

Optimierte Auslegung trockenlaufender Schraubenexpansionsmaschinen und Kennfeldvergleich mit Turbinen in N_s, D_s -Diagramm

G. Hinsenkamp, Köngen

Zusammenfassung

Für die optimierte Auslegung adiabater, trockenlaufender Schrauben-Expansionsmaschinen (SEM) mit maximalem inneren Wirkungsgrad wurde am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) das Programmpaket SEMSIM / SEMOPT entwickelt und eingehend experimentell überprüft. Unter Berücksichtigung der vollständigen und eindeutigen Kennzahlbasis ermöglicht es die Berechnung von Voll- und Teillastkennfeldern beliebiger SEM-Geometrien. Die numerische Variation der wesentlichen Ähnlichkeitsgrößen verdeutlicht, daß lediglich das theoretische innere Volumenverhältnis $\Phi_{i,th}$ und der Hauptläufer-Umschlingungswinkel γ_u echte Optimierungsvariablen darstellen. Nach Auftragung der ermittelten optimalen inneren Wirkungsgrade $\eta_{i,opt}$ und der zugehörigen Liefergrade λ_{opt} in neuartigen Auslegungsdiagrammen erfolgt der erstmals dokumentierte Kennfeldvergleich mit Turbinenstufen unterschiedlicher Bauart im N_s, D_s - Diagramm nach Cordier und Baljé. Für den Anwender ergibt sich damit eine einfache und übersichtliche Möglichkeit, die für einen konkreten Anwendungsfall am besten geeignete Kraftmaschine auszuwählen.

Abstract

In order to optimize the design of adiabatic, dry-running, helical screw expanders (HSE), the computer code SEMSIM / SEMOPT was developed and extensively verified by experiments at the Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), FRG. Accounting for all relevant characteristic numbers, the code provides for the computation of full- and part-load performance maps of any HSE-geometry. The numerical variation of the key parameters shows that only the built-in volume ratio $\Phi_{i,th}$ and the male rotor wrap angle γ_u are true optimizing variables. The computed internal and volumetric efficiencies $\eta_{i,opt}$ and λ_{opt} are presented and discussed in new optimum design charts. The information contained in these maps gives rise to a unique comparison between the performance of HSE and single stage turbines using the N_s, D_s - diagram derived by Cordier and Baljé. As a result, a simple and straightforward design method for choosing the best-suited prime mover for a given application is evolved.

* Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
Jetzt: ALUP-Kompressoren GmbH, Köngen

Symbole / Symbols			
a	J/kg	Spezifische Arbeit	Specific work
c	m/s	Geschwindigkeit	Velocity
c_p	J/(kg K)	Spez. Wärmekapazität	Specific heat capacity
d	m	Achsabstand	Shaft distance
D	m	Durchmesser	Diameter
D_S	-	Spezifischer Durchmesser	Specific diameter
l	m	Sehnenlänge	Chord
L	m	Läuferlänge	Rotor length
n	1/s	Drehzahl	Number of revolutions
\dot{m}	kg/s	Massenstrom	Mass flow rate
M_u	-	Umfangs-Machzahl	Circumf. Mach number
N_S	-	Spezifische Drehzahl	Specific speed
p	N/m ²	Druck	Pressure
R	J/(kg K)	Spezielle Gaskonstante	Gas constant
Re_u	-	Umfangs-Reynoldszahl	Circumf. Reynolds number
s	m	Mittlere Spaltweite	Mean gap width
V	m ³	Volumen	Volume
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom	Volume flow rate
z	-	Zähnezahl	Number of lobes
α	-	Durchflußkoeffizient	Discharge coefficient
ϵ	N/m ²	Konvergenzschranke	Convergence factor
η_i	-	Innerer Wirkungsgrad	Internal efficiency
γ	°	HL-Drehwinkel	Male rotor rotation angle
γ_u	°	HL-Umschlingungswinkel	Male rotor wrap angle
κ	-	Isentropenexponent	Isentropic exponent
λ	-	Liefergrad	Volumetric efficiency
μ	Ns/m ²	Dynamische Viskosität	Dynamic viscosity
ν	-	Laufzahl	Velocity ratio
ν_d	-	Bezogener Achsabstand	Normalized shaft distance
ν_D	-	Durchmesserverhältnis	Diameter ratio
ν_L	-	Längenverhältnis	Rotor length ratio
ν_{Sp}	-	Spaltweitenverhältnis	Gap width ratio
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit	Angular velocity
φ^*	-	Durchflußzahl	Gulp factor
$\Phi_{i,th}$	-	Theor. Volumenverhältnis	Built-in volume ratio
Π	-	Äußeres Druckverhältnis	External pressure ratio
ρ	kg/m ³	Dichte	Density
σ	-	Spezifische Verdrängung	Specific displacement

Indizes / Subscripts		
a	außen; Austritt	Outer; Exhaust port
Bl	Blasloch	Blow hole
e	Eintritt	Intake port
HL	Hauptläufer	Male rotor
i	innen; Expansionsende	Internal; End of expansion
is	isentrop	Isentropic
NL	Nebenläufer	Female rotor
opt	optimal	Optimized
s	Ende Füllvorgang	End of admission
Sp	Spalt	Gap
t-s	total-statisch	Total-static
th	theoretisch	Theoretical
u	Umfang	Circumferential

1 Einleitung

Bei der Rückgewinnung mechanischer Energie aus (Ab-) Wärmeströmen bietet die trockenlaufende Schrauben-Expansionsmaschine (*SEM*) für Wellenleistungen bis ca. 1 MW eine interessante Alternative zu Turbomaschinen und auch zu konventionellen Verdrängerkraftmaschinen. Wesentliche Gesichtspunkte hierbei sind der effiziente Teillastbetrieb ohne besondere konstruktive Maßnahmen, die konstruktiv leicht zu variierende innere Volumenänderung, das schmiermittel- und schadraumfreie Arbeitsvolumen mit zwangsgesteuerten Ladungswechseln, die Fähigkeit zur Verarbeitung flüssigkeits- oder partikelbeladener Gasgemische sowie die Abwesenheit oszillierender Massenkkräfte.

Im Gegensatz zu den zahlreichen Verlustkorrelationen und Kennfeldvarianten für Axial- und Radialturbinen existierten für die optimierte Auslegung von Schrauben-Expansionsmaschinen bislang nur wenige Ansätze [4, 11, 13]. Der Mangel an belastbaren Betriebsdaten sowie das unvollkommene Verständnis der komplexen Wechselwirkungen zwischen den eingehenden geometrischen und thermodynamischen Einflußgrößen und dem Wirkungs- und Liefergrad von Schraubenexpandern führten daher am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) zur Initiierung gezielter Forschungsaktivitäten. Die Schwerpunkte lagen dabei zum einen auf der theoretisch/numerischen Modellbildung und der ähnlichkeitsmechanischen Abstrahierung [8], zum anderen in der experimentellen Kennfeldermittlung zweier unterschiedlicher *SEM* im Organischen Dampfkreislauf (ORC), [9, 10]. Die aus der Bearbeitung dieser Fragestellungen hervorgegangenen umfangreichen Ergebnisse sind in [7] ausführlich dokumentiert.

Die vorliegende Arbeit gibt einen Einblick in die wichtigsten Zusammenhänge. Hierzu wird nach Einführung der vollständigen und eindeutigen Kennzahlbasis der trockenlaufenden *SEM* das neuentwickelte numerische Berechnungs- und Optimierungsverfahren vorgestellt. Die Lösung der beiden Grundaufgaben der Optimierung schafft die Voraussetzungen zur Ergebnisdarstellung in Form neuartiger Auslegungsdiagramme. Mit dem Ziel des Kennfeldvergleichs mit einstufigen Turbinen unterschiedlicher Bauart werden die in den Auslegungsdiagrammen enthaltenen physikalischen Zusammenhänge schließlich in Form optimaler *SEM*-Betriebsbereiche im N_S, D_S - Diagramm nach Cordier [2] und Baljé [1] aufgetragen.

2 Kennzahlen und Kennfelder

2.1 Voraussetzungen und Einflußgrößen

Ausgangspunkt der Betrachtungen ist die vollständige Liste der Einflußgrößen der adiabaten, trockenlaufenden Schrauben-Expansionsmaschine bei stationärem Betrieb mit

einem perfekten Arbeitsgas vorgegebener Viskosität sowie unter Vernachlässigung der äußeren mechanischen Reibung. Der vereinfachte Querschnitt einer solchen Kraftmaschine in Abb. 1 zeigt die Durchströmungsrichtung und den Drehsinn des gleichförmig rotierenden Hauptläufers (HL) sowie des Nebelläufers (NL). Die periodisch instationäre Arbeitsweise wird durch die Wahl der durchströmten Systemgrenzen "e" und "a" genügend weit vor bzw. hinter der Maschine quasistationär angenähert. Unter den gegebenen Voraussetzungen lassen sich drei Gruppen von Einflußgrößen unterscheiden:

Geometriebestimmende Einflußgrößen:

hierzu zählen die konstruktive Gestaltung des Ein- und Austrittsraumes und der Profilform, die Durchmesser D_{HL} , D_{NL} und Zähnezahlen z_{HL} , z_{NL} der Läufer, deren Achsabstand d und Länge L , die Volumina V_s und V_i bei Abschluß und Öffnen des Arbeitsraumes sowie eine charakteristische mittlere Spaltweite s .

