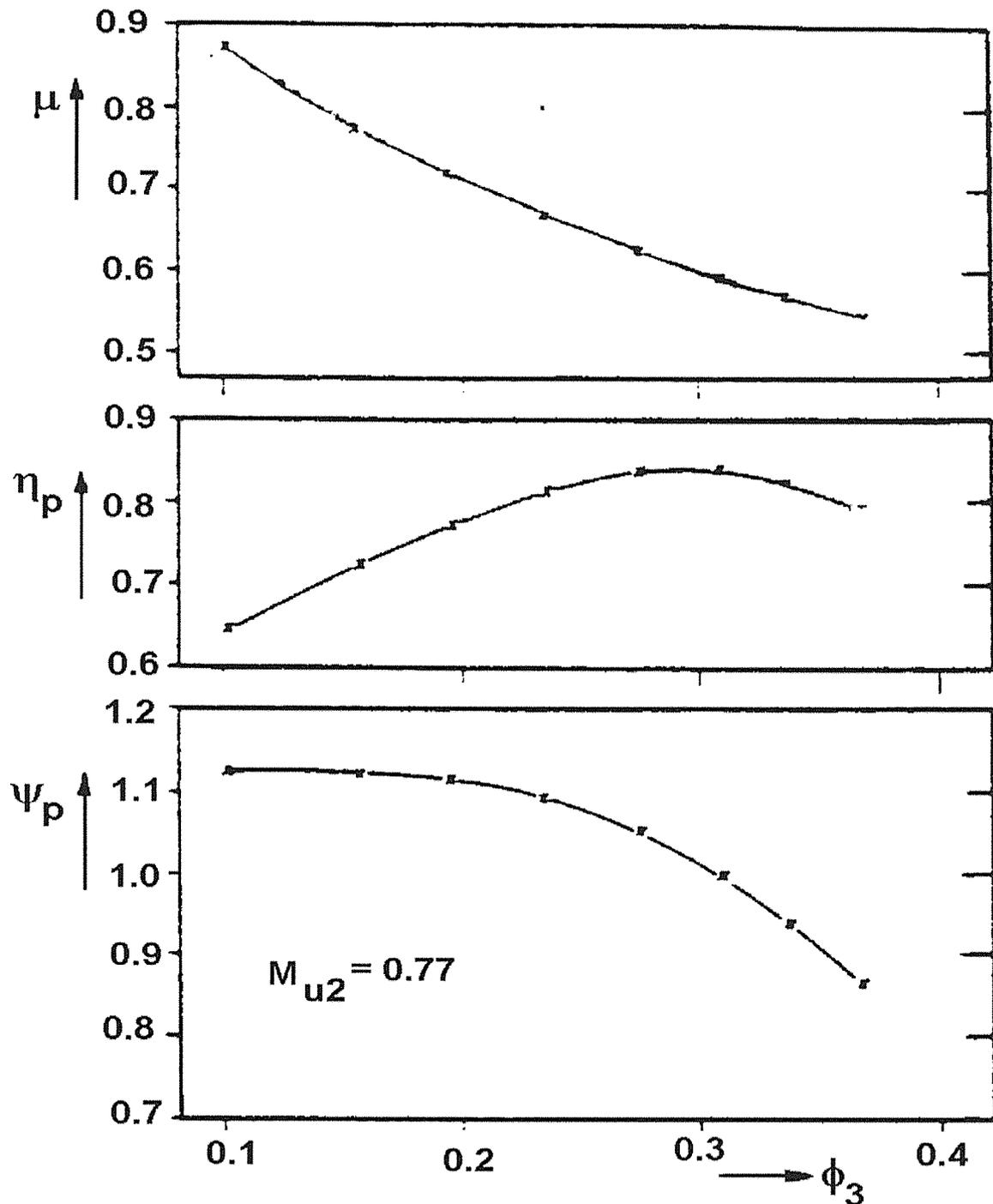


Bild 7: Dimensionslose Kennlinien einer Laufradstufe

Die errechnete Gesamtkennlinie eines mehrstufigen Turboverdichters läßt sich aus der Superposition der Kennlinien der einzelnen Laufradstufen ermitteln. Damit wird das Verhalten jeder einzelnen Stufe berücksichtigt.

Aus der vorgegebenen Gaszusammensetzung, dem Massenstrom und den Ansaugbedingungen werden die Gasdaten und der Volumenstrom berechnet und der Gehäusetyp festgelegt. Wird nun ein Umbau vorgenommen, dann bleibt der

Gehäusotyp erhalten. Die max. Umfangsgeschwindigkeit wird nach aerodynamischen- und Festigkeitskriterien angenommen.

Zur Auswahl des Laufradtyps dient die Volumenzahl  $\varphi$  und die Umfangsmachzahl  $M_{u2}$ .

Im nächsten Schritt erfolgt die Berechnung der Volumenzahl am Laufradaustritt

$$\varphi_3 = \varphi \frac{\dot{V}_3 / \dot{V}_{0t}}{4b_2/d_2}$$

nachdem das Laufradvolumenverhältnis (statisch durch Total) aus  $M_{u2}$  und  $k_V$  als erste Näherung ermittelt wurde (siehe Bild 6). Danach wird das Laufradvolumenverhältnis mit Hilfe der Gleichungen  $\dot{V}_3 / \dot{V}_{0t}$ ,  $\chi$  und  $\rho$  iterativ bestimmt und abschließend  $\varphi_3$  genau berechnet.

Mit Hilfe des soeben berechneten  $\varphi_3$  und unter Berücksichtigung optimaler Wirkungsgradkriterien wird der Laufradtyp endgültig ausgewählt.

Aus den dimensionslosen Kennlinien der ausgewählten Laufradstufe werden dann für die entsprechende Umfangsmachzahl  $M_{u2}$ ,  $\psi_p$  bzw.  $\mu$  und  $\eta_p$  ermittelt und unter Berücksichtigung der Größe des Laufraddurchmessers, des Diffusorlängeinflusses  $d_4/d_2$  sowie der Re-Zahl entsprechend korrigiert.

Die polytrope spez. Förderarbeit der Laufradstufe ist  $h_p = \psi_p \frac{u_2^2}{2}$  und das auf totale Zustände bezogene Druckverhältnis

$$\frac{p_{7t}}{p_{0t}} = \left(1 + \frac{h_p}{Z_{0t} R T_{0t}} \frac{n_V - 1}{n_V}\right)^{\frac{n_V}{n_V - 1}}$$

wobei der polytrope Volumenexponent.

$$n_V = -\frac{V}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_{\eta_p}$$

bzw.  $pV^{n_V} = \text{konst.}$  für  $\eta_p = \text{konst.}$  ist.

Danach wird die Austrittstemperatur sowie die von der Laufradstufe aufgenommene Leistung ermittelt.

$$T_{7t} = T_{0t} \left(\frac{p_{7t}}{p_{0t}}\right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}}$$

wobei

$$\eta_T = \frac{1}{1 + \frac{p}{T} \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right) \eta_p}$$

bzw.

$$\frac{p}{T} \frac{n_T - 1}{n_T} = \text{konst. für } \eta_p = \text{konst.}$$

der polytrope Temperaturexponent.

Für ideale Gase gilt

$$\frac{n_V - 1}{n_V} = \frac{n_T - 1}{n_T} = \frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_p}$$

Die innere Leistung läßt sich aus

$$P_i = \frac{\dot{m}_R h_p}{\eta_p}$$

bestimmen, wobei  $\dot{m}_R = \dot{m} + \dot{m}_{sp}$

Abschließend läßt sich der Volumenstrom am Austritt der Stufe bzw. am Eintritt der nächsten Stufe, wenn keine Zwischenkühlung vorhanden ist, aus

$$\dot{V}_{7t} = \dot{m}_R \frac{z_{7t} R T_{7t}}{p_{7t}}$$

bestimmen.

Damit sind die erforderlichen thermodynamischen Daten der Laufradstufe sowie der Eintrittszustand der nächsten Stufe bekannt.

Obere Prozedur wird bis zum Erreichen des Enddruckes in der letzten Stufe für jede Laufradstufe wiederholt.

Bei einer Änderung des Ansaugvolumenstromes wird die gleiche Vorgehensweise zur Vorausberechnung der Gesamtkennlinien des Turboverdichters herangezogen. Die Pumpgrenze wird so festgelegt, daß entweder der maximale Enddruck auf der Gesamtkennlinie erzielt wurde oder eine Laufradstufe -meistens die letzte- ihre Pumpgrenze erreicht hat.

### 3.2 Umbautechniken

Zur Anpassung eines Turbosatzes an veränderte Anlagendaten ist ein Umbau der Turbomaschinen erforderlich. Dabei können Modifikationen am Rotor sowie am Stator vorgenommen und ferner die Drehzahl geändert werden.

#### 3.2.1 Modifikation des Rotors

Ist ein Umbau des Radialverdichters notwendig, so stehen folgende Modifikationsmöglichkeiten des Rotors zur Verfügung:

- a) Entfernung eines Laufrades im Falle, daß die erforderliche Förderhöhe erheblich reduziert wurde
- b) Hinzufügen eines Laufrades bei deutlicher Steigerung der Förderhöhe. Voraussetzung für diesen Eingriff ist jedoch, daß beim ursprünglichen Auftrag eine solche Möglichkeit berücksichtigt wurde (Bild 8).

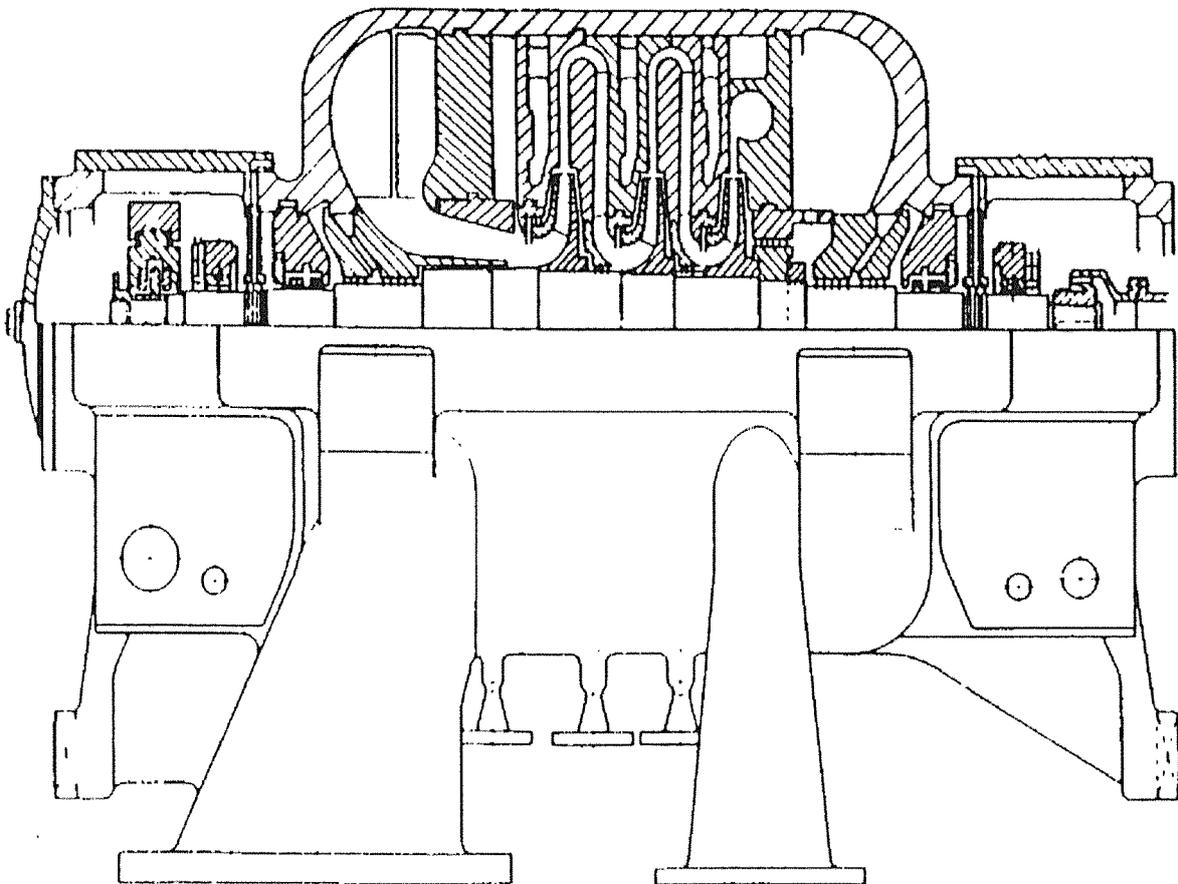


Bild 8: Dreistufiger Verdichter mit der Möglichkeit zum Einbau einer weiteren Stufe (BABCOCK-BORSIG)

- c) Austauschen der ersten Stufe durch eine neue, wobei der Saugvolumenstrom für das unverändert nachgeschaltete Laufrad gleich bleibt.

d) Zurückdrehung der Schaufeln am Laufrad-Austritt, um bei dem gegebenen Durchsatz die geforderte Druckminderung zu realisieren. Hierbei bilden Deck- und Nabenscheibe, da sie nicht ausgedreht wurden, einen rotierenden Diffusor. Die daraus resultierende Änderung der Druckzahl sowie des polytropen Wirkungsgrades sind schwer zu ermitteln. Die Durchführung von Versuchen ist hier notwendig, um diese Werte zu bestimmen.

In Bild 9 werden die Meßergebnisse eines solchen Versuchs präsentiert. Die Versuche sind an einer Stufe mit kurzem Diffusor ( $d_4/d_2 = 1,45$ ) und einem 3D-Rad (Außendurchmesser  $d_2 = 400$  mm) durchgeführt worden. Das Zurückdrehen der Laufradschaufel-Austrittskante um 4,5 % bewirkte eine Steigerung des polytropen Wirkungsgrades  $\eta_p$  von 1,3 % (von 0,815 auf 0,826) und eine Vergrößerung der Druckzahl  $\psi_p$  um 2 % (von 0,99 auf 1,01).

Ein weiteres Zurückdrehen der Laufradschaufel-Austrittskante um 8,75 % führte dagegen zu einer Abnahme des pol. Wirkungsgrades  $\eta_p$  um 2,8 % (von 0,815 auf 0,792) sowie der Druckzahl um 3 % (von 0,99 auf 0,96). Darüber wird auch in [2] und [3] berichtet, mit dem Unterschied, daß in [3] kein Vergleich mit dem ursprünglichen Laufrad vorgenommen wurde.

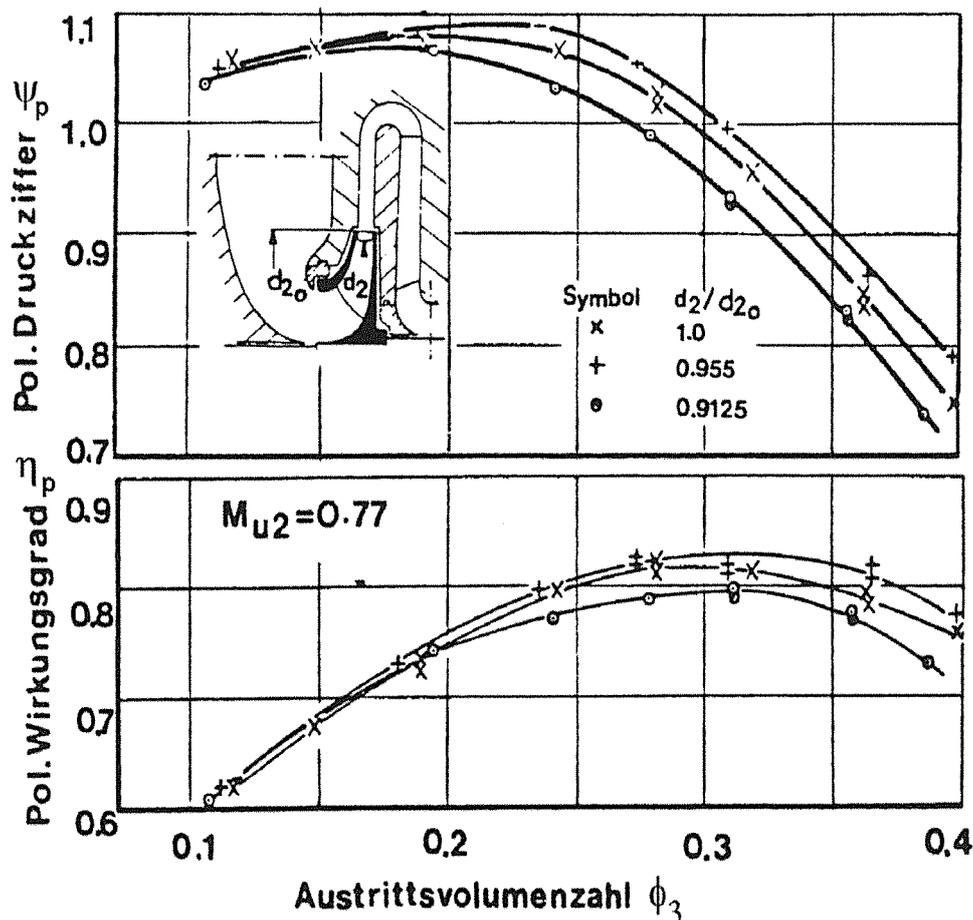


Bild 9: Einfluß der Schaufel-Zurückdrehung

e) Modifikation mehrerer oder aller Laufräder des Verdichters bei erheblicher Änderung der Anlagedaten, welches für die meisten Fälle zutrifft.

### 3.2.2 Modifikation des Stators

Für sämtliche Änderungen des Rotors, ausgenommen Fall (d) unter 2.2.1, müssen die Diffusoren, Umlenk- und Rückführkanäle entsprechend angepaßt werden.

Darüber hinaus kann eine Verbesserung des Stufenwirkungsgrades oder der Pumpgrenze durch die Modifikation der Leiterteile erreicht werden.

#### a) Verlängerung des Diffusors

Die Verlängerung des Diffusors, falls die Abmessungen des Verdichtergehäuses es zulassen, führt meistens zu einer Verbesserung des pol. Stufenwirkungsgrades. In Bild 10 ist ersichtlich, daß eine ca. 14%ige Verlängerung des Diffusors eine Erhöhung des pol. Stufenwirkungsgrades im Optimum und eine Vergrößerung der Druckzahl mit sich bringt. Darüber wird auch in [2] berichtet.

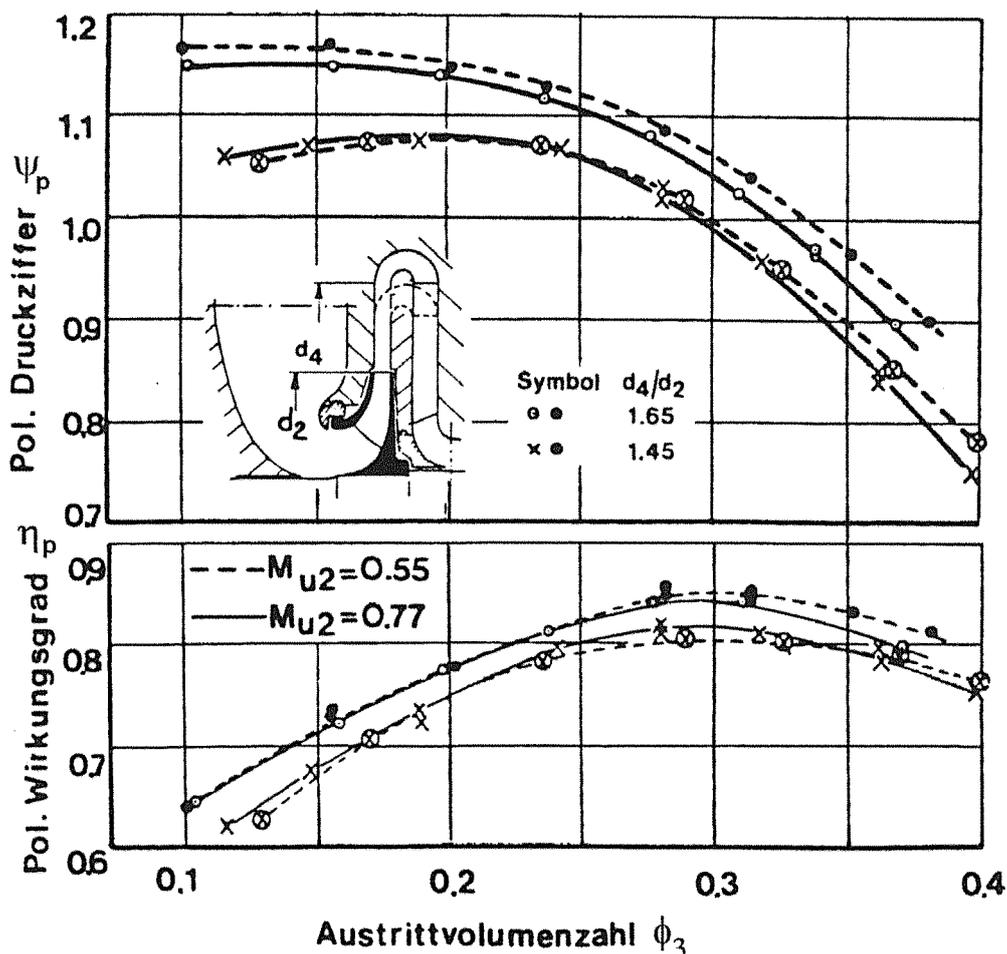


Bild 10: Einfluß der Diffusor-Länge; Vergleich: langer und kurzer Diffusor

b) Einschnürung des Diffusors

In Stufen niedrigerer Machzahlen ( $M_{u2} < 1$ ) wird die Pumpgrenze in den meisten Fällen durch den Diffusor bestimmt. Da sich die Kennlinie des Laufrades über einen breiteren Volumenbereich als jene des Diffusors erstreckt, ist letzterer - beschaufelt oder unbeschaufelt - bestimmend für den Bereich der Stufenkennlinie (Bild 11).

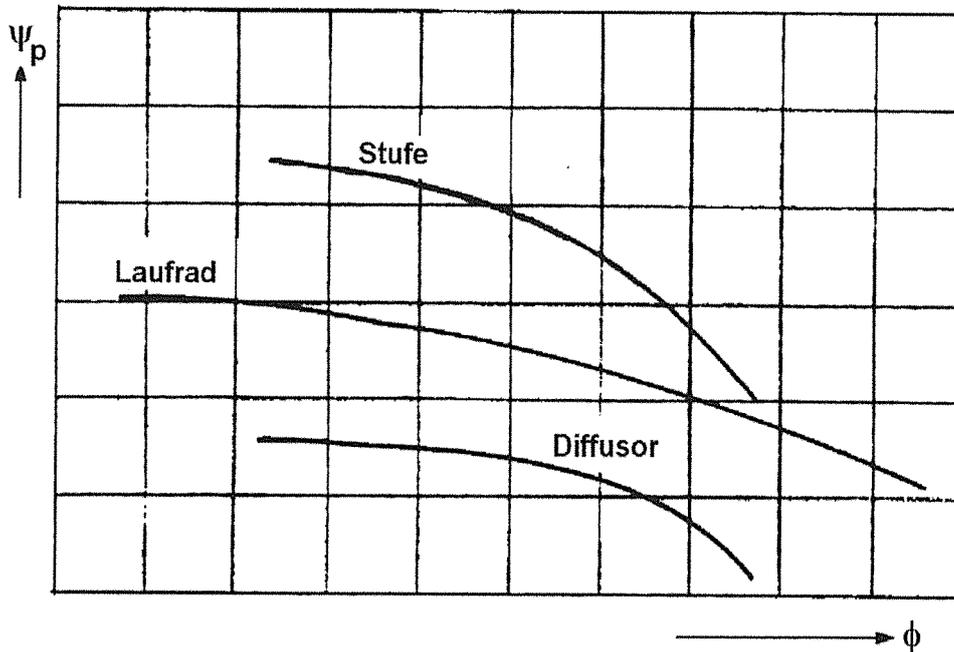


Bild 11: Aufteilung der Stufencharakteristik zwischen Laufrad und Diffusor

Das bedeutet, daß die Veränderung der Diffusorgeometrie die Stufenkennlinie direkt beeinflusst. Es ist z. B. möglich, die Pumpgrenze des Verdichters zu verbessern, indem die Breite des Diffusors verringert wird. Dadurch wird erreicht, daß die Zuströmgeschwindigkeit  $c_3$  im Diffusor einen steileren Verlauf hat. Das bedeutet, daß der kritische Anströmwinkel, bei dem die Strömung im Diffusor abreißt [4], zu geringerem Ansaugvolumen hin verschoben wird. Die Einschnürung des Diffusors führt jedoch lediglich zu einer Reduzierung des Ansaugvolumenstroms und des pol. Wirkungsgrades der Stufe.

c) Verstellbare Nachleitgitter

Bei einem beschaufelten Diffusor erfolgt die Änderung der Stufenkennlinie durch die Verstellung des Eintrittswinkels der Schaufeln. Dadurch wird der Betriebsbereich des Verdichters erheblich erweitert. In Bild 12 ist das Kennfeld eines einstufigen Verdichters mit regelbarem Nachleitgitter (verstellbare Schaufel im Diffusor) dargestellt. Daraus ist zu erkennen, daß bei konstantem Enddruck  $p_d = 2$  bar der Betriebsbereich des Verdichters sich bis zu 33% des Ansaugvolumenstromes

ausdehnt. Mit verstellbaren Nachleitgittern können einstufige sowie mehrstufige Getriebe-Turboverdichter nachgerüstet werden.

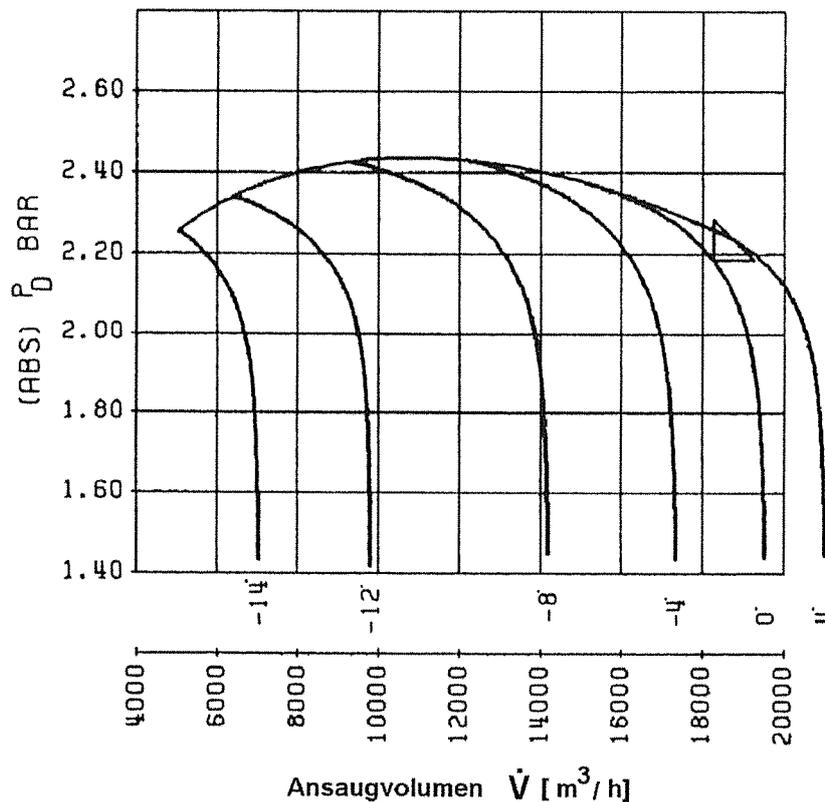


Bild 12: Kennfeld eines einstufigen Verdichters mit Nachleitgitter

d) Diffusor mit kurzen Schaufeln (LSVD-Low Silidity Vaned Diffusor)

Durch den Einbau von kurzen Schaufeln im Diffusor kann eine Steigerung des Druckverhältnisses sowie eine Verbesserung des pol. Wirkungsgrades erreicht werden. Dabei liegt das Verhältnis Länge zur Teilung der Schaufeln in der Regel zwischen 0,7 bis 0,8. Charakteristisch bei solchen beschauften Diffusoren ist, daß keine oder eine kaum nennenswerte Einschränkung des Betriebsbereiches der Stufe hervorgerufen wird.

Senoo [5] war der erste, der über derartige Diffusoren mit kurzen Schaufeln berichtete. Er wies darauf hin, daß die LSV-Diffusoren wirkungsvoller bei schmalen Stufen einzusetzen sind.

In späteren Veröffentlichungen, u.a. in [6], [7] und [8] wird ebenfalls darüber berichtet. Dabei wurden die Vorteile von LSV-Diffusoren auch bei Stufen mit größeren Volumenzahlen bei verschiedenen Umfangsmachzahlen experimentell nachgewiesen.

In Bild 13 wird ein derartiger Diffusor mit einfachen kurzen geradlinigen Schaufeln, wie er u.a. in [6] und [7] verwendet wurde, schematisch dargestellt.

