

Entwicklungsprobleme von Schraubenmotoren

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder**, Dortmund

Zusammenfassung

Verglichen mit Dampfturbinen konventioneller Bauart im unteren Leistungsbereich, erlaubt der Schraubenmotor einen besonders wirtschaftlichen Betrieb bei niedrigen Investitionskosten. Haupteinsatzgebiet von Schraubenmotoren wird die immer mehr an Bedeutung gewinnende Abwärmenutzung und die Solarenergiewandlung sein. Neben einer dezentralen Stromerzeugung können Schraubenmotoren auch als konventionelle Antriebsmaschinen für Pumpen und Verdichter eingesetzt werden.

Die Entwicklung von Schraubenmotoren steht erst am Anfang. Simulationsrechenprogramme liefern motorspezifische Auslegungskriterien.

Konstruktionen, die Wirkungsgrad und Verfügbarkeit steigern sollen, befinden sich im Prototypstadium.

Organische Clausius-Rankine-Kreisläufe können den Motorwirkungsgrad gegenüber dem Wasserdampfbetrieb deutlich steigern.

Die für hohe Gastemperaturen einsetzbare Heißgasschraubenmaschine wird in den nächsten Jahren noch nicht zum wirtschaftlichen Einsatz gelangen.

Symbole

M_d	Drehmoment	P	Leistung
m	Masse	p	Druck
\dot{m}	Massenstrom	s	isentrop (Zustandsänderung)
n	Drehzahl	t	Temperatur in °C

u	Umfangsgeschwindigkeit	η	Wirkungsgrad (Leistungsverhältnis)
v	spez. Volumen, Volumenverhältnis ($v_1 := V_1/V_2$)	Π	Druckverhältnis ($\Pi := p_2/p_1$)
V	Volumen (Zahnlückenvolumen pro Umdrehung)	\dot{m}	kennzeichnet Größe pro Zeit ($\dot{m} \hat{=} \text{Massenstrom}$,
w	spez. Arbeit (Arbeit pro Masseneinheit)	\dot{V}	$\hat{=} \text{Volumenstrom}$)

Indizes und Abkürzungen

D	Dampf	max	maximal
HD	Hochdruckstufe	min	minimal
HR	Hauptrotor	opt	optimal
ND	Niederdruckstufe	s	isentrop
NR	Nebenrotor	th	theoretisch
e	effektiv	1	Saugseite (Kondensatorseite)
g	gesamt	2	Druckseite (Frischdampfseite)
i	indiziert, innen		

Neue Technologien der rationellen Energieverwendung beinhalten häufig Expansionsprozesse, also Kreisläufe, in denen Wärmeenergie wirtschaftlich in mechanisch nutzbare Energie gewandelt werden soll.

In industrialisierten Ländern besitzen Abwärmeströme /1/ ein hohes Potential zur Primärenergieeinsparung; in der Dritten Welt werden zunehmend *regenerative* Energiequellen, wie die Solarenergie /2/, zur Deckung des anwachsenden Energiebedarfs herangezogen. Die Energieversorgung muß und wird in den kommenden Jahrzehnten auf eine breitere Basis gestellt werden. Für Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen der neuen Technologien stehen Verfügbarkeit, Abschreibungszeit und vor allem die Investitionskosten im Vordergrund.

Die bis heute zur rationellen Energieverwendung entwickelten Anlagen arbeiten meist mit den thermodynamischen Zustandsänderungen des Clausius-Rankine-Prozesses, bekannt

als Dampfturbinenvergleichsprozess. Häufig scheidet aber der Einsatz von Dampfturbinen in dezentralen Anlagen nicht nur an den hohen Investitionskosten, sondern auch an den für Turbinen zu kleinen Massenströmen und relativ geringen abzubauenen Enthalpiegefällen, verbunden mit vergleichsweise niedrigen Maschinenwirkungsgraden.

Der Verwendung konventioneller Dampfmaschinen, die für dezentrale Anlagen günstig wären, steht ein relativ hoher Wartungsaufwand und ein ebenso hohes Leistungsgewicht entgegen.

Deshalb lag der Gedanke nahe, einen mit Schraubenverdichtern wirtschaftlich durchzuführenden Verdichtungsprozess umzukehren und unter Druck stehende Dämpfe oder Gase in den Zahnlückenräumen der Schraubenmaschine expandieren zu lassen /3/. Die dabei gewandelte thermische Energie kann als mechanische Energie zum direkten Pumpen- und Verdichterantrieb oder zur Verstromung genutzt werden. Gleichzeitig entstehen eine Reihe von Entwicklungsproblemen, Bild 1, die gelöst, erst eine Schraubenmaschine zum Schraubenmotor werden lassen.

DAS ARBEITSFLUID - Dampf -

Um möglichst niedrige Maschineninvestitionskosten zu verursachen, wurden an der Universität Dortmund vor einigen Jahren motorische Prozesse mit einstufig-modifizierten, naßlaufenden Schraubenverdichtern durchgeführt und untersucht. Das zu Expansionsbeginn in den Zahnlückenraum eingespritzte Schmiermittel, z.B. ein synthetischer Kohlenwasserstoff, legte seiner thermischen Stabilität wegen die maximale Frischdampftemperatur auf $< 300^{\circ}\text{C}$ fest. Gleichzeitig war die Frage nach einem optimalen Kreislauffluid zu beantworten, also die Frage nach

- der thermischen Stabilität,
- dem thermodynamischen Verhalten wie: kritische Temperatur, kritischer Druck, Dampfdruck, Realgasfaktor, mögliche Mehrphasengebiete, Wärmeübertragungseigenschaften etc.

