

Einfluß des Füllvorgangs auf die Energiewandlungsgüte bei trockenlaufenden Schraubenmotoren

Prof. Dr.-Ing. A. Huster, Koblenz

Zusammenfassung

Durch die Implementierung eines eindimensionalen gasdynamischen Modellansatzes kann der Füllvorgang in Schraubenmaschinen im motorischen Einsatz genauer berechnet werden. Zusätzlich ist das Simulationssystem um die Zustandswerte des Realgases „Wasserdampf“ im überhitzten und im Naßdampfgebiet erweitert worden. Es findet ein Vergleich des so erweiterten Programmsystems mit Vergleichsmessungen an einem Wasserdampfkraftwerk mit einem Schraubenmotor als Expansionsmaschine statt. Anhand von Variationsrechnungen können Betriebsgrenzen von Schraubenmotoren aufgezeigt werden. Große Volumenverhältnisse, speziell in Verbindung mit hohen Drehzahlen, führen zu einer Unterfüllung der Eintrittskammer. Daraus resultiert ein deutlich abgesenkter Kammerdruck zu Beginn der inneren Expansion. Beste Wirkungsgrade sind daher, bei jedoch erhöhten Investitionskosten, nur bei mehrstufiger Expansion, analog zu Strömungsmaschinen, mit vergleichsweise kleinen Volumenverhältnissen zu erzielen.

Abstract

Using an 1-dimensional gas-dynamic model, the filling process of screw-type-engines can be better calculated. In addition the simulation system includes now the properties of superheated and wet water-steam. The calculations are compared with the measurements made at a power plant with a screw-type engine. Regarding variation calculation the limit of work of screw-type-engines can be shown. Large volume ratios, especially in combination with high speed, lead to an underfilling of the inlet chamber. The result is a lower pressure at the beginning of the inner expansion. Best efficiency can only be reached with low volume ratios and expansion stages, analogous to turbines. But this means higher investment costs.

1 Einleitung

In den letzten Jahren war eine Stagnation des Zuwachses an dezentralen Energieanlagen zu beobachten. Grund hierfür war die Liberalisierung des Energiemarktes, bei dem anfänglich alle Energieformen, insbesondere die elektrische Energie, sehr günstig angeboten wurde. Die Installation einer eigenen dezentralen Stromproduktion aus vorhandener Abwärme o.ä. war wenig sinnvoll, da die hohen Investitionskosten eine solche Anlage wenig rentabel machten und z.T. zu unwirtschaftlichen Amortisationszeiten führten.

Der Verdrängungswettbewerb auf dem Energiemarkt führt nun wieder zu einer Zentralisierung der Energieversorger und einem Ansteigen der Energiekosten. Dadurch werden jedoch in Zukunft dezentrale, kleinere Energieanlagen im Bereich einiger MW_e wieder interessant

und der potentielle Betreiber sucht Antriebsmaschinen mit bestem Wirkungsgrad und gleichzeitig entsprechender Robustheit.

Schraubenmaschinen decken als Verdichter im mittleren Volumenstrom- und Druckbereich einen Großteil des Weltmarktes ab. Daher bietet sich diese Maschinengattung auch als Expansionsmaschine als Ersatz für konventionelle Kolbenmotoren und Turbinen an. Durch ihren robusten Aufbau stellen sie zudem geringere Anforderungen an die Dampfqualität als andere Expansionsmaschinen /1,2,3/.

Um Energiepotentiale sinnvoll nutzen zu können, ist i.d.R. ein geschlossener Wasserdampfkreislauf notwendig, um Biomasse, Solarenergie oder Abwärme nutzen zu können /4/. Reelle Alternativen zum Wasserdampf sind dem Autor z.Zt. nicht bekannt.

Im folgenden Artikel werden spezielle Überlegungen zum optimierten Betrieb von Schraubenmotoren diskutiert, die speziell den Füllvorgang betreffen. Diese Betrachtung wird notwendig, da Einlaßquerschnitte und Volumina ungleich kritischer sind als im Verdichterbetrieb. Neben gasdynamischen Aspekten sind auch die speziellen Stoffeigenschaften des Umlaufmediums mit zu berücksichtigen. Die grundsätzlichen Aussagen, die in diesem Artikel getroffen werden, lassen sich für die optimierte Auslegung von Schraubenmaschinen im motorischen Einsatz für jedes Medium übertragen, auch wenn hier das Medium „Wasser“ speziell untersucht wird.

Da in einem geschlossenen Wasserdampfkreislauf die Trennung von Öl und Wasser/Wasserdampf insgesamt doch mit einigen technischen Schwierigkeiten verbunden ist, sollen im Folgenden nur ölfrei arbeitende Maschinen betrachtet werden.

2 Erweitertes Simulationssystem

Oft spielen bei Verdrängermaschinen die Strömungsverhältnisse am Ein- und Austritt der Maschinen nur eine untergeordnete Rolle, da die Strömungsgeschwindigkeiten der Gase oder Dämpfe deutlich unterhalb der Schallgeschwindigkeit liegen. Auf Grund der oszillierenden Betriebsweise von Hubkolbenmaschinen stellen die auftretenden Massenkräfte eine Betriebsgrenze bezüglich der Drehzahl dar, die Schraubenmaschinen als reine Rotationsverdränger nicht zu berücksichtigen brauchen. Zudem haben Schrauben- gegenüber Hubkolbenmaschinen den Vorteil der kompakteren Bauweise. Wegen den üblicherweise hohen erforderlichen Drehzahlen von trockenlaufenden Schraubenmaschinen ergeben sich jedoch ungünstige Strömungsverhältnisse beim Einströmen in den Arbeitsraum, da durch die fest eingebauten Steuerkanten sich eine Zwangsbeziehung zwischen Einlaßfläche und dem Arbeitsraum ergibt.

Für hohe Wirkungsgrade ist ein möglichst hohes zu verarbeitendes Druckverhältnis zwischen Ein- und Austritt an den Expansionsmaschinen anzustreben. Das führt dann zwangsläufig zu einem großen inneren Verdichtungs- oder genauer Expansionsverhältnis¹

$$v_i = \frac{\text{maximales Kammervolumen}}{\text{Kammervolumen Abschuß Füllvorgang}} = \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{HD}}} \quad \text{Gl. (1)}$$

da das theoretische Druckverhältnis

¹ Das Verdichtungs- oder Expansionsverhältnis wird auch allgemein als Volumenverhältnis bezeichnet.

$$\Pi_{th} = \frac{P_{HD}}{P_{ND}} = v_i^\kappa \quad \text{Gl. (2)}$$

über den Isentropenexponenten κ mit dem Expansionsverhältnis v_i für eine optimierte Energiewandlung gekoppelt ist² (Bild 2.1).

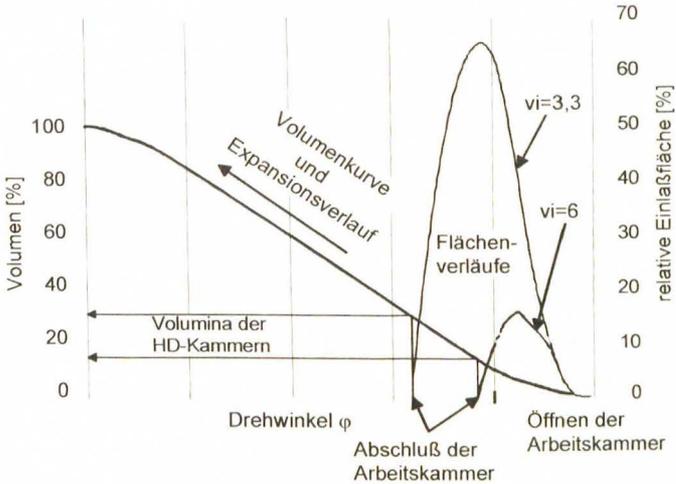


Bild 2.1: Volumenkurve und Einlaßflächenverläufe eines Schraubenmotors bei verschiedenen Volumenverhältnissen v_i

Fig. 2.1: Volume curve and inlet area of a screw-type-engine at different volume ratios

Da die Befüllung und Entleerung der Arbeitskammern von Schraubenmaschinen letztendlich von der Lage der Steuerkanten bestimmt wird, ist es zunächst erforderlich, die Einlaßflächenverläufe in Abhängigkeit verschiedener Expansionsverhältnisse zu betrachten. Weil die Auslaßseite (ND) über das maximale Volumen festgelegt ist, kann die Änderung des Expansionsverhältnisses nur durch eine Anpassung der Lage der HD-Steuerkanten erfolgen. In Bild 2.1 sind für die Expansionsverhältnisse 3,3 und 6,0 die Einlaßflächenverläufe dargestellt. Berücksichtigt sind sowohl radiale als auch axiale Flächenanteile.

Für den Füllvorgang ist zunächst der Volumengradient $\frac{dV}{dt}$ von Interesse, da entsprechend dieser Volumenvergrößerung das Arbeitsmedium in die Kammer einströmen muß. Hierbei nimmt zum einen die Geometrie des Profils (z.B. der Umschlingungswinkel) Einfluß auf die Steigung der Kurve, zum anderen beeinflussen der Einlaßflächenverlauf und die Drehzahl

² Bei nicht idealen Gasen, wie z.B. Wasserdampf stellt sich dieser Zusammenhang komplizierter dar, da der Isentropenexponent κ nicht einmal näherungsweise konstant ist, wenn man speziell die Expansion bis ins Naßdampfgebiet betrachtet. Die generelle Aussage bleibt jedoch bestehen.

den Füllvorgang. Aufgrund gasdynamischer Überlegungen ist im gesamten Einströmbereich maximal Schallgeschwindigkeit³

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v} \quad \text{Gl. (3)}$$

möglich. Dies gilt insbesondere natürlich auch im engsten Querschnitt, den die Steuerkanten im Gehäuse zusammen mit den Rotoren bilden (vergl. auch Bild 2.3). Bild 2.2 zeigt für eine Schraubenmotorgeometrie die Volumenkurve, die Einlaßfläche und die theoretisch erforderliche Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_{th} = \frac{\dot{m}}{\rho_K \cdot A(t)} = \frac{\dot{m}}{\rho_K \cdot A(\varphi)} \quad \text{Gl. (4)}$$