Stoff- und Betriebsdaten:

als Stoffwerte werden die dynamische Viskosität μ_e am Maschineneintritt, der Isentropenexponent κ und die spezielle Gaskonstante R berücksichtigt. Den Betriebspunkt bestimmen der Eintrittszustand p_e , T_e des Arbeitsfluides, der Gegendruck p_a und die Hauptläufer-Winkelgeschwindigkeit ω_{HL} .

Abhängige Größen:

aus der Vielzahl möglicher Größen ausgewählt wurden hier der zeitgemittelte Massenstrom \dot{m} , die Austrittstemperatur T_a sowie die Durchflußbeiwerte der eintrittsseitigen Steuerkanten α_e , der näherungsweise ebenen Spalte α_{Sp} und des Blasloches an den Läufer-Verschneidungskanten α_{Bl} .

Korrelationen zur Bestimmung der genannten Durchflußbeiwerte α können der Fachliteratur entnommen werden, z.B. [5]. Als Profilform wird im folgenden das weit verbreitete asymmetrische SRM ASY4/6-Profil mit $z_{HL}=4$ Haupt- und $z_{NL}=6$ Nebelläuferzähnen vorausgesetzt. Hieraus ergibt sich die konstruktive Gestaltung der Ein- und Auslaßgeometrie unter der plausiblen Annahme eines deckungsgleichen Verlaufes von Steuerkanten und Zahnflanken-Konturen bei Erreichen der maximalen Ein- bzw. Auslaßfläche. Damit kann der formale Zusammenhang zur Charakterisierung der abhängigen Größen \dot{m} und T_a durch eine Einflußgrößenfunktion f angegeben werden:

$$f(D_{HL}, D_{NL}, d, L, s, V_s, V_i, T_e, p_e, p_a, \omega_{HL}, \kappa, R, \mu_e, \dot{m}, T_a) = 0 \quad (1)$$

Die Bestimmung dieser funktionalen Abhängigkeit stellt ein zentrales Problem dar, dessen Formulierung zunächst auf das zugehörige vollständige und eindeutige Kennzahlensystem zurückgeführt wird.

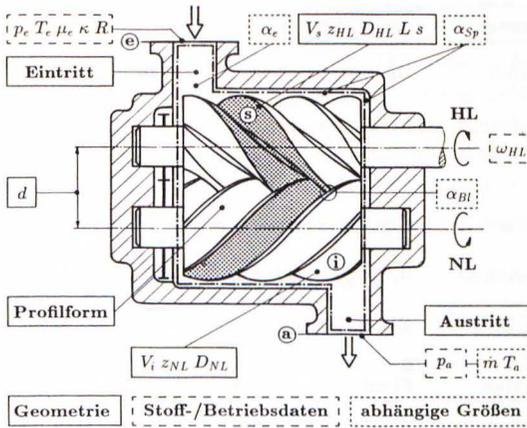


Abbildung 1: Aufbau und Einflußgrößen der trockenlaufenden SEM [8]
Design and relevant parameters of the dry-running HSE [8]

2.2 Kennzahlensystem der trockenlaufenden SEM

Unter Verwendung der Basis $\{D_{HL}, T_e, p_e, \omega_{HL}\}$ ergibt eine Dimensionsanalyse der in Gl. (1) auftretenden 14 unabhängigen und 2 abhängigen Einflußgrößen die in Tab. 1 wiedergegebenen 6 geometriebeschreibenden, 4 stoff- und betriebspezifischen sowie 2 abhängigen Kennzahlen (vergl. [7]).

Letztere, d.h. der innere Wirkungsgrad η_i und der Liefergrad λ , beschreiben die Güte der Energiewandlung und die Durchflußcharakteristik der SEM. Nach [3] bleibt der Einfluß der Umfangs-Reynoldszahl für die in der Praxis auftretenden hohen Werte $Re_u > 10^6$ vernachlässigbar, sodaß sich für ein bestimmtes, perfektes Arbeitsgas mit bekanntem Isentropenexponenten κ die Aufgabe der Kennfeldermittlung für eine feste Maschinengeometrie auf die Bestimmung der folgenden zweidimensionalen Abhängigkeit reduziert:

$$\lambda, \eta_i = f(\Pi, M_u) \quad (2)$$

Eine solche Beschränkung auf feste Geometrien ist im Hinblick auf den experimentellen Aufwand unumgänglich und bildet zugleich die Motivation für die nachfolgend beschriebene numerische Behandlung beliebiger Geometrien.

Geometrieparameter	Geometry parameters	
Durchmesserverhältnis	Diameter ratio	$\nu_D = \frac{D_{NL}}{D_{HL}}$
Bezogener Achsabstand	Normalized shaft distance	$\nu_d = \frac{d}{D_{HL}}$
Längenverhältnis	Length ratio	$\nu_L = \frac{L}{D_{HL}}$
Spaltweitenverhältnis	Gap width ratio	$\nu_{Sp} = \frac{s}{D_{HL}}$
Theor. Volumenverhältnis	Built-in volume ratio	$\Phi_{i,th} = \frac{V_i}{V_s}$
Spezifische Verdrängung	Specific displacement	$\sigma = \frac{z_{HL} V_i}{D_{HL}^3}$
Stoff-/Betriebsdaten	Fluid data / Operating point	
Äußeres Druckverhältnis	External pressure ratio	$\Pi = \frac{p_e}{p_a}$
Isentropenexponent	Isentropic exponent	κ
Umfangs-Machzahl	Circumf. Mach number	$M_u = \frac{D_{HL} \omega_{HL}}{2 \sqrt{\kappa R T_c}}$
Umfangs-Reynoldszahl	Circumf. Reynolds number	$Re_u = \frac{\rho_e D_{HL}^2 \omega_{HL}}{2 \mu_e}$
Abhängige Kennzahlen	Dependent parameters	
Liefergrad	Volumetric efficiency	$\lambda = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}$
Innerer Wirkungsgrad	Internal efficiency	$\eta_i = \frac{T_e - T_a}{T_c - T_{a, is}}$

Tabelle 1: Kennzahlensystem der trockenlaufenden SEM [8]

Set of characteristic numbers of the dry-running HSE [8]

3 Berechnungs- und Optimierungsverfahren

Zunächst wird das Programmpaket *SEMSIM* vorgestellt, welches die Berechnung stationärer Betriebspunkte beliebig vorgegebener SEM-Geometrien ermöglicht und damit in der Lage ist, die Lösungen der Gl. (1) zu liefern. Nach eingehender experimenteller Überprüfung folgt die Ermittlung optimaler Betriebspunkte durch Einbindung dieser Routine in den übergeordneten Optimierungsalgorithmus *SEMOPT*.

Zusätzlich zu den in Abschnitt 2.1 eingeführten Voraussetzungen werden im folgenden die real auftretenden Abhängigkeiten der Spalt-Durchflußbeiwerte α von Umfangs-Reynoldszahl Re_u , HL-Drehwinkel γ und Spaltweite s vernachlässigt. Ersatzweise kommen spaltspezifische Nominalwerte zum Einsatz: $\alpha_e = 0.85$, $\alpha_{Sp} = 0.66$ und $\alpha_{Bl} = 0.85$.

3.1 Berechnung stationärer Betriebspunkte

Die Grundidee des Berechnungsalgorithmus *SEMSIM* besteht in der Unterteilung des Arbeitszyklus in eine Folge genügend kleiner, jeweils stationär betrachteter Zeit- bzw. Drehwinkelschritte $\Delta\gamma$, Abb. 2. Jeder dieser differentiellen Schritte wird in eine isentrope, leckagefreie Expansion und einen isochoren Ausgleichsvorgang zerlegt. Über die Bilanzgleichungen von Masse und Energie erhält man dann letztlich den indizierten Zustandsverlauf, aus dem sich alle weiteren Größen berechnen lassen.