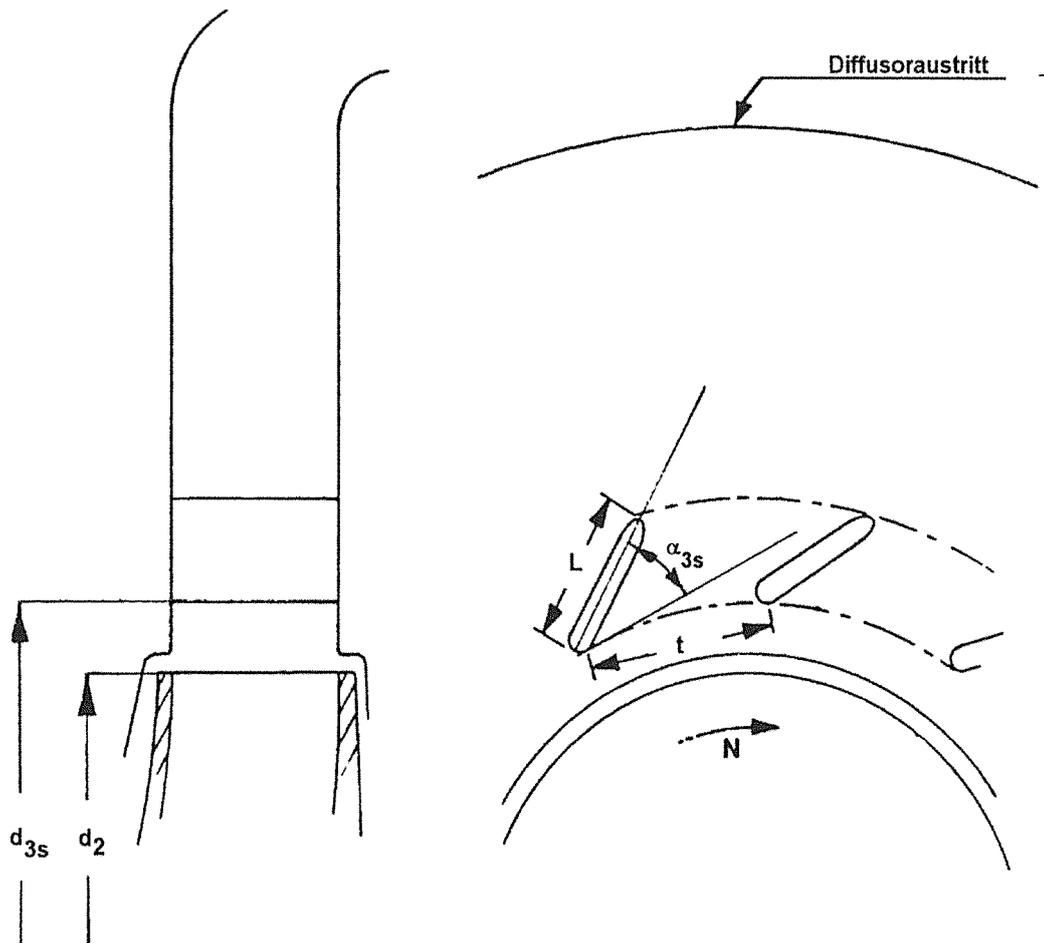


Bild 13: LSV-Diffusor

In Bild 14 sind die Meßergebnisse an einem einstufigen Luftverdichter mit hoher Volumen- und Umfangsmachzahl, bestehend aus einem Laufrad mit radial endenden Schaufeln ( $\beta_2=90^\circ$ ), bei einem Diffusor mit und ohne kurze Schaufeln sowie einer Spirale wiedergegeben. Die ersten Messungen wurden an dem originalen Verdichter mit unbeschaufeltem Diffusor durchgeführt. Um die Fördermenge des Verdichters um ca. 11% zu verringern, wurde später die Eintritts- und Austrittsbreite des Laufrades sowie die Breite des Diffusors entsprechend verringert. Um gleichzeitig die Förderhöhe und den pol. Wirkungsgrad zu vergrößern, wurden im Diffusor 11 kurze Schaufeln mit einem Verhältnis von Länge zur Teilung von 0,7 eingebaut. Aus dem Bild 14 ist die erreichte Steigerung der pol. Druckzahl (ca. 9%) und des pol. Wirkungsgrades (ca. 7%) deutlich zu ersehen.

Um den Einfluß des Einstellwinkels der Diffusorschaukeln zu erkunden, wurde er um  $5^\circ$  verkleinert. Das hatte eine Reduzierung der Fördermenge und der pol. Druckzahl sowie eine Verschlechterung des pol. Wirkungsgrades zur Folge. Analoge Wirkung zeigen konventionelle Diffusoren mit geregelten Schaufeln (Nachleitgitter).

Aufgrund ihrer guten Eigenschaften wurden in den letzten Jahren immer häufiger LSV-Diffusoren in Prozeßverdichtern eingebaut.

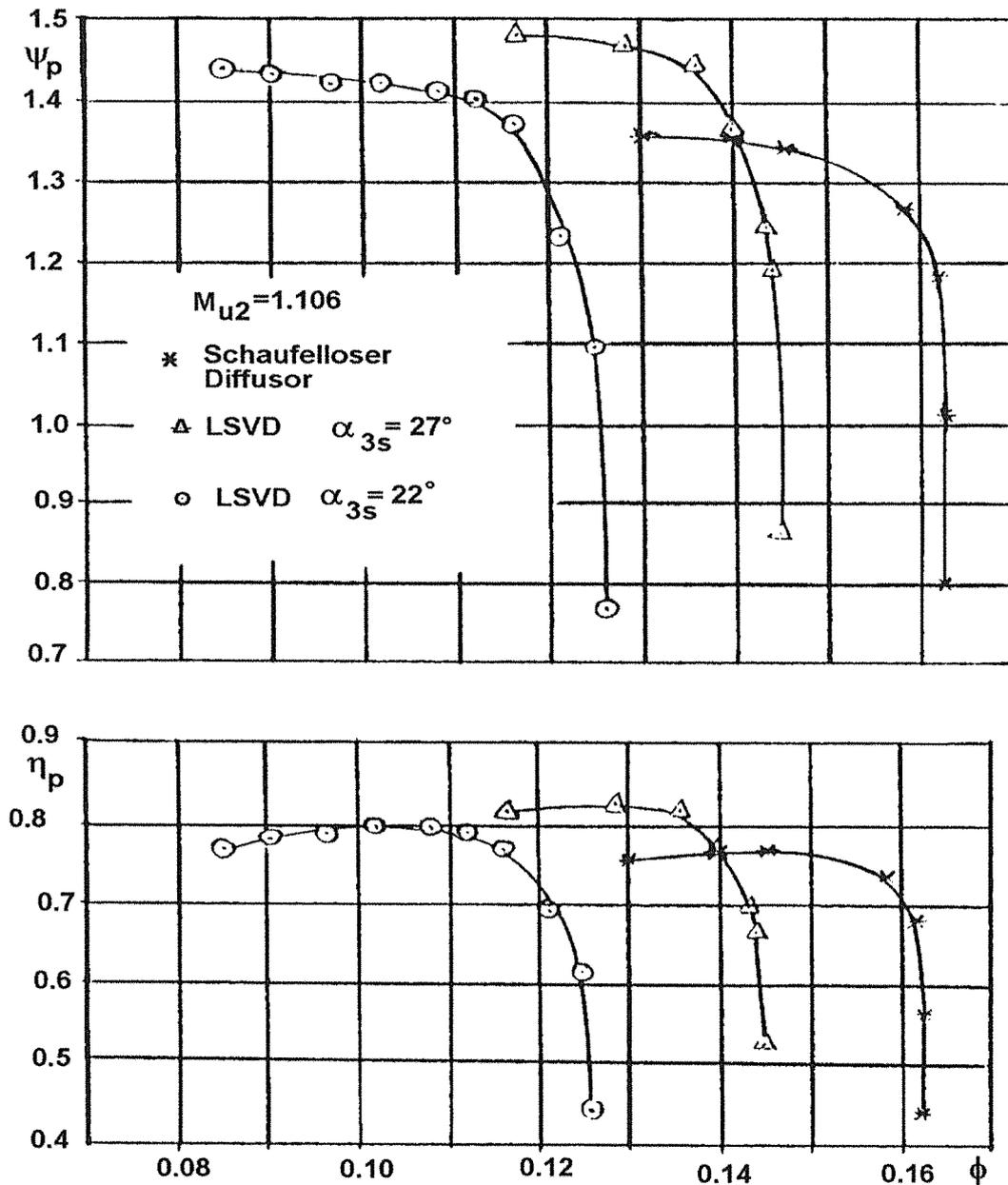


Bild 14: Meßwerte eines einstufigen Luftverdichters mit und ohne LSV-Diffusor

e) Rippen-Diffusor

Messungen an Verdichterstufen mit schaufellosen Diffusoren haben gezeigt, daß die Ungleichmäßigkeit der Strömung am Austritt des Laufrades mit zunehmender Volumenzahl wächst und daß die statische Druckrückgewinnung im Diffusor bei Stufen mit größeren Volumenzahlen erheblich niedriger liegt, im Vergleich zu der nach dem idealen zweidimensionalen Modell vorausberechneten. Zur Steigerung der pol. Druckzahl und des pol. Wirkungsgrades der Stufen mit großen Volumenzahlen wird in [9] der Rippen-Diffusor herangezogen (Bild 15).

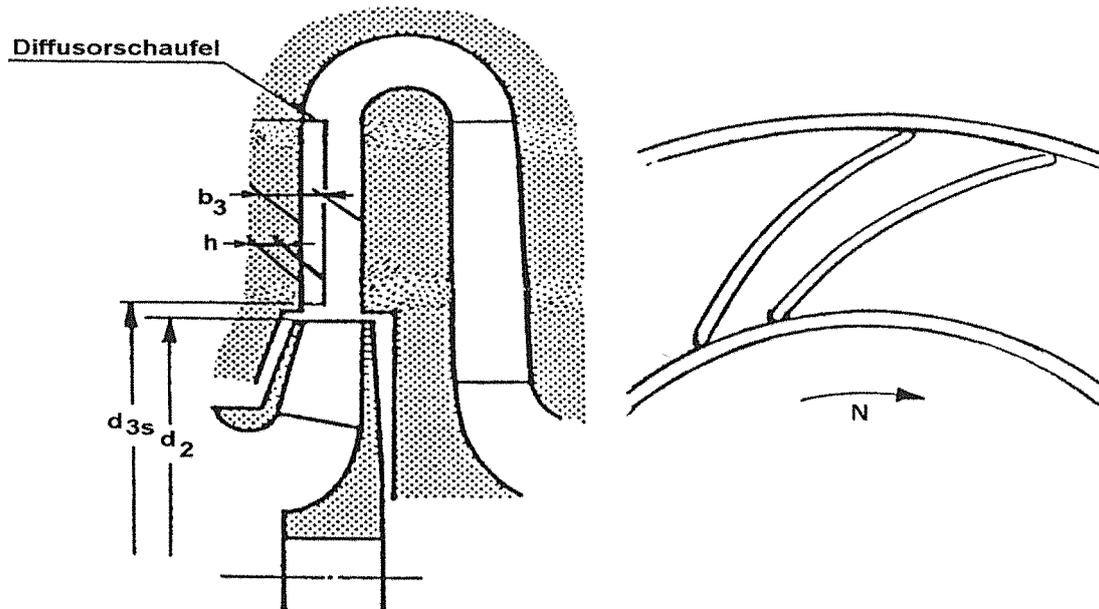


Bild 15: Rippen-Diffusor

An der Deckscheibenseite des Laufrades werden im Diffusor rippenartige Diffusor-schaufeln mit verschiedenen Höhen eingebaut. Dadurch wird die Ungleichmäßigkeit der Strömung am Austritt des Laufrades, die an der Deckscheibenseite am größten ist, ausgeglichener gestaltet. Messungen haben gezeigt, daß bei einem Verhältnis  $h/b_3 = 0,5$  die besten Resultate zu erwarten sind (Bild16).

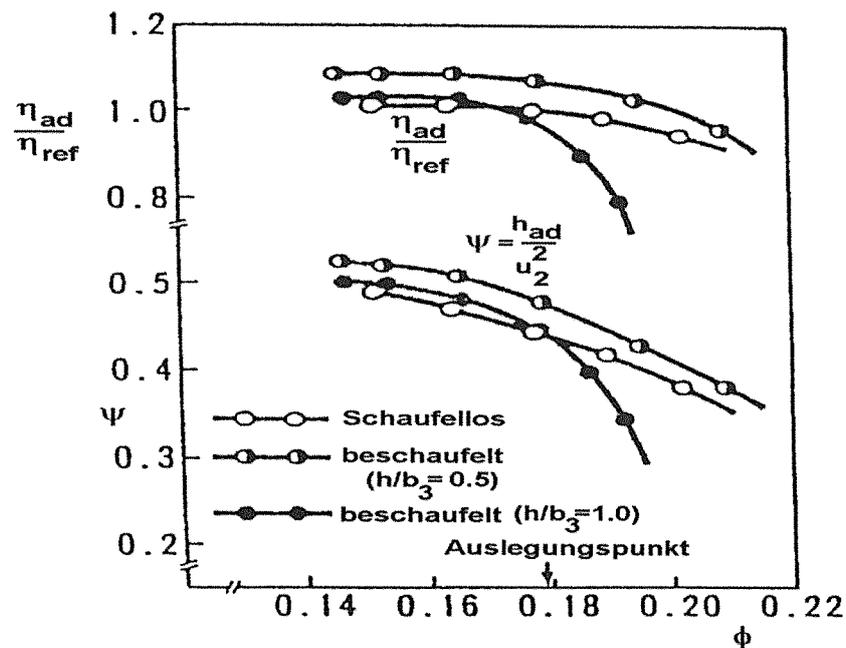


Bild 16: Stufenkennlinien mit verschiedenen Diffusoren

Inzwischen werden solche Diffusoren bei manchen Vorschaltverdichtern (Booster-Verdichter) eingebaut.

## f) Vorleitgitter

Viele Radialverdichter werden durch Elektro-Motoren mit konstanter Drehzahl angetrieben. In diesen Fällen werden oftmals an der Saugseite Drosselklappen als Regelorgane verwendet.

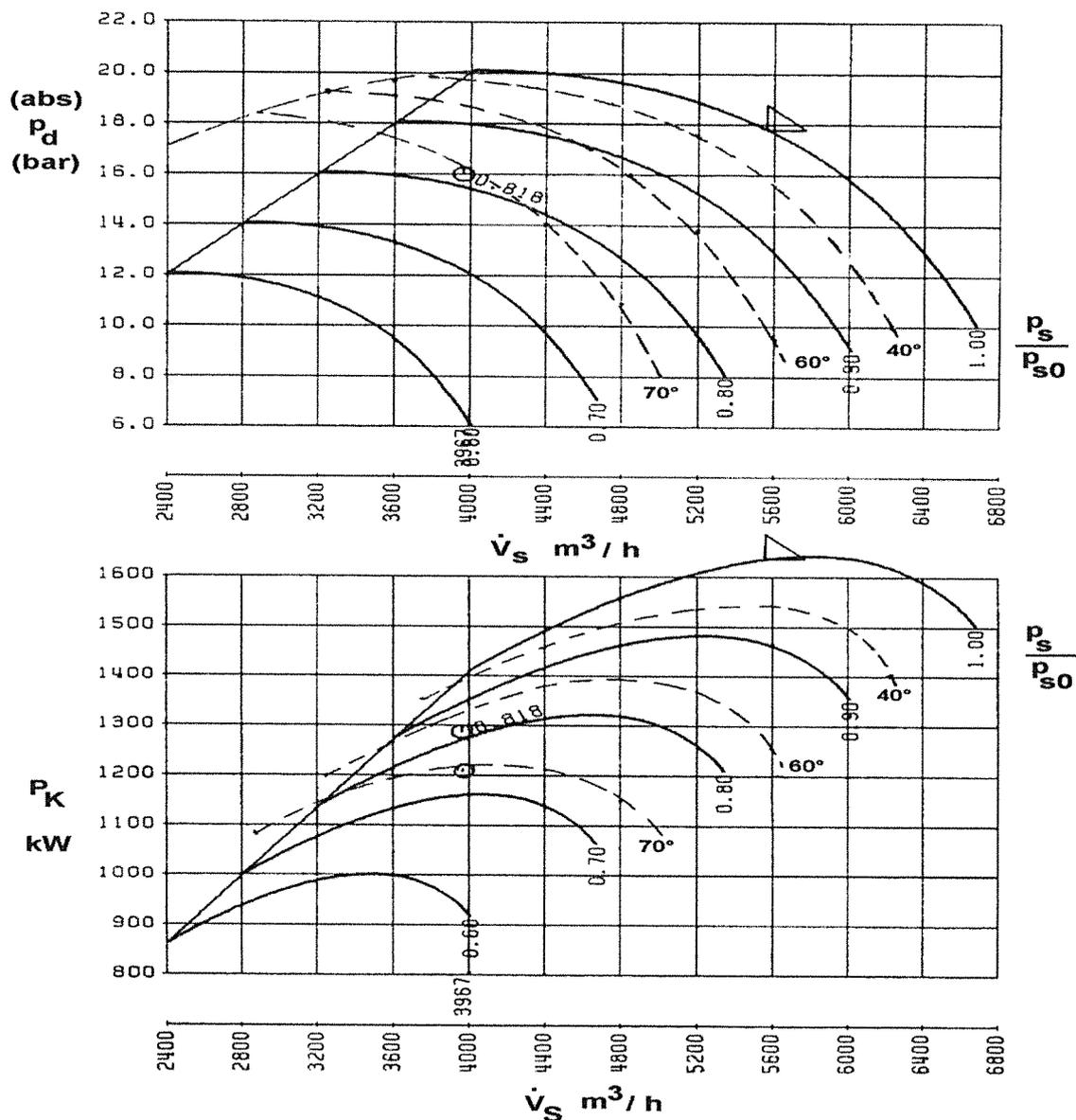


Bild 17: Kennfelder eines vierstufigen Luftverdichters mit Drosselklappe und Vorleitgitter

Durch den Tausch der Drosselklappe (durchgezogene Linie) gegen Vorleitgitter (gestrichelte Linie) vor der ersten Stufe werden der Betriebsbereich sowie der Wirkungsgrad im Teillastbereich des Verdichters erheblich vergrößert (Bild 17).

Voraussetzung dafür ist die nachträgliche Einbaumöglichkeit der Vorleitgitter, was in der Regel mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden ist. Im allgemeinen ist bei

Verdichtern mit maximal sechs Stufen durch den Einbau eines Vorleitgitters eine Erweiterung des Betriebsbereiches und Verbesserung des polytropen Wirkungsgrades im Teillastbereich zu erwarten. Bei mehrstufigen Getriebeverdichtern ist die erste Stufe meistens mit Vorleitgittern ausgerüstet. Durch den Einbau von Vorleitgittern vor jede Stufe kann eine erhebliche Erweiterung des Betriebsbereiches des Verdichters erreicht werden. In Bild 18 sind die Kennlinien eines vierstufigen Getriebeverdichters mit Vorleitgitter vor der ersten (gestrichelte Linie) sowie vor jeder Stufe (durchgezogene Linie) dargestellt. Der Betriebsbereich umfaßt bei Verwendung der Vorleitgitter nur an der ersten Stufe rd. 60% bis auf rd. 105% des Auslegungs-Volumenstromes. Durch die Verwendung der Vorleitgitter vor jeder Stufe wird der Betriebsbereich von rd. 50 bis auf rd. 115 % erheblich vergrößert.

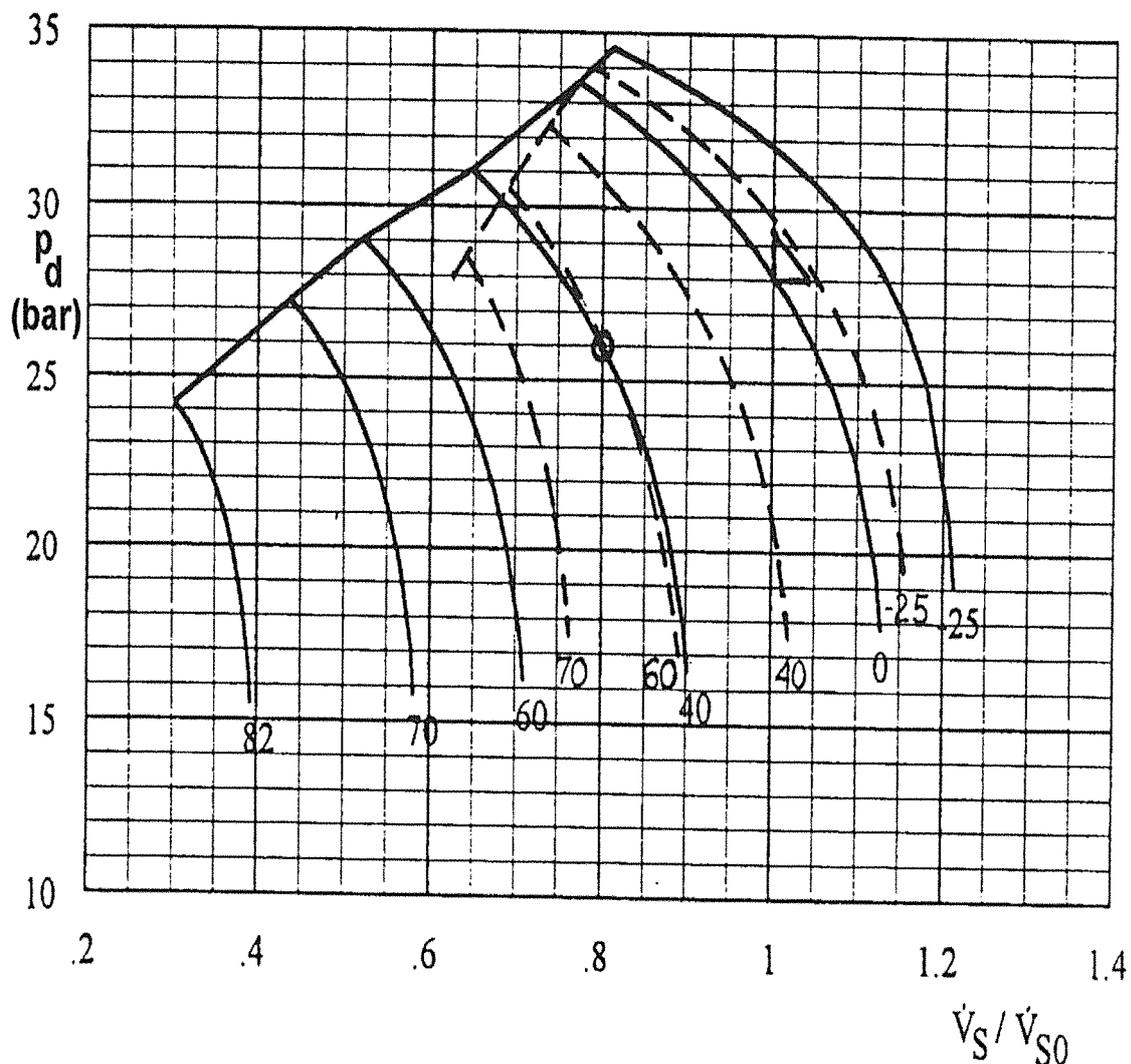


Bild 18: Vorausberechnete Getriebeverdichter-Kennlinien mit Vorleitgitter

### g) Kombination von Vor- und Nachleitgitter

Durch die Kombination von Vor- und Nachleitgittern beim Getriebeverdichter kann der Betriebsbereich zusätzlich erweitert werden (Bild 19).

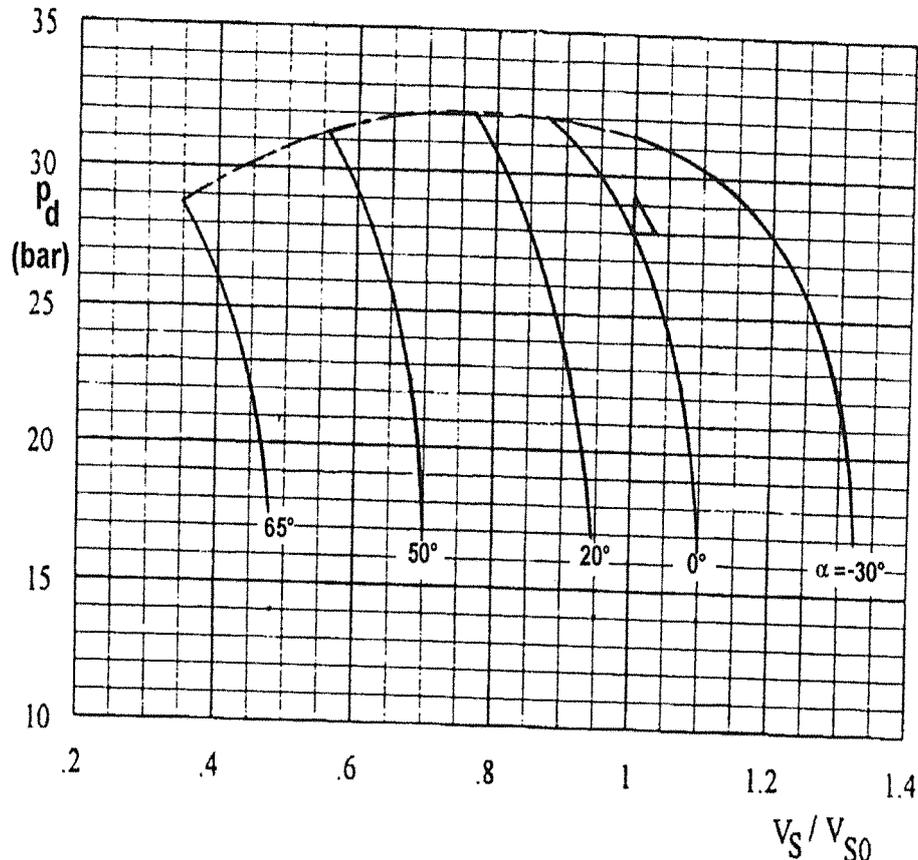


Bild 19: Erweiterung des Betriebsbereiches durch die Kombination von Vor- und Nachleitgitter

### h) Änderung des Einlaufes

Durch die Änderung des Einlaufes von radial zu axial wird eine Verbesserung des Wirkungsgrades erreicht [10] (Bild 38).

### 3.2.3 Änderung der Drehzahl

Wenn die Antriebsmaschine oder das Getriebe eine Änderung der Drehzahl (d. h. eine Erhöhung) zulassen, dann ist der Umbau des Verdichters durch die Anpassung der Drehzahl eine gute wirtschaftliche Entscheidung. Bei einer Erhöhung der Drehzahl müssen sowohl die aerothermodynamischen und festigkeits- Daten des Verdichters als auch die Rotordynamik (biege- und torsionskritische Drehzahlen),

Axialschub, Belastung der Lager - insbesondere des Axiallagers -, Wellendichtungen und Schaufelschwingungen sorgfältig untersucht werden.

### 3.3 Festigkeitsbetrachtungen

Laufträder, Gehäuse sowie Einbauteile von Turboverdichtern verlangen umfangreiche rechnerische Festigkeitsuntersuchungen, um den ständig steigenden Anforderungen bei der Produktentwicklung zu genügen. Dazu werden zunehmend anspruchsvolle numerische Strukturanalysen mit Hilfe von FEM herangezogen.

Die Forderung nach höheren Umfangsgeschwindigkeiten und der Temperatureinfluß setzt bei der Lauftradentwicklung eine genaue Kenntnis des auftretenden Spannungs- und Verformungszustandes voraus [11]. Zu diesem Zweck wurden zwei-dimensionale vereinfachte FEM-Modelle [12] sowie dreidimensionale lineare und quasi-nichtlineare Spannungsanalysen [13] durchgeführt, die das ganze Spektrum einer Lauftradreihe charakterisieren. In Bild 20 ist das FEM-Modell eines geschlossenen Lauftrades hoher Schluckfähigkeit dargestellt [14].

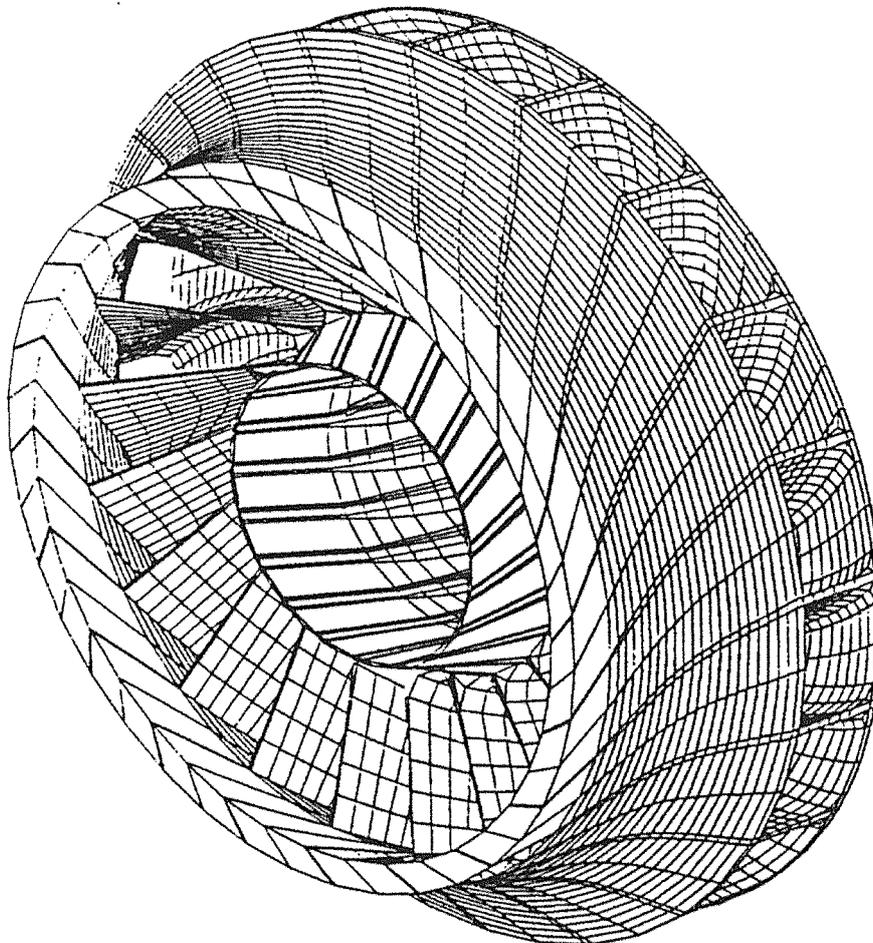


Bild 20: Geschlossenes Verdichterlauftrad

(121-Rad; 3-D Schaufelkrümmung)

FEM-Modell zur Berechnung der Verformungen und Spannungen  
unter Berücksichtigung der Fliehkraft und der Temperatur

Derartige Zeichnungen ermöglichen neben der Veranschaulichung eine optische Kontrolle von Unregelmäßigkeiten der durch die FEM dargestellten Laufrad-geometrie.