Ein überaus günstiges thermodynamisches Verhalten bei Frischdampftemperaturen unter 200°C zeigen Fluorkohlenwasserstoffe wie R 113 und R 114.

Liegen die Frischdampftemperaturen deutlich darüber, können als Arbeitsfluide bis 450°C das hochmolekulare Perfluor-n-hexan (C_6F_{14}) und darüber hinaus Toluol (C_7H_8) und Benzol (C_6H_6) Verwendung finden.

DAS ARBEITSFLUID -Gas -

Im Heißgasbereich, etwa ab 700°C , läßt sich mit einem, einer Gasturbinenanlage ähnlichen Maschinensatz, bestehend aus einem brennstoffeingespritzten Schraubenverdichter und einem direkt gekoppelten Gas-Schraubenmotor, ein modifizierter Ericson-Joule-Prozeß mit variabler Zustandsänderung der Verdichtung durchführen, Bild 2. Den Aufbau einer solchen Heißgasschraubenmaschine zeigt beispielhaft Bild 3. Sowohl das Druckverhältnis, als auch der Polytropenexponent der Verdichtung, kann in weiten Bereichen den geforderten Betriebsbedingungen nahezu drehzahlunabhängig angepaßt werden.

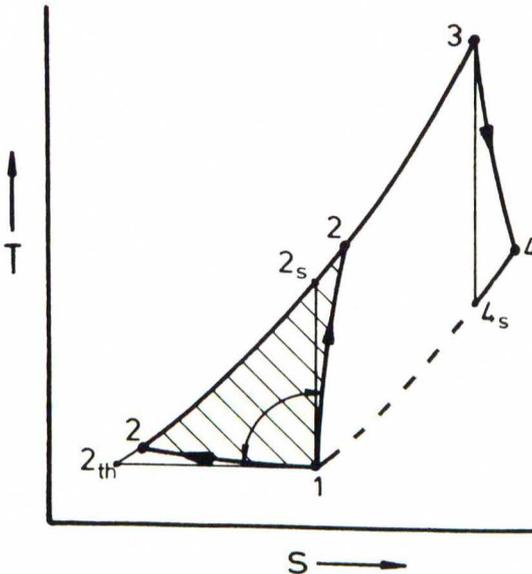


Bild 2:

Modifizierter Ericson-Joule-Prozeß mit variabler Zustandsänderung der Verdichtung

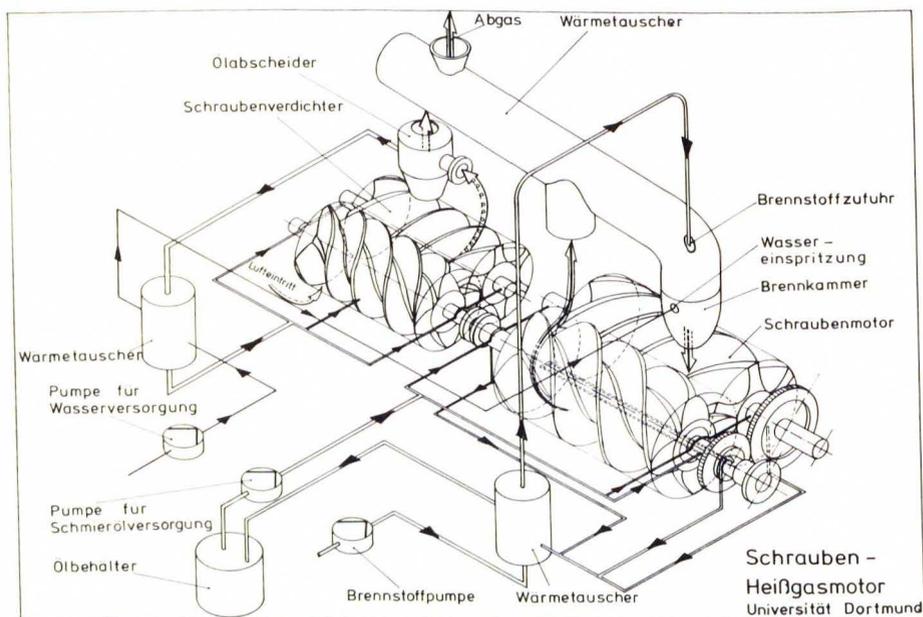


Bild 3: Möglichkeit der Anordnung einer Heißgasschraubenmaschine, bestehend aus einem naßlaufenden Schraubenverdichter und einem trockenlaufenden Gas-Schraubenmotor, deren Entwicklung an der Universität Dortmund geplant wird

STUFIGKEIT

Mit einstufig expandierenden Maschinen lassen sich, wie im Dampfturbinenbau, nur kleine Enthalpiegefälle wirtschaftlich verarbeiten. Die zugehörige Leistungsgrenze liegt bei 100 kW im Frischdampfdruckbereich bis etwa 10 bar. Höhere Motorleistungen erfordern bei festgehaltener Frischdampf-temperatur, mit Rücksicht auf akzeptable Wirkungsgrade, mehrstufige Expansionen; einen zweistufigen Schraubenmotor zeigt Bild 4.