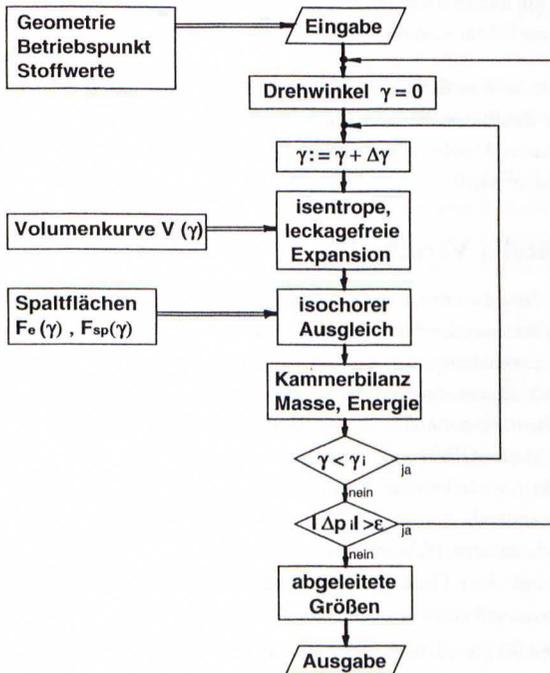


Abbildung 2: Flußdiagramm des SEM-Berechnungsprogrammes *SEMSIM* [7]
Flow chart of the *HSE* computation code *SEMSIM* [7]

Derartige Ansätze sind in der Literatur hinreichend dokumentiert, z.B. in [4, 6, 7], weswegen hier nur einige wesentliche Modifikationen genannt werden sollen:

- die Schrittweite im Eintrittsbereich $0^\circ \leq \gamma \leq \gamma_s$ wurde zur Sicherstellung schrittweitenunabhängiger Lösungen auf $\Delta\gamma = 0.01^\circ$ verringert.

- die Berechnung des Austrittsbereichs erfolgt als isochore Druckanpassung mit nachfolgendem isobaren Ausschleiben. Zur Beschreibung der Druckverluste wird der machzahlabhängige Verlustterm von Scheel [12] herangezogen.
- in der Energiebilanz um das Arbeitsvolumen werden kinetische Anteile berücksichtigt, deren Einfluß auf den isentropen Wirkungsgrad bei Betrieb mit höheren Umfangs-Machzahlen nicht mehr vernachlässigt werden kann.
- die Berechnung von Leckageströmen berücksichtigt mögliche Rückströmungen. Sie beinhaltet auch die niederdruckseitigen Spalte, da dort bei der SEM im Gegensatz zum Schraubenverdichter signifikante Leckagen auftreten können.

Mit dieser Vorgehensweise und den zugrundegelegten Vereinbarungen wird bewußt ein Kompromiß zwischen Realitätsnähe und Modellbildungsaufwand eingegangen, dessen Tragfähigkeit im nächsten Abschnitt durch eine Gegenüberstellung von Rechnung und Experiment nachgewiesen wird.

3.2 Experimentelle Verifikation

Zur Überprüfung des Berechnungsprogrammes wurden die Kennfelder zweier Schrauben-Expansionsmaschinen verschiedener Hersteller mit jeweils ca. 30 kW Wellenleistung und unterschiedlicher Geometrie experimentell ermittelt. Die technischen Daten dieser Maschinen sind in Tab. 2 zusammengestellt. Als Versuchsstrecke kam der am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe eigens errichtete Organische Dampfkreislauf (ORC) mit einer thermischen Leistung von 500 kW zum Einsatz. Der besondere Vorteil dieser Anlage liegt in der großen Bandbreite gezielt einstellbarer Betriebsrandbedingungen [9]. Die Interpolation und Extrapolation der Meßdaten erfolgte nach unseren früheren ähnlichkeitsmechanischen Überlegungen [10]. Die Umrechnung der mit dem Fluid R11 gewonnenen Versuchsergebnisse auf andere Arbeitsstoffe war Gegenstand einer weiteren Veröffentlichung [8].

Die Abb. 3 und 4 zeigen für jeweils drei verschiedene M_u die experimentell, ähnlichkeitsmechanisch und numerisch ermittelten Wirkungs- und Liefergrade dieser beiden Maschinen. Während für die AC ASSY zur Verifikation der kennzahlgestützten Interpolation eine möglichst hohe Meßwertdichte über einen weiten Bereich äußerer Druckverhältnisse II angestrebt wurde, stand bei der VM037D die Ausschöpfung des maximal möglichen Machzahlbereichs im Vordergrund.

Die numerischen Berechnungen wurde für beide Maschinen mit derselben SEMSIM-Programmversion und einer Nominalspaltweite von $\nu_{sp} = 1.5 \cdot 10^{-3}$ durchgeführt. Über einen weiten Betriebsbereich besteht eine ausgesprochen gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Experiment: die maximale Gütegrad-Abweichung liegt bei ca.

Typ	Type	VM037D	AC ASSY
Hersteller	Manufacturer	Aerzener Maschinenfabrik	Atlas Copco
Profiltyp	Rotor profile	ASY-SRM 4/6	ASY-SRM 4/6
D_{HL}	=	0.113 m	0.135 m
ν_D	=	0.9415	0.8519
ν_d	=	0.7549	0.7111
ν_L	=	1.2389	1.3407
$\Phi_{i,th}$	=	2.6918	4.7
σ	=	0.5891	0.5822
γ_u	=	300°	289°

Tabelle 2: Konstruktive Daten der untersuchten Schrauben-Expansionsmaschinen
 Technical Data for the helical screw expanders experimentally tested

6%, wobei im Mittel eine wesentlich bessere Annäherung erreicht wird. Insbesondere der Ähnlichkeitsmechanisch aus den Meßwerten hergeleitete Kennlinienverlauf kann mit dem neuentwickelten Zeitschrittverfahren sowohl am Optimalpunkt als auch bei Teillastbetrieb zuverlässig wiedergegeben werden, was ein Indiz für die physikalisch richtige Beschreibung der Energiewandlung darstellt. Besonders hervorzuheben ist die aus diesen Diagrammen ersichtliche Invarianz des Liefergrades λ bei konstantem M_u . Seine Absolutwerte sinken mit wachsender Umfangs-Machzahl aufgrund der zunehmenden Drosselung am Eintritt und der kürzeren Zeitspanne für Ausgleichvorgänge merklich ab. Die Wirkungsgradabnahme bei kleinen Druckverhältnissen ist auf die zunehmende innere Überexpansion zurückzuführen. Die bei großen Druckverhältnissen auftretende Unterexpansion ist erheblich weniger verlustbehaftet, was bereits in [10] theoretisch begründet wurde.

Es kann festgehalten werden, daß die experimentell mit dem realen Fluid R11 ermittelten Kennfelder die Genauigkeit der numerischen Berechnungen für adiabate, trockenlaufende Schrauben-Expansionsmaschinen eindrucksvoll unter Beweis stellen. Damit sind die erforderlichen Voraussetzungen für den Einsatz des Programmsystems *SEMSIM* zur Berechnung und Optimierung von *SEM* unterschiedlicher Geometrien bei Betrieb mit perfekten Arbeitsgasen geschaffen.

3.3 Grundaufgaben und Ablauf der Optimierung

Für Konstruktion und Anwendung von besonderem Interesse ist die Bestimmung der optimal auf den jeweiligen Anwendungsfall abgestimmten Maschinengeometrie. Als Zielfunktion der Optimierung soll hier die Maximierung des inneren Wirkungsgrades η_i verstanden werden:

$$\eta_i \longrightarrow \max. \quad (3)$$

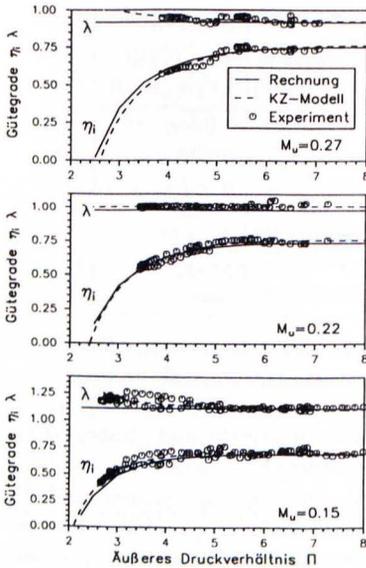


Abbildung 3: Wirkungs- und Liefergradkennfelder der SEM AC ASSY
Internal and volumetric efficiency maps of the HSE AC ASSY

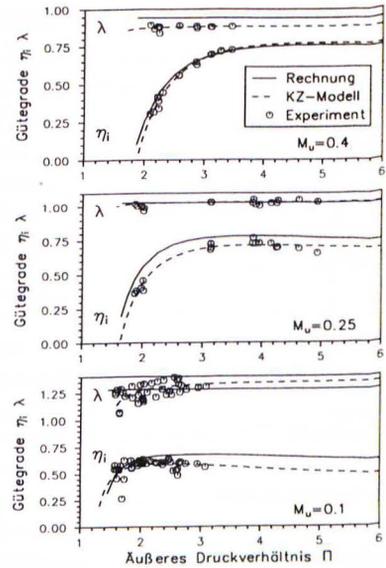


Abbildung 4: Wirkungs- und Liefergradkennfelder der SEM VM037D
Internal and volumetric efficiency maps of the HSE VM037D

Als **erste Grundaufgabe** stellt sich für eine festgelegte SEM-Geometrie und ein bestimmtes Fluid mit vorgegebenem Isentropenexponenten κ die gezielte Suche optimaler Betriebsrandbedingungen dar:

$$(\Pi, M_u)_{opt} = f(\nu_D, \nu_d, \nu_L, \nu_{Sp}, \Phi_{i,th}, \sigma) \quad (4)$$

Für die SEM VM037D bei Betrieb mit dem Fluid R11 ist dieser Optimalpunkt ($\Pi=4.15$, $M_u=0.264$, $\eta_i=0.785$) im Wirkungsgrad-Kennfeld eingezeichnet, Abb. 5. Dieses mit dem vorgestellten Zeitschrittalgorithmus SEMSIM aus 425 einzelnen Betriebspunkten berechnete Diagramm zeigt noch einmal deutlich die Bereiche vorherrschender Überexpansion (steiler Abfall von η_i bei kleinen Π), Unterexpansion (geringe Wirkungsgrad-Gradienten bei großen Π), Drosselung (große M_u) und Spaltleckagen (kleine M_u). Ausgehend von geeigneten Startwerten benötigt ein Standard-Extremalwert-Algorithmus ca. 100 Betriebspunkte bei genau spezifizierten Werten von (Π, M_u) zur iterativen Lokali-

sierung des Kennfeldmaximums. Der erforderliche Aufwand ist praktisch nur numerisch zu bewältigen, konnte aber durch ein neuentwickeltes kennzahlgestütztes Optimierungsverfahren um mehr als eine Größenordnung reduziert werden [7, 10].