Für halboffene Laufräder, die gewöhnlich bei einstufigen oder Getriebeverdichtern eingesetzt werden, wird neben der Spannungsanalyse eine Modalanalyse zur Ermittlung der Schaufelfrequenzen durchgeführt [15,16]. Erfahrungsgemäß muß die erste Eigenfrequenz der Schaufel deutlich über dem vierfachen Wert der Drehfrequenz liegen.

Bild 21 zeigt das FEM-Modell eines offenen Laufrades zur Berechnung der Verformungen, der Spannungen und der Schaufeleigenfrequenzen [14].

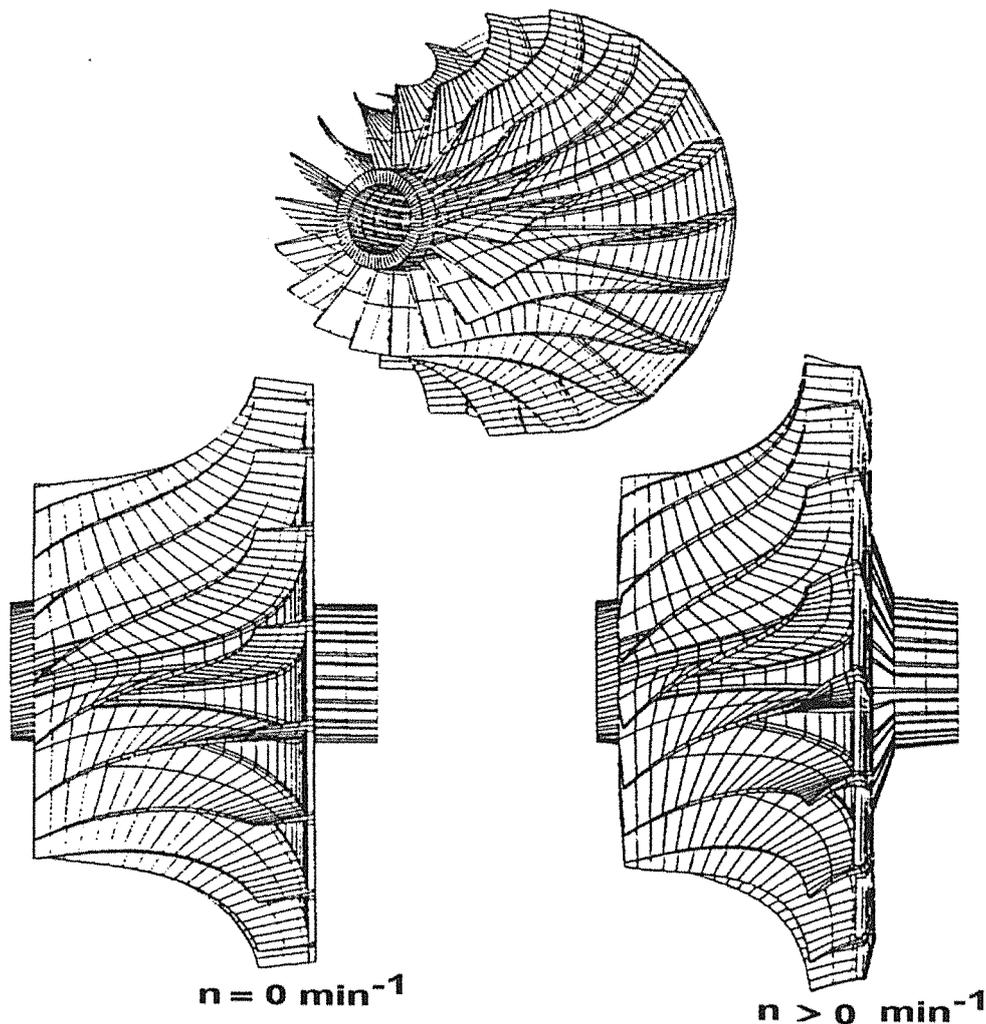


Bild 21: Offenes Verdichterlaufrad

oben: FEM-Modell zur Berechnung der Verformungen, der Spannungen und der Schaufeleigenfrequenzen (1. Eigenfrequenz der Schaufel > 4-fache Drehfrequenz)

unten: Verformungen unter Fliehkraft

Bei der Durchführung einer Spannungsanalyse im Laufrad werden die primären oder sekundären Vergleichsspannungen bestimmt. Primäre Vergleichsspannungen

werden durch primäre Belastungen wie z.B. die Fliehkraft hervorgerufen und treten im Nabenbereich auf.

Sekundäre Vergleichsspannungen entstehen infolge der Verdrehung der Deckscheibe und sind maßgebend bei geschlossenen Laufrädern mit großer Schluckfähigkeit. Bei solchen Laufrädern sind die Schaufeln in den Saugmund vorgezogen und ihre Flächen verlaufen nicht radial. Die am Eintrittsbereich auftretende radiale Dehnung ist größer als die an der Laufradscheibe und führt zum Aufrichten der nicht-achsnormal verlaufenden Schaufeln und somit zu einer Verdrehung der gesamten Deckscheibe. Die größten sekundären Spannungen treten hierbei im Bereich der Schaufelaustrittskante auf.

Die Kenntnis darüber, welche der beiden Spannungsarten, an welcher Stelle des Laufrades dominiert, ist für die Auslegung von großer Bedeutung.

In Bild 22 ist die maximale primäre Vergleichsspannung nach v. MISES in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit für eine Auswahl geschlossener und halboffener Laufräder dargestellt. Daraus kann die erforderliche Streckgrenze und somit der Laufradwerkstoff ermittelt werden.

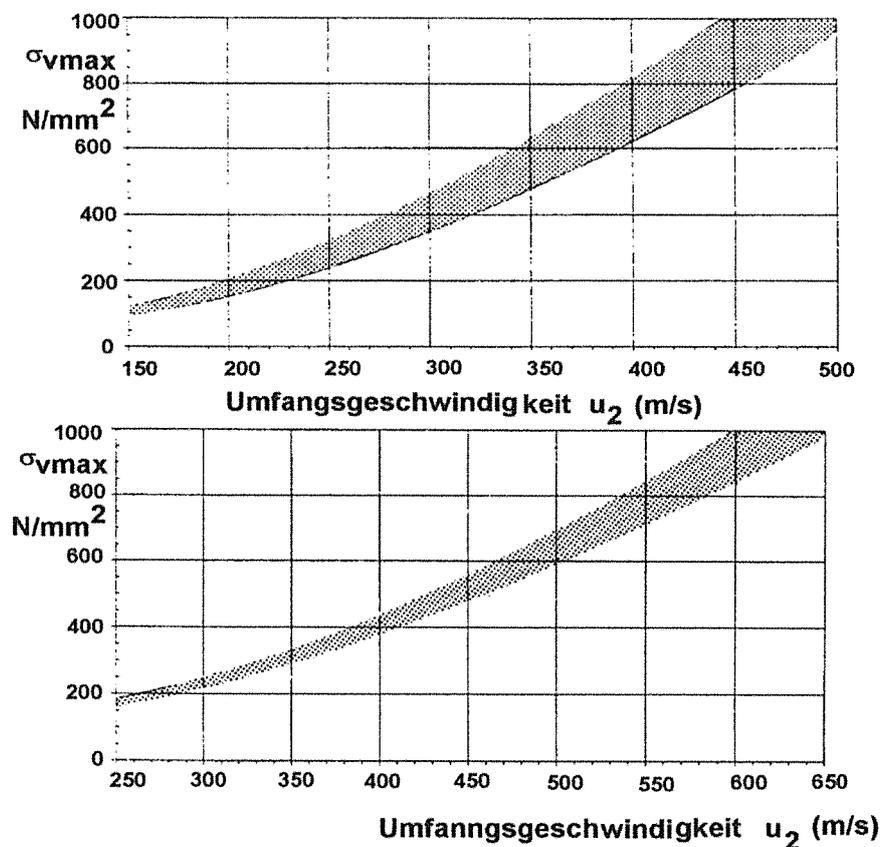
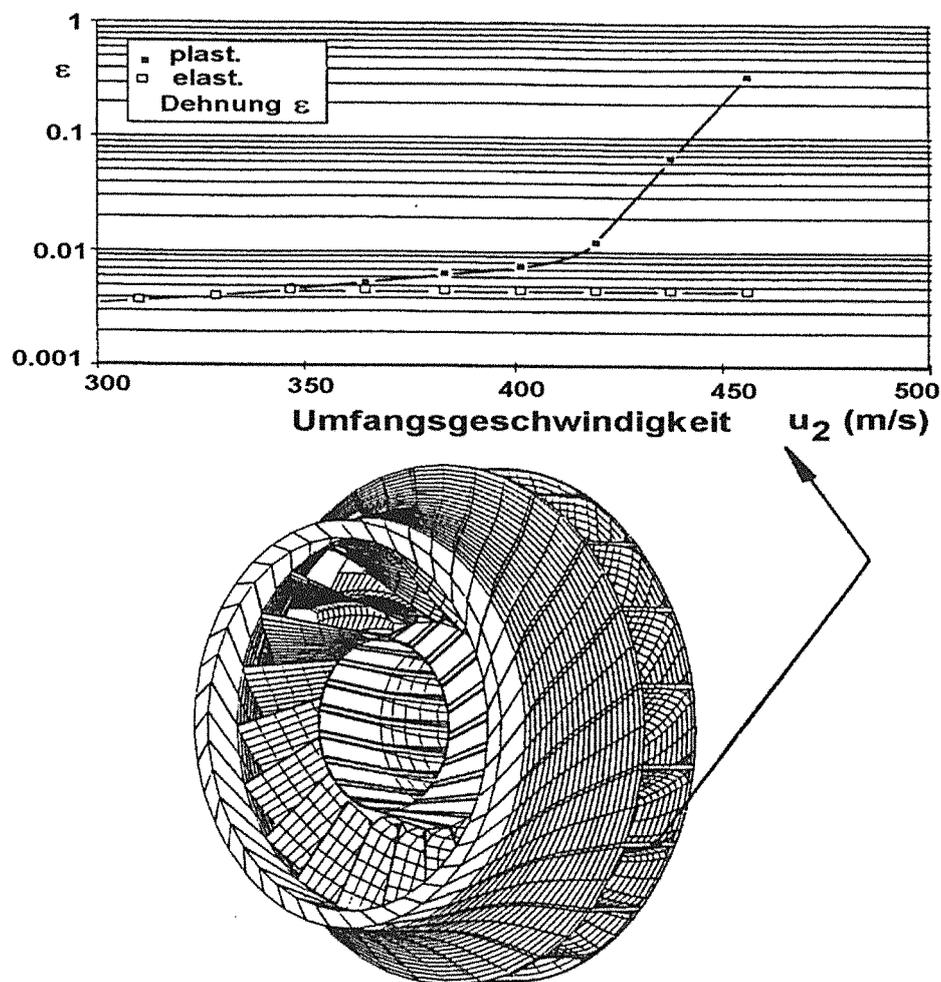


Bild 22: Maximale primäre Vergleichsspannung nach v. MISES in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit im Nabenbereich von Verdichterlaufrädern aus Stahl  
oben: Geschlossene Laufräder  
unten: Offene Laufräder

Zur Festlegung der Grenzumfangsgeschwindigkeiten für den Betriebs- und Schleuderzustand für Laufräder großer Schluckfähigkeit werden die primären sowie sekundären Spannungsanteile mit Hilfe nicht-linearer Berechnungsansätze bestimmt. Dabei wird ein elastisch-plastisches Materialgesetz zugrundegelegt. In **Bild 23** ist die errechnete elastisch-plastische Dehnung im Schaufelaustrittsbereich eines geschlossenen Laufrades in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit dargestellt [14].



**Bild 23:** Geschlossenes Verdichterlaufrad (121-Rad, 3-D-Schaufelkrümmung)  
 oben: Elastisch-plastische Dehnung im Schaufelaustrittsbereich  
 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  
 unten: FEM-Modell

Zur Ermittlung der wirksamen Vergleichsspannungen und des Temperatureinflusses beim Ausgleichskolben und bei sonstigen rotierenden Bauteilen des Verdichters wird ebenfalls die FEM herangezogen.

Ferner wird diese Methode verwendet, um Festigkeitsberechnungen zur Dimensionierung sämtlicher Gehäuseteile des Verdichters, wie Rückführstufen, Spiralen, Saug- und Druckstutzen, Scherringverschlüssen bei Topfgehäusen usw. durch-

zuführen. Bild 24 zeigt ein FEM-Modell einer durch Druckdifferenz belasteten Doppelspirale [14].

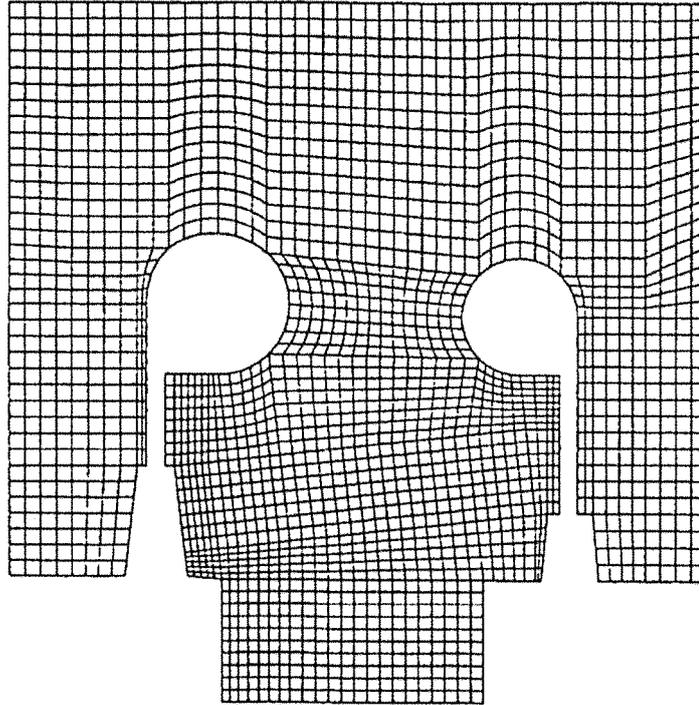
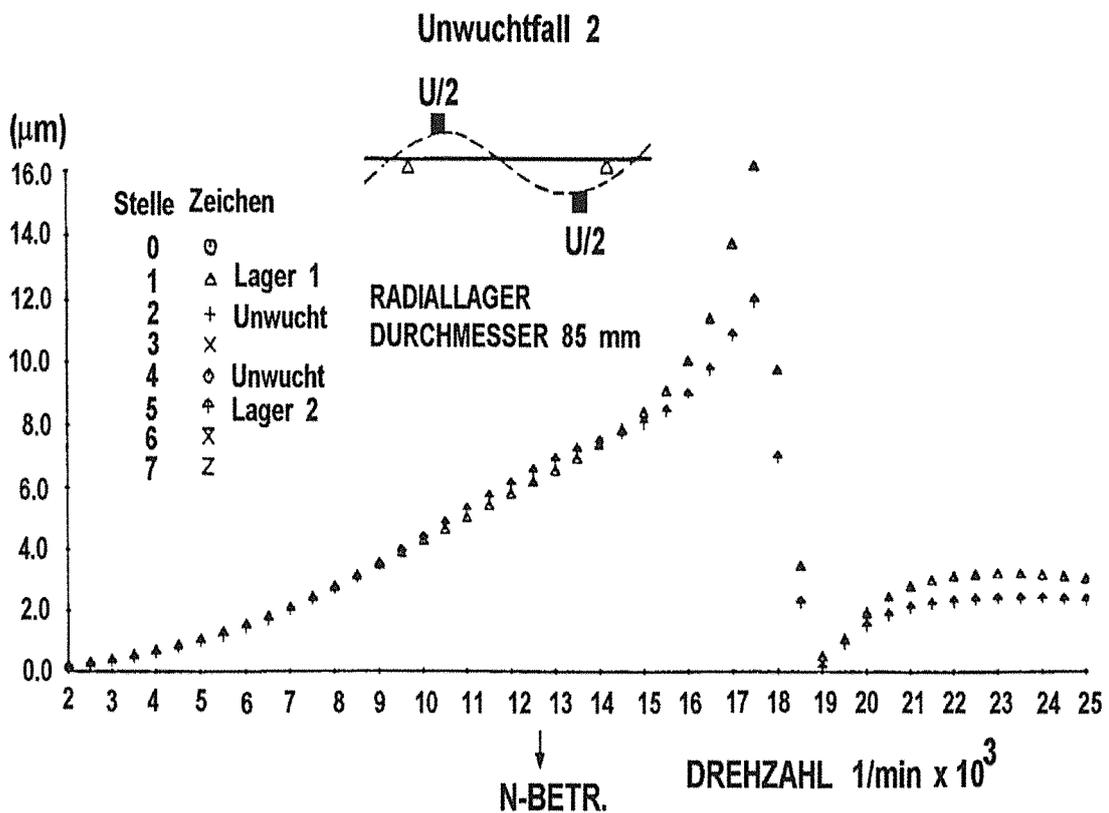
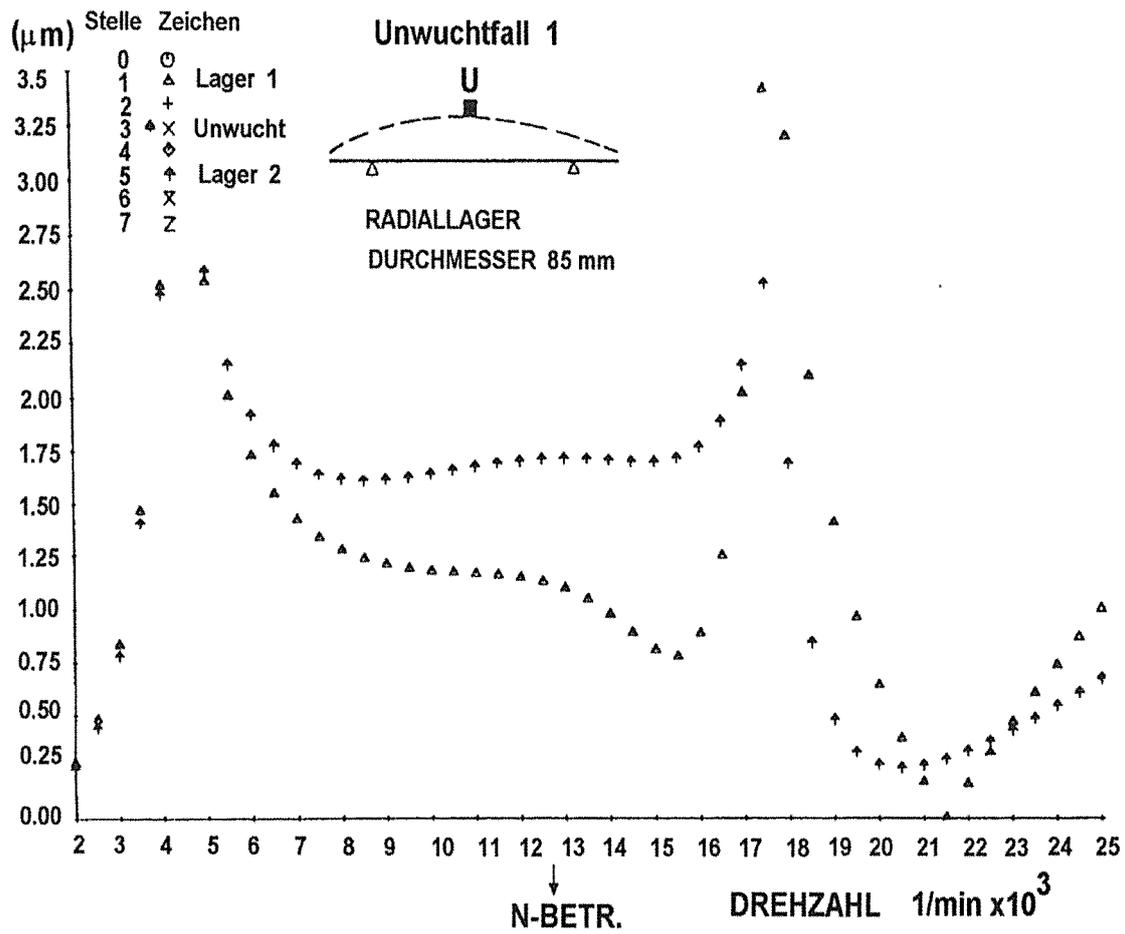


Bild 24: FEM-Modell einer Doppelspirale

### 3.4 Rotordynamische Betrachtungen

Die Laufruhe eines Turboläufers stellt eine wichtige Voraussetzung für den sicheren Betrieb einer Turbomaschine dar. Das Verhalten des Turboläufers wird unter Berücksichtigung der Lagerform, Lagergeometrie sowie des Ölfilms auf drehzahlfrequente und drehzahlfremde Schwingungen untersucht, um eine Begrenzung der Wellenschwingungsamplituden innerhalb der zulässigen Werte zu erzielen. Die Amplituden der Wellenschwingungen, die dynamischen Lagerpressungen und -entsprechend den Feder- und Dämpfungszahlen der Lager- die Resonanzen sowie die bezogenen Amplitudenüberhöhungen werden mit Hilfe einer Unwuchtrechnung, bestehend aus unterschiedlich verteilten Unwuchten -es werden in der Regel drei Unwuchtfälle herangezogen- ermittelt. Bild 25 zeigt die Amplitude der Wellenschwingungen in Abhängigkeit der Läuferdrehzahl aller drei Unwuchtfälle des im Abschnitt 4.1.2 beschriebenen umgebauten Verdichters.



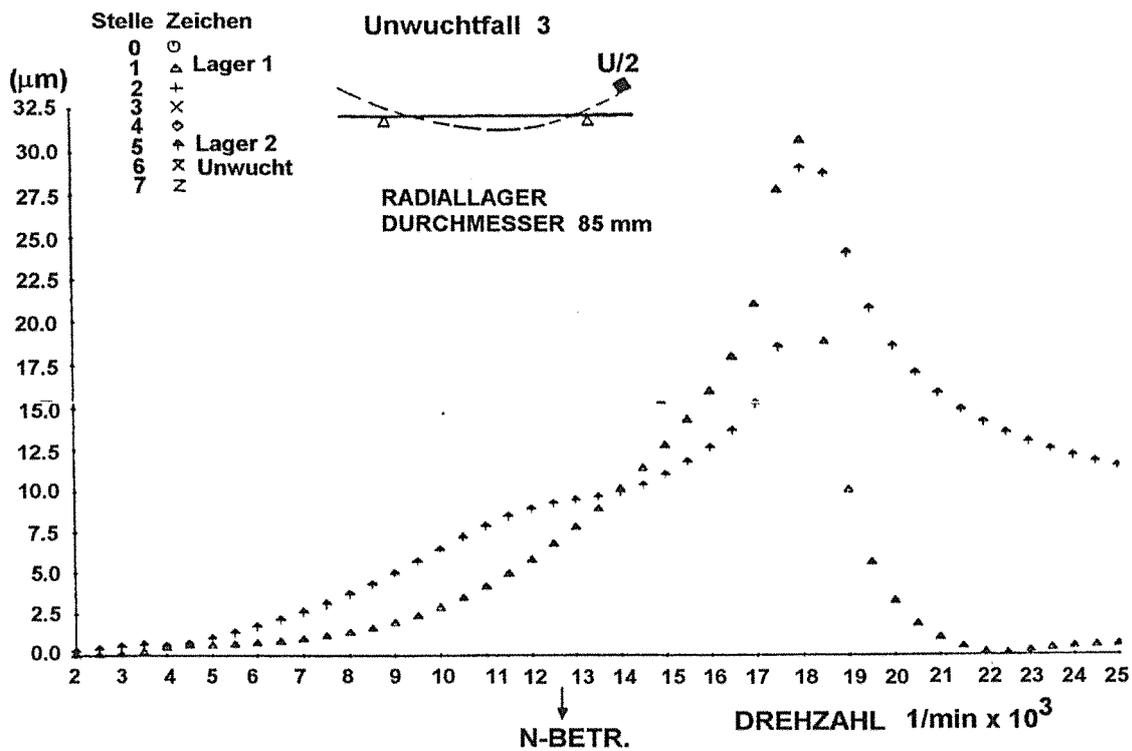


Bild 25: Wellenamplituden in den Lagern

Ferner ist die Untersuchung des Turboläufers auf Instabilitäten von fundamentaler Bedeutung. Im Unterschied zu den unwuchterregten Schwingungen, deren Frequenz gleich der Drehzahl ist, sind die Schwingungen infolge von Instabilitäten drehzahlfremd.

Die Hauptursache für die Entstehung von Instabilitäten bilden die Querfederzahlen. Die Stabilität einer Welle wird durch das logarithmische Dekrement  $\delta$  wiedergegeben. Dieses ist definiert als der natürliche Logarithmus des Quotienten zweier aufeinanderfolgender Schwingungsamplituden einer stoßangeregten Welle (Bild 26).

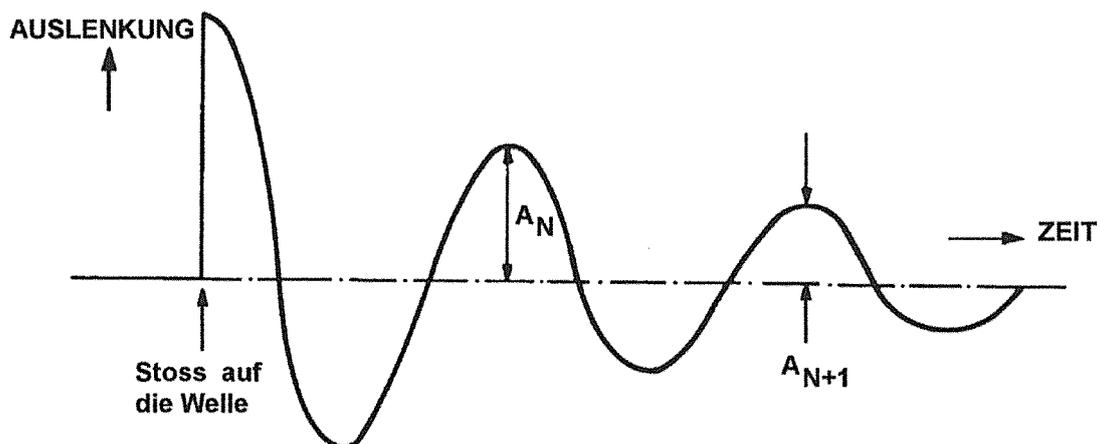


Bild 26: Logarithmisches Dekrement der Dämpfung  $\delta = \ln(A_N / A_{N+1})$

Die bekanntesten Instabilitäten werden aufgrund von Querkräften, die das Öl in den Lagern ausübt (Oilwhip), hervorgerufen und treten sowohl bei Verdichtern als auch bei Turbinen auf. Die dadurch entstehenden Schwingungen sind Subharmonische und liegen etwas tiefer als die halbe Drehfrequenz.

Bild 27 zeigt die Frequenzanalyse einer subharmonischen Schwingung, die vom Ölfilm der Lager angeregt wurde.