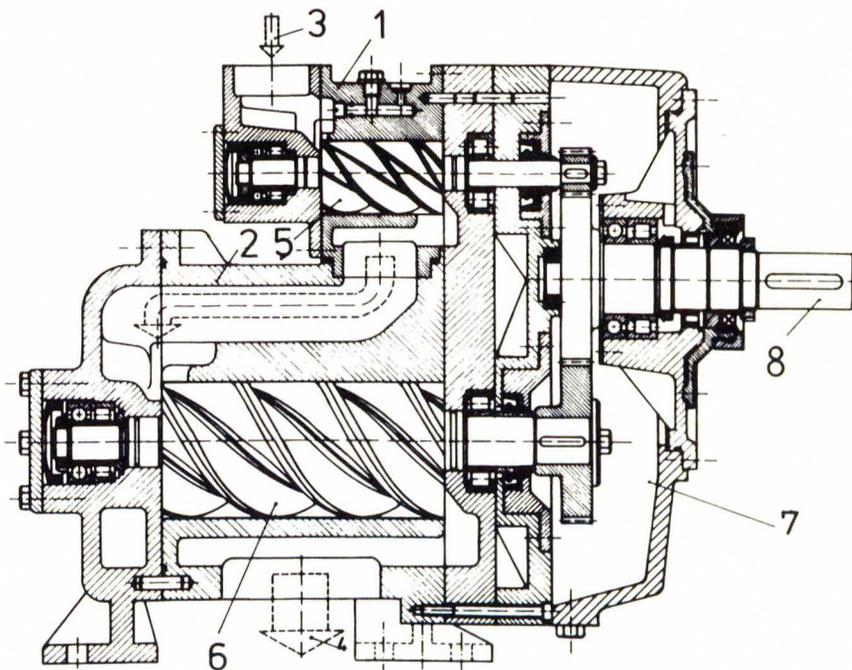


Bild 4: Zweistufiger, naßlaufender Schraubenmotor ohne Schiebersteuerung

1 Hochdruckstufe (HD)	Frischdampf Temperatur: $t_2 = 250^\circ\text{C}$
2 Niederdruckstufe (ND)	Abdampf Temperatur : $t_1 = 82^\circ\text{C}$
3 Dampfeintritt	Frischdampfdruck : $p_2 = 17 \text{ bar}$
4 Dampfaustritt	Kondensationsdruck : $p_1 = 0,51 \text{ bar}$
5 Getriebe	Kupplungsleistung : $P_e = 166 \text{ kW}$
6 Abtriebswelle	Massenstrom : $\dot{m} = 1500 \text{ kg/h}$
$n_{\text{HD}}/n_{\text{ND}} = 1,54$	$(V_{\text{th}})_{\text{HD}} = 0,2204 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Umdrehung}$
Profil : asymmetrisch	$(V_{\text{th}})_{\text{ND}} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Umdrehung}$

Die Leistungsfähigkeit mehrstufiger Maschinensätze hängt bei festgelegter Geometrie¹⁾ der Stufen und konstanter Frischdampf Temperatur wesentlich von den Umfangsgeschwindigkeiten der Rotoren in den Stufen ab.

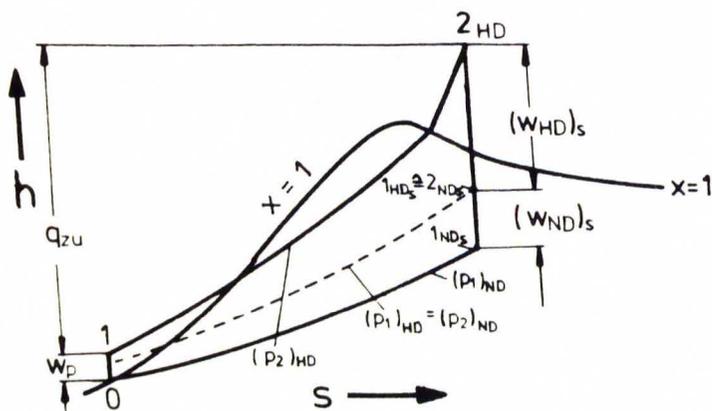
¹⁾ Profilform, Durchmesser verhältnisse, Spaltgeometrien etc.

Die Variation der Rotordrehzahlen nach Bild 5 verdeutlicht die Optimierbarkeit von Betriebspunkten hoher Energiewandlungsgüte, dargestellt als Funktion

$$(\eta_e)_g = f(n_{HD}, n_{ND})$$

mit

$$(\eta_e)_g := \frac{(P_e)_{HD} + (P_e)_{ND}}{\dot{m} [(w_{HD})_s + (w_{ND})_s]} .$$