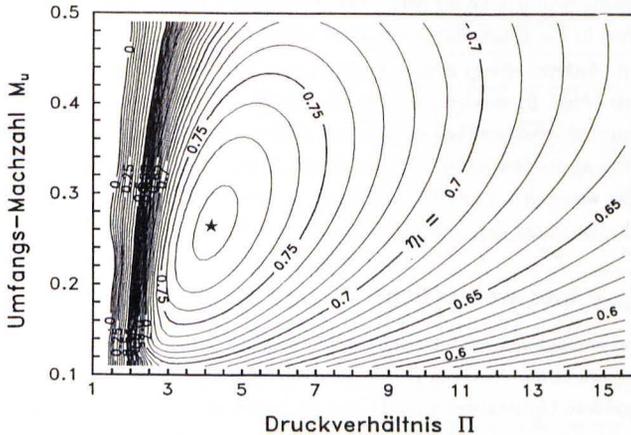


Abbildung 5: Berechnetes Wirkungsgrad-Kennfeld der SEM VM037D, Fluid: R11
Computed performance chart of the HSE VM037D, fluid: R11

Noch weit umfangreicher stellt sich die **zweite Grundaufgabe** der Optimierung dar, nun umgekehrt für einen festen Betriebspunkt (Π, M_u, κ) aus der Gesamtheit der konstruktiv möglichen die optimal geeignete SEM-Geometrie auszuwählen:

$$(\nu_D, \nu_d, \nu_L, \nu_{Sp}, \Phi_{i,th}, \sigma)_{opt} = f(\Pi, M_u, \kappa) \quad (5)$$

Hierzu wurde das Optimierungsprogramm *SEMOPT* erstellt, welches die automatisierte Ermittlung einer Vielzahl von Kennfeldoptima unterschiedlicher Geometrien ermöglicht. Deren nachfolgend präsentierte Auftragung in neuartigen Auslegungsdiagrammen erlaubt die gezielte Ermittlung der optimal auf einen Betriebspunkt abgestimmten SEM.

4 Auslegungsdiagramme optimierter SEM

In diesen Schaubildern, Abb. 6 – 11, entspricht jeder Schnittpunkt $(\Phi_{i,th}, \gamma_u)$ dem in Abb. 5 gekennzeichneten optimalen Betriebspunkt der zugehörigen SEM-Geometrie. Als Achsengrößen treten die optimierten Werte der freien Variablen $(\Pi, M_u)_{opt}$ sowie die berechneten Liefergrade und Wirkungsgradoptima $(\lambda, \eta_i)_{opt}$ auf. Für jedes Diagramm konstant gehalten werden die Profilform, das Arbeitsfluid, sowie die Geometrie Größen ν_D, ν_d, ν_{Sp} und σ . Sie alle besitzen im Gegensatz zu den Scharparametern $\Phi_{i,th}$ und γ_u

einen monotonen Einfluß auf den erreichbaren inneren Wirkungsgrad $\eta_{i,opt}$ und können daher vorab unter Berücksichtigung konstruktiv/festigkeitsbedingter Kriterien festgelegt werden. Der Umschlingungswinkel γ_u wurde über die Volumencharakteristik der Schrauben-Expansionsmaschine im Austausch gegen das Längenverhältnis ν_L ohne Informationsverlust in das Kennzahlensystem nach Tab. 1 eingeführt [7].

Die methodische Analyse erfolgt in drei Schritten: anhand des willkürlich ausgewählten Basisdiagramms (Abb. 6) werden zunächst die Kurvenverläufe analysiert und wesentliche Wirkprinzipien herausgearbeitet. Danach wird die praktische Anwendung bei der Maschinenauslegung am Beispiel des Fluids Erdgas H aufgezeigt. Schließlich ermöglicht die Variation der weiteren Kennzahlen eine Aussage über deren Einfluß auf das Betriebsverhalten trockenlaufender Schrauben-Expansionsmaschinen.

4.1 Analyse und wesentliche Wirkprinzipien

Die nachfolgend anhand von Abb. 6 aufgezeigten wesentlichen Merkmale treffen für alle Auslegungsdiagramme zu. Aus dem Π, M_u -Teildiagramm geht hervor, daß sich mit steigendem $\Phi_{i,th}$ größere Optimalwerte für Π und M_u ergeben. Bei kleinen $\Phi_{i,th}$ weist der Umschlingungswinkel γ_u praktisch keinen Einfluß auf das Druckverhältnis am optimalen Betriebspunkt auf. Kleine Umschlingungswinkel γ_u führen besonders im Bereich großer theoretischer Volumenverhältnisse $\Phi_{i,th}$ zu großen optimalen Druckverhältnissen. Die Auftragung des optimalen Liefergrades zeigt erwartungsgemäß hohe Werte von λ_{opt} bei kleinen $M_{u,opt}$. Große λ_{opt} gehen einher mit kleinen $\Phi_{i,th}$ und großen Umschlingungswinkeln γ_u . Der Einfluß von γ_u auf den Liefergrad ist bei großen $\Phi_{i,th}$ bzw. $M_{u,opt}$ besonders ausgeprägt. Im Teildiagramm des optimierten inneren Wirkungsgrades in Abb. 6 tritt das globale Maximum $\eta_{i,opt} = 0.789$ bei relativ kleinen $\Phi_{i,th} \approx 2$, moderatem Umschlingungswinkel $\gamma_u \approx 250^\circ$ und einer Umfangs-Machzahl von $M_{u,opt} = 0.226$ auf. SEM mit größeren theoretischen Volumenverhältnissen zeigen einen leichten Abfall in $\eta_{i,opt}$, wobei Maschinen mit kleinen γ_u deutlich schlechter abschneiden. Mit Kenntnis dieses Sachverhalts läßt sich die in [13] im Zusammenhang mit dem abgebauten Stufen-Enthalpiegefälle aufgeworfene Frage nach einem potentiellen Maximalwert von $\Phi_{i,th}$ beantworten: prinzipiell ist die Steigerung des theoretischen Volumenverhältnisses unter Wirkungsgradeinbuße solange möglich, wie die anwachsenden Druckdifferenzen sicher verarbeitet werden können.

Die beschriebenen Effekte lassen sich auf vier grundlegende Wirkzusammenhänge zurückführen, deren Verständnis zur optimierten Auslegung von Schrauben-Expansionsmaschinen unabdingbar ist:

- (1) Das Anwachsen des optimalen Druckverhältnisses Π_{opt} mit dem theoretischen Volumenverhältnis $\Phi_{i,th}$ folgt aus der in [7] diskutierten Ähnlichkeit der Wirkungsverläufe der realen und der verlustfreien SEM, η_i bzw. η_{th} . Eine bei kleinen

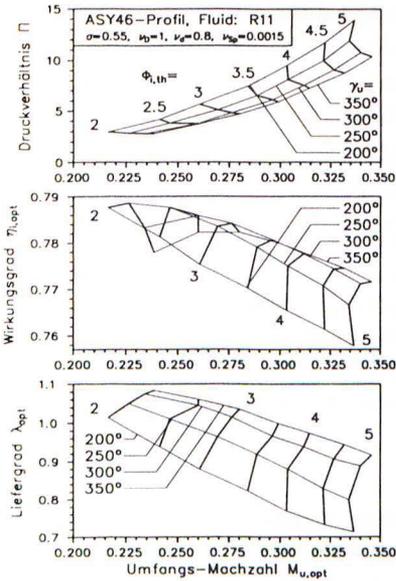


Abbildung 6: Auslegungsdiagramm der trockenlaufenden SEM (Basisfall)
Optimum design chart of the dry-running HSE (basic case)

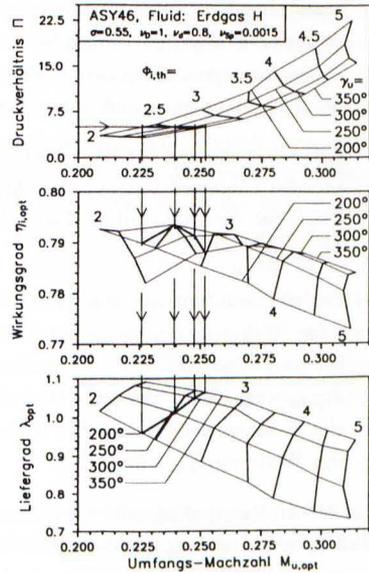


Abbildung 7: Auslegungsdiagramm der trockenlaufenden SEM (Fluid: Erdgas H)
Optimum design chart of the dry-running HSE (fluid: natural gas)

Π_{opt} betriebene SEM mit kleinem $\Phi_{i,th}$ weist nur geringe Spaltdruckverhältnisse auf. Daher kann eine solche Maschine vorteilhaft im Bereich kleiner $M_{u,opt}$ laufen, wo die dynamischen Verluste gering bleiben. Umgekehrt führen große $\Phi_{i,th}$ besonders bei gleichfalls großen κ zu hohen Werten von Π_{opt} . Derartige Geometrien arbeiten aufgrund der erhöhten Leckageverluste nur bei angehobenen $M_{u,opt}$ optimal.