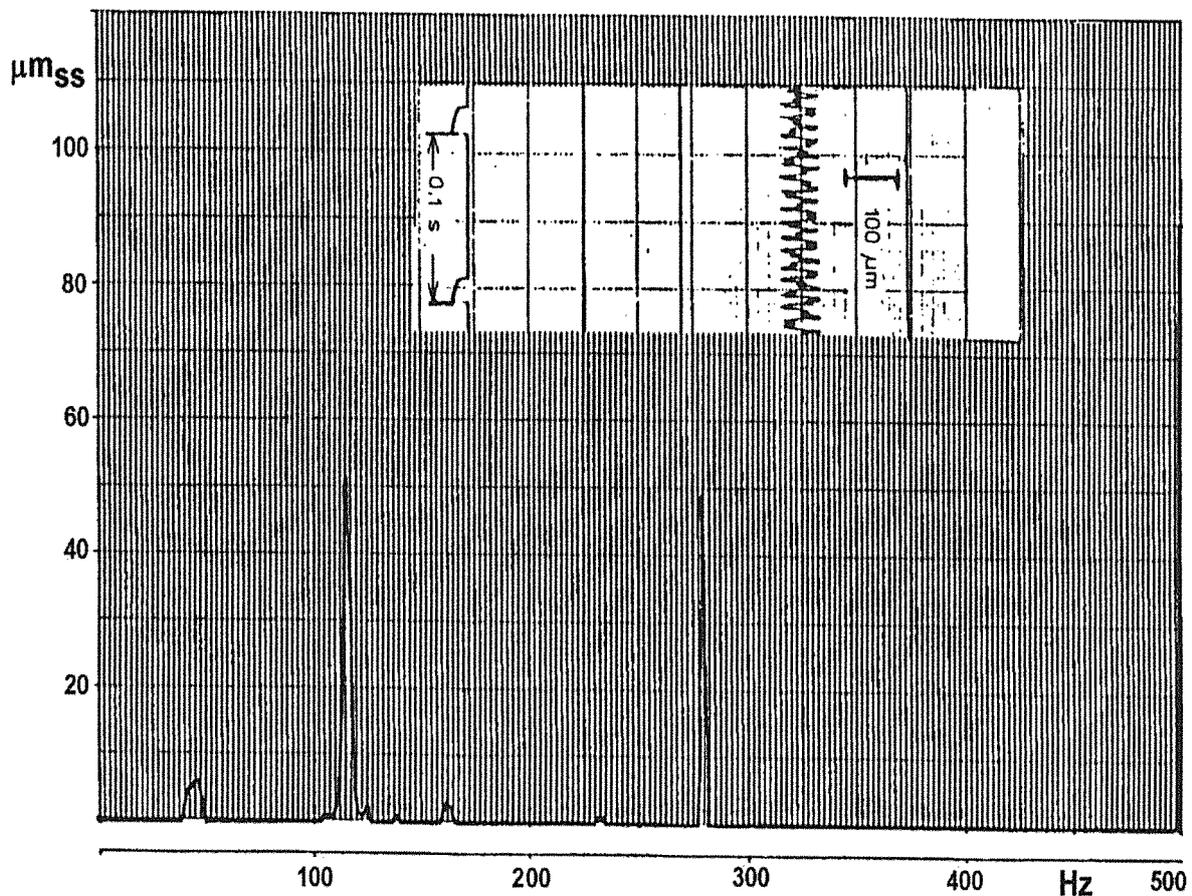


Bild 27: Frequenzanalyse eines beginnenden Oilwhips

Die Welle dreht mit 280 1/s. Neben einer drehfrequenten Amplitude von  $50 \mu\text{m}$  existiert ebenfalls eine Amplitude der gleichen Größe bei der drehzahlfremden Frequenz von 1101/s, welche etwas niedriger als die halbe Drehfrequenz liegt.

Das dargestellte Spektrum wurde während eines Lagerschadens (Vergrößerung des Lagerspiels) an einem Versuchsverdichter aufgenommen. Das Auswechseln der Lager führte zur Eliminierung der Subharmonischen sowie zur Amplituden-verkleinerung der harmonischen Schwingung -zu  $30 \mu\text{m}$  -[17]. Eine ebenfalls wichtige Rolle bei der Entstehung von Instabilitäten in Turboläufern spielt die Lagerform.

Zylinderlager weisen aufgrund ihrer hohen Quersfederzahl die geringste Dämpfung im Vergleich zu Zitronen-, Vierkeil-, sowie Kippsegmentlager auf und haben somit die ungünstigsten Stabilitätseigenschaften.

Eine weitere Ursache für die Entstehung von Instabilitäten ist die innere Dämpfung z.B. infolge geringen Schrumpfes aufgesetzter Teile. In Bild 28 aus [18] ist dieser Einfluß am Beispiel eines turbinengetriebenen Verdichterläufers dargestellt. Hier wurde das Logarithmische Dekrement  $\delta$  für Vierflächenlager (untere Kurven) und Kippsegmentlager (obere Kurven) über die Drehzahl aufgetragen.

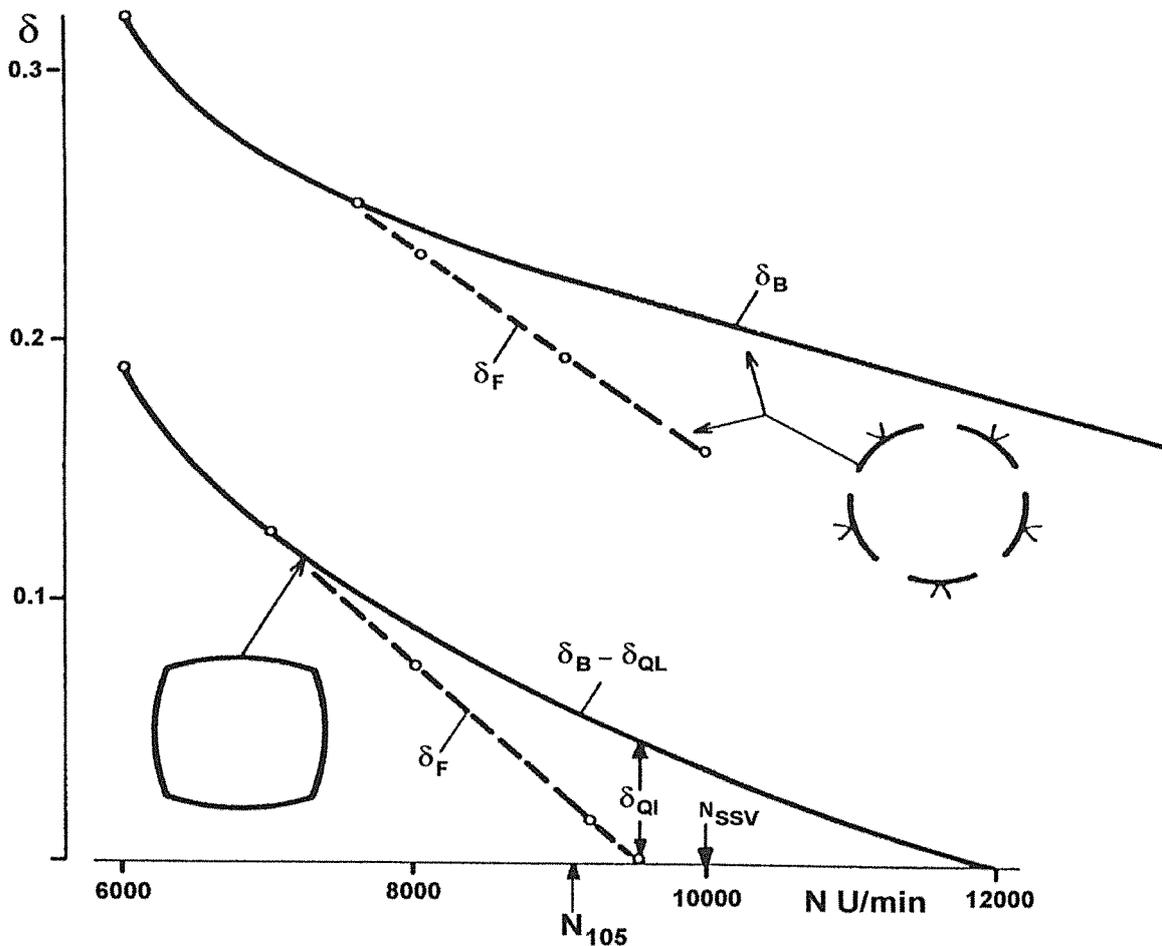


Bild 28: Logarithmisches Dekrement über der Drehzahl

Die durchgezogenen Linien geben die errechneten Werte wieder, während die gestrichelten die gemessenen Werte aus Stoßversuchen im Vakuumbunker darstellen.

Bei den Vierflächenlagern machte sich die Instabilität ( $\delta \leq 0$ ) knapp unterhalb der Turbinenschlußdrehzahl bemerkbar. Bei den Kippsegmentlagern, die niedrigere Querfederzahlen besitzen, wurde eine Erhöhung sowohl des errechneten als auch des gemessenen logarithmischen Dekrements ermittelt. Hier ist zwar ein merklicher Einfluß der inneren Dämpfung bei Drehzahlen über 8 000 1/min festzustellen, sind jedoch, da  $\delta > 0$ , keine Instabilitäten vorhanden.

Ähnlich wie der Ölfilm in den Lagern, kann das Gas in den Labyrinthen ebenfalls zu Querkräften führen, die mit zunehmender Gasdichte entsprechend größer werden.

Die demzufolge entstehenden Instabilitäten an Hochdruck-Turboverdichtern sind in vielen Veröffentlichungen dokumentiert. Zur Abhilfe wurde in den meisten Fällen der Lagerabstand verkürzt und/oder der Wellendurchmesser vergrößert. Das führte zu einer Erhöhung der Biegeeigenfrequenz  $N_{K1}$  -berechnet mit starrer Lagerabstützung-. Aufgrund obiger Erfahrungen wurden in [19] Empfehlungen für das maximale Verhältnis der Betriebsdrehzahl  $N_B$  zur ersten Biegeeigenfrequenz  $N_{K1}$  in Abhängigkeit der mittleren Gasdichte veröffentlicht (Bild 29).

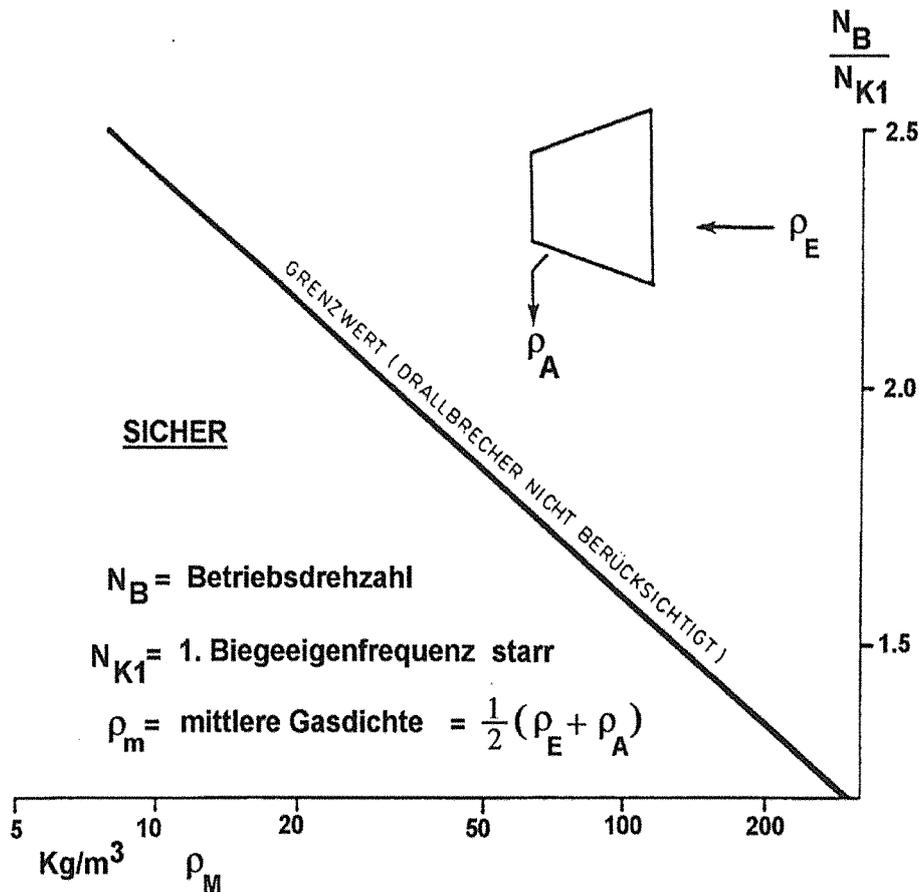


Bild 29: Zulässiges Steifigkeitsverhältnis  $N_B/N_{K1}$ , abhängig von der mittleren Gasdichte

Da die Querkräfte bzw. Querfederzahl mit der Umfangsgeschwindigkeit des in die Dichtung zuströmenden Gases wachsen und zu Instabilitäten führen, wird zur Abhilfe in manchen Fällen eine dralldreie Gasströmung durch Dralldreher vor der Labyrinthdichtung erzeugt [20].

Wenn Schwimmringdichtungen ohne Druckentlastung ausgerüstet sind, werden sie in ihrer radialen Beweglichkeit eingeschränkt -d.h. "schwimmen" nicht- und verhalten sich demzufolge wie Zylinderlager und erzeugen Querkräfte und somit Querfederzahlen. Zur Reduzierung dieser Querkräfte wird i.a. -vorsorglich- die axiale Länge der Schwimmringe durch umlaufende Ausgleichsnuten unterteilt.

Alle Turboläufer werden bei maximaler Betriebsdrehzahl mit originalidentischen Lagern im Vakuumbunker dynamisch gewuchtet. Bei derartigem Wuchten verhält sich der Läufer elastisch wodurch die wahre axiale Verteilung der Unwuchten lokalisiert und nachfolgend kompensiert wird. Zusätzlich werden die dynamischen Lagerkräfte nach Größe und Richtung gemessen.

Die Laufräder werden einzeln niedertourig gewuchtet und in einem Schleudertopf einer Überdrehzahlprobe unterzogen.

Der fertige montierte Läufer wird zuerst niedertourig vorgewuchtet, danach im Vakuumbunker geschleudert und ferner bei maximaler Betriebsdrehzahl elastisch gewuchtet. Dabei sind internationale Bewertungskriterien heranzuziehen.

#### 4 Gründe für die Modernisierung, Umrüstung und den Umbau von Turbosätzen

Turboverdichter und deren Antriebsmaschinen bilden das Herz jeder Anlage, in der Gase zirkulieren oder verdichtet werden. Von diesen wird i.allg. jahrzehntelanger kontinuierlicher Betrieb erwartet.

Im Laufe des langen Einsatzes eines Turbosatzes kommt es jedoch häufig vor, daß die Betriebsbedingungen der Anlage (u.a. Massendurchsatz, Gaszusammensetzung und Gasdruck) sich ändern. Um eine Anpassung an die geänderten Betriebsbedingungen der Anlage zu vollziehen, ist ein Umbau des Turboverdichters und in manchen Fällen seiner Antriebsmaschine -meistens der Turbine- erforderlich.

Die Entscheidung, ob ein Umbau oder die Anschaffung eines neuen Turbosatzes vorgenommen werden sollte, bedarf eines gründlichen wirtschaftlichen Vergleiches beider Alternativen. Dabei stehen grundsätzlich die geringeren Betriebskosten eines neuen Turbosatzes (infolge des besseren Wirkungsgrades) den niedrigeren Investitionskosten für den Umbau des Turbosatzes gegenüber. Dennoch ist auch durch den Umbau des Turbosatzes ein dem neuen Turbosatz vergleichbarer Wirkungsgrad erreichbar, wenn die alten Laufräder sowie Leitteile durch neue, modernere mit einem höheren Wirkungsgrad ersetzt werden. Daraus ist ersichtlich, daß mit dem Umbau eines Turboverdichters zur Anpassung an die veränderten Betriebsbedingungen, z. B. Erhöhung des Massendurchsatzes, gleichzeitig eine Verbesserung des Wirkungsgrades durch den Einbau von moderneren Verdichterkomponenten erreicht werden kann. Weitere Gründe, die den Umbau von vorhandenen Turbosätzen begünstigen, sind:

- Verringerung der Energiekosten durch Verbesserung des Wirkungsgrades,

- Verbesserung der Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit durch Verkürzung der Stillstandszeit und Senkung der Überholungs- und Reparaturkosten
- Automatisierung des Verdichterbetriebes
- Anpassung an die veränderten Umweltforderungen.

Ferner ist zu bemerken, daß mit jedem Umbau oder jeder Umrüstung einer Anlage zur Anpassung an geänderte Prozeßbedingungen gleichzeitig eine Modernisierung der Meß- und Regeltechnik durch die Verwendung weiterentwickelter Elektronik erfolgen kann.

#### 4.1 Anpassung des Verdichters an die Veränderung des Anlagenprozesses

##### 4.1.1 Umbau eines Turbosatzes einer Ammoniakanlage

Der in Bild 30 skizzenhaft dargestellte Turbosatz wurde 1968 für eine Ammoniakanlage einer Chemie-Fabrik gebaut und bestand aus einem Luftverdichter mit zwei horizontal geteilten Gehäusen, einem Dampfturbinenantrieb und einem Getriebe zwischen dem Niederdruck- und Hochdruck-Verdichter.

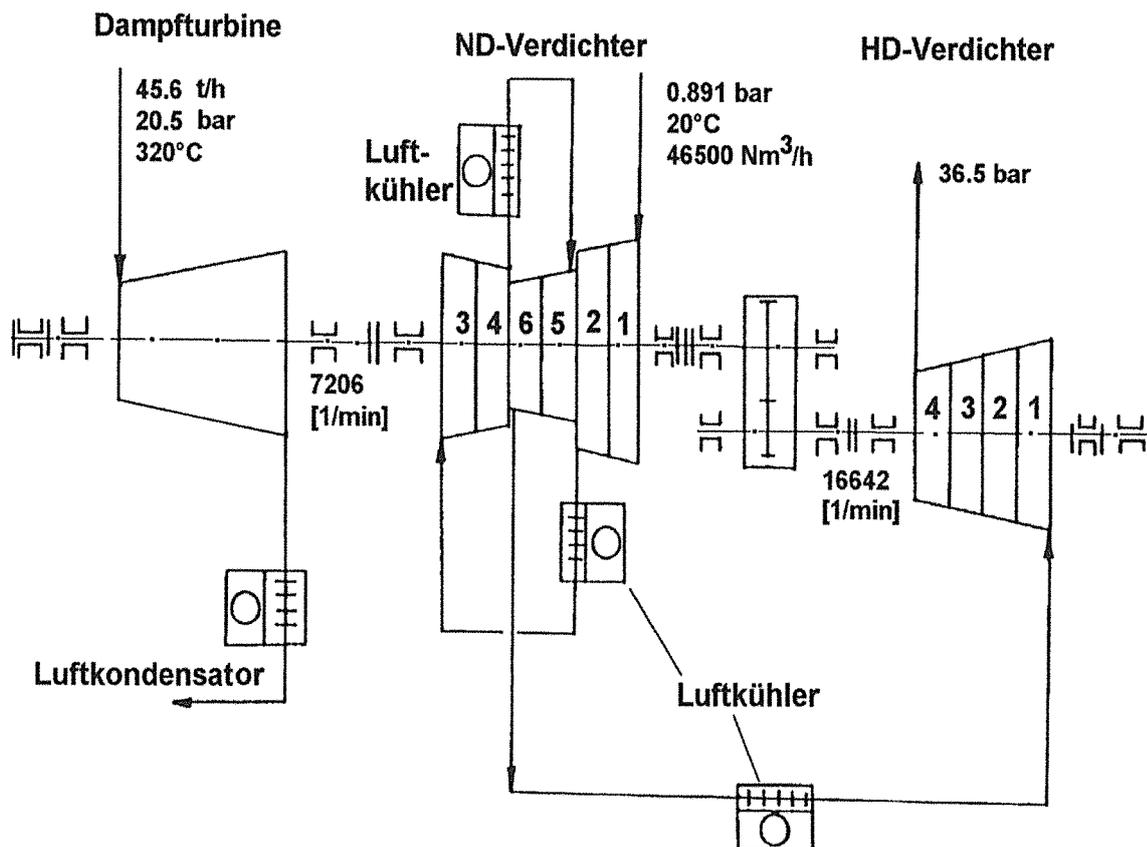


Bild 30: Turbosatz einer Ammoniakanlage

Im Niederdruckgehäuse waren drei Prozeßstufen mit jeweils zwei Laufrädern und zwei Zwischenkühlern und im Hochdruckgehäuse eine Prozeßstufe mit vier Laufrädern untergebracht. Ferner wurde ein Kühler zwischen dem Nieder- und Hochdruckgehäuse installiert. Die Außendurchmesser der Laufräder im Niederdruck-Verdichter wurden von  $d_2 = 800$  mm auf  $d_2 = 710$  mm und im Hochdruck-Verdichter von  $d_2 = 335$  mm auf  $d_2 = 315$  mm leicht abgestuft. Das erste Laufrad im Niederdruck-Verdichter wurde dreidimensional ohne Deckscheibe ausgeführt und bestand aus einem axialen Laufradteil, dem sog. Vorsatzläufer, sowie dem radialen Laufteil mit einem Schaufelaustrittswinkel von  $90^\circ$ . Diese Laufradtechnik wurde früher angewandt bei Volumenzahlen  $\varphi \geq 0,06$ , da eine 3D-Schaufelfertigung nur zweiteilig durchführbar war (Ausnahme Gußräder). Die restlichen Laufräder besaßen einfach gekrümmte (2D) Schaufeln mit aufgenieteter Deckscheibe. Diese veraltete Fügetechnik - nur für 2D-Schaufeln geeignet - erfordert dickere Schaufeln, welche jedoch den Wirkungsgrad negativ beeinflussen. Ferner führt die begrenzte Nietfestigkeit zu einer Reduzierung der max. Umfangsgeschwindigkeit.

Nach etwa zwanzigjährigem Betrieb der Anlage wurde 1987 eine 30%-ige Erhöhung der Ammoniak-Produktion bei gleichbleibenden Ansaugbedingungen und etwas geringerem Druck geplant (Tabelle 1.)

Tabelle 1: Alte und neue Auslegungsdaten des Luftverdichters

		ursprüngliche Auslegung	neue Auslegung
$\dot{V}_N$	Nm <sup>3</sup> /h	35000	46500
$\dot{V}_S$	m <sup>3</sup> /h	39700	52809
$p_s$	bar	0,98	0,98
$t_s$	°C	20	20
$t_{RK}$	°C	37	37,5
$N$	min <sup>-1</sup>	7175/16750	7175/16570
$P_K$	kW	6700	8721
$P_{So}$	kWh/Nm <sup>3</sup>	0,19143	0,18755

In Bild 31 sind die Gesamtkennlinien des alten sowie des umgebauten Luftverdichters dargestellt.

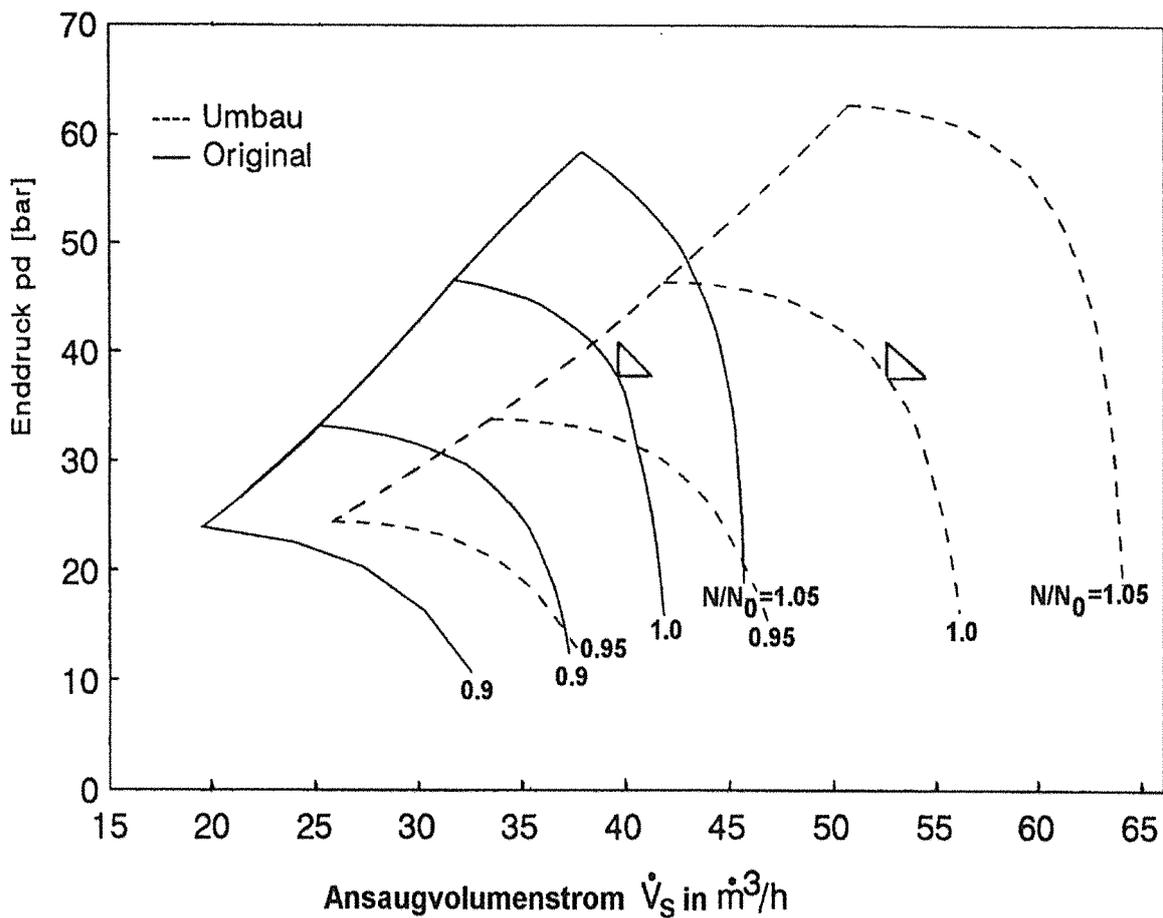


Bild 31: Gesamtkennlinien des alten und umgebauten Luftverdichters.

Jede Komponente des Turbosatzes wurde sorgfältig untersucht.

### a) Antriebsturbine

Da die Kondensations-Antriebsturbine ausreichend Leistungsreserve besaß (Bild 32), war ein Umbau nicht notwendig (Tabelle 2). Der Kondensator wurde vorher bereits von drei auf vier Luftkühler erweitert.

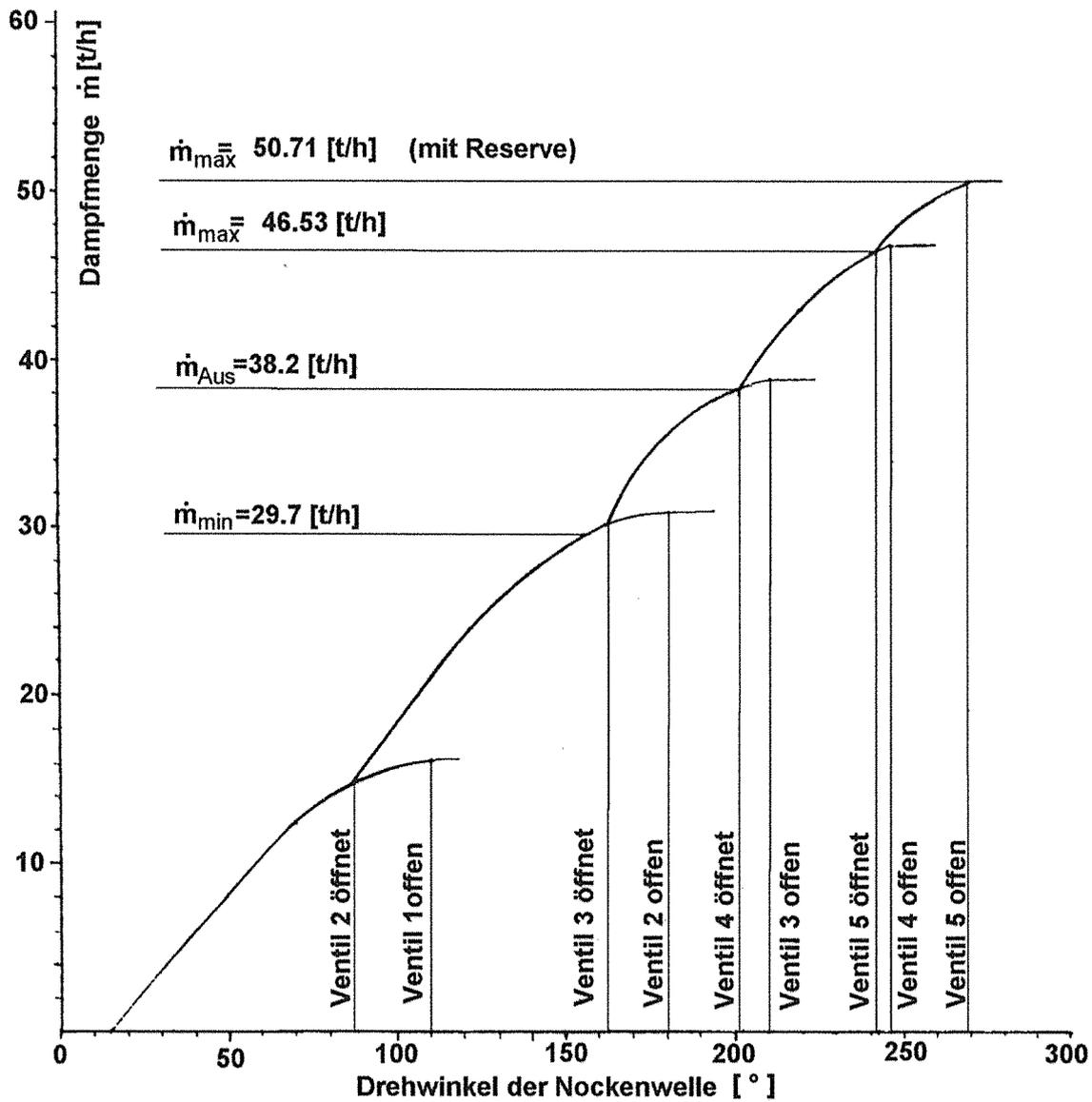


Bild 32 Steuerdiagramm der Kondensationsturbine

Tabelle 2: Alte und neue Auslegungdaten der Antriebsturbine

		ursprüngliche Daten	neue Daten
$P_K$	kW	6700	8721
N	$\text{min}^{-1}$	7175	7175
$\dot{m}$ (Neuzustand)	t/h	35,3	46
$p_1$	bar	20,1	20,1
$t_1$	$^{\circ}\text{C}$	320	320
$p_2$	bar	0,124	0,157
$t_2$	$^{\circ}\text{C}$	50	55

Der Dampfverbrauch einer Turbine hängt bekanntlich auch von ihrem Alterungszustand ab. Der erhöhte Dampfdurchsatz (ca. 50,7 t/h) machte eine Untersuchung der Schaufelfestigkeit erforderlich.