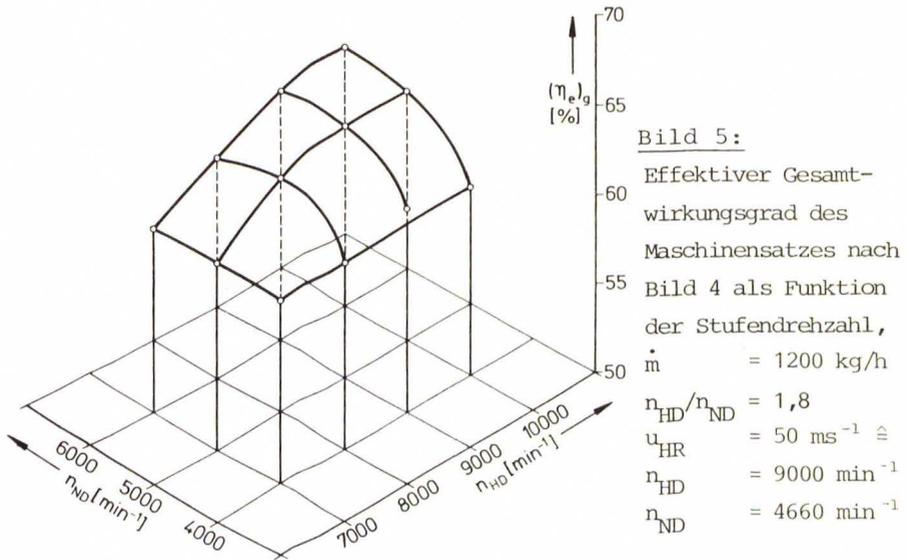


Die maximalen Wirkungsgrade verschieben sich mit steigendem Dampfmassenstrom hin zu höheren Drehzahlkombinationen. Die effektive Kupplungsleistung zeigt ein zu Bild 5 analoges Verhalten.

Gesteigerte effektive Wirkungsgrade zukünftiger Maschinen mit neuen Profilformen und Drehzahlerhöhung werden neben den anwachsenden Lagerproblemen auch strömungsmechanische Grenzen finden, die durch Druckverluste beim Ladungswechsel und die Schallgeschwindigkeit gegeben sind.

Als Entwicklungspotential für eine Leistungssteigerung und verbesserte Energiewandlung können gelten:

- die Steigerung der Drehzahlobergrenzen (wobei die ND-Stufendrehzahl geringfügig von der HD-Stufendrehzahl abhängt),



- die Erhöhung der Dampfmassenströme und Senkung des Kondensatordruckes,
- die Optimierung der inneren Volumenverhältnisse, abhängig von der theoretischen Berechnung der Leckmassenströme (Durchflußgesetze der arbeitsraumbildenden Spalte),
- die Verringerung der wirksamen Spalthöhen durch mechanische und hydraulische Maßnahmen,
- die Optimierung der wirksamen Spaltlängen und
- die anwendungsbezogene Wahl des Kreislauffluids.

NASSLAUFEND/TROCKENLAUFEND

Der naßlaufende Betrieb von Schraubenmotoren verspricht einen preiswerten Motor kleiner Bauweise ohne Gleichlaufgetriebe zum Antrieb des Nebenrotors mit einfachen Dichtungen zwischen Arbeitsraum und Lagerung sowie relativ hohen Wirkungsgraden. Dem stehen nicht vernachlässigbare Nachteile vor allem dann entgegen, wenn die Maschine im Wasserdampfkreislauf betrieben werden soll. Die Wirkungen eines Schmiermittels in der Expansionsströmung des Motors sind ähnlich komplex wie in der Verdrängerströmung des Verdich-

terbetriebes /4/, /5/. Besonderheiten kommen hinzu. Mischt sich das verwendete Schmiermittel mit Wasser, liegen die Probleme in der Bestimmung der wirksamen Enthalpiedifferenzen sowie in der häufig unzureichenden thermischen Stabilität des Schmiermittels während der Verdampfung und Überhitzung.

Mischt sich das verwendete Schmiermittel dagegen nicht mit Wasser, kann es unmittelbar vor der Expansion in den Kreislauf eingebracht und vor der Kondensation wieder abgeschieden werden. Leider zeigt die Erfahrung, daß der Abscheidungsprozeß bei wechselnden Motorlasten nur unzureichend gelingt, so daß der Kreislauf in bestimmten Zeitabständen vom Schmiermittel zu reinigen ist.

Solche kostenverursachenden Wartungsarbeiten umgeht man beim Einsatz von trockenlaufenden Schraubenmotoren, Bild 6.