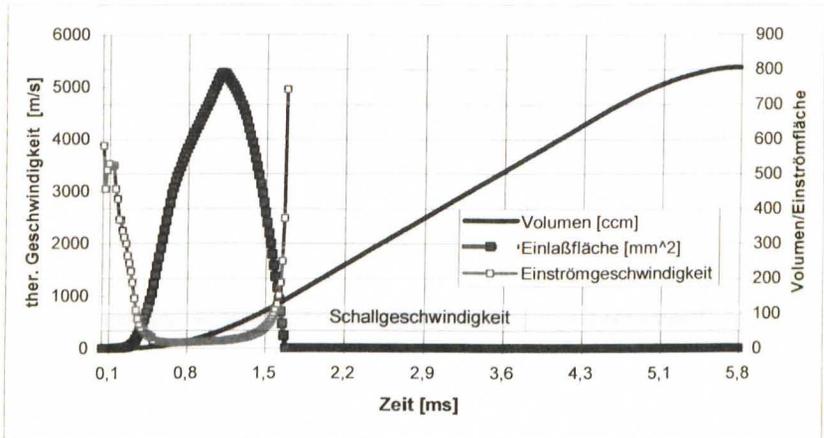


Bild 2.2: Kammervolumen, Einlaßfläche und theoretisch erforderliche Einströmgeschwindigkeit

HR-Durchmesser 163 mm, HR-Drehzahl 10.500 min⁻¹
Expansionsverhältnis 5,5

Fig. 2.2: Chamber volume, inlet area and theoretical inlet flow speed

Male rotor diameter 163 mm, Male rotor speed 10,500 min⁻¹
Volume ratio 5.5

³ Die Schallgeschwindigkeit ist die höchste Geschwindigkeit, die im engsten Querschnitt einer Strömung erreicht werden kann. Höhere Geschwindigkeiten erfordern spezielle Berandungen (z.B. Laval-Düse) und treten ggf. nach dem engsten Querschnitt auf. Der minimale Strömungsquerschnitt begrenzt den maximal möglichen Massenstrom (bei gleichbleibenden Eintrittsbedingungen). Um Schallgeschwindigkeit zu erreichen, ist mindestens ein kritisches Druckverhältnis erforderlich (vergl. Gl. 12).

für eine vollständige HD-Kammerfüllung mit den Zustandsgrößen des Kessels in Abhängigkeit der Zeit t bzw. des Drehwinkels φ^4 . Man erkennt, daß zu Beginn, und vor allem zum Abschluß des Füllvorgangs, die theoretischen Strömungsgeschwindigkeiten zur vollständigen Kammerfüllung über der Schallgeschwindigkeit liegen müßten, was strömungsmechanisch unter diesen Bedingungen unmöglich ist. Da die Schallgeschwindigkeit sowohl vom Medium (κ, R) als auch von Zustandsgrößen (p, v oder T) abhängt, ist die Bandbreite der Schallgeschwindigkeit üblicher Arbeitsmedien und Zustandsgrößen ebenfalls in Bild 2.2 eingetragen.

Bei größeren Expansionsverhältnissen kommt noch hinzu, daß die Öffnungsfläche zeitweise vollständig verschwindet, d.h. die Gassäule vor der Maschine theoretisch lokal bis zum Stillstand verzögert würde. Real ist dies jedoch nicht zu erwarten, da selbst bei großen Expansionsverhältnissen immer Spaltmassenströme existieren.

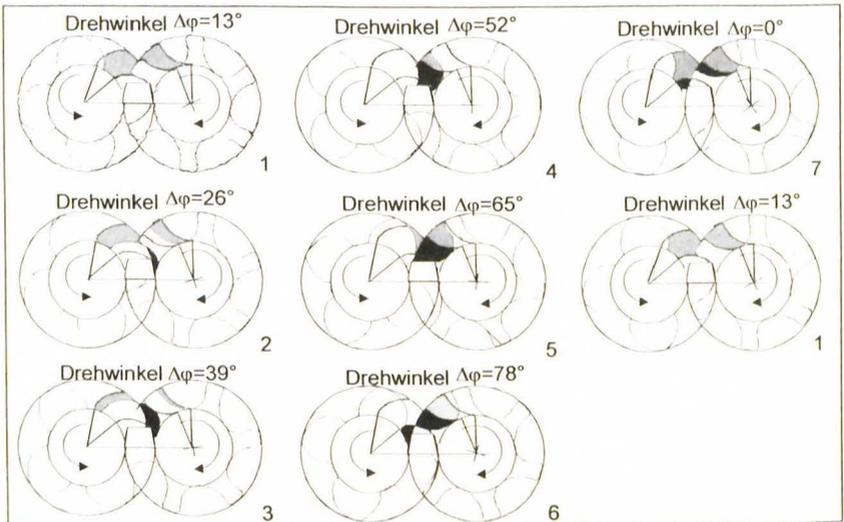


Bild 2.3: Öffnungsflächen bei unterschiedlichen Expansionsverhältnissen
 Expansionsverhältnis v_1 5,5: ■
 Expansionsverhältnis v_1 2,5: ■ + □

Fig. 2.3: Inlet area at different main-rotor angles and different volume ratios
 Volume ratio v_1 5.5: ■
 Volume ratio v_1 2.5: ■ + □

Das erweiterte Simulationsmodell für trockenlaufende Schraubenmotoren, das letztendlich auf den Arbeiten von Dreißig aufbaut, ist in Bild 2.4 dargestellt /5-8/. Dabei werden die einzelnen Zahnlückenräume als abgeschlossene Arbeitskammern betrachtet. Spaltmassen-

⁴ $\varphi_{HR} = \omega_{HR} t$

ströme durch die vorhandenen Spalte, wie Profileingriffsspalt, Gehäusespalt (zwischen Zahnkopf und Gehäuse), Stirnspalt, etc. werden über Mischungsvorgänge berücksichtigt.

Das Simulationssystem wurde um wesentliche Einflußfaktoren erweitert. Die Zustandsgrößen Druck p , Dichte ρ und Geschwindigkeit c vor dem Schraubenmotor werden nun sowohl zeit- als auch ortsabhängig modelliert, um die realen Eintrittsbedingungen genauer berechnen zu können. Sowohl im Druckstutzen als auch im Kammermodell des Schraubenmotors selbst können nun Berechnungen mit Wasserdampf sowohl im überhitzten als auch im Naßdampfgebiet durchgeführt werden. Die Wahl der Zustandsgrößen wurde so gewählt, weil dadurch sichergestellt ist, daß in allen Bereichen die Größen voneinander unabhängig sind. Da Druck und Temperatur im Naßdampfgebiet nicht unabhängig sind, scheidet diese Kombination an Zustandsgrößen aus

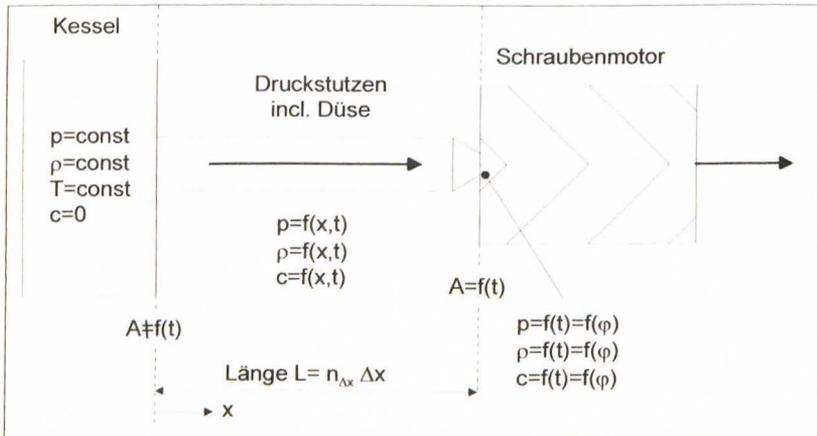


Bild 2.4: Schematische Darstellung des erweiterten Simulationssystems für trockenlaufende Schraubenmotoren mit gasdynamischen Einströmbedingungen

Fig. 2.4: Scheme of the extended simulation system for dry running screw-type-engines model with gas-dynamic inlet flow

2.1 Gasdynamik

Der Modellierung der Strömung im Stutzen liegt ein gasdynamischer Ansatz mit folgenden Vereinbarungen zugrunde:

- Instationarität,
- Kompressibilität,
- adiabate Zustandsänderungen,
- reibungsbehaftete Strömung,
- eindimensionale Betrachtungsweise und
- veränderliche Querschnitte der Stromröhre.

Zur Berechnung der 3 Zustandsgrößen Druck p , Dichte ρ und Geschwindigkeit c dienen die 3 Erhaltungssätze für Kontinuität, Impuls und Energie in differentieller Formulierung, um sowohl die Orts- als auch die Zeitabhängigkeit zu berücksichtigen (Bild 2.1.1) /9,10/:

Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial \rho A}{\partial t} + \frac{\partial \rho c A}{\partial x} = 0 \quad \text{Gl.(5)}$$

Bewegungsgleichung:

$$\frac{\partial \rho c A}{\partial t} + \frac{\partial (\rho c^2 A + pA)}{\partial x} = -\frac{\rho A d\varphi}{dx} + p \frac{dA}{dx} \quad \text{Gl.(6)}$$

Energiegleichung:

$$\frac{\partial \rho A u_t}{\partial t} + \frac{\partial (\rho c A h_t)}{\partial x} = qA = 0 \quad \text{Gl.(7)}$$

mit dem Reibungsterm

$$d\varphi = \lambda \frac{dx}{d} \frac{c|c|}{2}, \quad \varphi = \lambda \frac{L}{d} \frac{c|c|}{2}, \quad \text{Gl.(8)}$$

der stets der Bewegungsrichtung entgegenwirkt, und weiter die totale Enthalpie

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} = c_p T + \frac{c^2}{2} = c_p \frac{p}{R\rho} + \frac{c^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \quad \text{Gl.(9)}$$

sowie der totalen inneren Energie

$$u_t = u + \frac{c^2}{2} = c_v T + \frac{c^2}{2} = c_v \frac{p}{R\rho} + \frac{c^2}{2} = \frac{1}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2}. \quad \text{Gl.(10)}$$

Die Lösung des o.g. Differentialgleichungssystems (DGL) zur Berechnung der unabhängigen Zustandsgrößen ist auf analytischem Weg nicht mehr möglich. Da die Lösung des partiellen, nichtlinearen DGL zwar von den Anfangsbedingungen abhängt, von den Randbedingungen jedoch dominiert wird⁵, muß ein Verfahren eingesetzt werden, das diese Bedingungen berücksichtigt. Hyperbolische Aufgabentypen, wie sie dieses reelle DGL darstellt, lassen sich mit dem numerischen, zeitdiskretisierten Lax-Wendroff-Verfahren lösen /12/.