#### b) Kupplungen

Sämtliche Kupplungen wurden nach eingehender Überprüfung ersetzt.

#### c) Zwischenkühler

Nach sorgfältiger Untersuchung der Luftkühler durch den Kühlerhersteller wurde festgestellt, daß sie ausreichend Reserve aufwiesen, so daß keine weitere Änderung erforderlich war.

#### d) Getriebe, Sonstiges

Da das eingesetzte Getriebe genügend Leistungsreserve hatte, war keine Änderung notwendig. Vom Getriebehersteller wurde ferner empfohlen, nach dem Umbau des Verdichters und vor der Inbetriebnahme eine Inspektionskontrolle durchzuführen. Ölversorgung, Regelung, Rohrleitungen und sonstige Außenteile blieben unverändert.

#### e) Niederdruck-Verdichter

Um die gewünschte Erhöhung des Volumenstromes zu gewährleisten, mußten sowohl der Rotor als auch sämtliche Leiterteile ersetzt werden. Die Zunahme

des Volumenstromes bei annähernd unverändertem Raddurchmesser führte zu größeren Volumenzahlwerten und breiteren Schaufelkanälen. Infolgedessen wurden die ersten drei Laufräder mit räumlich verwundenen (3D) Schaufeln ausgeführt. Außerdem erhielten alle Laufräder eine Deckscheibe und rückwärts gekrümmte Schaufeln mit einem Austrittswinkel von 40 bis 50°. Die Schaufeln der aus geschmiedetem X 5 Cr Ni 13.4V Stahl hergestellten Räder wurden nach dem NC-Verfahren aus dem Vollen gefräst. Während für Laufräder mit einfach gekrümmten (2D) Schaufeln 3-Achsen-Fräsmaschinen ausreichend sind, müssen bei räumlich verwundenen (3D) Schaufeln 5-Achsen-Fräsmaschinen eingesetzt werden. Die Verbindung der Schaufeln mit der Deckscheibe erfolgte bei den Stufen 1 bis 4 durch Schweißen und bei 5 und 6 durch Hartlöten im Vakuum.

Die Verbindung der Laufräder mit der Welle erfolgte über Schrumpf und zusätzlich durch vier Igelstifte pro Rad. Der Laufradschrumpf wurde so ausgelegt, daß das volle Drehmoment bei allen Betriebszuständen übertragen werden kann. Die Stifte stellen eine zusätzliche Sicherheit gegen unvohergesehene, unkontrollierte Betriebszustände dar.

Zur Befestigung der neuen Kupplungen auf der Welle wurden der ölhydraulische Preßverband für die Verdichterwellenzapfen und die Paßfederverbindung für die Turbinen- und Getriebewellenzapfen verwendet.

Ferner wurden drei Einlaufeinsätze mit optimal ausgeführten Einlaufherzen, drei komplette Leitteile, bestehend aus Umleit- und Rückführeinsatz, eine Spirale und eine Doppelspirale ersetzt. Zur Montage der neuen Leitteile mußten geringfügige Nachbearbeitungen am Gehäuse durchgeführt werden. Die aus Blech bestehenden Einlaufherzen wurden am Gehäuse angeschraubt. Die Übergänge der neuen Spiralen zu den Gehäuseöffnungen wurden nachgearbeitet bzw. angepaßt.

Der Ausgleichskolben sowie die Laufraddichtungen blieben konstruktiv unverändert, wurden jedoch den neuen Abmessungen angepaßt.

Die Wellendichtungen, mit Ausnahme der Ölabstreifbleche der Lagerbock-Einsatzringe, wurden mit Dichtspitzen auf der Welle ausgerüstet. Dies hat den Vorteil, daß bei eventuell leichtem Anstreifen während des Anfahrens keine Beschädigungen des Läufers verursacht werden. Werden die Dichtspitzen dagegen am stehenden Teil angebracht, können bei leichtem Anstreifen Wärmespannungen sowie bleibende Verformungen (Verkrümmungen) in der Welle hervorgerufen werden.

Anschließend wurden die Radial-vier-Flächen- und Axiallager erneuert.

#### f) Hochdruckverdichter

Ähnlich wie beim Niederdruck- wurden auch beim Hochdruck-Verdichter der Rotor und sämtliche Leitteile vollständig ersetzt.

Die -auch hier- am Außendurchmesser kaum veränderten Laufräder wurden ebenfalls mit Deckscheibe sowie rückwärtsgekrümmten Schaufeln mit einem Schaufelaustrittswinkel von 40 bis 50° ausgeführt. Das erste Rad erhielt räumlich verwundene (3D) Schaufeln, während die restlichen drei Laufräder mit einfach gekrümmten (2D) Schaufeln versehen wurden. Als Laufradwerkstoff wurde -wie beim Niederdruck-Verdichter- geschmiedeter X 5 Cr Ni 13.4V Stahl verwendet. Die Schaufeln wurden durch Hartlöten im Vakuum mit der Deckscheibe verbunden.

Die Verbindung zwischen Laufrad und Welle wurde wie beim Niederdruck-Verdichter ausgeführt. Es wurden ein Einlaufeinsatz mit neuem Einlaufherz, drei komplette Leitteile, bestehend aus Umleit- und Rückführeinsatz, sowie eine neue größere Spirale ersetzt. Bei der Montage der neuen Leitteile mußten geringfügige Nachbearbeitungen am Gehäuse, ähnlich wie beim Niederdruck-Verdichter, vorgenommen werden. Dies betraf die Montage des Einlaufherzens sowie die Anpassung des Überganges zwischen Spirale und Gehäuseöffnung.

Mit dem Ausgleichskolben sowie sämtlichen Dichtungen wurde ebenso verfahren wie beim Niederdruck-Verdichter. Die Kippsegment-Radiallager und die Axiallager wurden erneuert.

#### g) Modernisierung

Zusätzlich zu den oben aufgeführten Umbauten wurden noch folgende Modernisierungsmaßnahmen durchgeführt:

- Lagerüberwachung durch Weißmetall-Temperaturmessungen
- Die Dampfturbine und beide Verdichtergehäuse wurden jeweils mit einer Wellenschwingsmeßeinrichtung, bestehend aus 2 Schwingungsgebern je Radiallagerstelle (um 90° versetzt und von außen einstellbar), sowie jeweils eine Axialmeßeinrichtung mit je drei von außen nicht einstellbaren Gebern ausgerüstet.

#### 4.1.2 Umbau eines Turbosatzes in einer Raffinerieanlage

Die Förderleistung eines fünfstufigen Radialverdichters mit horizontal geteiltem Gehäuse, eingesetzt 1969 in der Raffinerie Wörth(Deutschland), sollte zwecks Erhöhung der Anlagenkapazität zunächst um 35% und langfristig um 50% gesteigert werden. Sämtliche Laufräder trugen 2D-Schaukeln mit aufgenieteteter Deckscheibe. Ihr Außendurchmesser betrug 425 mm.

Das zu verdichtende Mischgas, dessen Molare Masse von 36,6 bis zu 44,25 kg/kmol schwankte, war feucht und beinhaltete verschiedene Kohlenwasserstoffe, Wasserstoff, Schwefelwasserstoff, Kohlenmonoxid und Kohlendioxid. Beim Umbau des Verdichters sollten der erhebliche Zuwachs (Verdoppelung) des Volumenstroms bei mäßiger Änderung der Molaren Masse des feuchten Mischgases ( $M = 32 \dots 44,2$  kg/kmol) sowie die nahezu konstant bleibenden Enddruck- und Ansaugbedingungen berücksichtigt werden (Tabelle 3).

Tabelle 3: Alte und neue Anlage

Anlage		alte Anlage	neue Anlage	
		100%-ige Kapazität	135%-ige Kapazität	150%-ige Kapazität
M	kg/kmol	36.6	32,082	32,082
$\dot{V}_s$	m <sup>3</sup> /h	6213	11932	14337
$\dot{m}$	kg/h	16445	28148	33822
$p_s$	bar	1,84	1,88	188
$t_s$	°C	37,8	38,0	38
$p_d$	bar	9,3	9,4	9,4
$t_d$	°C	130	138	138
$P_K$	kW	825	1669	1988
N	min <sup>-1</sup>	10700	12046	12046
$\frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_{satt}}$		1,0	1,92	2,307
$p_d/p_s$		5,054	5,0	5,0

Zur Erfüllung der aufgeführten Anforderungen wurden sowohl der Turboverdichter als auch die Antriebsturbine umgebaut.

In Bild 33 sind die Kennfelder des Original- sowie des umgebauten Verdichters dargestellt.

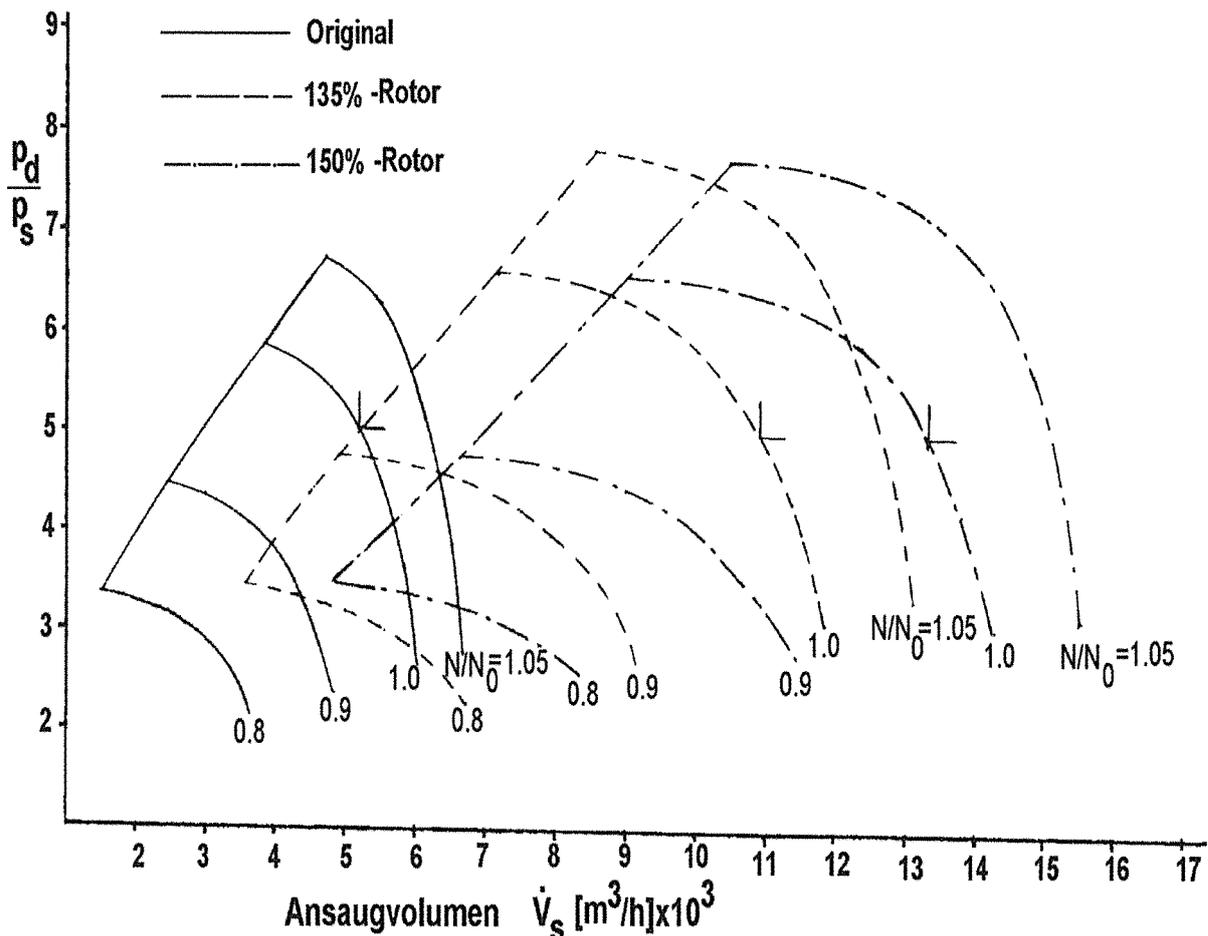


Bild 33: Kennfelder des Original- und umgebauten Verdichters

a) Umbau des Turboverdichters

Aufgrund der enormen Erhöhung des Volumenstromes wurden sowohl der Rotor als auch sämtliche Leiterteile erneuert.

Die Verdoppelung des Volumenstromes führte zu größeren Volumenzahlen (ursprünglich  $\varphi_{\max} = 0,052$ ) und entsprechend breiteren Laufrädern.

Beim 135%-igen Fall wurden das erste Laufrad und beim 150%-igen Fall die ersten beiden Laufräder mit 3D-Schaufeln ausgeführt und nach dem neuesten Stand der Technik gefertigt (siehe 4.1.1).

Als Laufradwerkstoff wurde X 20 Cr Mo 13 V wegen seiner guten Eignung in  $H_2S$ -haltigen Medien ausgewählt. Durch die Vergütung wurden folgende erforderliche Festigkeitswerte erzielt:

- |                           |                             |
|---------------------------|-----------------------------|
| - Streckgrenze            | 580 - 620 N/mm <sup>2</sup> |
| - Zugfestigkeit           | 750 - 900 N/mm <sup>2</sup> |
| - Mindestbruchdehnung     | 14%                         |
| - Mindestkerbschlagarbeit | 27 J                        |
| - Rockwell-Härte          | 22 ± 2.                     |

Es wurden der Einlaufesatz mit neuem Einlaufherz, vier komplette Leiterteile, bestehend aus Umleit- und Rückführeinsatz, eine Spirale, eine Buchse für den Ausgleichskolben, fünf Laufraddichtungen und vier Wellendichtungen ersetzt.

Ferner wurde berücksichtigt, daß die gleichen Leiterteile für beide Läufer, d. h. sowohl für die 135%-ige als auch die 150%-ige Anlagenkapazität verwendet werden konnten. Die Breite der Diffusoren und der Rückführkanäle wurde für den 135%-igen Fall ausgeführt. Sie waren demnach 8 bis 25% enger für die Laufräder des 150%-Läufers. Deswegen sollten beim 150%-Läufer die Diffusorwände an der Seite der Laufraddeckscheibe bis zu dem Diffusorverhältnis  $d_{4u}/d_2 = 1,1$  angeschrägt ausgeführt werden (Bild 34).

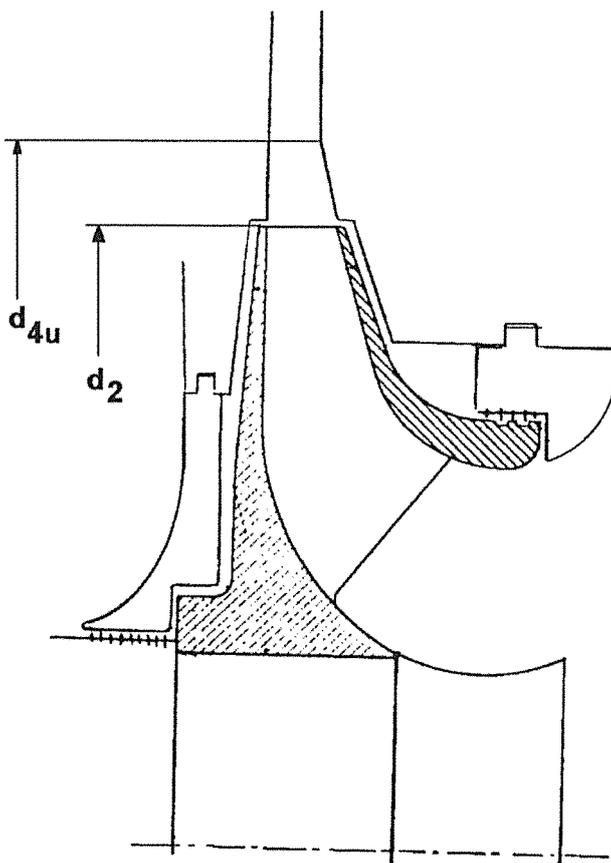


Bild 34: Skizze eines angeschrägt ausgeführten Diffusors

Die Verengung des Diffusors, insbesondere bei Stufen mit breiten Laufrädern, führt zu einer Verbesserung der Pumpgrenze. Beträgt aber die Verengung über 20%, dann ist mit einer Verschlechterung des Stufenwirkungsgrades zu rechnen. Im vorliegenden Fall wurden die Diffusorbreiten für die vierte und fünfte Stufe zu 25% bzw. 20% kleiner als die entsprechenden Laufradbreiten ausgeführt. Dadurch wurde eine Reduzierung des polytropischen Stufenwirkungsgrades um einen Prozentpunkt erwartet.

Die engste Stelle beim Umbau des Verdichters stellte die Spirale dar. Im vorhandenen Gehäuse konnte nur die nächst größere Spirale (25% größer) aus der typisierten Spiralenbaureihe eingebaut werden. Das bedeutete, daß für den 150%-Fall die Spirale immer noch zu klein war. Das führte schließlich zu einem Druckverlust wegen der großen Geschwindigkeit sowie zur Abnahme des Wirkungsgrades der letzten Laufradstufe. Die Auswirkungen der zu kleinen Spirale wurden bei der Auslegung des umgebauten Verdichters berücksichtigt.

Zur Montage der neuen Spirale wurden die Fläche an der Verbindungsstelle zwischen dem Gehäuseoberteil und dem Druckstutzen sowie ihre Wanddicke in diesem Bereich bearbeitet, um sie an die vergrößerte Austrittsfläche der Spirale anzupassen. Obwohl die Wanddicke des Druckstutzens um 5 mm reduziert wurde, war die Festigkeit nicht beeinträchtigt, was auch durch eine erfolgreiche Wasserdruckprüfung bei 18 bar nachgewiesen wurde.

Die errechneten Geschwindigkeiten am Saug- und Druckstutzen weisen zwar, wie aus Tabelle 4 zu sehen ist, keine hohen Werte auf, rufen aber bei Überschreitung der gewöhnliche Machzahlgrenze von 0,1 größere Schallemission sowie höhere Druckverluste hervor.

Tabelle 4: Errechnete Geschwindigkeiten am Saug- und Druckstutzen

			135%	150%
Saugstutzen	$c_s$	m/s	40,7	45,2
	$M_{cs}$		0,133	0,148
Druckstutzen	$c_d$	m/s	50,5	56,1
	$M_{cd}$		0,146	0,162

Ferner wurde vom Betreiber gefordert, daß auch nach abgeschlossenem Umbau im Falle einer gewünschten Verringerung der Anlagenkapazität alle ursprünglichen Teile wieder verwendet werden sollten.

#### b) Umbau der Dampfturbine

Obwohl die Gegendruck-Dampfturbine mit einer ca. 50%igen Leistungsreserve gebaut wurde, war ihre Leistung für den 135%-igen Fall nicht ausreichend. Deswegen wurden sowohl der Turbinenläufer als auch der dazugehörige Leitschaufelträger umgebaut und mit moderner Beschau felung ausgestattet. Abschließend wurden ein Düsenring und drei Nocken ausgewechselt (Bild 35).

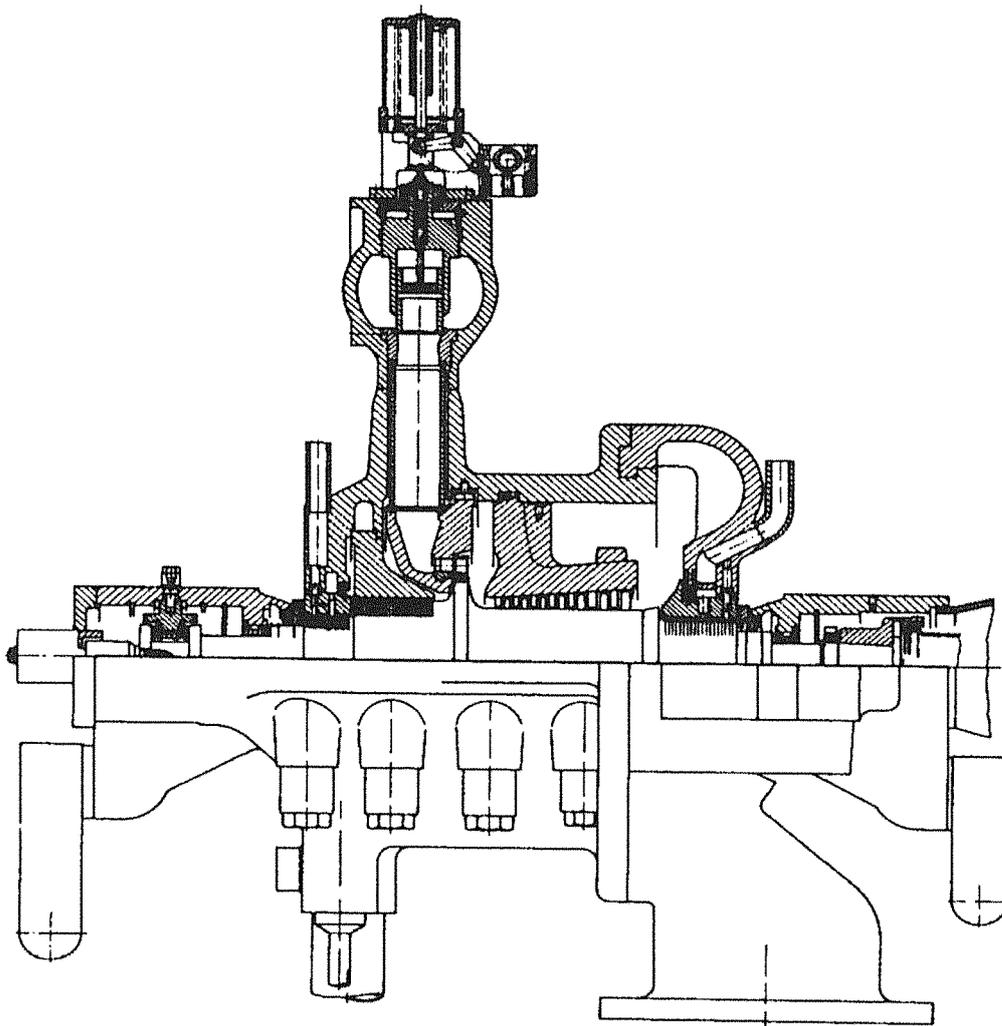


Bild 35: Schnittbild der umgebauten Dampfturbine

Die Auslegungs- und Maximalwerte sind für den 150%igen Fall durchgeführt und Tabelle 5 zu entnehmen.

Tabelle 5: Auslegungs- und Maximalwerte der Dampfturbine

		Auslegungs- werte	Maxi- mal- werte
$\dot{m}$	t/h	20,6	23,9
$p_s$	bar	53	54
$t_s$	°C	365	340
$p_d$	bar	5	5
N	min <sup>-1</sup>	12046	12046
$P_K$	kW	2000	2500

## c) Weitere Erhöhung der Anlagenkapazität

Der umgebaute Turbosatz wurde 1987 für die 135%-ige Anlagenkapazität in Betrieb genommen und lief zwei Jahre lang zur vollen Zufriedenheit des Betreibers. Hiernach beschloß der Betreiber, die Anlagenkapazität, nicht wie ursprünglich geplant, um nochmals 50%, sondern um 63% zu erhöhen. In Tabelle 6 sind die neuen Betriebsdaten angegeben.

Tabelle 6: Neue Betriebsdaten der Dampfturbine

		163%-ige Kapazität
M	kg/kmol	39,639
$\dot{V}_s$	m <sup>3</sup> /h	15088
$\dot{m}$	kg/h	44010
p <sub>s</sub>	bar	1,86
t <sub>s</sub>	°C	36,7
p <sub>d</sub>	bar	9,7
t <sub>d</sub>	°C	121,6
P <sub>K</sub>	kW	1973
N	min <sup>-1</sup>	11155

Da die Molare Masse des Mediums um 23,5% gestiegen war, wurden vier anstatt fünf Stufen eingesetzt. Aufgrund der neuen Drucksatzvergrößerung wurde ein neuer Rotor mit Laufrädern benötigt, welche bei gleichem Außendurchmesser mit größerer Austrittsbreite ausgeführt wurden (Tabelle 7).

Tabelle 7: Laufraddurchmesser für 150%-ige und 163%-ige Anlagenkapazität.

Stufe	150%-ige Anlagen- kapazität		163%-ige Anlagen- kapazität	
	d <sub>2</sub> mm	b <sub>2</sub> /d <sub>2</sub>	d <sub>2</sub> mm	b <sub>2</sub> /d <sub>2</sub>
1	425	0,0664	425	0,0887
2	425	0,0496	425	0,0645
3	425	0,0373	425	0,0456
4	400	0,0373	400	0,0390
5	400	0,0281		

Die breiteren Laufräder erfordern breitere Diffusoren, Umlenk- und Rückführkanäle, so daß die kompletten Gehäuse-Innenteile entsprechend erneuert werden mußten. (Bild 36).

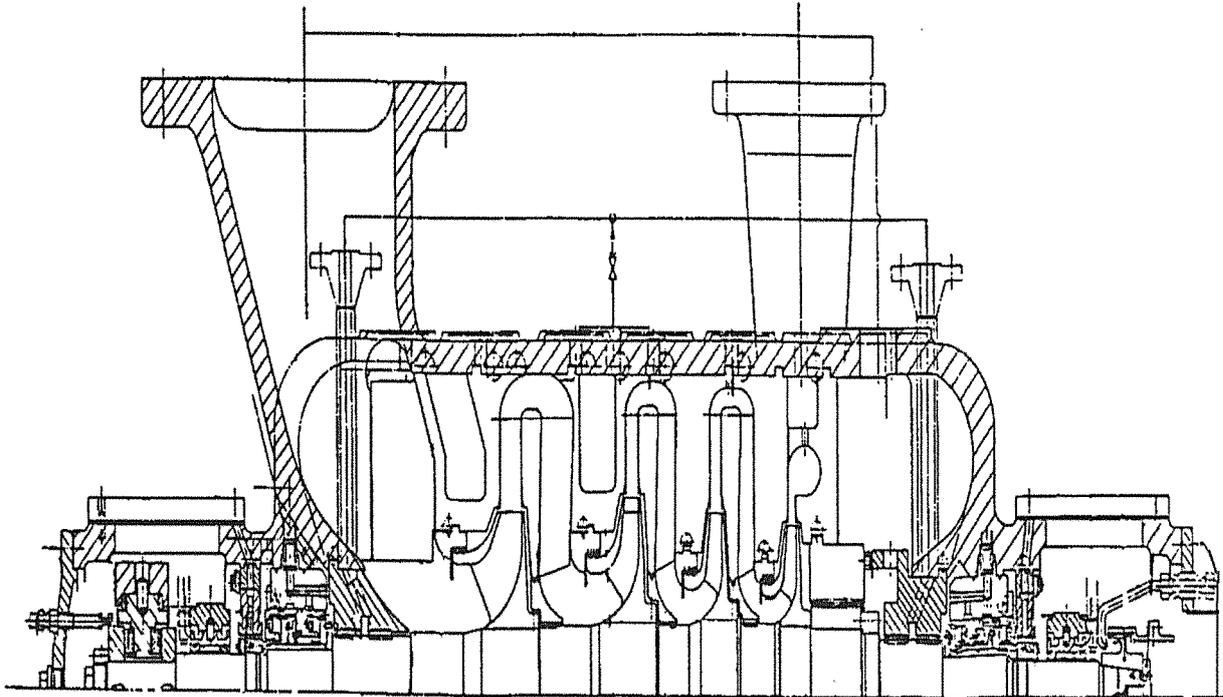


Bild 36: Schnittbild des vierstufigen Verdichters

Unverändert blieb nur die Spirale, da eine weitere Vergrößerung -wie bereits erwähnt- nicht möglich war. Eine zusätzliche Modifikation an der Dampfturbine war nicht erforderlich, da sich für die bereits umgebaute Turbine die neue Leistung und Drehzahl im geforderten Betriebsbereich befanden.

Abschließend wurden die Gleitringdichtungen durch neue Gasdichtungen ersetzt. Dadurch konnten einerseits die Verlustleistung reduziert und die Ölmenge verringert sowie andererseits die Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit des Verdichters erhöht werden.

## 4.2 Senkung der Betriebskosten

### 4.2.1 Umbau zur Verbesserung des Wirkungsgrads

Im Jahre 1968 wurde ein 3-stufiger Recycle-Turboverdichter mit Dampfturbinenantrieb an eine Ö raffinerie in Finnland geliefert. Der Verdichter wurde nach Wunsch des Betreibers so konstruiert, daß die spätere Montage einer vierten Stufe möglich sein sollte (Bild 8).