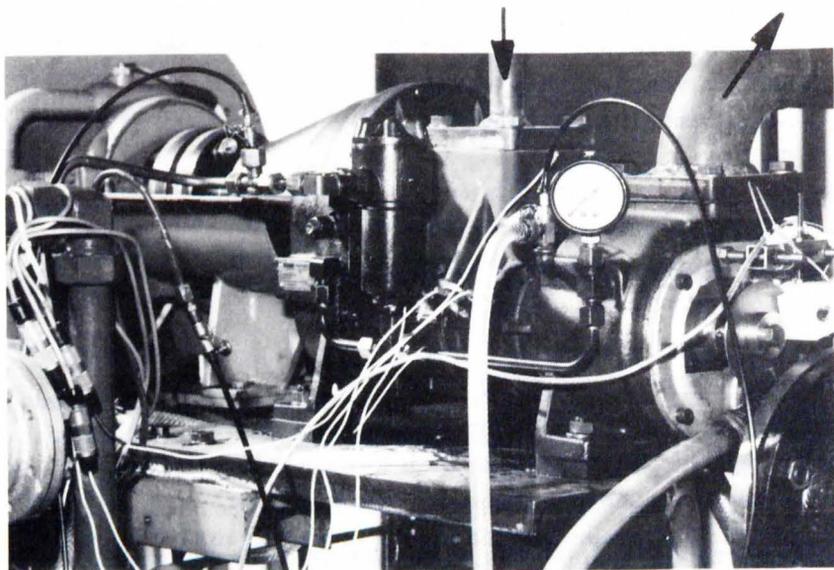


Bild 6: Versuchsaufbau zur Bestimmung des Betriebsverhaltens eines trockenlaufenden modifizierten Schraubenverdichters im Motorbetrieb, $V_{th} = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{m}^3/\text{Umdreh.}$, $v_i = 2,25$

Bildmitte: Druckaufnehmer zur Indizierung nach Bild 8

Dabei vereinfacht sich die gesamte Kreislaufschaltung, aber gleichzeitig steigen die Kosten des Motors, bzw. des Maschinensatzes.

Erste Untersuchungen an modifizierten Trockenlaufverdichtern vermitteln einen Eindruck von dem zu erwartenden Betriebsverhalten trockenlaufender Maschinen in einem Wasserdampf-Clausius-Rankine-Prozeß, Bild 7.

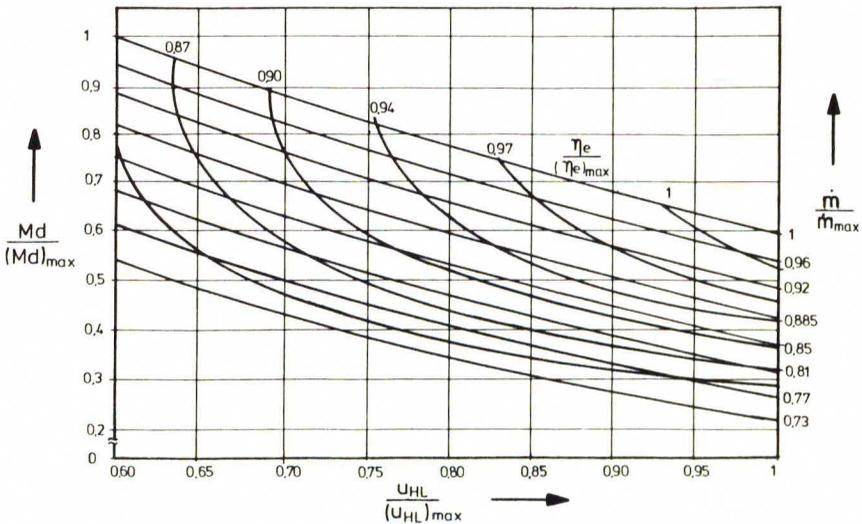


Bild 7: Kennfeld eines trockenlaufenden Schraubenmotors mit

$$V_{th} = 1,47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Umdrehung}, v_i = 2,25$$

$$(u_{HL})_{max} = 60 \text{ ms}^{-1}$$

Frischdampf Temperatur: $t_2 = 220^\circ\text{C}$

Dampfdruckverhältnis: $1,96 < \Pi < 3,20$

Abdampf Temperatur : $p_1 = 1 \text{ bar}$

Dampfmassestrom: $380 < \dot{m} \text{ in kg/h} < 520$

Profilgeometrie : symmetrisch

Effektiver, isentroper Wirkungsgrad $\eta_e := \frac{P_e}{P_D} = \frac{Md \cdot 2\pi \cdot n}{\dot{m} (h_2 - h_{1s})}$

Einen tieferen Einblick in die Energiewandlung trockenlaufender Maschinen gestattet das Indikatordiagramm des Expansionsprozesses. Durch Ausplanimetrieren liefert es die aus dem Expansionsvorgang gewinnbare mechanische Arbeit. Zudem weist die polytrope Zustandsänderung auf Besonderheiten

des Ladungswechsels und der Energiewandlung im Zahnlukenraum hin. Dazu werden Druckaufnehmer, Bild 8, derart in der Gehäusewand angeordnet, daß sich ihre Signalbereiche überdecken.