Dieses Verfahren berechnet, ausgehend von einer bekannten Zeitebene (n), zunächst die Zustandsgrößen auf einer Zwischenebene ($n+1/2$), um mit diesen Zwischenwerten die neue Zeitebene ($n+1$) zu berechnen (Bild 2.1.2). Diese Modellierung erlaubt eine hohe Genauigkeit⁶. Neben der Beachtung von Stabilitätskriterien⁷, speziell im zentralen Strömungsgebiet, sind die Randbedingungen am Schraubenmotor und am Kessel von entscheidender Bedeutung /10,11/.

⁵ Zusammen ergibt sich somit ein Anfangs-Randwert-Problem (AWRP) /11/

⁶ das 2-Schritt-Verfahren nach Lax-Wendroff erzielt eine quadratische Genauigkeit

⁷ Wahl des Zeitschrittes Δt so, daß die berechneten Zustandsgrößen innerhalb der Charakteristiken

(vor- und rückwärtslaufende Mach-Linien) liegen: $\Delta t \leq \frac{\Delta x}{2 \cdot a}$ (a : Schallgeschwindigkeit) /13/.

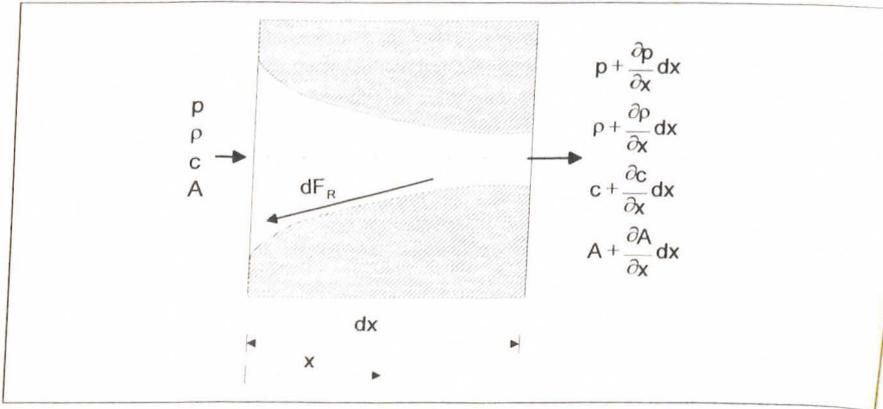


Bild 2.1.1: Differentielle Zustandsänderungen an einem Kontrollelement mit nicht parallelen Berandungsf lächen bei eindimensionaler Betrachtungsweise

Fig. 2.1.1: Differential state changes in the flow pipe of a control-element with non-cylindrical borders

Die eine Begrenzung stellt der Kessel dar. Der Kessel ist jedoch nur als Synonym für voluminöse Behälter zu verstehen. Bei dem „Kessel“ kann es sich ebenso um z.B. den Dampftrockner handeln. Charakteristisch für den Kessel ist sein vergleichsweise großes Volumen, so daß hier die Strömungsgeschwindigkeiten vernachlässigt werden können und die anderen Zustandsgrößen quasi stationäre Werte annehmen. Da der Kessel ein offenes Ende darstellt, werden Wellenvorgänge jeweils invers reflektiert, d.h. eine am Kessel ankommende Druckwelle läuft als Saugwelle zurück durch den Stutzen und umgekehrt.

Die zweite Begrenzung stellt der Schraubenmotor selbst dar. Die Modellierung an diesem Rand ist ungleich schwieriger, da zum einen sich die Betriebsbedingungen innerhalb der Kammer bzw. den Kammern im Schraubenmotor ständig ändern und, vor allem sich aber gegenseitig beeinflussen. Zum anderen muß ein gemittelter Zustand aus mehreren Kammern gebildet werden, da die einzelnen Kammern unterschiedliche Zustände aufweisen. Wegen der 1-dimensionalen Betrachtungsweise ist diese Mittelung der einzelnen Zustandsgrößen jedoch erforderlich (Bild 2.1.3) /14/.

Im konvergenten Düsenteil unmittelbar vor dem Eintritt des Mediums in die Arbeitskammer(n) des Schraubenmotors findet eine Beschleunigung des Fluids statt. Allein daraus resultiert schon statisch eine Druck- und Temperaturabsenkung. Dieser Zustand wird nun zusätzlich von den Wellenvorgängen im Stutzen überlagert.

Ist zumindest eine Kammer zum Stutzen geöffnet, verhalten sich die reflektierten Wellen analog zum Kessel. Es müssen jedoch die geänderten Randbedingungen durch die jeweiligen Kammerzustände berücksichtigt werden /15/.

Wie bereits erwähnt, ist bei großen Volumenverhältnissen ein vollständiger Verschluss der Einlaßflächen theoretisch möglich. In diesem Fall findet eine gleichartige Reflexion statt, d.h. ankommende Druckberge laufen als -berge und umgekehrt zurück durch den Stutzen.

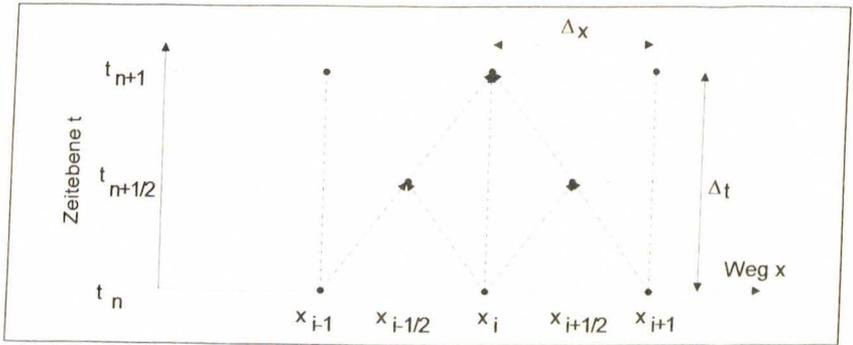


Bild 2.1.2: Differenzschema in der Ort-Zeit-Ebene beim zwei-stufigen Lax-Wendroff-Verfahren

Fig. 2.1.2: Difference scheme with 2-step Lax-Wendroff procedure

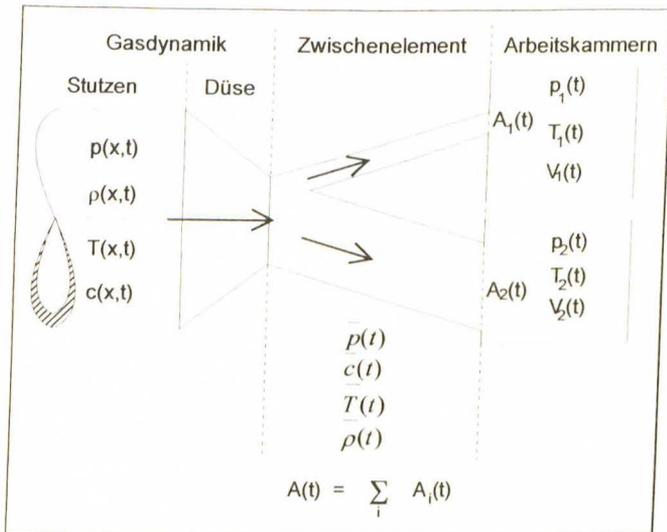


Bild 2.1.3: Rechnerisches Zwischenelement zwischen Düsenende und Schraubengasmotor mit gemittelten Zustandsgrößen bei mehreren zum Druckstutzen (Düse) hin geöffneten Kammern

Fig. 2.1.3: Calculated link element between jet and screw-type-engine with average conditions at several opened working chambers

2.2 Eigenschaften von Wasserdampf

Wie bereits erwähnt, hängt die Güte der Kammerfüllung u.a. von der Schallgeschwindigkeit ab. Weiterhin ist aber der Isentropenexponent zwischen Naßdampf- und Heißdampfgebiet sehr unterschiedlich, so daß es, bei sonst gleichen Betriebsbedingungen, zu unterschiedlichen Kammerfüllungen kommt. Zudem muß bei der Expansion ins Naßdampfgebiet berücksichtigt werden, daß Druck und Temperatur nicht mehr unabhängig voneinander sind.

Diese Vorüberlegungen führen dazu, Wasserdampf nicht als ideales, sondern als reales Gas in das Programmsystem zu implementieren. Eine Möglichkeit stellen die IFC-Funktionen (International Formulation Committee) zur Berechnung der Zustandsgrößen von Wasserdampf dar /17/. Sie haben gegenüber einer Diskretisierung der Dampftafel einen entscheidenden Nachteil; durch die umfangreichen Rechenoperationen wird auch viel Rechenzeit benötigt. Dabei handelt es sich um Größenordnungen, die selbst in der heutigen Zeit moderner Rechenanlagen bei der Vielzahl von Operationen als nicht akzeptabel erscheinen /16/.

Daher werden die Dampftafelwerte diskretisiert abgelegt und anschließend interpoliert. Ein Datensatz besteht jeweils aus 5 Werten für Druck p , Temperatur T , spezifischer Enthalpie h , Dichte ρ und spezifischer Entropie s (Tabelle 2.2.1).

Druck p [N/m^2]	Temperatur T [$^{\circ}\text{C}$]	spez. Enthalpie h [m^2/s^2]	Dichte ρ [kg/m^3]	spez. Entropie s [J/kgK]
p_1	$T_{1,1}$	$h_{1,1}$	$\rho_{1,1}$	$s_{1,1}$
p_1	$T_{2,1}$	$h_{2,1}$	$\rho_{2,1}$	$s_{2,1}$
.
.
p_1	$T_{n,1}$	$h_{n,1}$	$\rho_{n,1}$	$s_{n,1}$
p_2	$T_{1,2}$	$h_{1,2}$	$\rho_{1,2}$	$s_{1,2}$
p_2	$T_{2,2}$	$h_{2,2}$	$\rho_{2,2}$	$s_{2,2}$
.
.
p_n	$T_{m,n}$	$h_{m,n}$	$\rho_{m,n}$	$s_{m,n}$

Tabelle 2.2.1: Diskretisierte Datenablage der Wasserdampftafelwerte

Table 2.2.1: Discreted data of the properties of water steam

Allgemein können die Zustandswerte Z durch Interpolation auf den Isobaren und anschließender Mittelung auf den Isochoren oder umgekehrt ermittelt werden, Bild 2.2.2. Das DGL-System für die Gasdynamik im Eintrittsstutzen des Schraubenmotors ist bereits mit dem Druck p und der Dichte ρ als unabhängige Zustandsgrößen formuliert. Für den Übergang zum Schraubenmotorsimulationsteil wird die spezifische Entropie s als Funktion von Druck p und Dichte ρ bestimmt. An der Systemgrenze der gasdynamischen Berechnungen zur Expansionsmaschine liegen dann die Eingangsvariablen

- Druck $p=f(t)=f(\varphi)$,
- spezifische Entropie $s=f(t)=f(\varphi)$ und
- Geschwindigkeit $c=f(t)=f(\varphi)$

fest.