- (2) Als gegenläufiger Effekt führt bei konstanter spezifischer Verdrängung σ ein kleines $\Phi_{i,th}$ zu großen Werten im Kammer-Anfangsvolumen V_s beim Schließwinkel:

$$\sigma = \frac{z_{HL} V_s}{D_{HL}^3} \Phi_{i,th} \tag{6}$$

Für eine festgelegte Profilform resultiert ein großer Schließwinkel γ_s und damit eine ebenfalls große axiale Erstreckung des mit hohem Druck beaufschlagten Eintritts-

bereichs und ein erhöhter Liefergrad. Umgekehrt gehen große theoretische Volumenverhältnisse mit kleinen Schließwinkeln einher. Die Druckabsenkung durch Expansion beginnt dann bereits weiter stromauf, beeinflusst aber infolge der hohen $M_{u,opt}$ den Liefergrad weit weniger als die dynamischen Verlustanteile.

- (3) Eine Verkleinerung des HL-Umschlingungswinkels γ_u führt bei ansonsten unveränderter Läufergeometrie zur Verkürzung der Profil- und Gehäusespalte sowie des Blaslochs: die SEM wird "dichter", der Liefergrad λ_{opt} und die Umfangs-Machzahl $M_{u,opt}$ nehmen ab.
- (4) Zugleich resultiert mit abnehmendem Umschlingungswinkel γ_u auch ein drastischer Rückgang der maximalen Eintrittsfläche. Wie durch unsere eingehenden Studien belegt wird [7], gilt für die maximale Eintrittsfläche in erster Näherung: $F_{e,max} \sim \gamma_u$. Der verringerte Durchflußquerschnitt im Eintrittsbereich impliziert eine Zunahme der dynamischen Eintrittsverluste und folglich für große $M_{u,opt}$ niedrige Werte von $\eta_{i,opt}$ und λ_{opt} .

Die in den Auslegungsdiagrammen zusammengefaßten physikalischen Informationen können als Systemantwort der modellhaft erfaßten Schrauben-Expansionsmaschine verstanden werden. Demnach weisen Geometrien mit kleinen $M_{u,opt}$ überwiegend leckagebedingte Verluste auf. Umgekehrt gehen mit der Realisierung größerer Umfangs-Machzahlen $M_{u,opt}$ stark anwachsende dynamische Verlustanteile einher. Diese Schlußfolgerung deckt sich mit der Grundaussage von Persson [11].

4.2 Optimierte SEM-Auslegung

Wie im folgenden anhand praxisrelevanter Beispiele verdeutlicht wird, lassen sich unter Anwendung der präsentierten Auslegungsdiagramme die beiden in der Praxis anfallenden Hauptaufgaben der optimierten Geometrieauswahl bzw. der Bestimmung des optimalen Betriebspunktes einer konstruktiv festgelegten SEM auf einfache Weise lösen. In beiden Fällen ermöglicht die dreigeteilte Auftragung über der optimalen Umfangs-Machzahl $M_{u,opt}$ eine übersichtliche Darstellung des Berechnungsablaufes.

Optimierte SEM-Auslegung für gegebene Randbedingungen

Nach Durchführung einer Prozeßanalyse stehen dem Anlagenbauer zur Auswahl einer geeigneten Kraftmaschine Eckdaten wie Massenstrom \dot{m} , Ein- und Austrittsdrücke p_e , p_a sowie die Eintrittstemperatur T_e zur Verfügung. Weiterhin sind in den meisten Fällen die Fluidgrößen κ , R und $\mu(p, T)$ zumindest näherungsweise bekannt.

Vorgelegt sei die Aufgabe, als Ersatz für ein bislang eingesetztes Drosselventil 2 kg/s vorgewärmtes Erdgas H ($\kappa=1.3$) aus einer Versorgungsleitung von 12 bar, 80°C auf einen

Verteilerdruck von 2.4 bar zu entspannen. Im Zuge der Vorauslegung wird anhand des Differenzdrucks von knapp 10 bar ein moderater Wert der spezifischen Verdrängung von $\sigma=0.55$ gewählt. Die Parameter $\nu_d=0.8$ und $\nu_D=1$ repräsentieren praxisrelevante Werte. Durch Einzeichnen der Gerade $\Pi=5$ in Abb. 7 läßt sich aus deren Schnittpunkten mit den Kennlinien $\gamma_u = Const.$ bereits der sinnvolle Bereich theoretischer Volumenverhältnisse auf $2.4 \leq \Phi_{i,th} \leq 2.6$ festlegen. Die korrespondierenden Umfangsmachzahlen betragen $0.226 \leq M_{u,opt} \leq 0.252$. Durch Projektion der Schnittpunkte (Π, γ_u) in das Wirkungsgrad-Diagramm erhält man die Spur der Ausgangsgeraden in der $(\eta_i, M_u)_{opt}$ - Ebene. Hieraus kann der optimale Betriebspunkt $\eta_{i,opt}=0.793$, $M_u=0.238$ und die zugehörige Geometrie $\Phi_{i,th}=2.5$, $\gamma_u=250^\circ$ abgelesen werden. Als Liefergrad dieses Betriebspunktes wird aus dem unteren Teildiagramm der Wert $\lambda_{opt}=1.01$ bestimmt. Damit sind alle notwendigen Informationen zur optimierten SEM-Auslegung vorhanden, deren erster Schritt in der Ermittlung der optimalen HL-Umfangsgeschwindigkeit besteht:

$$c_{u,opt} = M_{u,opt} \sqrt{\kappa R T_e} \quad (7)$$

Der resultierende Wert $c_{u,opt} = 113.4$ m/s liegt an der Obergrenze bisheriger Auslegungen für trockenlaufende SEM. Mit den Werten für σ , $\Phi_{i,th}$ und λ_{opt} wird hieraus der HL-Durchmesser berechnet:

$$D_{HL} = \sqrt{\frac{R T_e}{p_e} \frac{\pi \Phi_{i,th} \dot{m}}{\sigma \lambda_{opt} c_{u,opt}}} \quad (8)$$

Diese allgemeingültige Beziehung zeigt sehr deutlich den Einfluß der Kennzahlen σ und $\Phi_{i,th}$ auf die Baugröße einer SEM. Infolge der hohen Umfangsgeschwindigkeit beträgt der HL-Durchmesser lediglich $D_{HL} = 0.191$ m, was einer Drehzahl von 11340 min^{-1} entspricht. Abschließend erfolgt die Berechnung der inneren Leistung \dot{P}_i :

$$|\dot{P}_i| = \eta_{i,opt} \dot{m} c_p T_e (1 - \Pi^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}) = 373 \text{ kW} \quad (9)$$

Im realen Betrieb muß unter Berücksichtigung des für Erdgas H in diesem Bereich negativen Joule-Thompson-Effektes die ND-Leitung nach der Expansionsmaschine ggf. nachbeheizt werden, um für $T_a < 0^\circ\text{C}$ ein Ausfrieren der Umgebungs-Luftfeuchtigkeit zu vermeiden.