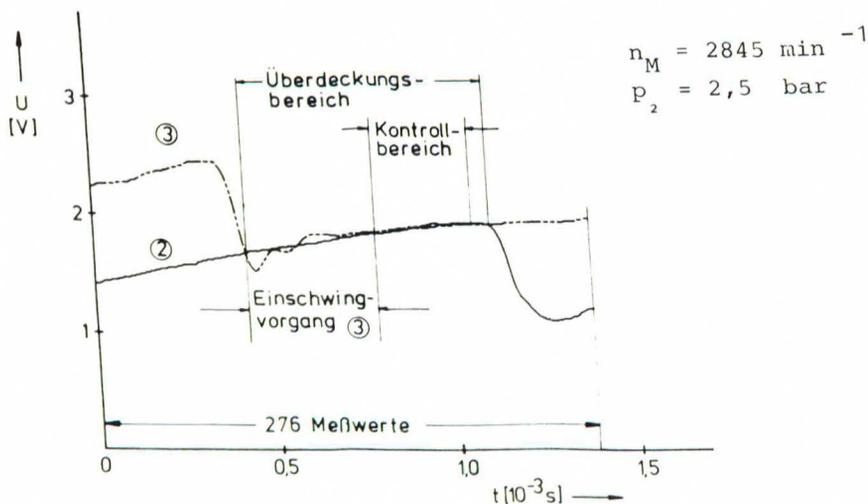
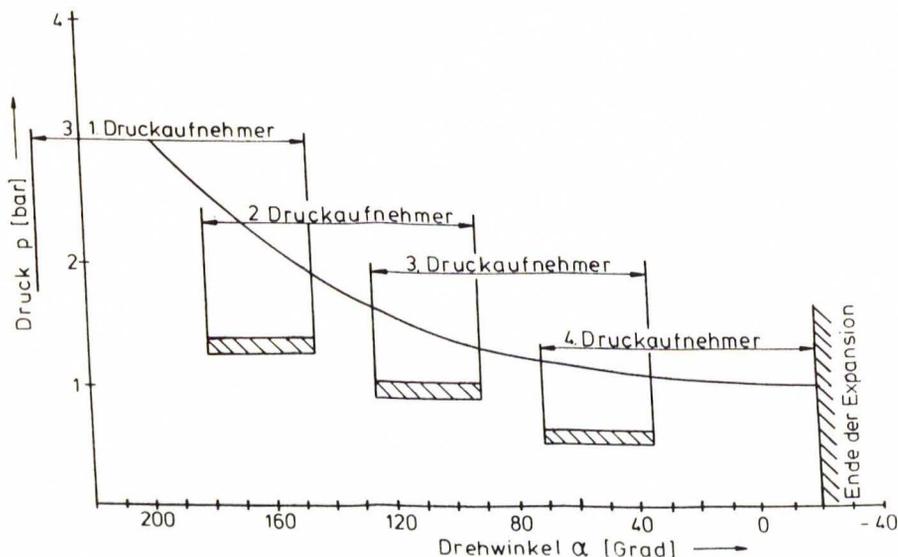


Bild 8.: a) Anordnung von Druckaufnehmern entlang eines angenommenen isentropen Druckverlaufs im Arbeitsbereich der Maschine nach Bild 6 /6/

b) Einschwingverhalten der Druckaufnehmer

Ein typisches Indikatordiagramm zeigt Bild 9.

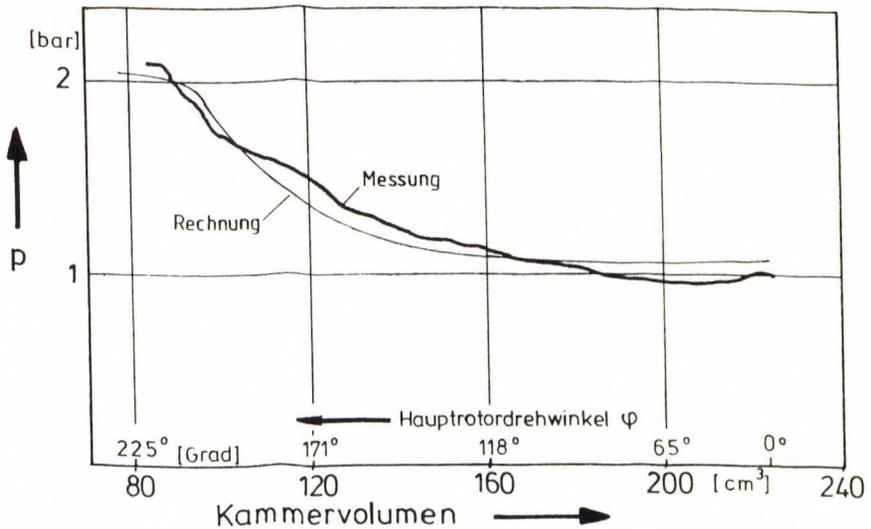


Bild 9: Indikatordiagramm eines modifizierten Schraubenverdichters im Motorbetrieb. Rechnung und Messung bei:

Frischdampf Temperatur:	$t_2 = 220^\circ\text{C}$	Anzahl d. Meßpunkte:	15000
Frischdampfdruck	: $p_2 = 2,04 \text{ bar}$	$v_i = 2,25$	
Abdampfdruck	: $p_1 = 1,06 \text{ bar}$	$(u_{HL}) = 60 \text{ ms}^{-1}$	

Zur Berechnung des Indikatordiagramms wird ein adiabates Kammermodell nach Bild 10 verwendet.

Man erkennt, daß die Rechnung beim Einströmen der Ladung die auftretende Druckschwingung nicht verifiziert. Der Expansionsenddruck liegt hier unter dem Kondensatordruck, so daß die ausströmende Ladung auf den Kondensatordruck nachverdichtet werden muß. Die Rechnung des Simulationsprogrammes reagiert sehr empfindlich auf den Startpunkt, den Füllvorgang des Zahnlückenraumes und liefert wie hier eine nur mäßige Übereinstimmung mit der Messung, wenn die Einströmverluste nur angenähert angegeben werden können. Zudem wurden in die Rechnung nur "Kalt-Spaltweiten" eingesetzt, die ohnehin höhere Leckmassenströme und so auch einen höheren Expansionsdruck ergeben. Wird der Wärmeaustausch über die Profilraumabgrenzungen mit in das Rechenprogramm einbezogen,