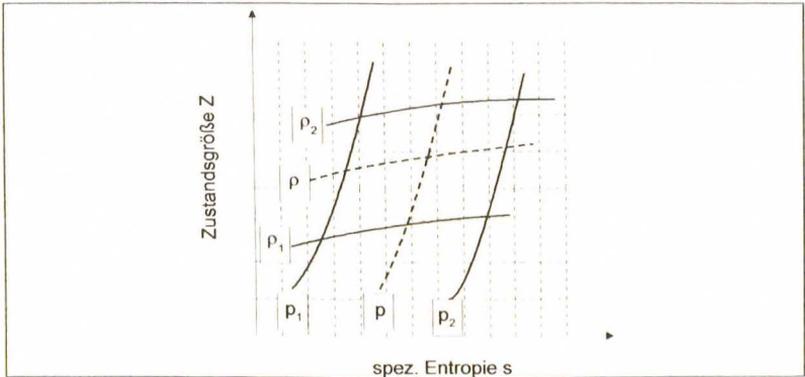


Bild 2.2.2: Interpolation der Zustandsgrößen auf Isobaren und Isochoren

Fig. 2.2.2: Interpolation of the properties on isobars and isochors

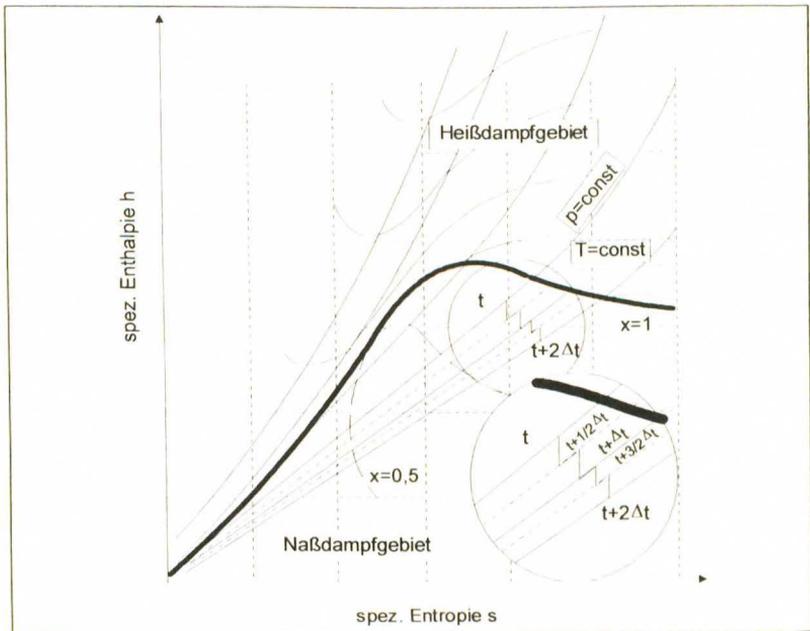


Bild 2.2.3 Diskretisierte Expansion im h-s-Diagramm für Wasserdampf

Fig. 2.2.3: Discreted expansion in the enthalpy-entropy diagram for water steam

Das Simulationssystem für den Schraubenmotor selbst besteht aus einer Kombination von isentropen Teilexpansionen und isochoren Mischungsvorgängen, die aufgrund der Spaltmassenströme zu berücksichtigen sind (Bild 2.2.3).

3 Vergleich von Simulation und Messung

Die gasdynamische Erweiterung des Schraubenmotorsimulationssystems wurde zunächst separat an einem speziellen Versuchsstand durchgeführt, um die Güte der Modellierung zu überprüfen. Hierbei zeigte sich, daß die wesentlichen Parameter, wie Amplituden, Frequenz und Phasenlage eine gute Übereinstimmung zeigten. Weiterhin werden auch die Schwingungsanteile höherer Ordnung tendenziell wiedergegeben. Auf dieses Resultat soll hier jedoch nicht weiter eingegangen werden⁸.

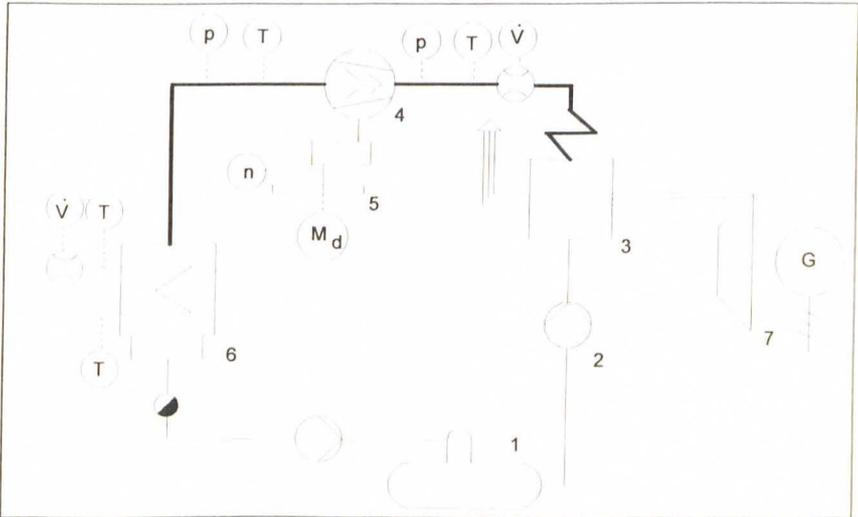


Bild 3.1 Vereinfachter Wärmeschaltplan des Abwärme-Kraftwerks

1 Speisewasserbehälter,	2 Speisewasserpumpe
3 Abhitzekeessel,	4 Schraubenmotor
5 Hydr. Bremse (Versuchsbetrieb),	6 Kondensator
7 Gas-Otto-Motor	

Fig. 3.1: Simplified scheme of the waste heat power plant

1 Feed water tank,	2 Feed water pump
3 Waste heat boiler,	4 Screw-type engine
5 Hydr. brake (testing),	6 Condenser
7 SI-gas-engine	

⁸ Detaillierte Ausführungen in /14/

Die Vergleichsmessungen für das Gesamtsystem wurden an einem abtrotzbeheiztem Wasserdampfkraftwerk gemäß Bild 3.1 durchgeführt. Die Prozeßführung des Clausius-Rankine-Prozesses ist in Bild 3.2 dargestellt.

Für den Vergleich zwischen Messung und Rechnung sollen exemplarisch eine Expansion aus dem Heißdampfgebiet (Bild 3.3) und eine von der Sattdampflinie (Bild 3.4) herangezogen werden. Diese Punkte decken im wesentlichen das mögliche Betriebsspektrum der untersuchten Anlage ab und kennzeichnen gleichzeitig ungefähr den Beginn des kritischen Arbeitsbereiches.

Bei dem Schraubenmotor der Abwärmeverstromungsanlage handelt es sich um eine Maschine mit einem asymmetrischen 4+6 Profil. Der Hauptrotordurchmesser beträgt 163 mm. Die eingesetzte Maschine ist ein modifizierter Kompressor, in den über druckseitige Zwischenplatten verschiedene Steuerkanten, und damit unterschiedliche Volumenverhältnisse, realisiert werden konnten. Die Spalthöhen in der Simulation entsprechen etwa den gemessenen Kaltspalthöhen.

Zur Beurteilung der Güte der Simulation stehen neben dem indizierten Druckverlauf noch die Leistungen, der Massenstrom und die Austrittsenthalpie des Schraubenmotors zur Verfügung. Diese läßt sich von dem am Kondensator abgeführten Wärmestrom zurückrechnen. Diese Methode ist zwar relativ ungenau, läßt aber qualitative Aussagen zu. Die Werte der berechneten und gemessenen Punkte sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

Meßpunkt	Messung		Simulation	
	1	2	1	2
HR-Drehzahl [min^{-1}]	8.910	10.530	8.910	10.530
Volumenverhältnis v_1	6,3	5,5	6,3	5,5
Massenstrom [kg/h]	1 995	1 997	1 935	2 022
Kesseltemperatur [$^{\circ}\text{C}$]	201,9	259,8	201,9	259,8
Kesseldruck [bar]	16,13	13,03	16,13	13,03
Kondensatordruck [bar]	0,65	0,64	0,65	0,64
Kupplungsleistung [kW]	126,0	137,0	133,7	142,7
Dampfnässe [-]	0,91	0,93	0,88	0,95

Tabelle 3.1: Vergleich von 2 Betriebspunkten zwischen Messung und Simulation

Table 3.1: Comparison between calculation and measurement of 2 working points

Aufgrund der Resultate von Messung und Rechnung zeigt sich, daß sowohl der Ansatz des gasdynamischen Einströmens in den Schraubenmotor, als auch die Einführung des Mischungs- und Expansionsmodells, unter Verwendung der realen Dampf tafel, zu einer hinreichenden Übereinstimmung der Ergebnisse führt.

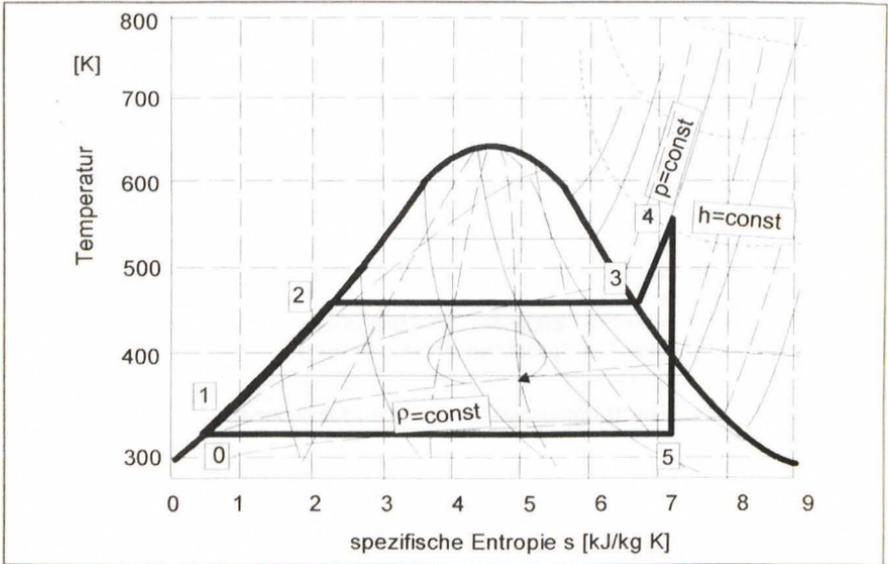


Bild 3.2: Idealer Clausius-Rankine-Prozeß im T-s-Diagramm
Fig. 3.2: Ideal Clausius-Rankine- process in the temperature-entropy diagram