Der Verdichter wurde für Recycle-Gas mit einer Molaren Masse von 10,9 bis 15,2 kg/kmol und für Regenerationsbetrieb mit Stickstoff konzipiert. Er wurde optimal für folgende Daten ausgelegt:

Molare Masse	$M = 15,2 \text{ kg/kmol}$
Ansaugvolumenstrom	$V_S = 14690 \text{ m}^3/\text{h}$
Massenstrom	$m = 148680 \text{ kg/h}$
Ansaugdruck	$p_S = 17,23 \text{ bar}$
Ansaugtemperatur	$t_S = 37,7^\circ\text{C}$
Enddruck	$p_D = 25,19 \text{ bar}$
Endtemperatur	$t_D = 67^\circ\text{C}$
Leistung an der Turbinenkupplung	$P_K = 3560 \text{ kW}$
Außendurchmesser 1. Stufe	$d_2 = 630 \text{ mm}$
Außendurchmesser 2,3 Stufe	$d_2 = 600 \text{ mm.}$

Nach vierzehnjährigem, reibungslosen Betrieb des Turboverdichtersatzes wurde 1982 vom Betreiber der Wunsch geäußert, mit möglichst wenig Aufwand, d.h. geringen Investitionskosten, den Wirkungsgrad zu verbessern, um dadurch die Betriebskosten zu senken.

Nach einer eingehenden Untersuchung der Verdichterkonstruktion wurde festgestellt, daß längere Diffusoren sowie die Modernisierung der Leiterteile eine Verbesserung des Wirkungsgrades um ca. 4%, d.h. eine Verringerung der Kupplungsleistung um ca. 140 kW ergeben würden. Bei einem Strompreis von ca. 0,12 DM pro kWh würde es zu einer Energiekostensparnis von 150 000 DM/a führen. Die Größe des Gehäuses erlaubte den Einbau längerer Diffusoren.

Nach Erteilung des Umbaufauftrages wurden Einlauf-, Umleit- und Rückführeinsätze sowie Spirale und Einlaufherzform durch solche neuesten Standards ersetzt.

Die Radialdiffusoren wurden in den ersten zwei Stufen um 9,5% und in der letzten um 19% verlängert, was eine Verbesserung des polytropen Wirkungsgrades um ca. 2% bzw. 3% bewirkte. Durch den Einbau der neuen Einlaufherzform wurde der polytrope Wirkungsgrad der ersten Stufe zusätzlich um ca. 4% verbessert (Bild 37). Darüberhinaus wurden neue Lager und eine neue Zahnkupplung eingebaut. Zur Erhöhung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit des Verdichters wurden Wellenschwingungsaufnehmer installiert. Nach dem Umbau lief der Verdichter zur vollen Zufriedenheit des Betreibers.

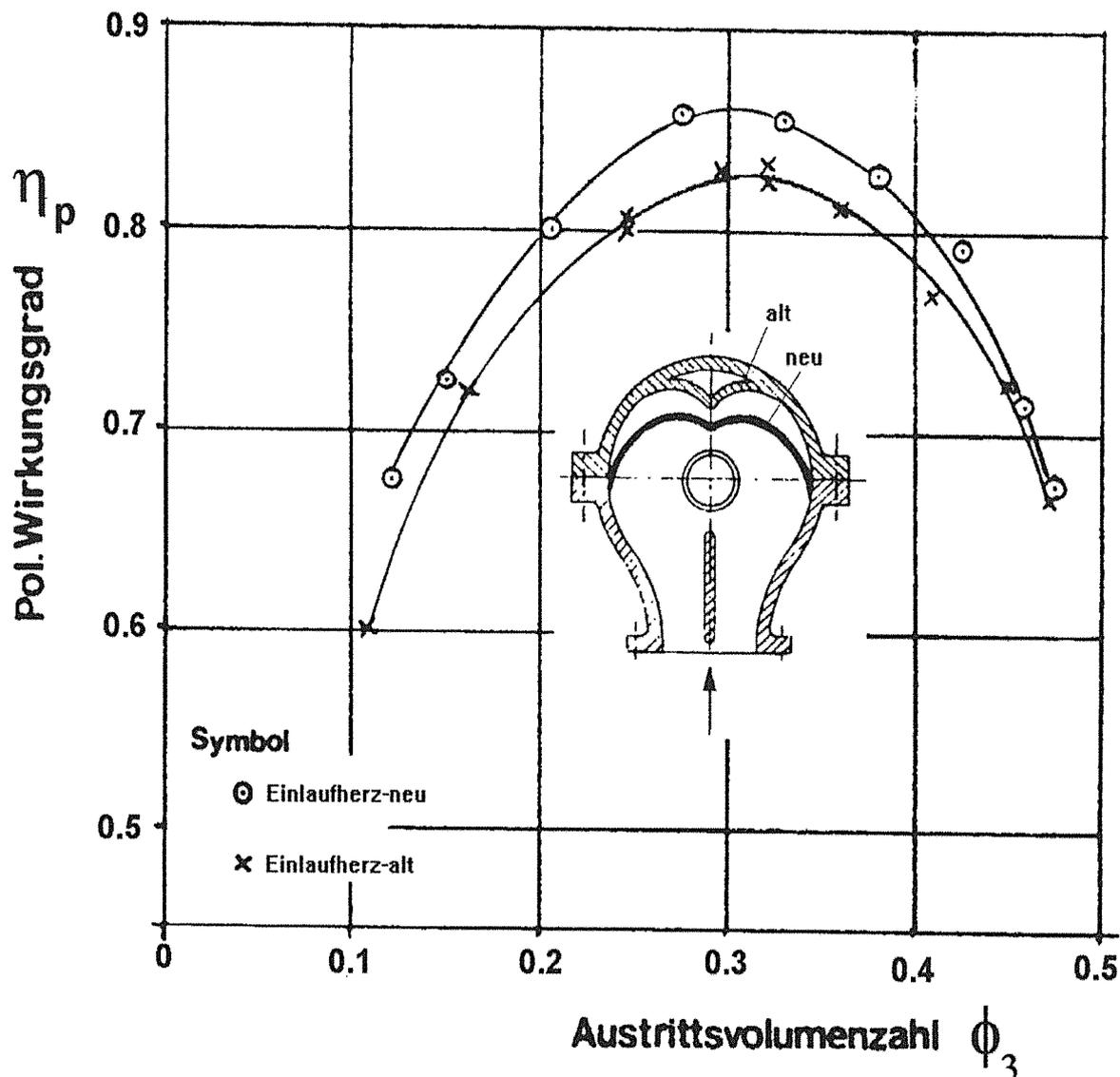


Bild 37: Polytroper Wirkungsgrad der ersten Stufe mit altem und neuem Einlaufherz

Bei der Umrüstung eines Pipeline-Verdichters zur Verbesserung des polytropen Wirkungsgrades wird in [10] von der Abänderung des radialen in einen axialen Einlauf berichtet (Bild 38).

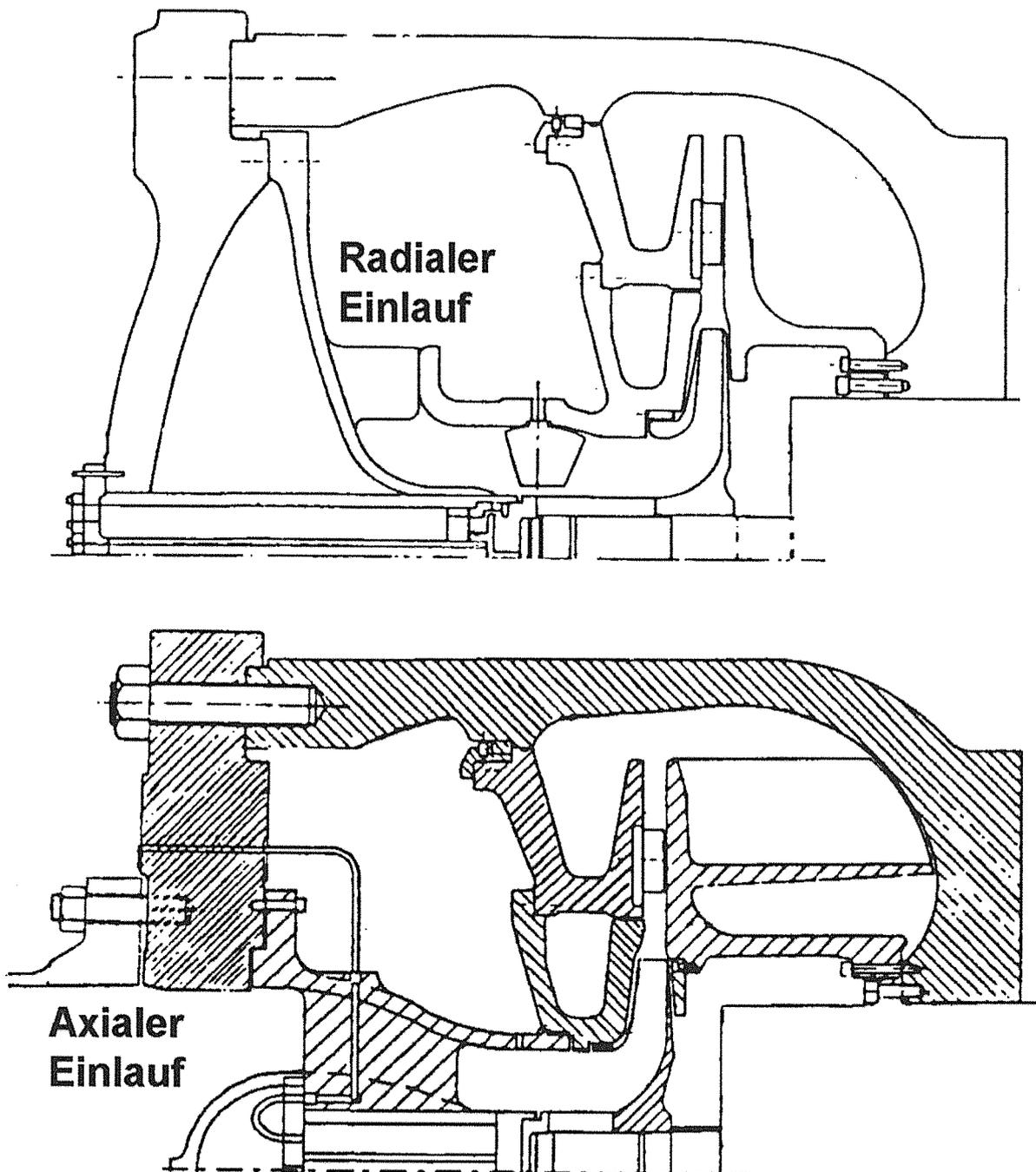


Bild 38: Verdichter mit radialem -oberes Bild- und axialem Einlauf

#### 4.2.2 Einspritzen von Flüssigkeit in den Verdichter

Beim Verdichten verunreinigter Gase entstehen Ablagerungen in den Laufrädern, Spiralen und Rückführstufen, die zur Reduzierung des Massenstromes sowie des Wirkungsgrades und demzufolge der Förderhöhe führen. Darüberhinaus kann durch die Ablagerung von Verunreinigungen in den Laufrädern eine Unwucht des Läufers

verursacht werden, welche große Schwingungsamplituden an den Lagern hervorruft. Dies hat die Abschaltung des Verdichters zur Folge.

Probleme dieser Art treten häufig bei Feedgas-Verdichtern in Chemieanlagen, bei Luftverdichtern, die in unreinen Luftgebieten installiert sind, bei Verdichtern für  $\text{NO}_x$ -Gase in der Salpetersäureherstellung, für die  $\text{N}_2 + \text{CO}_2$ -Gase in der Sodaherstellung etc auf.

Durch periodische Einspritzung von Flüssigkeit vor das Laufrad und in den Umleiteinsatz können solche Verunreinigungsprobleme beseitigt werden. Bei den Feedgas-Verdichtern werden leicht flüssige Kohlenwasserstoffe und bei den Verdichtern von Luft,  $\text{NO}_x$  und  $\text{N}_2 + \text{CO}_2$  Gasen Wasser eingespritzt.

In Abhängigkeit des Verschmutzungsgrades ist es üblich, in bestimmten Intervallen während des Betriebs fünf bis zehn Minuten lang Flüssigkeit einzuspritzen. Messungen an  $\text{N}_2 + \text{CO}_2$ -Verdichtern bei der Sodaherstellung haben ergeben, daß bei der Einspritzung von 2 .. 3% Wassergewichtsanteil zum Fördergas ein recht guter Spüleffekt erzielt werden kann. Die maximale Einspritzmenge sollte jedoch nicht über 5% betragen. Bei 7% Wassereinspritzung wurde festgestellt, daß der Läufer durch die aerodynamische Verstimmung der Verdichterstufen unruhig lief. In [21] und [22] wird über Versuche mit Wassereinspritzung in Luftverdichtern berichtet. Danach führte eine 4%ige Wassereinspritzmenge zu einer Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses und demzufolge des Massenstromes für die gegebene Drehzahl. Eine weitere Erhöhung der Wassereinspritzmenge brachte keine Steigerung des Druckverhältnisses mit sich. Die 4%ige Wassereinspritzmenge führte ferner zu einer leichten Senkung der spezifischen Verdichterleistung, zu Erosionsschäden, Kalkablagerungen (Abhilfe durch Wasserentkalkung) sowie zu einer Verschlechterung der Pumpgrenze des Verdichters.

Überschreitet die Wassereinspritzmenge die 5%-Grenze und der Verdichter ist nicht speziell für kontinuierliche Flüssigkeitseinspritzung ausgelegt, so wird berichtet, daß eine Verstimmung (Mismatching) der Verdichterstufen folgt [21,22]. Die Spülung der Strömungsteile des Verdichters durch Flüssigkeitseinspritzung verlängert die Serviceintervalle und sorgt für die Beibehaltung des Wirkungsgrades, des Druckverhältnisses sowie des Massenstromes durch die Beseitigung der Verschmutzung. Bemerkenswert ist, daß die Umrüstungskosten mit einem Flüssigkeitseinspritzsystem niedriger liegen als die Kosten, die verursacht werden bei einer Stilllegung der Anlage, um eine Reinigung und Nachwuchtung des Verdichtertors vorzunehmen.

Wassereinspritzung wird außerdem in den Umlenkkanälen der Verdichterstufen installiert, um eine Kühlung des Fördergases zu erzielen, wenn dies z.B. aus verfahrenstechnischen Gründen erforderlich ist.

Bei mehrstufigen Wasserdampfverdichtern werden Wassereinspritzsysteme installiert, um eine innere Kühlung zu erreichen. Beim Umbau eines 6-stufigen, dampfturbinengetriebenen Verdichters konnte der Massenstrom sowie der Enddruck der ersten Prozeßstufe - bestehend aus drei Laufradstufen - wesentlich erhöht werden. Gleichzeitig stieg aber die maximale Austrittstemperatur in bestimmten Betriebspunkten auf ca. 127 °C.

Da aber das Fördergas hauptsächlich aus verschiedenen Kohlenwasserstoffen bestand, neigte es bei Temperaturen über 100 °C und dem herrschenden Enddruck der ersten Prozeßstufe zur Polymerisation. Um zu vermeiden, daß die Endtemperatur der ersten Prozeßstufe die Temperaturgrenze 100 °C nicht überschreitet, wurden nach der ersten und zweiten Radstufe im jeweiligen Umlenkanal je 8 Hohlkegeldüsen am Umfang gleichmäßig verteilt angeordnet, um Wasserkondensat einzuspritzen (Bild 39).

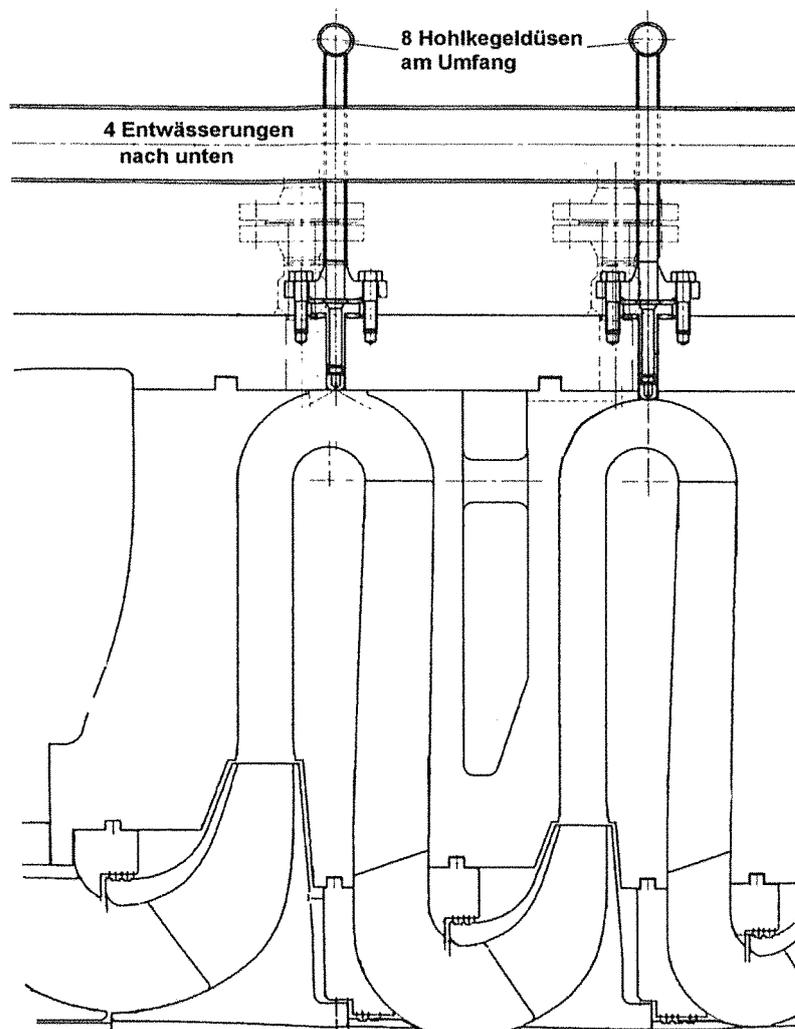


Bild 39: Einspritzung von Wasserkondensat mit Hohlkegeldüsen

Die Wassereinspritzmenge wurde automatisch so geregelt, daß die Gasaustrittstemperatur der ersten Prozeßstufe 100 °C nicht überschritt.

#### 4.2.3 Ersetzen der Öl- durch Gasdichtungen

In [23] wird über die Entwicklung einer mechanischen, "trockenen" Dichtung für den Einsatz bei Radialverdichtern in Pipelines für Erdgas berichtet. Die Feststellung der Betreiber, daß der überwiegende Anteil der Abschaltungen ihrer Anlagen durch Probleme des Ölsystems und speziell des Sperrölsystems verursacht wurden, veranlaßte sie, eine Verbesserung ihrer Anlagen in Richtung geringerer Wartung und höherer Zuverlässigkeit durchzuführen. Dies wurde erreicht durch den Einsatz von Gasdichtungen. Dadurch sind folgende Ausrüstungsteile der Verdichteranlage entfallen:

- Haupt- und Hilfssperrölpumpe
- Rückschlagventil
- Hilfsventile
- Innen- und Außenboard-Abtropfbehälter
- Entgasungsbehälter
- Verbindungsleitungen
- Heiztank
- Niveauschalter
- Druckschalter
- Öldichtungskontrollsystem.

Die neu entwickelte mechanische Gasdichtung bestand aus einer primären und einer sekundären Dichtungsstufe sowie einer Laufbuchse (disaster bushing) und konnte bis zu Drücken von 6900 kPa operieren. In Bild 40 ist eine solche Dichtung, entwickelt von der Firma JOHN CRAINE, dargestellt.

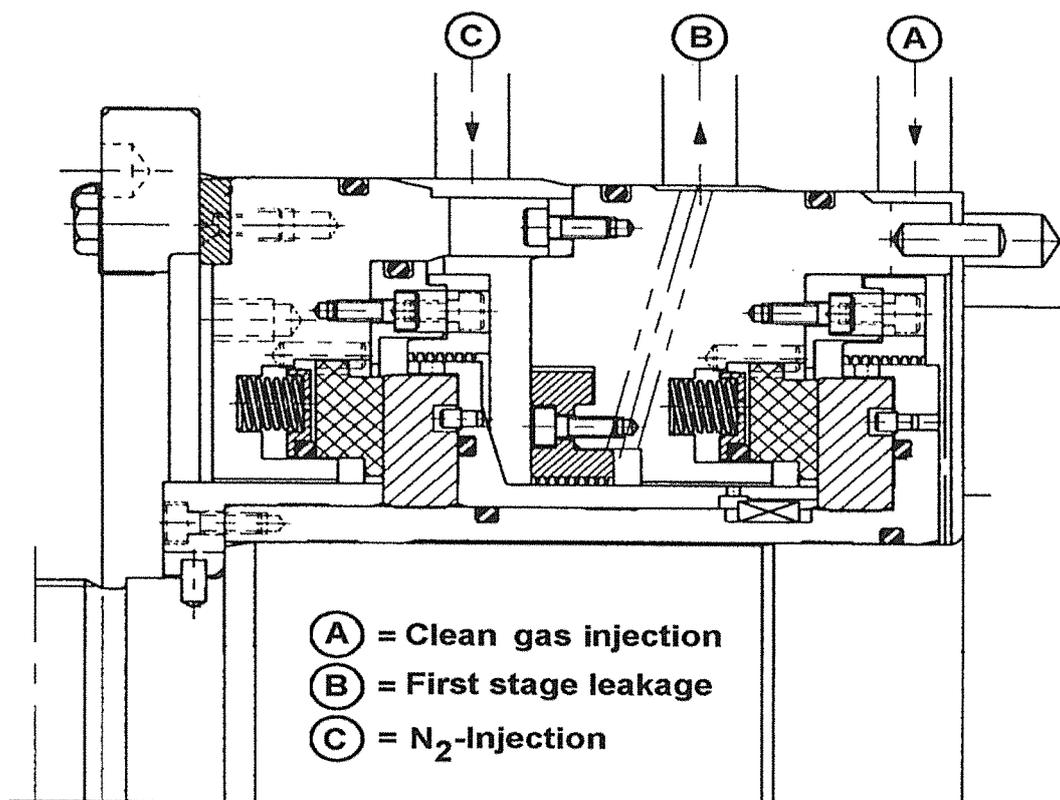


Bild 40: CRAINE-Dichtung

Nach langwieriger Erprobung von drei Gasdichtungsprototypen konnten die ursprünglichen Schwierigkeiten überwunden und die neu entwickelte Dichtung mit Erfolg eingesetzt werden. Daraufhin wurden weitere Radialverdichter mit der neuen Dichtung umgerüstet.

In [24], [25], [26] und [27] wird auf die rotordynamischen Instabilitäten hingewiesen, die bei der Umrüstung verschiedener Radialverdichter mit Gasdichtungen auftraten. Dabei wurden konstruktive Maßnahmen vorgenommen, um einen ruhigeren Lauf der Verdichter zu gewährleisten. Abschließend wird ausdrücklich die Notwendigkeit einer sorgfältigen rotordynamischen Berechnung des Verdichterläufers bei der Umrüstung mit Gasdichtungen empfohlen.

Gasexplosionen sowie Feuer im Schmierölreservoir der Turbine waren die Gründe für die Umrüstung der Sperröldichtung des Radialverdichters durch Gasdichtungen auf einer Plattform in der Nordsee [28]. Der erfolgreiche Einsatz der Gasdichtungen brachte außer der ursprünglich geplanten Eliminierung von Gasleckagen noch folgende zusätzlichen Vorteile:

- Vereinfachung des Dichtungskontrollsystems
- Reduzierung von Platz und Gewicht
- Leistungersparung
- Geringere Wartung

- Erhöhung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit.

Positive Erfahrungen beim Umrüsten von Ölstopfbuchsen mit Schwimmringen durch trockene CRANE Gasdichtungen hat auch die Firma BABCOCK-BORSIG bei mehreren Radialverdichtermaschinen ebenfalls gesammelt.

Zwei Recycle-Gas-Verdichter, ausgeliefert 1969 an eine Raffinerie von MOBIL OIL in Wörth, wurden 1990 mit Gasdichtungen umgerüstet. Der umgebaute Läufer wurde einem Sensibilitätstest unterzogen. Die im Vakuumbunker gemessenen Werte stimmten mit den berechneten gut überein.

Ein weiterer BABCOCK-BORSIG Verdichter für Erdgas, installiert 1975 auf einer Plattform in der Nordsee, wurde ebenfalls 1990 mit CRANE Gasdichtungen umgerüstet. Eine rotordynamische Untersuchung hat die Eignung der eingesetzten Dichtungen untermauert. In Bild 41 ist die alte Dichtung zeichnerisch dargestellt. Letztere wurde von der neuen Gasdichtung (Bild 40) ersetzt.

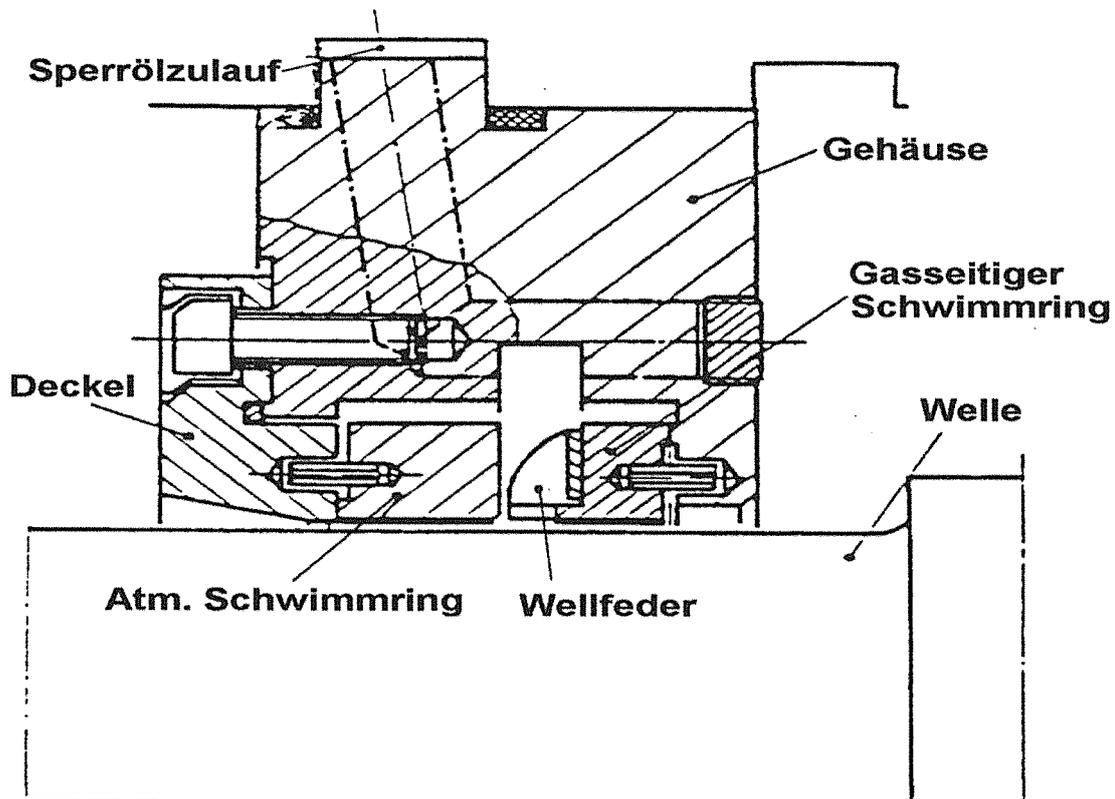


Bild 41: Schwimmring-Dichtung

#### 4.2.4 Ersetzen der hydraulischen Lager durch Magnetlager

Einen weiteren Schritt ging Novacorp [29] durch den Einsatz von Gasdichtungen und Magnetlagern in einer Verdichteranlage. Dabei wurde festgestellt, daß die auftretenden Axialkräfte zu hoch waren und von den Magnetlagern nicht

aufgenommen werden konnten. Das Problem wurde eliminiert mit Hilfe eines Axialkraftreduzierers (Thrust Reducer).

Die erhebliche Reduzierung der Axialkraft bei Verdichtern mit fliegend gelagertem Laufrad durch die Verwendung von Axialkraftreduzieren an den modifizierten trockenen Gasdichtungen hat ferner den Einsatz von Magnetlagern ermöglicht.

Die Verwendung von Magnetlagern in Kombination mit Gasdichtungen führte zur Entstehung des "trockenen" Verdichters.

Nach dem ersten Einsatz von Magnetlagern bei einem bereits mit Gasdichtungen versehenen Radialverdichter im Jahre 1985 wurden folgende Vorzüge in einem Bericht [30] hervorgehoben:

- Reduzierung der Leistungsverluste
- Signifikante Reduzierung der Wartungskosten
- Keine Verschmutzungen verursacht durch Ölleckagen
- Längere Betriebsdauer
- Platzersparnis
- Gewichtsreduzierung
- Verbesserung der dynamischen Stabilität des Rotors.

Bild 42 aus [31] zeigt ein typisches Einsatzbeispiel von Magnetlagern in Kombination mit Gasdichtungen.