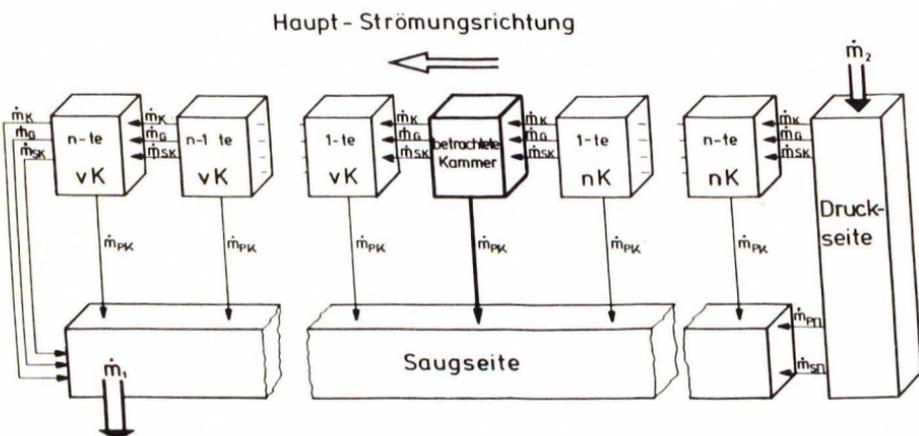


Bild 10: Kammermodell mit Spaltmassenströmen des Simulationsprogramms zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren

- \dot{m}_K : Massenstrom durch Kopfrundungsöffnung (Blasloch)
- \dot{m}_G : Massenstrom durch Gehäusespalt
- \dot{m}_{SK} : Massenstrom durch den Stimspalt zwischen zwei Kammern
- \dot{m}_{SII} : Massenstrom zwischen HD- u. ND-Seite durch den Stimspalt
- \dot{m}_{PK} : Massenstrom zwischen Kammer und ND-Seite
- \dot{m}_{PII} : Massenstrom zwischen HD-u.ND-Seite durch den Profileingriffsspalt
- \dot{m}_2 : Frischdampfmassenstrom
- \dot{m}_1 : Abdampfmassenstrom

erhält man eine weitere Annäherung der Rechnung an die Messung.

STEUERUNG

Optimierungsrechnungen verdeutlichen die Wirkung einer Anpassung des inneren Volumenverhältnisses an sich ändernde Betriebsdruckverhältnisse, Bild 11.

Hier führen gerade kleine Druckverhältnisse zu steilen Wirkungsgradgradienten, so daß optimale Wirkungsgrade nur durch eine Steuerung des inneren Volumenverhältnisses möglich werden. Den Aufbau einer auf die axiale Einströmfläche wirkende Steuerung verdeutlicht Bild 12. Konstruk-

tive Probleme entstehen hier, wenn gerade bei kleinen Druckverhältnissen auch die radiale Einströmfläche mit gesteuert werden soll.

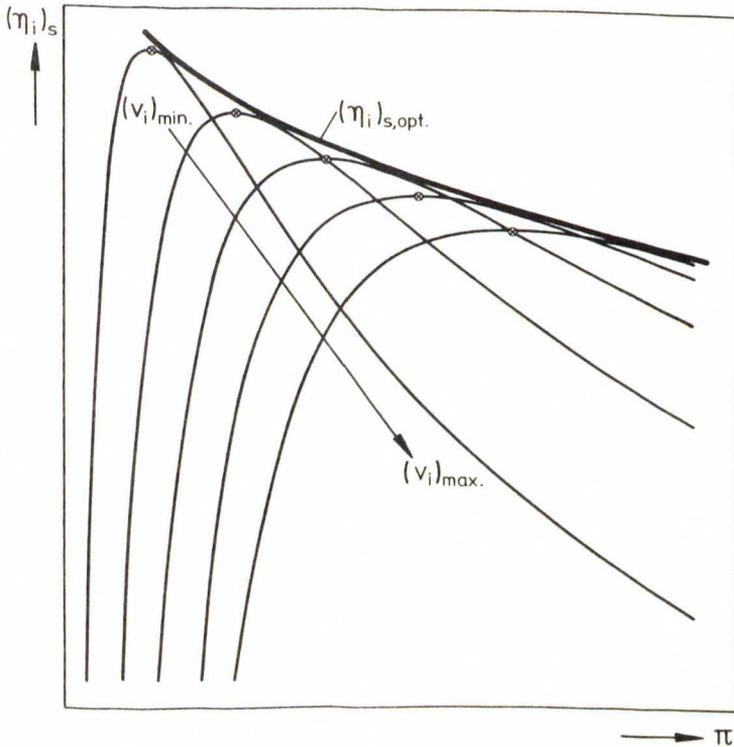


Bild 11: Gerechneter Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Betriebsdruckverhältnis bei v_i -Steuerung eines trockenlaufenden Schraubenmotors mit $(\eta_i)_s := P_i/P_s$ bei $n_{\max} = \text{const.}$

$$P_i := \dot{m}_{th} \int_E^A v dp, \quad P_s := \lambda_F \dot{m}_{th} w_s$$

Bei kleinen inneren Volumenverhältnissen ergeben sich axiale und radiale Steuerquerschnitte auf der Motorendruckseite. Verwendet man in solchen Fällen lediglich eine Steuerung des axialen Steuerquerschnittes nach Bild 12 und vernachlässigt so den radialen Flächenanteil, können optimale Wirkungsgrade nicht erreicht werden.