- 0→1 : Isentrope Druckerhöhung (isotropic pressure increase)
- 1→2 : Isobare Vorwärmung (isobar pre-heating)
- 2→3 : Isobare und isotherme Verdampfung (isobar and isothermal vaporisation)
- 3→4 : Isobare Überhitzung (isobar superheating)
- 4→5 : Isentrope Expansion (isotropic expansion)
- 5→0 : Isobare und isotherme Kondensierung (isobar and isothermal condensing)

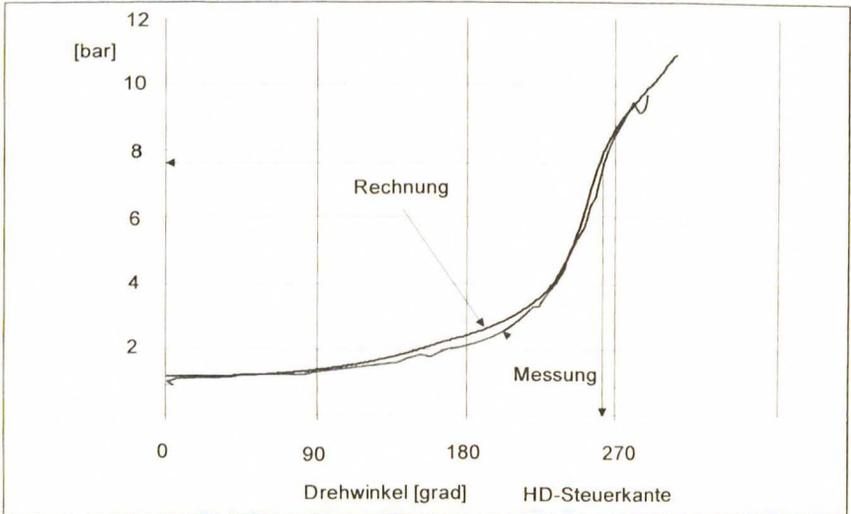


Bild 3.3: Kammerdruckverlauf vom Vergleichspunkt 1 bei einer Expansion von der Sattdampflinie aus

HR-Drehzahl	8.910 min ⁻¹ ;	Volumenverhältnis	6,3
Kesseltemperatur	201,9 °C;	Kesseldruck	16,13 bar
Kondensatordruck	0,65 bar		

Fig. 3.3: Pressure in the working chamber of point 1 at saturated conditions

Speed	8,910 min ⁻¹ ,	Volume ratio	6.3
Boiler temperature	201.9 °C,	Boiler pressure	16.13 bar
Condenser pressure	0.65 bar		

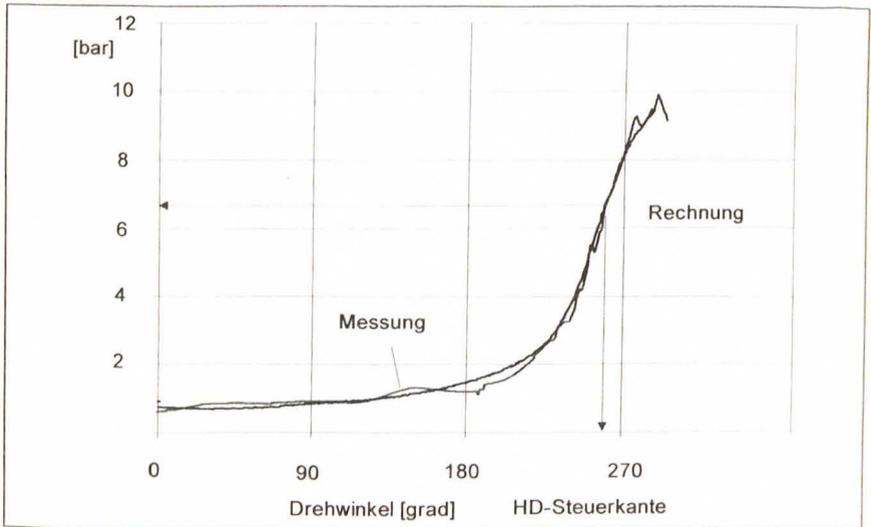


Bild 3.4: Kammerdruckverlauf vom Vergleichspunkt 2 bei einer Expansion aus dem Heißdampfgebiet heraus
 HR-Drehzahl 10.530 min⁻¹, Volumenverhältnis 5,5
 Kesseltemperatur 259,8 °C, Kesseldruck 13,03 bar
 Kondensatordruck 0,64 bar

Fig. 3.4: Pressure in the working chamber of point 2 at superheated conditions
 Speed 10,530 min⁻¹, Volume ratio 5.5
 Boiler temperature 259.8 °C, Boiler pressure 16.13 bar
 Condenser pressure 0.64 bar

4 Variationsrechnungen und Optimierung

Für die ideale Füllung einer dichten Maschine müßte die Drehzahl eines Schraubenmotors sehr gering sein, da ansonsten der gegenläufige Einfluß von Volumen- und Einlaßflächengradienten eine Unterfüllung der Kammer bewirken würden. Jede Strömungsgeschwindigkeit ist an eine Druck- und Dichteabsenkung gegenüber dem statischen Zustand gekoppelt⁹. Bei kleinen absoluten Beträgen, die weit von kritischen Bedingungen entfernt sind, kann dieser Einfluß häufig vernachlässigt werden, bei Schall- oder schallnahen Geschwindigkeiten ist dies nicht mehr zulässig. In den Bildern 4.1 und 4.2 sind für zwei Volumenverhältnisse die Eintrittsgeschwindigkeitsverläufe der letzten Zahnteilung vor dem Kammerabschluß, also dem Beginn der inneren Expansion, abgebildet. Die Variation umfaßt einen Drehzahlbereich von 5.000..50.000 min⁻¹. Während der untere Wert der Variation eine z.

⁹ stationäre Formulierung des Energieerhaltungssatzes: $h + \frac{c^2}{2} = c_p \cdot T + \frac{c^2}{2} = \text{const}$

Zt. realistische untere Größe der Betriebsdrehzahl eines Schraubenmotors angibt, stellt die obere Grenze ein eher willkürliches Maximum dar. In den Darstellungen werden zwei Aspekte deutlich. Zum einen erreicht bei kleinen Volumenverhältnissen, aufgrund der günstigeren Volumen-/Öffnungsflächengradienten, die Strömungsgeschwindigkeit erst viel später als beim großen Volumenverhältnis die Schallgeschwindigkeit (in diesem Beispiel sind es etwa 50.000 min^{-1}). Das bedeutet aber wiederum, daß der Kammerdruck noch deutlich über dem kritischen Druck liegt und vergleichsweise günstige Füllungs- und Liefergrade

$$\lambda_{L_i} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_K V_{HD} Z_{HR} \Omega_{HR}} \quad (\text{Gl. 11})$$

des Schraubenmotors zu erwarten sind.

Wegen der kleinen Öffnungsfläche zu Beginn der Kammerentstehung herrschen beim Volumenverhältnis von 5,5 zunächst bei kleinen Drehzahlen kritische Zustände. Im mittleren Füllbereich treten dann auch unterkritische¹⁰ Bedingungen auf. Gegen Ende folgen aber schon ab etwa 10.000 min^{-1} kritische Zustände, was mit einer deutlichen Unterfüllung der Kammer einhergeht. Ab ca. 45.000 min^{-1} liegt während des gesamten Füllungsprozesses ein kritisches Druckverhältnis vor. Das bedeutet, daß in der zu füllenden Arbeitskammer **maximal** der kritische Druck

$$p_{AR} \leq \frac{1}{\Pi_{kr}} \cdot p_K = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \cdot p_K = 0,544 \cdot p_K \quad (\text{für } \kappa = 1,31) \quad \text{Gl. (12)}$$

herrschen kann, was eine deutliche Unterfüllung gegenüber dem statischen Kesselzustand bedeutet!

Trägt man den Massenstrom über der Drehzahl auf, Bild 4.3, zeigt der Kurvenverlauf eine degressiv steigende Tendenz, die auf eine einsetzende verblockte Strömung (blocking flow) hinweist, d. h. auch durch eine Steigerung der Drehzahl allein ist keine Erhöhung des durchgesetzten Massenstroms, bei unveränderten Kesselzuständen, mehr möglich. Der Liefergrad sinkt, in erster Näherung exponentiell, mit der Drehzahl.

Für die Kammerfüllung zum Abschluß des Füllvorgangs sind demnach 2 wesentliche Faktoren von Bedeutung:

- das Volumenverhältnis v_i und
- die Drehzahl des Schraubenmotors.

Diese Abhängigkeit wird in Bild 4.4 verdeutlicht. Sowohl bei niedrigen Drehzahlen als auch bei geringen Volumenverhältnissen sinkt der Kammerdruck nur bis auf etwa 9,5 bar im variierten Betriebsspektrum ab. Vergrößert man nun Drehzahl und Volumenverhältnis, beginnt im hier dargestellten Extremfall die innere Expansion mit etwa 3 bar, wobei der Kesseldruck 13 bar beträgt!

¹⁰ das Druckverhältnis zwischen Kesseldruck p_K und zu füllender Arbeitskammer p_{AR} ist kleiner als das

kritische Druckverhältnis Π_{kr} : $\frac{p_K}{p_{AR}} \leq \Pi_{kr} = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} = 1,838$

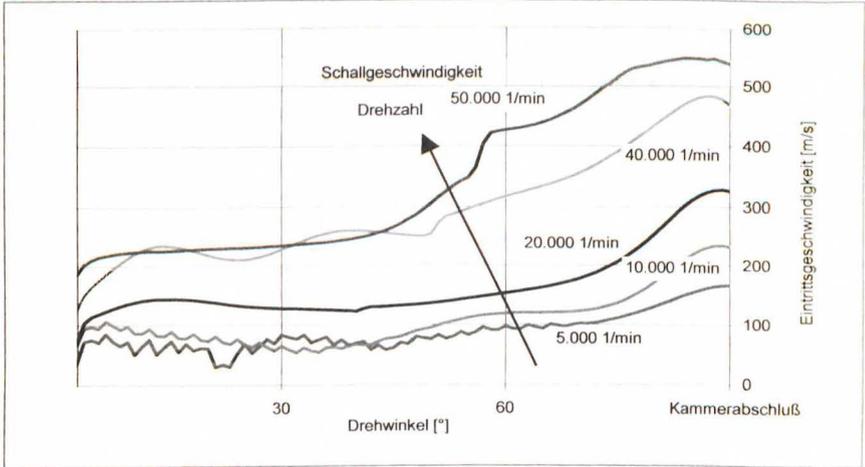


Bild 4.1: Einströmgeschwindigkeit des Dampfes als Funktion der HR-Drehzahl bei einem Volumenverhältnis von 2,5 über der letzten Zahnteilung (vor Expansionsbeginn)
 Kesseldruck 13 bar; Kesseltemperatur 250 °C

Fig. 4.1: Inlet speed of the water steam as a function of the rotor speed at a volume ratio of 2.5 over the last tooth pitch (before inner expansion)
 Boiler pressure 13 bar, Boiler temperature 250 °C

Im Bild 4.5 ist der Zusammenhang zwischen Volumenverhältnis und Drehzahlabhängigkeit für einen größeren Bereich einer ideal dichten Maschine dargestellt. Man erkennt die mit steigendem Volumenverhältnis früher einsetzende verblockte Strömung, d.h. der Massenstrom ändert sich mit steigender Drehzahl des Schraubenmotors nicht mehr! Diese Grenzdrehzahl beträgt bei einem Volumenverhältnis von 6,5 ungefähr $15\,000\text{ min}^{-1}$. Bei den kleinsten in der Variation dargestellten Volumenverhältnissen tritt noch keine verblockte Strömung auf. Die Massenstromkurve verläuft aber degressiv. Der maximal durchsetzbare Massenstrom bei einem Kesselzustand, und natürlich einer Baugröße, ist daher direkt eine Funktion des Volumenverhältnisses und kann ab einer Grenzdrehzahl nicht mehr gesteigert werden.