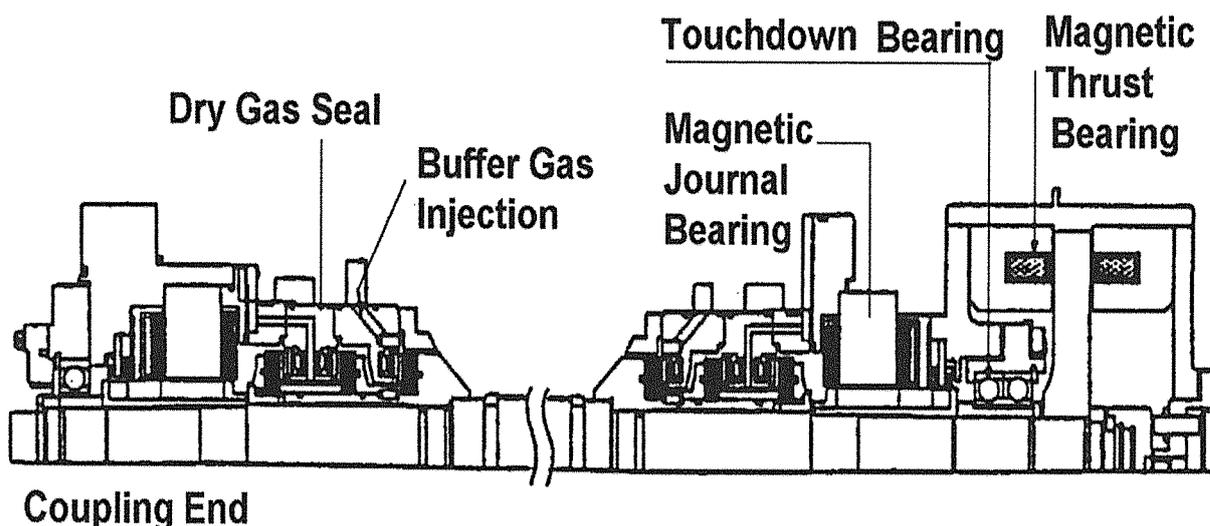


Bild 42: Magnetlager und Gasdichtung in Kombination

Ein Sensor mißt die Abweichung des Rotors von seiner Referenzlage, ein Regler leitet aus der Messung ein Regelsignal ab, dieses erzeugt über einen Leistungsverstärker einen Steuerstrom durch den Stellmagneten und erzeugt damit Magnetkräfte derart, daß der Rotor gerade in Schwebelage bleibt.

In Bild 43 ist das Prinzip eines Elektromagnetlagers dargestellt.

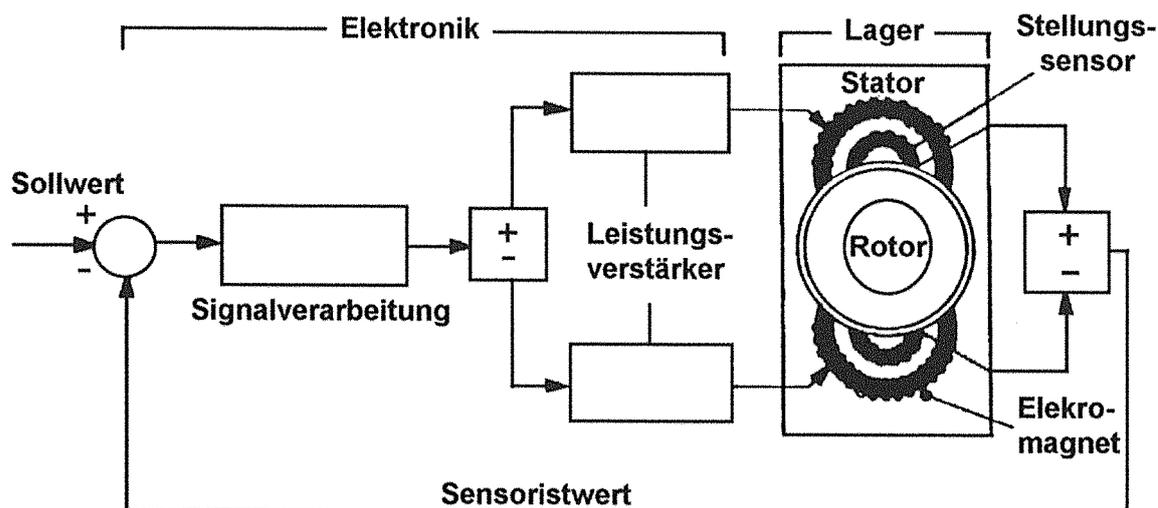


Bild 43: Prinzip des Elektromagnetlagers

Durch den Einsatz eines E-Motors als Antrieb wurde von der Fa. Shell Canada der absolut ölfreier Verdichter präsentiert. Der Entwicklungslauf dieses Projekts wurde beim Turbomachinery Symposium im September 1990 vorgestellt und veröffentlicht [32].

Die wirtschaftlichen Vorteile bei der Anwendung von Magnetlagern in Kombination mit Gasdichtungen, sowohl in Pipeline-Radialverdichtern als auch in solchen für Erd- und toxische Gase, sind in [33] ausführlich dokumentiert.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß der Einsatz von Magnetlagern in Kombination mit Gasdichtungen zu einer Verbesserung der Funktionsintegrität und somit zur Reduzierung der Laufkosten des Systems führt.

#### 4.2.5 Ersetzen der Labyrinthdichtungen durch abradable Dichtungen

Um die Leckageverluste, insbesondere bei schmalen Radialverdichterlaufrädern, zu minimieren und die Zuverlässigkeit der Dichtungen zu erhöhen, ist es notwendig, die vorhandenen Labyrinthdichtungen zu ersetzen. Bild 44 zeigt einen Verbesserungsvorschlag (Fa. Babcock Borsig), bei dem die Labyrinthspitzen auf der drehenden Welle angeordnet sind, während am Stator ein abradables Material montiert ist. Dadurch kann eine Verkleinerung des Spaltes bis zu 60 % erreicht werden.

Zwei derartige Umrüstungen wurden an bereits laufenden Maschinen in einer Chemiefabrik in Texas schon 1986 vorgenommen [34].

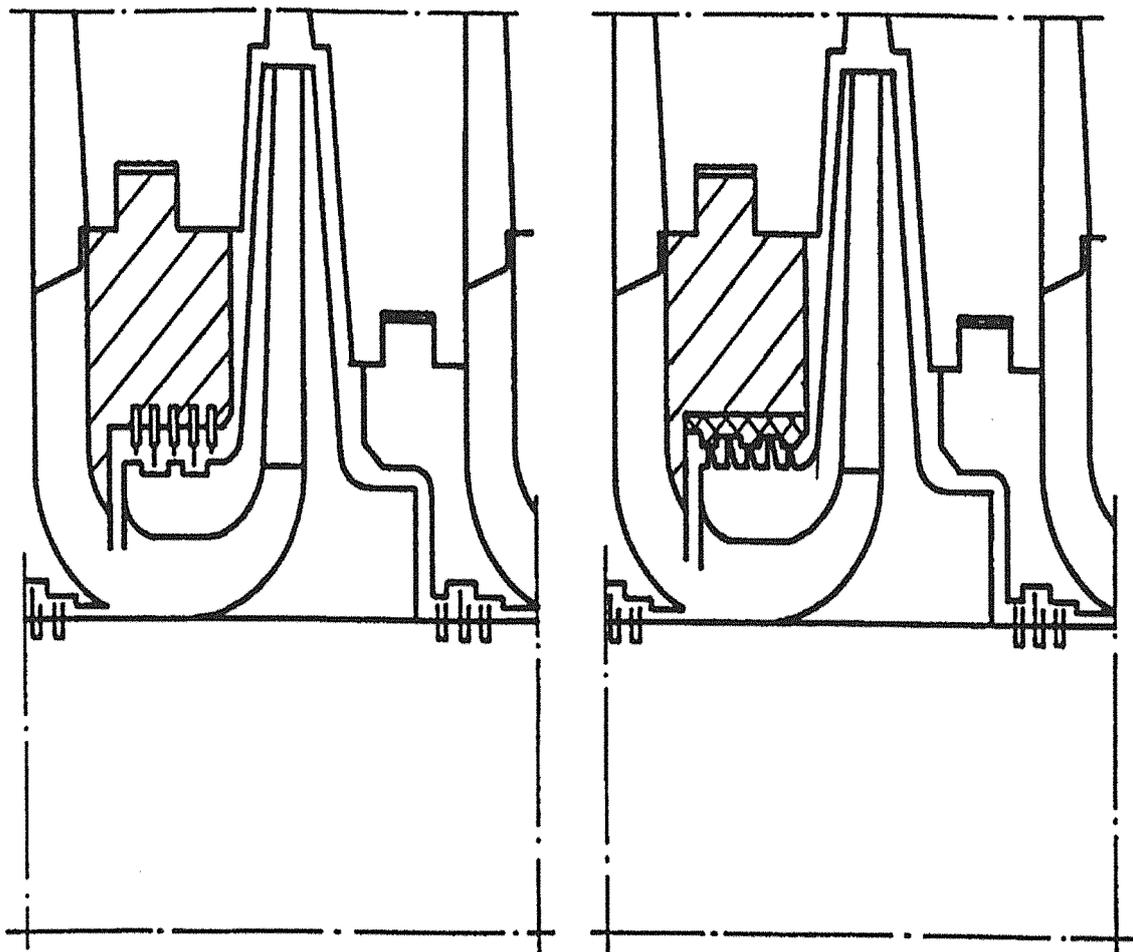


Bild 44: Standard (links) und modifizierte (rechts) Konstruktion

#### 4.2.6 Änderung des Antriebs

Dampf- (bzw. Gas-) Turbinen sowie elektrische Motoren konstanter Drehzahl sind die hauptsächlichen Alternativen zum Antreiben eines Radial-Verdichters. Der Massenstrom wird in der Regel entweder durch die Drehzahl oder durch die Saugregelung kontrolliert.

Die hohen Energiekosten oder das Fehlen von genügendem Wasserdampf veranlaßten viele Verdichterbetreiber dazu, den Turbinenantrieb durch einen Elektromotor-Antrieb zu ersetzen. Um bei einer solchen Umrüstung die Regelbarkeit zu gewährleisten, steht der elektrisch drehzahlgeregelte Motor dem hydrodynamisch geregelten Elektromotor gegenüber. Die Vorteile der letzten Möglichkeit, die auf dem hydrodynamischen Prinzip (Foettinger Kupplung) beruht (Bild 45), wurden durch ihren Einsatz bestätigt [35], [36].

Zusammenfassend sind folgende Vorzüge für den Verdichterhersteller sowie für den Betreiber zu erwähnen:

- Benutzen eines einfachen elektrischen Motors
- Unbelastetes Starten des Motors
- Sanftes Anfahren
- Stufenlose Drehzahlregelung
- Keine Harmonischen verursacht vom Antrieb
- Dämpfung der Drehschwingungen
- Hohe Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit
- Einfache und kompakte Konstruktion
- Niedrige Wartungskosten - es werden keine hochbezahlten Spezialisten benötigt
- Keine Explosionsgefahr
- Einfach zu montieren zum jeweiligen Einsatz.

Als Nachteil ist die Erhöhung der Getriebeverluste bei niedrigeren als der Auslegungsdrehzahl zu erwähnen.

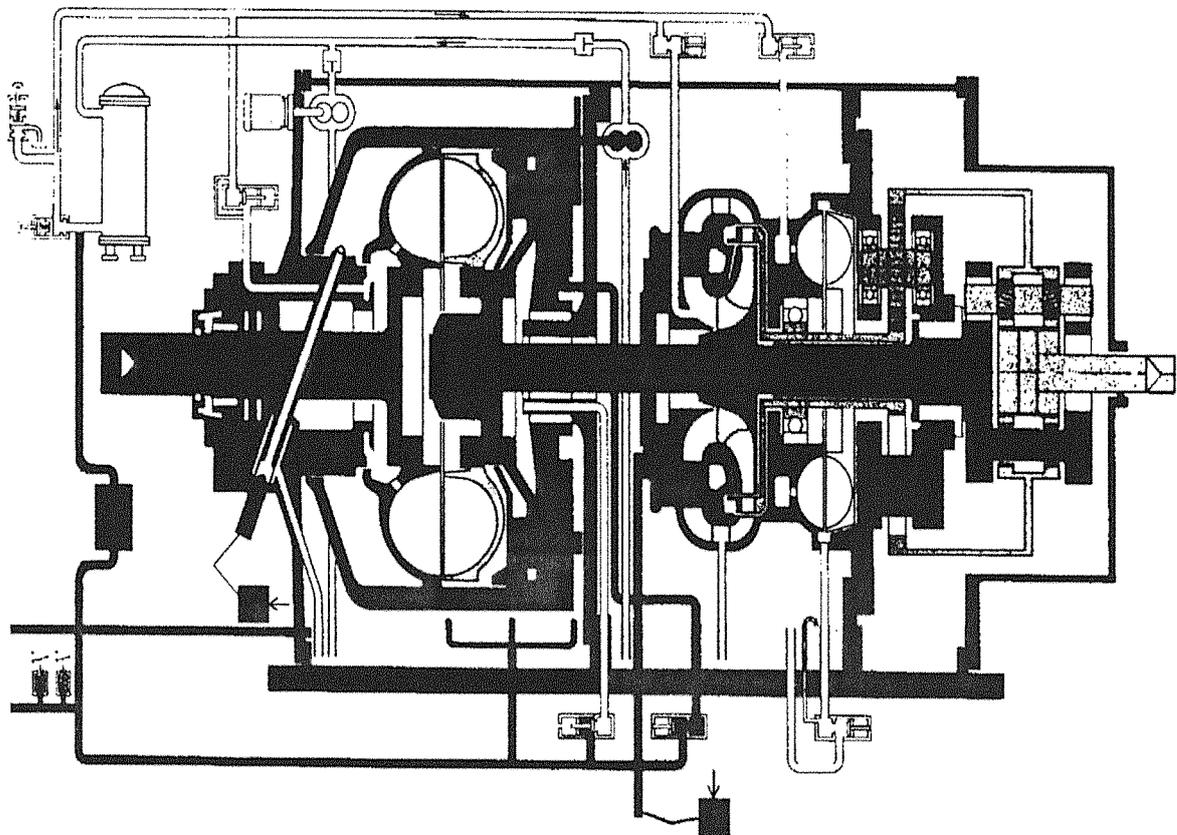


Bild 45: Hydraulisch regelbare Kupplung (VOITH)

## 4.2.7 Modernisierung der Meß- und Regelkreise

### 4.2.7.1 Umrüstung der Regelung

Mit dem Ersetzen der früher eingesetzten pneumatisch-hydraulischen durch die digitale Regelung zur Massenstromregulierung, Druckbegrenzung und Pumpverhütung entstehen folgende Vorteile:

- Die Verwendung von Normteilen, welche nach dem Baukastenprinzip zusammengesetzt werden, führen zu einer hohen Anpassungsfähigkeit und Vereinfachung der Ersatzteilkhaltung
- Die erheblich kürzere Ansprechzeit und Genauigkeit der Digital-Regelung führt zu einer Verkürzung des Sicherheitsabstandes zwischen der Pumpgrenze und der Ausblase- bzw. Umblaselinie und damit zur Verringerung der Betriebskosten
- Die digitale Regelung ist äußerst wartungsfreundlich und macht eine Funktionsprüfung sowie das Auswechseln von fehlerhaften Teilen - wegen des Baukastenprinzips - einfach.

### 4.2.7.2 Überwachung der Verdichteroperationen zur Ausdehnung der Serviceintervalle

Die Umrüstung der alten Verdichter durch moderne Überwachungsinstrumente führt automatisch zu einer besseren Kontrolle seiner Hauptfunktionen und damit zu einer Ausdehnung der Serviceintervalle. Die alte Methode zur Überwachung der Lagertemperatur durch die Messung der Ölaustrittstemperatur erwies sich als ungenau und wurde in den neuen Konstruktionen durch direkt implizierte Temperaturlaufnehmer ersetzt, die die Weißmetalltemperatur des Lagers messen und somit eine schlüssige Information des Lagertemperaturzustandes wiedergeben. Ferner gibt der Einbau von Schwingungs- und Wellenpositionsaufnehmern Auskunft über den Zustand des Rotors sowie über die axiale Lage der Welle. Dadurch kann die Entscheidung bezg. der die Überholung des Rotors bzw. des Auswechselns der Lager einfacher getroffen werden.

### 4.3 Anpassung an die veränderten Umweltauforderungen

Seitdem festgestellt wurde, daß die Reduktion der Ozonkonzentration in der Stratosphäre auf die Wirkung von FCKW zurückzuführen ist, wurden weltweit Gesetze verabschiedet, welche die Produktion und Verwendung von FCKW stark einschränken. Im Rahmen dieser Gesetzgebung sollen Turbokälteanlagen, die für den Betrieb mit chlorhaltigen Kältemitteln (R 11, R 12, R 114 etc.) ausgelegt wurden, auf umweltfreundlichere Kältemittel umgerüstet werden.

Das Kältemittel R12 kann beispielsweise durch R134a ersetzt werden, welches kein Chlor enthält und ähnliche physikalische und thermodynamische Eigenschaften wie R12 aufweist. Eine solche Studie zur Substitution von R12 durch R134a wurde an einem einstufigen Turboverdichter eines Turbokältewassersatzes (bei gleicher Kälteleistung, gleicher Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur) vorgenommen [37]. Der untersuchte Turbokältesatz des Typs TKS 1900 (Bild 46) mit seinem zugehörigen einstufigen Turboverdichtertyp RSB 355 (Bild 47) befindet sich bereits zwanzig Jahre in Betrieb und erfüllt folgende Betriebsbedingungen:

- Kälteleistung  $Q = 2190 \text{ kW}$
- Verdampfungstemperatur  $t_0 = 0^\circ\text{C}$
- Verflüssigungstemperatur  $t_c = 40^\circ\text{C}$
- Unterkühlung  $t = 3\text{K}$ .

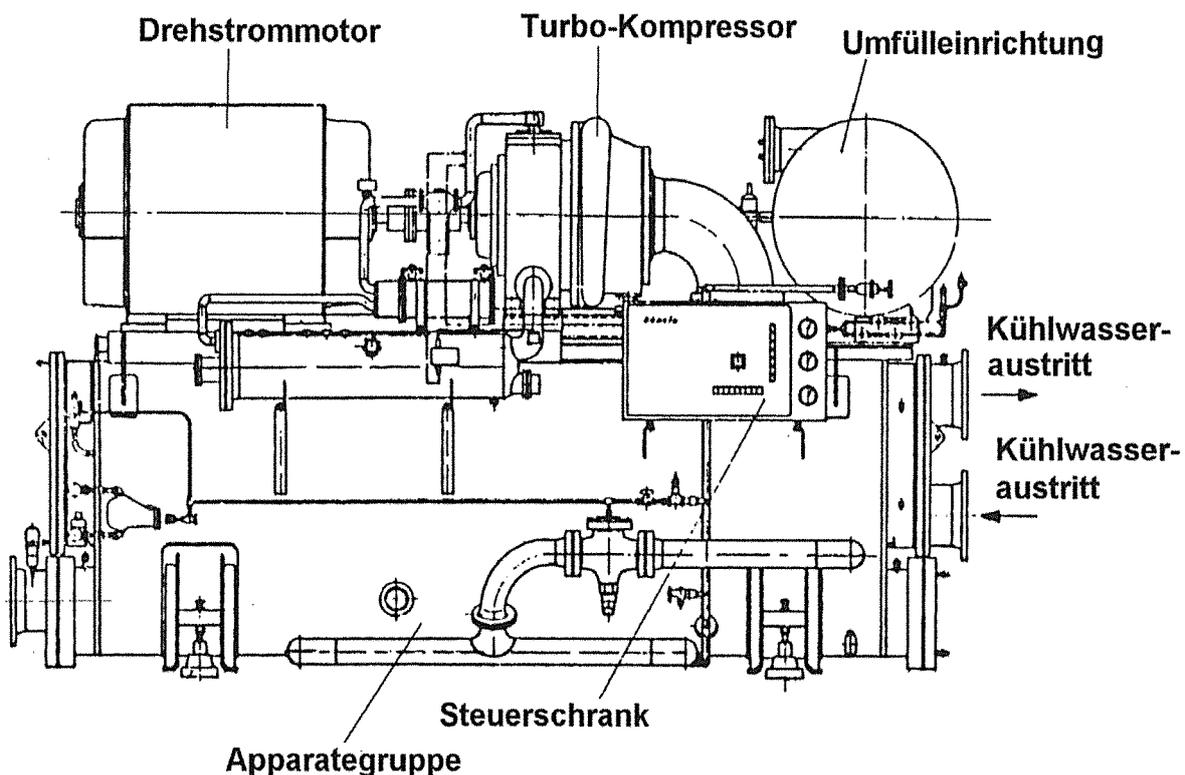


Bild 46: Turbokältesatz TKS 1900

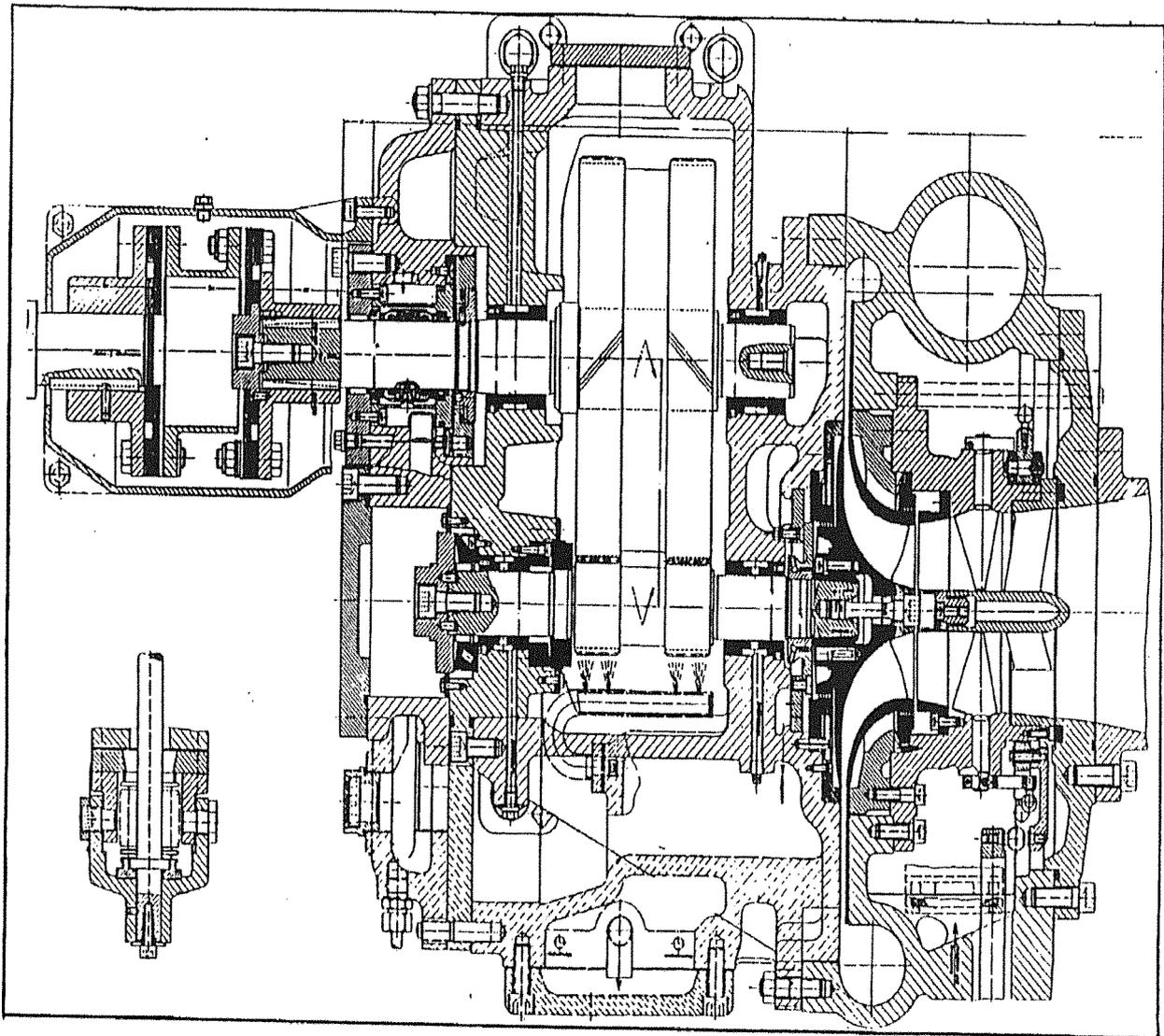


Bild 47: Einstufiger Turboverdichter RSB 355

Bild 48 zeigt die schematische Darstellung des Kältemittelkreislaufes und des Kälteprozesses im  $\log p, h$ -Diagramm. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tabelle 8 und 9 zusammengefaßt.

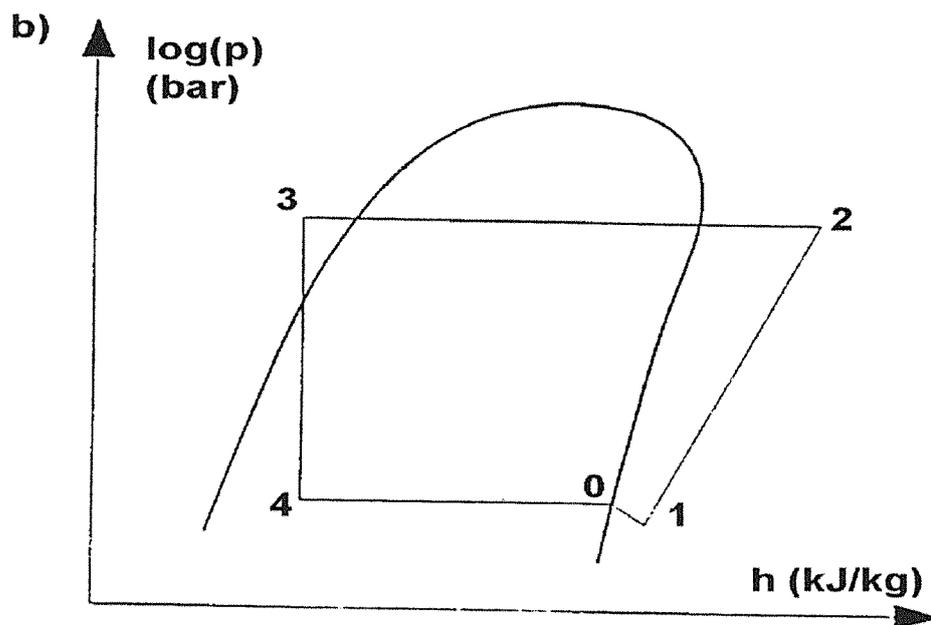
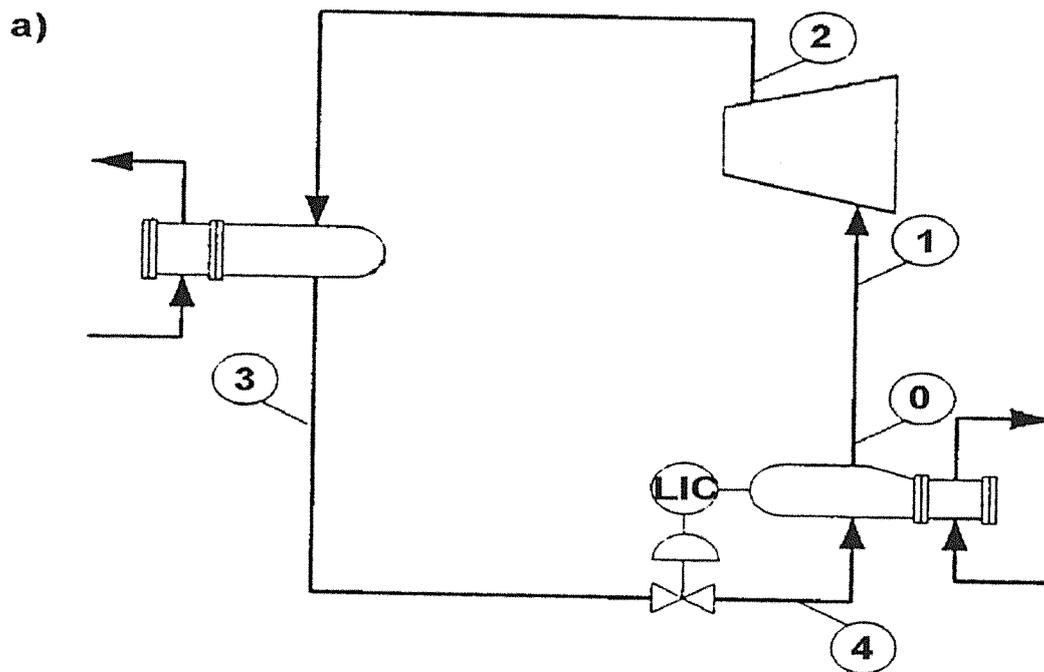


Bild 48: a) Schematische Darstellung des Kältemittelkreislaufes  
 b) Darstellung des Kälteprozesses im log p,h-Diagramm

Tabelle 8: Ergebnisse der Stoffwertberechnung für R12 und R134a

Kältemittel		R12	R134a
M	kg/kmol	120,93	102,03
R	kJ/kgK	0,0688	0,0815
Saugseite			
$p_s$	bar	3,039	2,877
$t_s$	°C	1,0	1,0
Z	-	0,918	0,911
$k_v$	-	1,086	1,063
$k_t$	-	1,153	1,133
$c_D$	kJ/kgK	0,625	0,888
$n_v$	-	1,123	1,096
$n_t$	-	1,185	1,160
Druckseite			
$p_d$	bar	9,752	10,297
$t_d$	°C	55,3	53,1
Z	-	0,846	0,826
$k_v$	-	1,021	0,990
$k_t$	-	1,157	1,137
$c_D$	kJ/kgK	0,732	1,103
$n_v$	-	1,055	1,020
$n_t$	-	1,182	1,157

Tabelle 9: Berechnungsergebnisse und R 12 und R 134a

Kältemittel		R 12	R 134a	R 12/R134a %
$\dot{m}$	kg/s	18,726	15,016	80,2
$\dot{V}_s$	m <sup>3</sup> /h	3838	3827	99,7
$p_s$	bar	3,039	2,877	
$t_s$	°C	1,0	1,0	
$u_2$	m/s	192,3	217,7	
$N$	min <sup>-1</sup>	11479	12995	113,2
$a_s$	m/s	137,08	147,09	107,4
$M_{u2}$		1,403	1,4806	105,5
$M_{w1A}$		0,914	0,932	102,0
$d_2$	mm	320	320	100
$\phi$		0,0690	0,0607	88,0
$b_2/d_2$		0,0282	0,0213	
$b_2$	mm	9,0	6,8	75,5
$p_d/p_s$		3,2091	3,579	111,5
$t_d$	°C	55,3	53,1	
$h_p$	kJ/kg	21,173	26,89	127,0
$\eta_p$		0,813	0,803	98,8
$P_i$	kW	492,3	507,9	103,0

Mit Ausnahme der Molaren Masse und der spezifischen Wärmekapazität weisen die Stoffwerte keine nennenswerten Unterschiede auf. Während der Massenstrom von R134a um ca. 20 % niedriger liegt, ist der Volumenstrom für beide Kältemittel fast gleich. Infolge seiner niedrigeren Molaren Masse und der höheren Druckverhältnisse benötigt das Substitut R134a andererseits 27 % mehr polytrope Verdichtungsarbeit. In **Bild 49** ist die spezifische polytrope Verdichtungsarbeit  $h_p$  in Abhängigkeit von der Verflüssigungstemperatur bei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen aufgetragen.