Optimaler Betriebspunkt bei gegebener SEM-Geometrie

Die umgekehrte Problematik einer vorgegebenen SEM-Geometrie und gesuchter optimaler Betriebsbedingungen tritt bei den üblichen Baukastensystemen seriengefertigter Schraubenmaschinen häufig auf. Beispielhaft sollen hier die optimalen Betriebsdaten der in Tab. 2 charakterisierten SEM VM037D bei Einsatz von Erdgas H als Arbeitsfluid bestimmt werden. Aus dem näherungsweise gültigen Auslegungsdigramm, Abb. 7, können durch Einzeichnen des konstruktiv festgelegten Punktes $(\Phi_{i,th}, \gamma_u)$ folgende

optimale Kennzahlwerte abgelesen werden: $\Pi_{opt}=5.4$, $M_{u,opt}=0.252$, $\eta_{i,opt}=0.792$ und $\lambda_{opt}=1.05$. Legt man die Eintrittsbedingungen T_e und p_e aus dem vorangehenden Beispiel zugrunde, so resultiert nach Gl. (7) eine erforderliche HL-Umfangsgeschwindigkeit von 120 m/s. Für die HL-Drehzahl bedeutet dies einen Wert von 20 280 min^{-1} , was die Überprüfung der eingesetzten Lager, Dichtungen und der Ölversorgung erfordert. Der durchgesetzte Massenstrom ist durch die Verdrängercharakteristik bestimmt und kann nach Umstellen der Gl. (8) zu $\dot{m}=0.72 \text{ kg/s}$ berechnet werden. Somit ergibt sich gemäß Gl. (9) am optimalen Betriebspunkt eine innere Leistung von rund 140 kW.

4.3 Variation der Hauptparameter

Als Voraussetzung für die Gültigkeit der nachfolgenden Aussagen ist sicherzustellen, daß die adiabate Systembetrachtung in guter Näherung auf die wirkliche Zustandsänderung anwendbar ist und daß die in den Auslegungsdiagrammen wiedergegebenen optimierten Betriebspunkte unter Beachtung konstruktiver und festigkeitsbedingter Einschränkungen tatsächlich erreicht werden können. Der Nachweis hierfür muß für jeden Einzelfall erbracht werden.

Zunächst erfolgt eine **Variation des Arbeitsfluides**, deren Auswirkungen anhand von Abb. 7 für das Fluid Erdgas H ($\kappa = 1.3$) diskutiert werden. Die restlichen Kennzahlen entsprechen unverändert denen des Basisdiagramms, Abb. 6, mit $\kappa = 1.1$. Der resultierende Kennlinienverlauf ändert sich nicht prinzipiell, erfährt aber mit wachsendem κ eine Verschiebung zu kleineren $M_{u,opt}$. Diese Abweichung in den Abszissenwerten ist für große $\Phi_{i,th}$ besonders ausgeprägt. Die Kennlinien des inneren Wirkungsgrades und dessen globales Optimum weisen für steigendes κ leicht anwachsende Werte auf. Gegenüber dem Basisdiagramm liegt dieser Punkt nun bei höherem theoretischen Volumenverhältnis ($\Phi_{i,th} \approx 2.5$), größerer Umfangs-Machzahl ($M_{u,opt} \approx 0.24$), aber demselben HL-Umschlingungswinkel. Der Wert des Liefergrades λ_{opt} bleibt gegenüber dem Basisfall nahezu unverändert erhalten. Dagegen implizieren optimale Betriebspunkte bei großen $\Phi_{i,th}$ für Erdgas H wesentlich höhere Druckverhältnisse Π_{opt} als für R11.

Die **Variation der spezifischen Verdrängung σ** hat infolge des großen Wertebereichs $0.4 \leq \sigma \leq 1$ einen sehr ausgeprägten Einfluß auf die Lage des optimalen SEM-Betriebspunktes (Abb. 8). Anschaulich führt die Anhebung von σ bei konstantem $\Phi_{i,th}$ und γ_u zu Läufern mit größeren Längenverhältnissen ν_L . Daraus resultiert eine Vergrößerung der Flankensteigung, die gemäß den oben diskutierten Wirkprinzipien (3) und (4) eine Spaltverkürzung sowie die Abnahme der Eintrittsfläche nach sich zieht. Als Folge der erwähnten Einflüsse verlagert sich der Bereich optimierter Betriebspunkte mit wachsendem σ zu kleineren $M_{u,opt}$. Dabei nimmt der Wert von $\eta_{i,opt}$ besonders bei kleinen $\Phi_{i,th}$ stark zu. Bei großen σ verstärkt sich die Abhängigkeit des optimalen Wirkungsgrades von γ_u , da niedrige Werte dieses Winkels eine Überlagerung der diskutierten Effekte

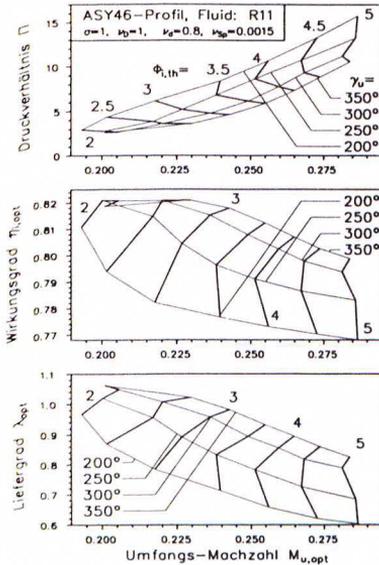


Abbildung 8: Auslegungsdiagramm der trockenlaufenden SEM ($\sigma = 1.0$)
Optimum design chart of the dry-running HSE ($\sigma = 1.0$)

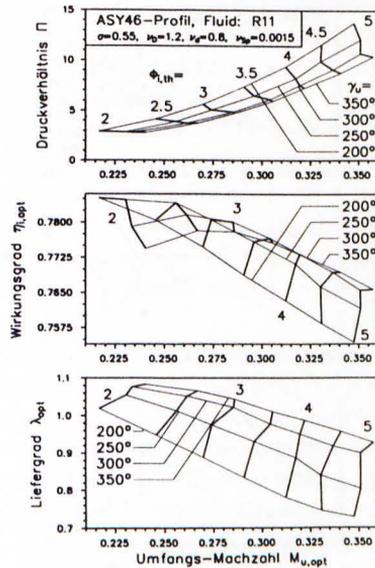


Abbildung 9: Auslegungsdiagramm der trockenlaufenden SEM ($\nu_D = 1.2$)
Optimum design chart of the dry-running HSE ($\nu_D = 1.2$)

bewirken. Für SEM-Geometrien mit großem σ ist daher besondere Sorgfalt hinsichtlich der Wahl des HL-Umschlingungswinkels erforderlich. Die in diesem Bereich beobachtete Scharkurvenaufspreizung von $\eta_{i,opt}$ tritt beim Liefergrad λ_{opt} nicht auf. Sein Niveau fällt mit zunehmendem σ leicht ab. Das optimale Druckverhältnis Π_{opt} wird durch die Änderung der spezifischen Verdrängung nur unwesentlich beeinflusst.

Die Variation des Durchmesserverhältnisses ν_D führt nur zu relativ geringen Veränderungen (Abb. 9). Als Folge der mit ν_D wachsenden Längen des Profileingriffs- und Gehäusespalts nimmt der Liefergrad λ_{opt} bei großen $\Phi_{i,th}$ leicht zu. In diesem Bereich verlagern sich die Kennlinien konstanter $\Phi_{i,th}$ daher zu größeren Umfangs-Machzahlen $M_{u,opt}$. Die Werte des optimalen Wirkungsgrades liegen bei angehobenen ν_D demzufolge etwas tiefer.

Die Variation des bezogenen Achsabstandes ν_d ist in Abb. 10 dargestellt. Gegenüber dem Basisdiagramm ergibt sich mit steigendem ν_d eine geringfügige Verlänge-

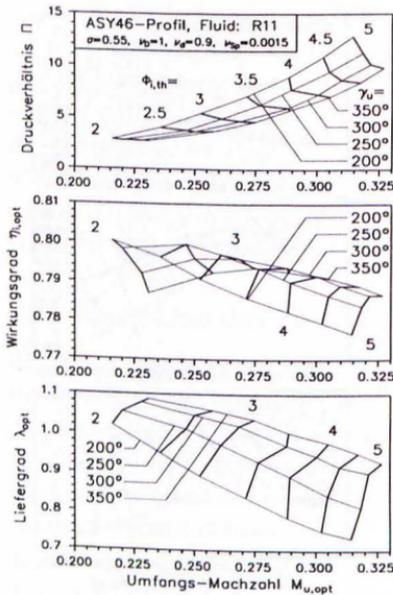


Abbildung 10: Auslegungsdiagramm der trockenlaufenden SEM ($\nu_d = 0.9$)
Optimum design chart of the dry-running HSE ($\nu_d = 0.9$)