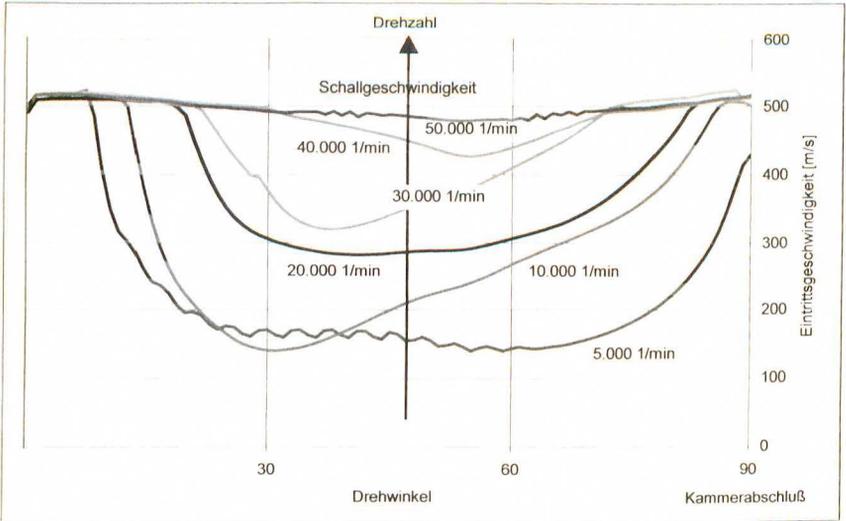


Bild 4.2: Einströmgeschwindigkeit des Dampfes als Funktion der HR-Drehzahl bei einem Volumenverhältnis von 5,5 über der letzten Zahnteilung (vor Expansionsbeginn)
Kesseldruck 13 bar; Kesseltemperatur 250 °C

Fig. 4.2: Inlet speed of the steam as a function of the rotor speed at a volume ratio of 5.5 over the last tooth pitch (before inner expansion)
Boiler pressure 13 bar, Boiler temperature 250°C

Für den Anlagenplaner und –betreiber stellt sich immer wieder die Frage nach einer optimierten Energieanlage, d.h. mit einem hohen Gesamtwirkungsgrad. Hierbei muß zwischen der Energiewandlung der Expansionsmaschine selbst und der Anlage insgesamt unterschieden werden. Die Energiewandlungsgüte des Schraubenmotors kann mit dem isentropen Wirkungsgrad

$$\eta_s := \frac{P_e}{P_s} = \frac{m_f w_f}{m_f \Delta h_s} = \frac{w_f}{\Delta h_s} \tag{Gl. 13}$$

beschrieben werden. Hierbei werden die inneren Verluste durch z.B. Reibung und die Verluste durch Spaltmassenströme, die ggf. nur Teilarbeiten am Expansionsprozeß leisten, berücksichtigt.

Die wechselnden Betriebsbedingungen eines Schraubenmotors in einem geschlossenen Clausius-Rankine Kreislauf machen die Betrachtung des thermischen Wirkungsgrads

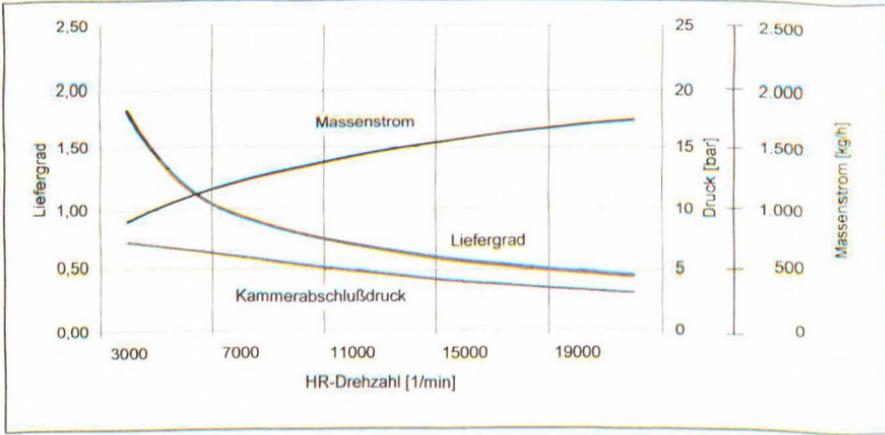


Bild 4.3: Liefergrad, effektiver Expansionsanfangsdruck und Massenstrom als Funktion der Drehzahl

Kesseldruck 13 bar, Kesseltemperatur 250 °C
 Volumenverhältnis 5,5

Fig. 4.3: Delivery rate, effective pressure at the beginning of the inner expansion and mass flow as a function of the rotor speed

Boiler pressure 13 bar, Boiler temperature 250°C
 Volume ratio 5.5

$$\eta_{th} := \frac{|\dot{Q}_{zu}| - |\dot{Q}_{ab}|}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{|P_e|}{\dot{m}_D(h_{DE,A} - h_{KO,A})} \quad (\text{Gl. 14})$$

notwendig, also das Verhältnis zwischen Wellen- und eingesetzter Wärmeleistung. Er kennzeichnet auch die thermische Leistung, die ein Betreiber für einen solchen Einsatzfall bereitstellen muß. Dieser Wirkungsgrad stellt daher letztendlich das Maß der Wirtschaftlichkeit dar.

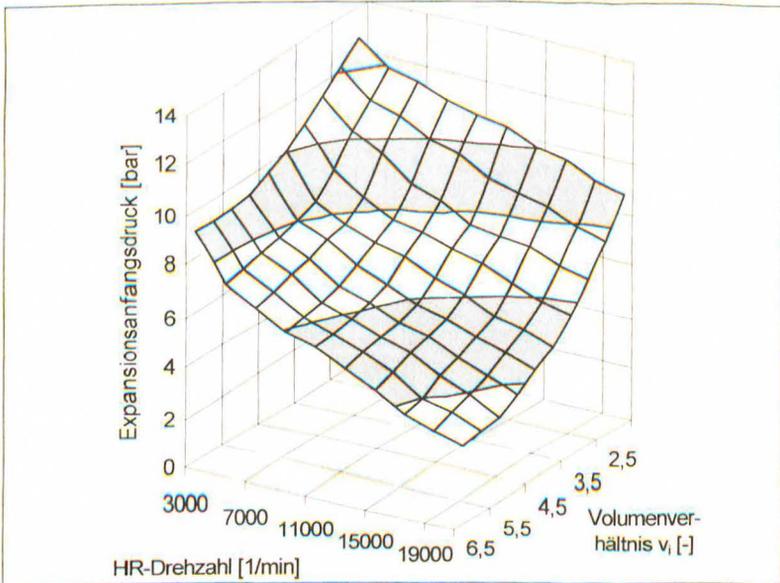


Bild 4.4: Effektiver Expansionsanfangs-Druck als Funktion der Drehzahl und des Volumenverhältnisses

Kesseldruck 13 bar; Kesseltemperatur 250 °C

Fig. 4.4: Effective pressure at the beginning of the inner expansion as a function of the rotor speed and the volume ratio

Boiler pressure 13 bar, Boiler temperature 250°C

Bei der Variationsrechnung, die in Bild 4.6 zu sehen ist, werden 2 Punkte deutlich. Dargestellt ist der isentrope Wirkungsgrad einer ideal dichten Maschine, d.h. es existieren keine Spaltverluste, weder beim Befüllen, noch bei der eigentlichen inneren Expansion. Bei den angesetzten Betriebsparametern erkennt man, daß zunächst der isentrope Wirkungsgrad bei kleinen Drehzahlen mit dem Volumenverhältnis steigt. Dies hängt damit zusammen, daß die Kammer zum einen quasi immer annähernd vollständig gefüllt wird, zum anderen ein größeres Expansionsverhältnis das hier angesetzte große Druckverhältnisse ($\Pi=26$) wirtschaftlich verarbeiten kann (Kurve a).

Steigert man bei kleinem Volumenverhältnis die Drehzahl, so wirkt sich dies nicht auf den Wirkungsgrad aus, da selbst bei einer Unterfüllung der Eintrittskammer aufgrund des großen Anlagendruckverhältnisses immer noch eine vollständige innere Expansion möglich ist (Kurve b).