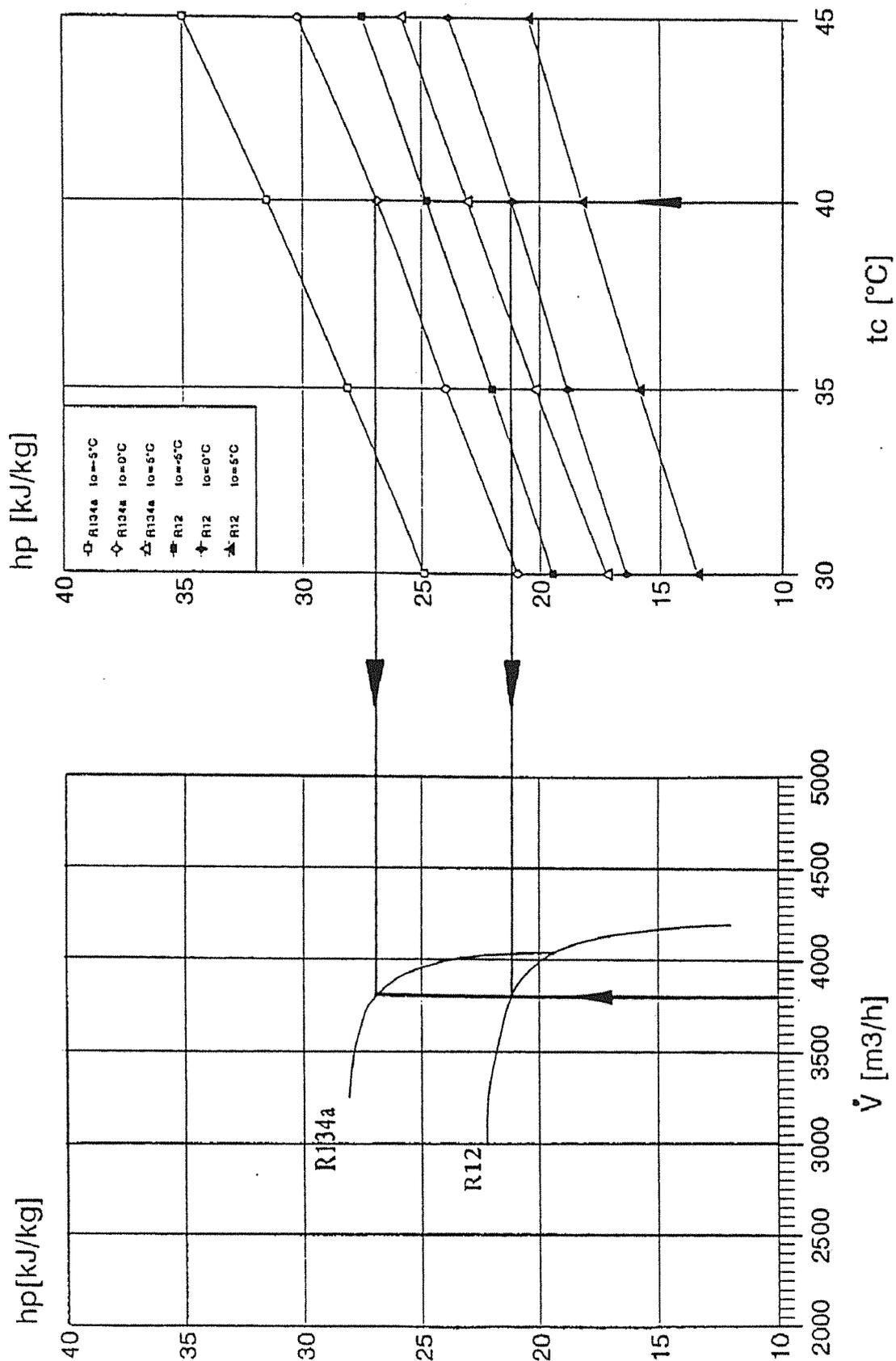


Bild 49: Spezifische polytrope Verdichtungsarbeit von R12 und R 134a in Abhängigkeit des Förderstromes und der Verflüssigungstemperatur

Auf der linken Seite des Bildes 49 sind die Verdichterkennlinien für R12 und R134a gegenübergestellt. Dabei ist festzustellen, daß sich die Pumpgrenze sowie der Überlastbereich beim Einsatz von R134a aufgrund der Erhöhung der Machzahl verschlechtert haben. Die Verdichterdrehzahl muß um ca. 13% erhöht werden, um die erforderliche spezifische polytrope Verdichterarbeit zu erreichen. Ferner erfolgt eine 3%-ige Erhöhung der inneren Verdichterleistung.

Da die Volumenzahl  $\varphi$  für R134a um 12% niedriger liegt als bei R12, ist die Eintrittsfläche des Laufrades entsprechend kleiner, während die Austrittsbreite bis zu 25 % reduziert werden muß. Dies bedeutet (folglich), daß die Verwendung von R134a schmalere Laufräder erfordert. Der Einsatz schmalerer Laufräder führt allerdings zu einer Reduzierung des polytropen Wirkungsgrades um ein bis zwei Prozent. Mit dem Ersetzen des Kältemittels R12 durch R134a sind daher folgende Umbaumaßnahmen erforderlich:

- Ersetzen des Getrieberadsatzes zur Drehzahlerhöhung unter Beibehaltung des alten Getriebegehäuses
- Das aus Alu-Legierung gegossene 3D-Laufrad wird durch ein im Meridianschnitt schmaleres Laufrad ersetzt. Ferner ist die Polygonverbindung zur Drehmomentübertragung zwischen Ritzelwelle und Laufrad durch eine Stirnverzahnung (HIRTH-Verzahnung) zu ersetzen.
- Der schaufellose Ringdiffusor ist mit Hilfe eines Ringbleches an die Austrittsbreite des neuen Laufrades anzupassen.

Abschließend werden sämtliche Lager sowie der Einlaufring vor dem Laufrad und die Laufraddichtungen erneuert.

Alle Umbauteile sind in Bild 47 schwarz markiert.

In einer weiteren Studie an einem dreistufigen R12 Turboverdichter des Typs KC51, gebaut 1970 bei BORSIG (Bild 50), wurden ebenso die erforderlichen Umbaumaßnahmen für den Betrieb mit R134a bei gleicher Kälteleistung und gleicher Verdampfungs- sowie Verflüssigungstemperatur zusammengestellt [37]. Die Betriebsdaten lauten

Kälteleistung	Q= 1396 kW
Verdampfungstemperatur	$t_0 = -22^\circ\text{C}$
Verflüssigungstemperatur	$t_c = 36,5^\circ\text{C}$ .

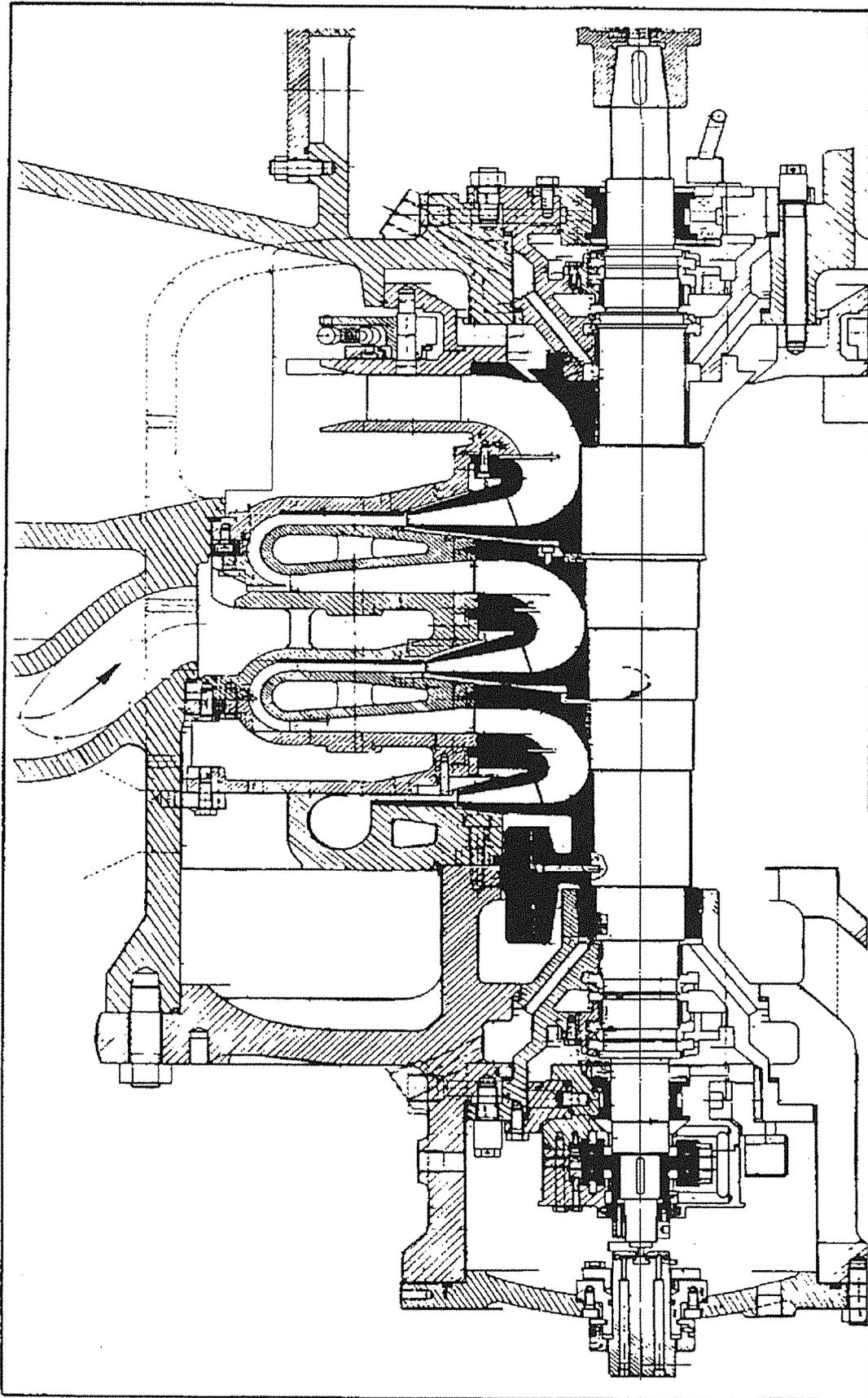


Bild 50: Dreistufiger R12 Turboverdichter des Typs KC 51

In Bild 51 ist die schematische Darstellung des Kältemittelkreislaufes und des Kälteprozesses im log p,h-Diagramm zu sehen.

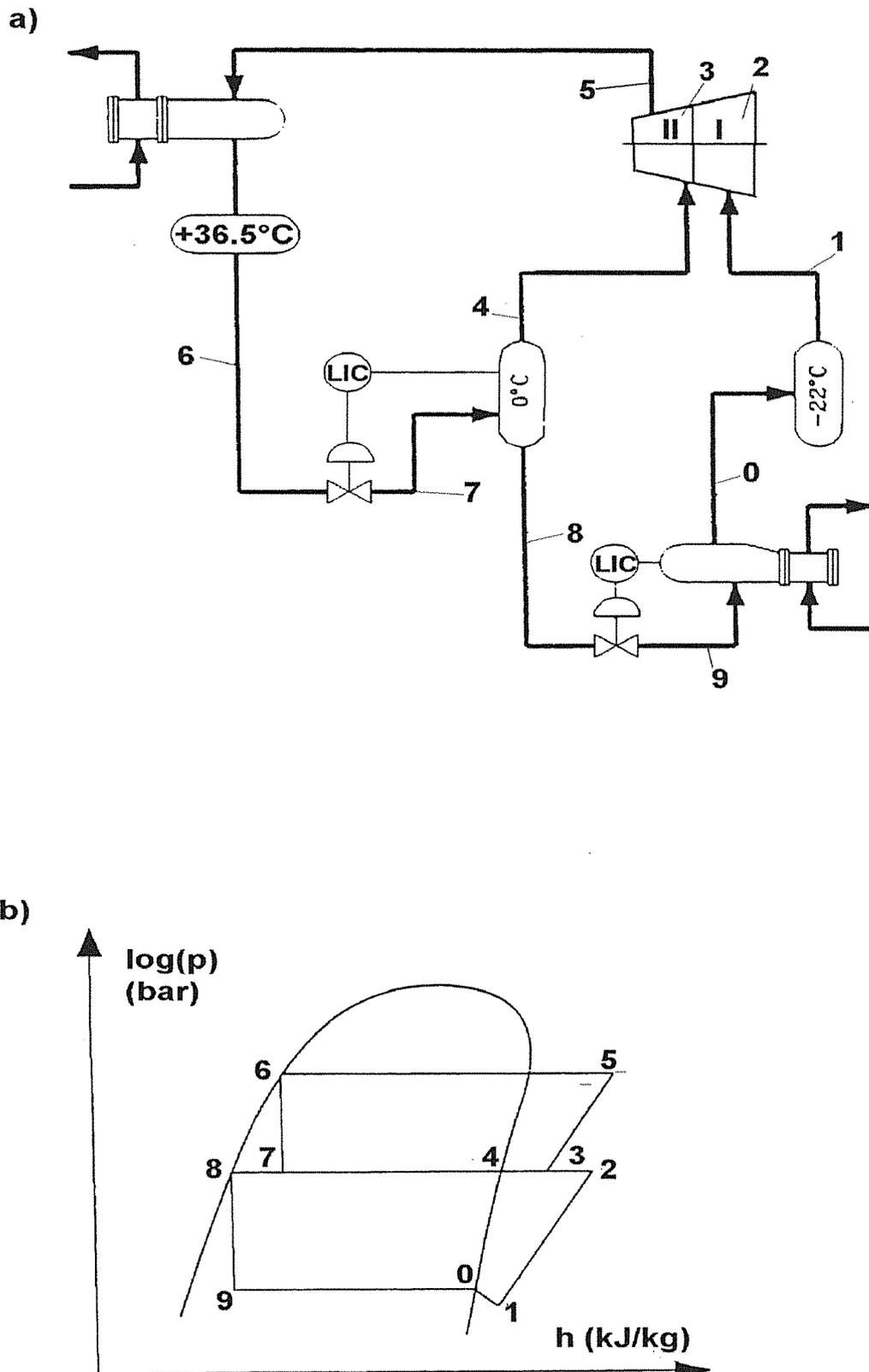


Bild 51: a) Schematische Darstellung des Kältemittelkreislaufes  
 . b) Darstellung des Kälteprozesses im log p,h-Diagramm

Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tabelle 10 und 11 zusammengefaßt.

Tabelle 10: Berechnungsergebnisse für R 12 und R 134a

Prozeßstufe		1		2			
Laufgrad		1		2		3	
Kältemittel		R 12	R 134a	R 12	R 134a	R 12	R 134a
$\dot{m}$	kg/s	9,793	7,577	12,718	10,213	12,718	10,213
$\dot{V}_s$	m <sup>3</sup> /h	4338	4442	2729	2678	1580	1433
$p_s$	bar	1,344	1,20	3,056	2,923	5,676	5,821
$t_s$	°C	-21,0	-21,0	12,2	10,3	42,5	39,7
$u_2$	m/s	171,5	192,8	157,0	176,6	135,4	152,2
N	min <sup>-1</sup>	6894	7753	6894	7753	6894	7753
$a_s$	m/s	135,8	146,2	140,8	150,6	144,3	153,3
$M_{u2}$		1,263	1,319	1,115	1,173	0,938	0,993
$M_{W1A}$		0,921	0,939	0,823	0,847	0,693	0,704
$d_2$	mm	475	475	435	435	375	375
$\phi$		0,0397	0,0361	0,0325	0,0283	0,0294	0,0237
$b_2/d_2$		0,0262	0,0232	0,0247	0,0218	0,0247	0,0206
$b_2$	mm	12,4	11,0	10,7	9,5	9,3	7,7
$\phi_3$		0,2261	0,2187	0,2197	0,2035	0,2237	0,2077
$p_d/p_s$		2,274	2,436	1,857	1,991	1,542	1,596
$t_d$	°C	15,9	13,9	42,5	39,7	64,9	60,7
$h_p$	kJ/kg	14,38	18,31	11,7	15,14	8,67	10,77
$\eta_p$		0,746	0,737	0,735	0,720	0,744	0,720
$P_i$	kW	192,6	192,1	206,6	219,0	151,1	156,0
hp-Verdichter	kJ/kg	34,74	44,22				
$\eta_p$ -Verdichter		0,741	0,726				
$P_i$ -Verdichter	kW	550,3	567,0				

Tabelle 11: Vergleich der Berechnungsergebnisse für R 12 und R 134a

Prozeßstufe		1		2			
Laufgrad		1		2		3	
Kältemittel		R 12	R 134a	R 12	R 134a	R 12	R 134a
$\dot{m}$	%	100	77,4	100	80,3	100	80,3
$\dot{V}_s$	%	100	102,4	100	98,1	100	90,7
N	%	100	112,5	100	112,5	100	112,5
$a_s$	%	100	107,6	100	107,0	100	106,2
$M_{u2}$	%	100	104,4	100	105,3	100	105,9
$M_{W1A}$	%	100	101,9	100	102,9	100	101,6
$\varphi$	%	100	90,9	100	87,1	100	80,6
$b_2$	%	100	88,7	100	88,8	100	82,8
$p_d/p_s$	%	100	107,1	100	107,2	100	103,5
$h_D$	%	100	127,3	100	129,4	100	124,2
$\eta_D$	%	100	98,8	100	98,0	100	96,8
$P_i$	%	100	99,7	100	106,0	100	103,2
hp-Verdichter	%	100	127,3	100		100	
$\eta_D$ -Verdichter	%	100	98,0	100		100	
$P_i$ -Verdichter	%	100	103,0	100		100	

Daraus ist zu entnehmen, daß die Resultate ähnlich wie bei den einstufigen Verdichtern sind, so daß gleiche Umbaumaßnahmen durchzuführen sind. In Bild 50 sind die Umbauteile schwarz markiert.

Zu beiden oben bereits beschriebenen Fällen ist noch zu bemerken, daß mit dem Umbau gleichzeitig eine Modernisierung der Meß- und Regelungstechnik der Anlagen nach dem neuesten Stand der Technik vorgenommen werden sollte.

Bei dem Einsatz von R134a ist darauf zu achten, daß eine gute Mischbarkeit mit dem verwendeten Schmieröl gewährleistet ist. In den letzten Jahren haben die Schmierstoffhersteller neue synthetische Öle auf Esterbasis entwickelt, welche eine gute Mischbarkeit mit dem ozonfreundlichen R134a Kältemittel aufweisen; sie

decken einen weiten Temperaturbereich ab und haben i.a. bessere physikalische und Schmiereigenschaften als die herkömmlichen Mineralöle.

Abschließend ist zu bemerken, daß, obwohl die Umstellung einer Kälteanlage von R12 auf R134a keinen großen Umbauaufwand am Turboverdichter und im apparativen Teil erfordert, große Sorgfalt bei der Umfüllprozedur der Anlage mit dem neuen Ester-Öl sowie dem Kältemittel R134a geboten ist. Dazu sind die Anweisungen der Ölhersteller heranzuziehen.

## 5. Zusammenfassung

Anhand von konkreten Beispielen wird in diesem Bericht die Notwendigkeit für den Umbau, die Umrüstung oder die Modernisierung von Turbosätzen dargestellt. Zuerst werden die verschiedenen Umbautechniken und die zugehörigen Verbesserungsvorschläge mit Hilfe von bereits umgebauten Anlagen dokumentiert. Ferner wird auf die gründliche Vorbereitung und Planung zur Durchführung einer Modernisierung, Umrüstung oder des Umbaus von Turbover dichtern hingewiesen. Die Hauptgründe für den Umbau von Turbosätzen:

Anpassung des Verdichters an die Veränderung des Anlagenprozesses, die Senkung der Betriebskosten sowie die Anpassung an die veränderten Umwelanforderungen wurden mit Hilfe von Beispielen eingehend behandelt. Abschließend kann festgestellt werden, daß bis jetzt dem Bereich Umbau, Umrüstung und Modernisierung zu wenig Aufmerksamkeit geschenkt wurde, obwohl die technologischen und wirtschaftlichen Vorteile zu ihren Gunsten fallen.

## 6. Literaturverzeichnis

[1] Fister, W.

Fluidenergiemaschinen

Band 1

Springer-Verlag 1984

[2] Lindner, P.:

Aerodynamic Tests on Centrifugal Process Compressors - Influence of Diffusor Diameter Ratio, Axial Stage Pitch and Impeller Cutback

Journal of Engineering for Power, Trans ASME Okt. 1983 Vol. 105 pp 910 - 919

[3] Sapiro, L.:

Effect of Impeller Extended Shrouds on Centrifugal Compressor Performance als a Function of Specific Speed

ASME paper 82-GT 228, 1982

[4] Senoo, Y.; Kinoshita, Y.:

Influence of Inlet Flow Conditions and Geometrics of Centrifugal Vanelles Diffusors on Critical Flow Angle for Reverse Flow

Journal of Fluids Engineering Trans ASME March 1977 pp 98 - 103

[5] Senoo, Y.;

Low Solidity Circular Cascade for wide flow range Blower

Proceedings of Advanced concepts in Turbomaschinery

Fluid Dynamics Institute, Hanover, New Hampshire(August 1981)

[6] Sorokes, J.M. and Welch, L.P.;

Centrifugal Compressor Performance Enhancement Through

The use of a Single Stage Development Rig

Proceedings of the 20th Turbomachinery Symposium 1991

Texas A&M, pp.101-112

[7] Sorokes, J.M. and Welch, L.P.;

Experimental Results on a Rotable Low Solidity Vaned Diffuser

ASME 92-GT-19

- [8] Hohlweg, W.C., Direnzi, G.L. and Aungier, R.H., 1993  
Comparison of Conventional and Low Solidity Vaned Diffusers  
ASME 93-GT-98
- [9] Yoshinaga, Y., Kobayashi, H. and Kaneki, T.  
A Study of Aerodynamic Performance of Diffusers for Centrifugal Compressors  
Bulletin of ISME, Vol.28, No.242 August 1985
- [10] Novecosky, Tom:  
Axial Inlet Conversion to a Centrifugal Compressor with Magnetic Bearings  
ASME 92-GT-25
- [11] Fister, W.; Heidrich, H.  
Untersuchungen über den Einfluß von geometrischen Parametern auf den  
Verformungs- und Spannungszustand von Radialverdichterlaufrädern,  
VDI-Berichte Nr. 264, Düsseldorf: VDI Verlag, 1976
- [12] Beer, H.; Lüdtke, K.  
Radiale Prozeßverdichter Festigkeit von Laufrädern nach vereinfachten FEM-  
Modell, VDI-Bericht 572, Düsseldorf: VDI Verlag 1985
- [13] Boddenberg, R.; Bosin, D.  
Lineare und nichtlineare Festigkeitsanalysen mit der Methode der Finite Elemente  
am Beispiel eines Radialverdichter-Laufrades,  
Konstruktion (1992), Heft 1, S. 1 bis 7.
- [14] Stark, M.  
Fortschrittliche Methoden in der Festigkeits- und Strömungsberechnung. Anwendung  
der Finite-Elemente-Methode (FEM) an ausgewählten Beispiele.  
Berlin: Ausgabe Deutsche Babcock Borsig AG 1992
- [15] Haupt, U.  
Radialverdichter-Schaufel-Schwingungen,  
FVV-Vorhaben 232, Heft 315, Frankfurt a.M.: FVV, 1982
- [16] Haupt, U.; Hasemann, H.  
Radialverdichter-Schwingfestigkeit,  
FVV-Vorhaben 396, Heft 456, Frankfurt a.M. FVV, 1990.

[17] Dr. R. Ehrich: Rotodynamik  
Babcock-Borsig Ausgabe

[18] Dr. R. Ehrich:

Instabilitäten bei Turboläufern  
(2.Auflage) Babcock-Borsig Ausgabe

[19] J. W. Fulton:

The decision to full load test a high pressure centrifugal compressor  
in its module prior to tow-out.

I Mech E Conference publications 1984 - 2 C 45/84

[20] H. Wyssmann

Rotor dynamics of high pressure centrifugal compressors  
critical speed and stability considerations.

I Mech E Conference publications 1984 - 2 C 33/84

[21] Mamrick, J. T.; Beede, W. L.:

Some Investigations with Wet Compression

Transactions of the ASME, pp 409 - 420, April 1952

[22] Berman, Y. A.; Bulygin, V. G.; Rafalovich, A. P.; Zhilkin, A. N.:

Cooling TV-80-1.6 Compressor by Injecting Liquid into the Flow Section

Translated by Khimicheskoe;

Neftyande Mashino-stroenic 12, pp. 27 - 28, Dec. 1984

[23] Hesje, R.C. et al.:

Mechanical Dry Seal Applied to Pipeline (Natural Gas) Centrifugal Compressors

ASME 84-GT-3

[24] John A. Kocur, Jr. et al.:

Retrofit of Gas Lubricated Face Seals in a Centrifugal Compressor

Proceedings of the 16th Turbomachinery symposium 1987

[25] Allaire, Paul E. et al.:

Subsynchronous Vibration Problem and Solution in Multistage Centrifugal

Compressor Proceedings of the 16th Turbomachinery symposium 1987

- [26] Allaire, Paul E.; Kocur, J.A.:  
Oil Seal Effects and Subsynchronous Vibrations in High-Speed Compressors  
Instability in Rotating Machinery  
NASA Conference Publication 2409, Carson City, Nevada (June 1985)
- [27] Atkins, Kenneth E.; Perez, Robert X.:  
Influence of Gas Seals on Rotor Stability of a High-Speed Hydrogen Recycle  
Compressor Proceedings of the 17th Turbomachinery symposium 1988
- [28] Ferrill, Lawrence R. et al:  
Explosions in Gas Turbine Lube Oil Reservoir Result in Installation  
of Dry Gas Seal System  
ASME 89-GT-222
- [29] Bear, C.C.; Gibson, S. W.:  
Applications Using Dry Gas Seals to Control Axial Shaft Loads  
in Centrifugal Compressors  
ASME 92-GT-104
- [30] Foster, E. G. et al.:  
The Application of Active Magnetic Bearings to a Natural Gas Pipeline Compressor  
ASME 86-GT-61
- [31] Cataford, G. F.; Lancee, R. P.:  
Oil Free Compression on a Natural Gas Pipeline  
ASME 86-GT-293
- [32] Van Bramer, Kenneth G.; Conquergood, Charles P.:  
Magnetic Bearings and Dry Gas Seals - A Process Compressor Application  
Proceedings of the 19th Turbomachinery symposium 1990
- [33] Uptigrove, S. O. et al.:  
Economic Justification of Magnetic Bearings and Mechanical Dry Seals for  
Centrifugal Compressors  
ASME 87-GT-174
- [34] Low, Donald III; Nemeč, Richard E.:

---

Major Revamp and Retrofit of Identical Process Compressor Trains  
Proceedings of the 16th Turbomachinery symposium 1987

[35] Peikert, Gunther H. Variable Speed Fluid Coupling Driving Centrifugal Compressors and other Centrifugal Machinery  
Proceedings of the 13th Turbomachinery symposium 1984

[36] Henschel, Franz-Klaus; Rappold, Walter:  
Conversion of a 19,000 HP Propylene Compressor from Steam Turbine to Electric Motor with Geared Variable Speed Turbo Coupling  
Proceedings of the 16th Turbomachinery symposium 1987

[37] Alevizos, E.  
Umrüsten der R12-Turbokälteanlagen auf das Kältemittel R134a  
Babcock-Borsig Ausgabe.