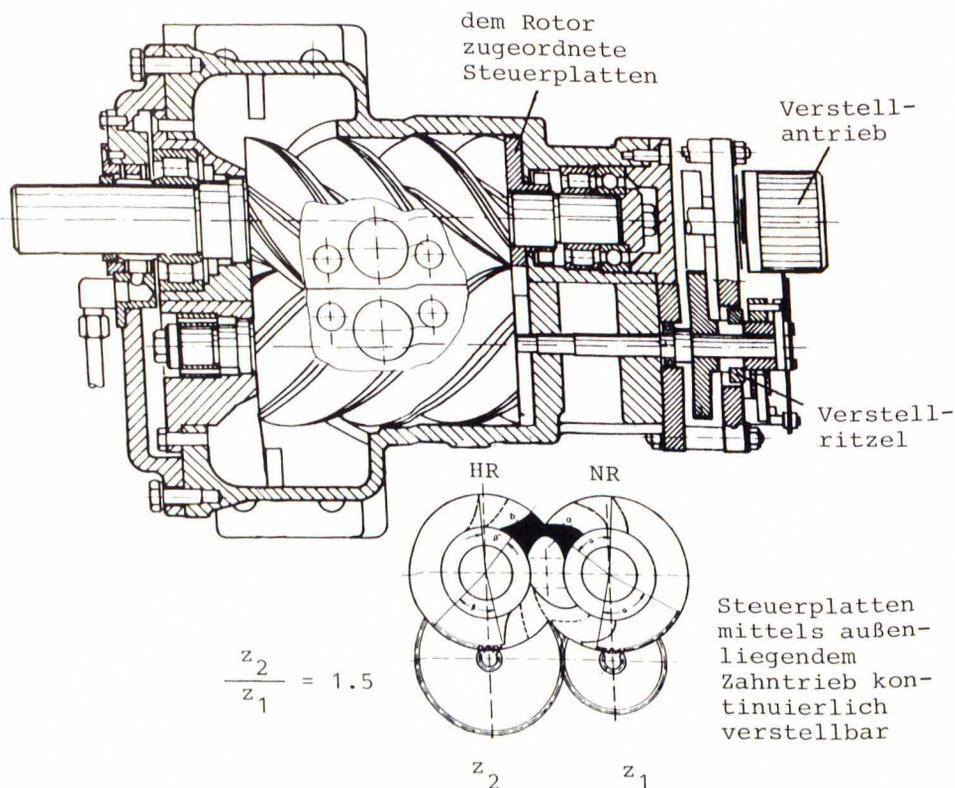


Bild 12: Prototyp eines naßlaufenden modifizierten Schraubenverdichters für einen Wasserdampf-Kreislauf mit axialer Auslaßkontur-Steuerung

max. Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit	: $u_{HR} = 60 \text{ ms}^{-1}$
max. Kupplungsleistung	: $(P_e)_{\max} = 28 \text{ kW}$
Frischdampf Temperatur	: $p_2 = 220^\circ\text{C}$
Frischdampfdruckbereich	: $2,2 \lesssim p_{FD} \text{ in bar} \lesssim 5,5$
Schmiermittelmassenstrom im Expansionsraum	: $1,5 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$
Schmiermitteleinspritztemperatur	: $t_{\text{öl}} = 100^\circ\text{C}$
Verstellbereich des Volumenverhältnisses	: $2,5 \lesssim v_i \lesssim 4,5$
$V_{th} = 0,1037 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Umdrehung}$ mit $v_i = 4,0$	
α, β Verstellwinkel der Gehäuseeinströmöffnungen	

Literatur

- /1/ Feustel, Jörg : Optimale Energieausnutzung mit Solar-Diesel-Stationen
in: Forschen, planen, bauen
Nr. 11, 1981
- /2/ Hanselmann, Gerd : Entwicklung und Erprobung von schiebergesteuerten Schraubenmaschinen und des erforderlichen Maschinenkreislaufes als Grundlage für die Auslegung solarer Kleinkraftanlagen mit Leistungen von 50-500 kW
BMFT: Statusbericht Sonnenenergie 1983, Bd. 2, S. 265-283
- /3/ Kauder, Knut : Das Prinzip des Schraubenmotors - Ein erster zweistufiger Motor im Einsatz
in: Die Umschau, Das Wissenschaftsmagazin Nr. 5, Brönner:Frankfurt 1984, S. 141-142
- /4/ Kauder, Knut : Energiewandlung in öleingespritzten Schraubenverdichtern
in: Technische Mitteilungen, Nr. 6, Vulkan: Essen 1979
- /5/ Kauder, Knut : Einfluß der Schmierstoffviskosität auf das Betriebsverhalten von Schraubenverdichtern
in: Technische Mitteilungen, Nr. 6, Vulkan: Essen 1979
- /6/ Naujoks, Reiner : Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich von Experiment und Rechnung
Dissertation Universität Dortmund
VDI-Fortschrittsbericht Reihe 7
Nr. 69