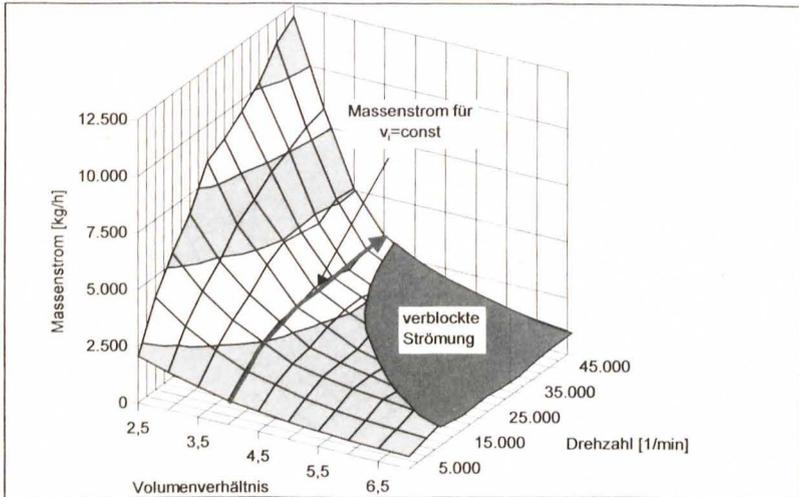


Bild 4.5: Massenstrom eines ideal dichten Schraubenmotors als Funktion der Drehzahl und des Volumenverhältnisses mit der Grenzkurve der einsetzenden verblockten Strömung
 Kesseldruck 13 bar; Kesseltemperatur 250 °C

Fig. 4.5: Mass flow of an ideal screw-type engine without gaps as a function of the rotor speed and the volume ratio with the border line at the beginning of the blocking flow
 Boiler pressure 13 bar, Boiler temperature 250°C

Hingegen fällt der isentrope Wirkungsgrad wesentlich, wenn bei größeren Volumenverhältnissen eine Unterfüllung der Eintrittskammer bei höheren Drehzahlen erfolgt (Kurve c). Nun beginnt der effektive Anfangsdruck zu Beginn der inneren Expansion nennenswert zu sinken, so daß bei den großen Volumenverhältnissen am Expansionsende beim Überfahren der ND-Steuerkanten der Kammerdruck unter dem Austritts- bzw. Kondensatordruck liegt. Das bedeutet für den Ausschiebevorgang eine energetisch ungünstige Nachverdichtung.

Es ist allgemein bekannt, daß der thermische Wirkungsgrad von Energieanlagen sowohl mit steigendem Kessel- als auch mit sinkendem Kondensatordruck sich erhöht. Dies gilt generell auch für Anlagen mit Schraubenmotoren als Expansionsmaschinen.

In Bild 4.7 findet man den Verlauf des thermischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Kondensationsdruckes und des Volumenverhältnisses dargestellt. Mit steigendem Kondensationsdruck sinkt das abbaubare Enthalpiegefälle (Verlauf a), so daß sich insgesamt die Nutzleistung und der thermische Wirkungsgrad in den betrachteten Variationsbereichen vermindern. Ebenso sinkt die Energiewandlungsgüte mit steigendem Volumenverhältnis wegen der schon beschriebenen verminderten Kammerfüllung (Verlauf b). Aufgrund dieser Betrachtungen muß gefolgert werden, daß große Enthalpie- bzw. Druckgefälle mit heute verfügbaren trockenlaufenden Schraubenmotoren nur mehrstufig wirtschaftlich realisiert werden können, weil Schraubenmotoren die höchsten isentropen Maschinenwirkungsgrade nur

bei kleinen Stufendruckverhältnissen und gleichzeitig eher geringen Volumenverhältnissen erreichen.

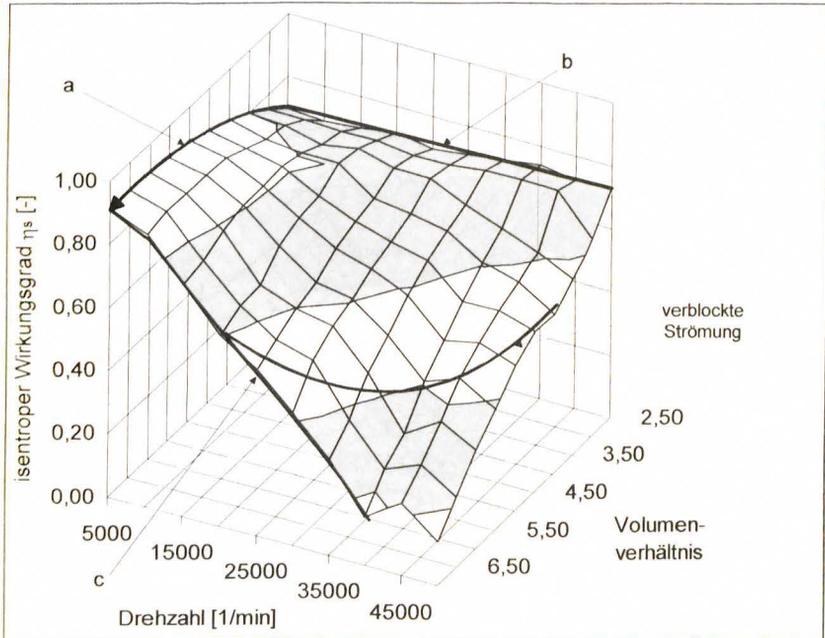


Bild 4.6: Isentroper Wirkungsgrad eines ideal dichten Schraubenmotors als Funktion der Drehzahl und des Volumenverhältnisses

Kesseldruck 13 bar; Kesseltemperatur 250 °C
 Kondensatordruck 0,5 bar

Fig. 4.6: Isotropic efficiency of an ideal screw-type engine without gaps as a function of the rotor speed and volume ratio

Boiler pressure 13 bar, Boiler temperature 250 °C
 Condenser pressure 0.5 bar

Neben der Wahl der Anlagenparameter spielt die Auswahl der Baugröße (BG) des Schraubenmotors eine entscheidende Rolle für die Güte der Energiewandlung. Während aber die Anlagendaten oft durch äußere Umstände schon grob festgelegt sind, wie z.B. durch eine vorhandene Kesselanlage oder die Temperatur des Kondensatorkühlmediums, kann die Maschine in der Regel frei gewählt werden. Der Dampfmassenstrom der Anlage wird hauptsächlich durch das Leistungsangebot des Primärenergieträgers bestimmt. Daher sind in den Bildern 4.8 und 4.9 für vier Baugrößen und zwei mittlere Spalthöhen ($h=0\text{mm}$; $h=0,15\text{mm}$) die durchgesetzten Massenströme und isentropen Wirkungsgrade dargestellt. Die Baugröße 0 entspricht der kleinsten Maschine mit einem Hauptrotordurchmesser von 102 mm. Der größte untersuchte Schraubenmotor (Baugröße 3) hat einen doppelt so großen Durchmesser.

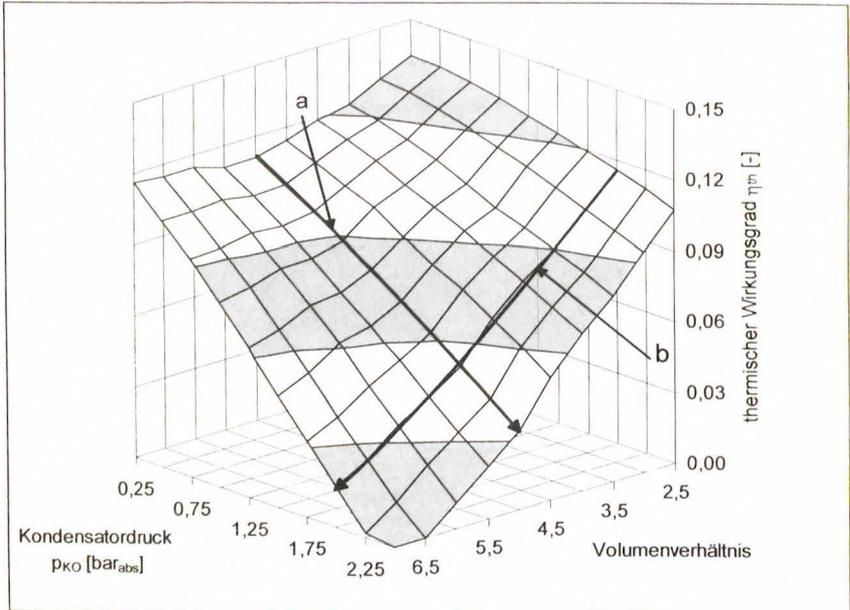


Bild 4.7: Thermischer Wirkungsgrad als Funktion des Volumenverhältnisses und des Kondensationsdruckes

HR-Drehzahl 10 500 min^{-1} , Kesseldruck 13 bar
 Kesseltemperatur 250 °C

Fig. 4.7: Thermal efficiency as a function of the volume ratio and the condenser pressure

Rotor speed 10,500 min^{-1} , Boiler pressure 13 bar,
 Boiler temperature 250°C

Die Anlagedaten sind bei dieser Variationsrechnung konstant, ebenso wie die Drehzahl des Schraubenmotors. Die durchsetzbaren Massenströme entsprechen dem erwarteten Verlauf. Mit steigender Baugröße und vorhandenen Spalthöhen vergrößert sich der Massenstrom. Da sich das Eintrittsvolumen mit dem Volumenverhältnis verkleinert, fällt demzufolge auch mit größer werdendem Volumenverhältnis der zu verarbeitende Massenstrom.

Die Wirkungsgradverläufe hingegen zeigen gegensätzliche Tendenzen. Bei ideal dichten Maschinen (Spalthöhe $h=0\text{mm}$) steigt der Wirkungsgrad mit kleineren Baugrößen und größeren Volumenverhältnissen. Das Maximum bei der Drehzahl von 10.000 min^{-1} liegt bei etwa 6.5. Das resultiert aus dem günstigeren Verhältnis zwischen Einlaßfläche und zu füllendem

Kammervolumen, das bei kleineren Maschinen größenbedingt günstiger verläuft¹¹. Treten jedoch Spaltmassenströme hinzu, kehren sich die Verhältnisse um. Nun weist wegen des geringeren Spaltmassenstromanteils die größte Maschine den besten Wirkungsgrad auf. Wegen der prinzipiell nach wie vor vorhandenen besseren Füllung kleiner Schraubenmotoren bleibt die Lage des Wirkungsgradoptimums bei kleineren Volumenverhältnissen. Der Einfluß der relativen Spaltmassenströme reduziert sich aber, wenn die HR-Umfangsgeschwindigkeit konstant gehalten wird. Dann verschlechtert sich aber auch wieder, als gegenläufiger Einfluß, die Kammerfüllung selbst.