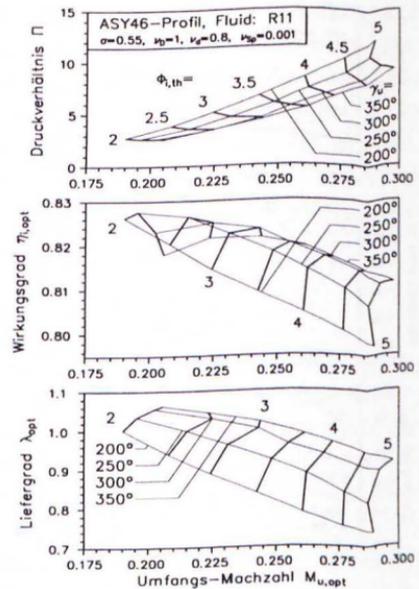


Abbildung 11: Auslegungsdiagramm der trockenlaufenden SEM ($\nu_{sp} = 10^{-3}$)
Optimum design chart of the dry-running HSE ($\nu_{sp} = 10^{-3}$)

nung des Gehäusespalts sowie eine Bildung des Blaslochs bereits bei kleineren HL-Drehwinkeln γ . Die gleichzeitige Verkleinerung des Profileingriffspalts, die Zunahme der axialen Erstreckung der druckseitigen Eintrittsöffnung und das spätere Auftreten des niederdruckseitigen Blaslochs kompensieren diese Effekte z.T. wieder. Insgesamt zeigt Abb. 10 gegenüber Abb. 6 eine Zunahme des optimalen Wirkungsgrades $\eta_{i,opt}$ im Prozentbereich. Das globale Maximum von $\eta_{i,opt}$ tritt bei $\Phi_{i,th} \approx 2$ auf, wobei dieser Punkt mit steigendem ν_d durch kleiner werdende HL-Umschlingungswinkel gekennzeichnet ist. Infolge der insgesamt leicht abfallenden $M_{u,opt}$ verschiebt sich der optimale Liefergrad zu etwas höheren Werten. Besonders im Bereich großer $\Phi_{i,th}$ kann aufgrund des steigenden Einflusses der vergrößerten Eintrittsfläche ein Anwachsen des optimalen Druckverhältnisses Π_{opt} verzeichnet werden. Bei kleinen $\Phi_{i,th}$ und ν_d ist die Rückwirkung des HL-Umschlingungswinkels auf $M_{u,opt}$ besonders ausgeprägt.

Der **Variation des Spaltweitenverhältnisses** ν_{Sp} in Abb. 11 wurde ein für größere *SEM* zutreffender Wert $\nu_{Sp} = 10^{-3}$ zugrundegelegt. Im Vergleich zum Basisdiagramm tritt durch die Verkleinerung der Profil-, Gehäuse- und Stirnspaltflächen eine beträchtliche Wirkungsgradverbesserung bei gleichzeitiger Absenkung der optimalen Umfangsmachzahlen ein. Die Verkleinerung der Abszissenwerte ist vor allem für große $\Phi_{i,th}$ zu beobachten und führt dort auch zu einer Reduktion des optimalen Druckverhältnisses. Insgesamt bleiben die Scharkurven dem Basisdiagramm jedoch sehr ähnlich: das globale Wirkungsgradmaximum $\eta_{i,opt} = 0.828$ weist unveränderte Parameterwerte ($\Phi_{i,th}, \gamma_u$) auf. Auch der Liefergrad λ erweist sich im wesentlichen als invariant – er zeigt nur im Bereich kleiner ($\Phi_{i,th}, \gamma_u$) infolge der erläuterten Wirkprinzipien (3) und (4) eine geringe Abnahme.

Zusammenfassend ergibt sich ein Anwachsen des erzielbaren Wirkungsgrades $\eta_{i,opt}$ mit steigenden Werten von κ , σ und ν_d sowie fallenden ν_{Sp} , ν_D . Als Beispiel für die in der Praxis entstehenden Schwierigkeiten läßt sich das bei einer Fluidvariation mit κ steigende optimale Druckverhältnis Π_{opt} anführen. Besonders für ein angehobenes Druckniveau resultiert hieraus die Notwendigkeit nach biegesteifen Läufergeometrien, d.h. kleinen σ und großen ν_D . Beide Tendenzen laufen jedoch der Wirkungsgradoptimierung entgegen. Auch die Forderung nach einem möglichst hohen bezogenen Achsabstand ν_d muß relativiert werden: bei Annäherung an den in [7] angegebenen oberen Grenzwert geht die Zahnflächenfläche des Nebenläufers gegen Null und die *SEM* verliert ihre Funktion.

5 Kennfeldvergleich im N_S, D_S – Diagramm

Mit der nunmehr möglichen Bestimmung optimaler *SEM*-Geometrien fehlt nur noch ein kleiner, aber wesentlicher Schritt zur Gegenüberstellung mit den bekannten Vollast-Wirkungsgradkennlinien verschiedener Turbinenbauarten. Dieser Schritt besteht in der gezielten Auswahl derjenigen *SEM*-Geometrien, welche die Wirkungsgrad-Einhüllende in den Auslegungsdiagrammen bilden. Als Kennfeld wird das aus dem Turbomaschinenbau bekannte N_S, D_S – Diagramm nach Cordier [2] und Baljé [1] gewählt. Dessen dimensionslose Achsengrößen geben anschaulich die Drehzahl und den Durchmesser einer hypothetischen Vergleichsmaschine mit niederdruckseitigem Volumenstrom 1 und isentropem Enthalpiegefälle 1 an. Der Zusammenhang zwischen diesen Ähnlichkeitsgrößen und der *SEM*-Kennzahlbasis nach Tab. 1 wurde erstmals in [7] angegeben:

$$N_S = n \frac{\sqrt{\dot{V}_a}}{a_{is}^{3/4}} = \left(\frac{M_u}{\pi}\right)^{3/2} \left(\frac{\sigma \lambda \Pi}{\Phi_{i,th}}\right)^{1/2} \left(\frac{\kappa - 1}{1 - \Pi^{1-\kappa}}\right)^{3/4} \left[1 - \eta_i \left(1 - \Pi^{1-\kappa}\right)\right]^{1/2} \quad (10)$$

$$D_S = D \frac{a_{is}^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}_a}} = \frac{M_u}{\pi N_S} \sqrt{\frac{\kappa - 1}{1 - \Pi^{1-\kappa}}}$$

$$= \left(\frac{\pi}{M_u} \right)^{1/2} \left(\frac{\Phi_{i,th}}{\sigma \lambda \Pi} \right)^{1/2} \left(\frac{1 - \Pi \frac{1-\kappa}{\kappa}}{\kappa - 1} \right)^{1/4} \left[1 - \eta_i \left(1 - \Pi \frac{1-\kappa}{\kappa} \right) \right]^{-1/2} \quad (11)$$

Die vorgenommene Kennzahlsubstitution $(\Pi, M_u) \rightarrow (N_S, D_S)$ bietet aus der Sicht des Anwenders den Vorteil eines direkten Zugangs zu praxisrelevanten Auslegungsgrößen wie Drehzahl und Durchmesser des energieübertragenden Bauteils. Der Liefergrad λ ist dabei implizit in den Achsengrößen enthalten. Wie aus einer in [7] dokumentierten umfangreichen Parametervariation hervorgeht, weist die Auftragung der optimalen Betriebspunkte aller konstruktiv möglichen SEM-Geometrien bei Betrieb mit verschiedensten Arbeitsfluiden nur eine sehr geringe Erstreckung im N_S, D_S -Diagramm auf. Infolge der drehzahlsteifen Volumenstrom-Kennlinie $\dot{V}_a \sim n_{HL} D_{HL}^3$ der Schraubenmaschine bewirkt eine Variation der in den Auslegungsdiagrammen auftretenden Parameter im N_S, D_S -Diagramm lediglich die kollineare Verschiebung der Optimalpunkte auf einer Schargeraden $\sigma = \text{Const.}$ Dabei ergibt sich eine Verschiebung in $+N_S$ -Richtung durch Anheben von $\kappa, \gamma_u, \Phi_{i,th}$ und ν_D sowie durch Reduktion von ν_d . Die Schargeraden σ_{th} der idealen SEM besitzen die Steigung $-1/3$ und fallen daher mit den Linien konstanter Durchflußzahl φ^* zusammen:

$$\varphi^* = \frac{\dot{V}_a}{n D^3} = \frac{1}{N_S D_S^3} \quad (12)$$

Wie in [7] ausführlich diskutiert wird, sollen im folgenden aus Gründen der Eindeutigkeit die Kenngrößen κ, ν_d, ν_D und ν_{Sp} konstante Werte annehmen. Das resultierende Kennfeld in Abb. 12 entspricht den Auslegungsdiagrammen für Luft mit $0.4 \leq \sigma \leq 1$, wobei lediglich optimale Umschlingungswinkel γ_u berücksichtigt wurden. Es zeigt deutlich den dominierenden Einfluß der spezifischen Verdrängung σ und des theoretischen inneren Volumenverhältnisses $\Phi_{i,th}$.

Zum Zweck des Kennfeldvergleichs wurden die in Abb. 12 gezeigten Kennlinien zusammen mit den aus [1] entnommenen Kennlinien einstufiger Radial-, voll- und teilbeaufschlagter Axialturbinen in das N_S, D_S -Diagramm nach Abb. 13 eingetragen. Dabei ist zu beachten, daß infolge der unterschiedlichen Wirkprinzipien von Schrauben-Expansionsmaschinen und Turbinen keine unmittelbare Übertragbarkeit der Achsengrößen N_S und D_S erwartet werden kann. Dennoch lassen sich anhand der gleichzeitigen Auftragung von Wirkungsgraden und Geometrieparametern optimal ausgelegter Kraftmaschinen Rückschlüsse auf geeignete Bauformen und deren Energiewandlungsgüte ziehen.

Wie aus Abb. 13 hervorgeht, weist der Betriebsbereich optimierter, trockenlaufender Schrauben-Expansionsmaschinen im Vergleich zu den Bereichen der Axial- und Radialturbinen eine sehr geringe Ausdehnung, zugleich aber auch wesentlich geringere Wirkungsgrad-Gradienten auf. Die für Schrauben-Expansionsmaschinen erreichbaren Wirkungsgrade liegen zwischen denen voll- und teilbeaufschlagter Turbinenstufen. Der

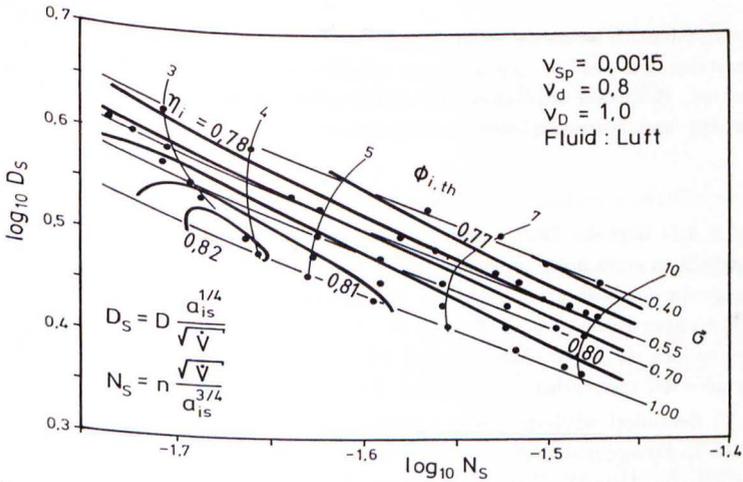


Abbildung 12: N_S, D_S - Diagramm der optimierten SEM
 N_S, D_S - diagram for the optimized HSE

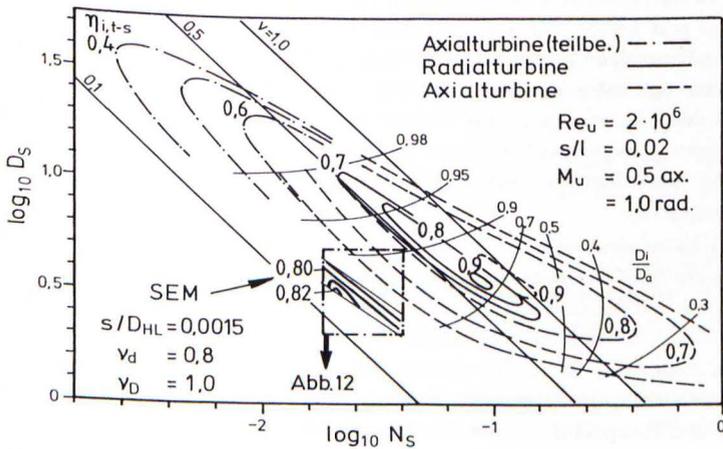


Abbildung 13: N_S, D_S - Diagramm für optimierte SEM und Turbinen (Fluid: Luft)
 N_S, D_S - diagram for optimized HSE and turbines (fluid: air)

SEM-Betriebsbereich ist durch ähnliche spezifische Durchmesser wie vollbeaufschlagte Turbinenstufen, zur gleichen Zeit aber eine erheblich kleinere spezifische Drehzahl gekennzeichnet. Besonders anschaulich zu interpretieren ist die Laufzahl ν als Quotient aus Umfangs- und isentroper Düsendgeschwindigkeit:

$$\nu = \frac{c_u}{c_{is}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}} N_S D_S \quad (13)$$

Mit $\nu_{opt} \approx 0.14$ liegt die *SEM* deutlich niedriger als alle Turbinen, d.h. zur optimalen Verarbeitung eines bestimmten isentropen Enthalpiegefälles ist eine weit geringere Umfangsgeschwindigkeit erforderlich. Bei der Interpretation unbedingt zu beachten ist das in [7] nachgewiesene günstige Teillastverhalten der Schrauben-Expansionsmaschine. So erstreckt sich ein ausgedehnter Bereich hohen Wirkungsgrades sowohl entlang den Schargeraden der spezifischen Verdrängung, als auch hin zu kleineren Laufzahlen ν .

Die in [7] detailliert wiedergegebene Vorgehensweise bei der Auslegung optimierter Schrauben-Expansionsmaschinen mit Hilfe des Cordier-Diagramms entspricht unter Benutzung der Gln. (10) und (11) prinzipiell den Ausführungen in Abschnitt 4.2.

6 Schlußfolgerungen

Aus der Gegenüberstellung der Kennlinien optimierter Kraftmaschinen im N_S, D_S - Diagramm geht hervor, daß vollbeaufschlagte Turbinen gegenüber trockenlaufenden Schrauben-Expansionsmaschinen höhere Wirkungsgrade erreichen können und zugleich bei größeren optimalen Laufzahlen arbeiten. Der Betriebsbereich der Schraubenmaschine ist durch kleinere spezifische Drehzahlen, eine geringere Erstreckung, aber auch weit geringere Wirkungsgrad-Gradienten gekennzeichnet. Zusätzlich erreicht diese Maschine ohne besondere konstruktive Maßnahmen innerhalb weiter Bereiche hohe Teillastwirkungsgrade.

Diese Ergebnisse resultieren aus der Entwicklung und eingehenden experimentellen Verifikation des *SEM*-Berechnungspaketes *SEMSIM* / *SEMOPT*. Unter Benutzung des vollständigen und eindeutigen Kennzahlensystems der trockenlaufenden *SEM* wurden durch Parametervariation optimale Geometrien ermittelt und in neuartigen Auslegungsdiagrammen dargestellt. Es hat sich gezeigt, daß in bezug auf den erreichbaren inneren, isentropen Wirkungsgrad η_i nur die Kenngrößen **theor. inneres Volumenverhältnis** $\Phi_{i,th}$ und **Hauptläufer-Umschlingungswinkel** γ_u echte Optimierungsvariablen darstellen, während alle übrigen Kenngrößen einen monotonen Einfluß auf η_i ausüben: hohe Wirkungsgrade werden für gleichfalls hohe Werte der Kenngrößen κ, σ, ν_d sowie möglichst kleine Werte von ν_D und ν_{Sp} erreicht. Unter Einbeziehung aller relevanten Einflußgrößen wird damit ein vertieftes Verständnis für die optimierte Auslegung trockenlaufender Schrauben-Expansionsmaschinen ermöglicht.

Literatur

- [1] Baljé, O.E.: Turbomachines. John Wiley and Sons, New York, 1981.
- [2] Cordier, O.: Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. Brennstoff-Wärme-Kraft, Bd. 5, Nr. 10, 1953.
- [3] Davis, H.: Equivalent Performance Parameters for Turboblowers and Compressors. ASME-Paper Nr. 56-A-122, 1956.
- [4] Dreißig, B.: Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren. Dissertation, Universität Dortmund, 1990.
- [5] Fister, W. und Neumann, G.: Berechnung der reibungsbehafteten Strömung in den Zahnlücken und Dichtspalten von Schraubenmaschinen. In: VDI-Berichte, Nr. 521, 1984.
- [6] Fujiwara, M., Kasuya, K., Matsunaga, T. und Watanabe, M.: Analysis of Screw Compressor Performance (2nd Report – Simulation Program). Transactions of the JSME, Bd. 51, Tokyo, 1985.
- [7] Hinsenkamp, G.: Berechnung und Optimierung adiabater Schrauben-Expansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe, 1993.
- [8] Hinsenkamp, G.: Kennfeldoptimierung adiabater Schrauben-Expansionsmaschinen beim Einsatz unterschiedlicher Arbeitsfluide. Forschung im Ingenieurwesen – Engineering Research, Bd. 59, Nr. 1/2, 1993.
- [9] Hinsenkamp, G., Willibald, U. und Wittig, S.: Einsatz einer ORC – Versuchsanlage für die Bewertung kleiner Kraftmaschinen zur rationellen Energienutzung. Brennstoff-Wärme-Kraft, Bd. 44, Nr. 6, 1992.
- [10] Hinsenkamp, G., Willibald, U. und Wittig, S.: Experimentell gestütztes Kennzahlmodell zur Beschreibung des Betriebsverhaltens trockenlaufender Schrauben-Expansionsmaschinen in Kreisprozessen. Forschung im Ingenieurwesen – Engineering Research, Bd. 58, Nr. 4, 1992.
- [11] Persson, J.-G.: Performance Mapping vs' Design Parameters for Screw Compressors and other Displacement Compressor Types. In: VDI-Berichte, Nr. 859, 1990.
- [12] Scheel, L.F.: A Technology for Rotary Compressors. ASME-Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Bd. 92, 1970.
- [13] Wauters, P. und de Vlaminck, M.: Theoretical Analysis of Utilization of Helical Screw Expanders. In: VDI-Berichte, Nr. 640, 1987.