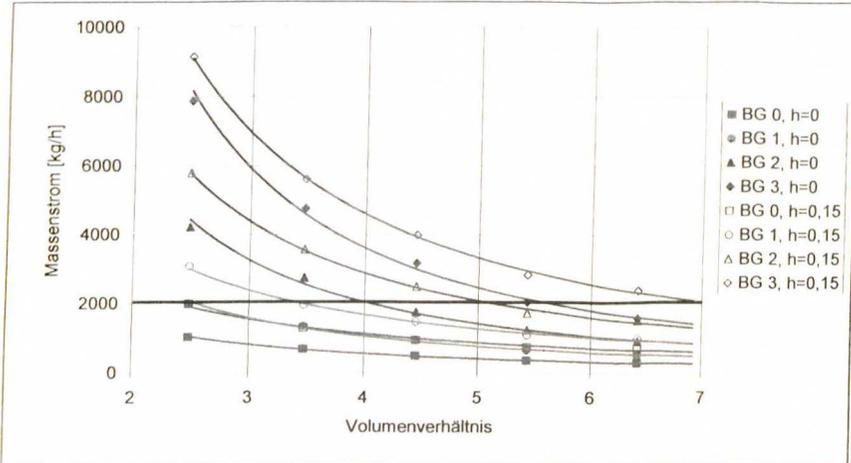


Bild 4.8: Massenstrom als Funktion der Baugröße, des Volumenverhältnisses und der Spalthöhe

Kesseldruck 12,5 bar, Kesseltemperatur 250 °C
 HR-Drehzahl 10 000 min⁻¹, Kondensatordruck 0,5 bar

Fig. 4.8: Mass flow as a function of the size, the volume ratio and the average gap height

Boiler pressure 12.5 bar, Boiler temperature 250°C
 Rotor speed 10,000 min⁻¹, Condenser pressure 0.5 bar

Betrachtet man die erzielbare Kupplungsleistung für eine Maschinengröße bei unterschiedlichen Spalthöhen in Abhängigkeit des durchgesetzten Massenstroms, erhält man Bild 4.10. Bei einem konstant zur Verfügung stehenden Massenstrom von z.B. 2.000 kg/h bedeutet die Vergrößerung der mittleren Spalthöhen von idealerweise 0 mm auf 0,15 mm eine Leistungseinbuße von etwa 100 kW. Dies entspricht einer Verschlechterung von 38,5 %.

¹¹ Eintrittsvolumen $V_E \sim D_{HR}^3$, Eintrittsfläche $A_E \sim D_{HR}^2$

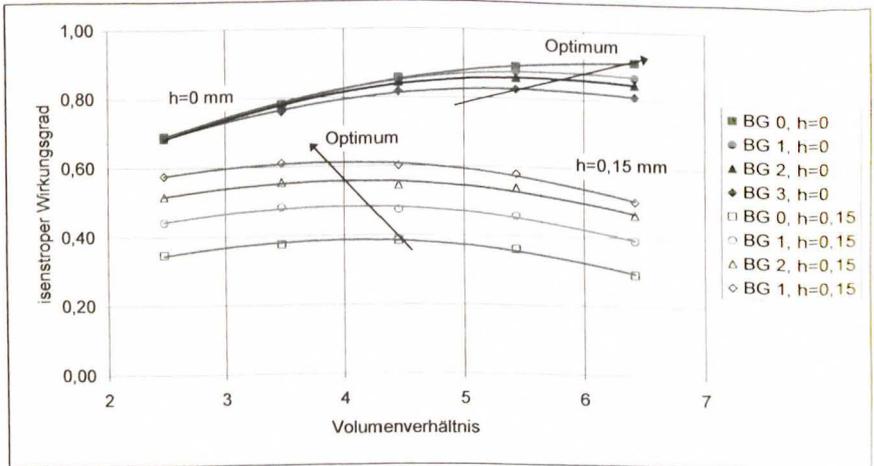


Bild 4.9: Isentroper Wirkungsgrad als Funktion der Baugröße, des Volumenverhältnisses und der Spalthöhe h

Kesseldruck 12,5 bar, Kesseltemperatur 250 °C
 HR-Drehzahl 10 000 min⁻¹, Kondensatordruck 0,5 bar

Fig. 4.9: Isotropic efficiency as a function of the size, the volume ratio and the average gap height h

Boiler pressure 12.5 bar, Boiler temperature 250 °C
 Rotor speed 10,000 min⁻¹, Condenser pressure 0.5 bar

Es zeigt sich wieder einmal mehr, daß die Bestrebungen für eine optimierte Energiewandlung mit Schraubenmaschinen, speziell im motorischen Einsatz, verbesserte Dichtungstechniken zur Minimierung der schädlichen Spaltmassenströme erfordern. Mögliche Maßnahmen könnten hier eine geeignete Werkstoffauswahl mit verbesserten Wärmeeigenschaften, verträgliche Hilfsfluide oder „echte“ Dichtelemente sein.

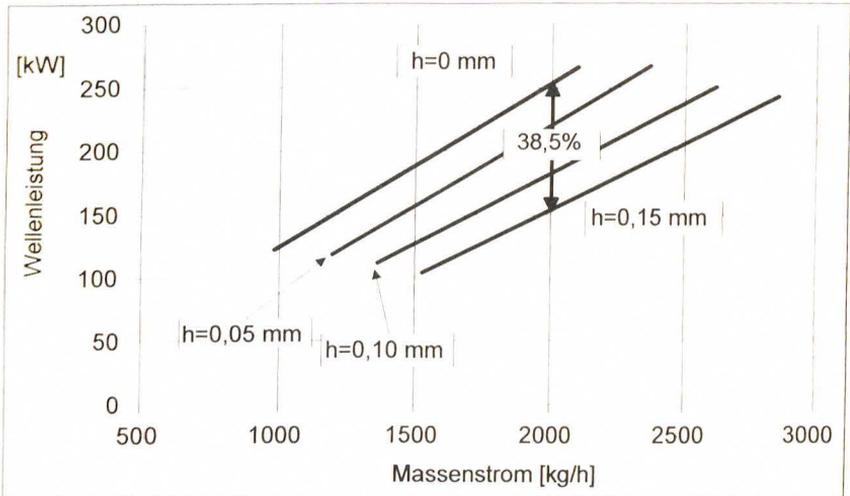


Bild 4.10: Wellenleistung als Funktion des Massenstroms bei unterschiedlichen mittleren Spalthöhen h

Volumenverhältnis	5,5,	HR-Drehzahl	10.000 min ⁻¹
Kesseltemperatur	250 °C,	Kesseldruck	12,5 bar
Kondensatordruck	0,5 bar,	HR-Durchmesser	163 mm

Fig. 4.10: Shaft power as a function of the mass flow at different average gap heights h

Volume ratio	5.5,	Rotor speed	10,000 min ⁻¹
Boiler temperature	250°C,	Boiler pressure	12.5 bar
Condenser pressure	0.5 bar,	Male rotor diameter	163 mm

5 Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m ²
a	Schallgeschwindigkeit	m/s
c	Geschwindigkeit	m/s
c _p	spez. isobare Wärmekapazität	m ² /s ² K
c _v	spez. isochore Wärmekapazität	m ² /s ² K
D	Durchmesser	m
F	Kraft	N
f	Frequenz	1/s
h	spezifische Enthalpie	m ² /s ²
l	Länge	m
m	Massenstrom	kg/s
n _{Δx}	Anzahl Diskretisierungselemente Δx	-
n	Drehzahl	1/s
P	Leistung	kg m ² /s ²
p	Druck	Pa
R	Spezielle Gaskonstante	J/kgK
r	Radius	m
s	Spezifische Entropie	m ² /s ² K
T	Temperatur	K
t	Zeit	s

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
u	spezifische innere Energie	m ² /s ²
V	Volumenstrom	m ³ /s
V	Volumen	m ³
v	Spez. Volumen	m ³ /kg
v _i	inneres Volumenverhältnis	-
w	spezifische Arbeit	m ² /s ²
x	Dampfnaße	-
Δx	Stützstellenlänge	m
x,y,z	Koordinaten	m
Z	Zähnezahl	-
Z	Allgemeine Zustandsgröße	
η	Wirkungsgrad	-
φ	Spez. Reibungsterm	m ² /s ²
φ	Drehwinkel	-
κ	Isentropenexponent	-
λ _L	Liefergrad	-
Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s

Indizes

Symbol	Bedeutung
A	Austritt
AR	Arbeitsraum
BG	Baugröße
D	Dampf
DE	Dampferzeuger
E	Eintritt
e	effektiv
f	Förderarbeit
HD	Hochdruck
HR	Hauptrotor

Symbol	Bedeutung
i	innen
K	Kessel
KO	Kondensator
kr	kritisch
KW	Kühlwasser
ND	Niederdruck
NR	Nebenrotor
s	isentrop
Sp	Spalt
th	theoretisch, thermisch

6 Schriftum

- /1/ Kauder, K., Der Schraubenmotor - Eine vielversprechende Antriebsmaschine zur Nutzung von Abwärme, BWK Bd 37, VDI-Verlag, 1985
- /2/ Kauder, K., Entwicklungsprobleme von Schraubenmotoren, VDI-Bericht 521, VDI-Verlag, 1984
- /3/ Kauder, K., Das Prinzip des Schraubenmotors - Ein erster zweistufiger Motor im Einsatz, Umschau, Das Wissenschaftsmagazin Nr. 5, Frankfurt 1984
- /4/ Paintner, L., Schraubenmotor im ORC-Kreislauf. VDI-Bericht 640, VDI-Verlag, 1987
- /5/ Schüler, R., Entwicklung von Schraubenmaschinenrotoren, Dissertation, Universität Dortmund, 1984
- /6/ Naujoks, R., Zustandsänderungen trockenlaufender Schraubenmaschinen - ein Vergleich zwischen Rechnung und Experiment, Fortschrittsberichte Reihe 7, VDI-Verlag, 1982
- /7/ Peveling, F.-J., Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schraubenmaschinen in Simulationsrechnungen, Dissertation, Universität Dortmund, 1987
- /8/ Dreißig, B., Ein Beitrag zur Auslegung von Schraubenmotoren, Dissertation, Universität Dortmund, 1990
- /9/ Oertel, H., Laurien, E., Numerische Strömungsmechanik, Springer Verlag, 1995
- /10/ Horlacher, H.-B., Lüdecke, H.-J., Strömungsberechnung für Rohrsysteme, Expert Verlag, 1992
- /11/ Marsal, D., Numerische Lösung partieller Differentialgleichung, BI Verlag, 1976
- /12/ Schneider, W., Mathematische Methoden der Strömungsmechanik, Vieweg Verlag, 1978
- /13/ Sauer, R., Charakteristikenverfahren für die eindimensionale instationäre Gasströmung, Ing.-Arch. 13, 79-89 (1942)
- /14/ Huster, A., Untersuchung des instationären Füllvorgangs bei Schraubenmotoren, Fortschr. Bericht VDI Reihe 7, Nr. 336; Düsseldorf, VDI Verlag 1998
- /15/ Kauder, K.; Huster, A., Zur Dynamik des Füllvorgangs von Schraubenmotoren, Schraubenmaschinen Fortschrittsberichte 1997
- /16/ Fiedler, K., Schmidt, R.-G., Johanßen, O., Teillastprogramm für eine Kondensationsdampfturbine, VDI Bericht 1109, 1994
- /17/ Schmidt, E., Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf in SI-Einheiten, Springer Verlag, 1982