

Grundlagen des Zweiphasen-Schraubenmotors
Fundamentals of the Two-Phase Screw-Type Engine

Von der Fakultät Maschinenbau
der Universität Dortmund
zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS

genehmigte

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Bernhard Paul Kliem
aus Speyer

2005

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund.

Dem Leiter des Fachgebietes, Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, danke ich für die fachliche und menschliche Begleitung meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Fachgebiet sowie für die Förderung dieser Arbeit bis hin zur Übernahme des Hauptreferates. In den wertvollen Diskussionen und Anregungen habe ich stets die notwendige Unterstützung erfahren.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. L. Rinder, Vorstand des Institutes für Maschinenelemente der Technischen Universität Wien für sein freundliches Interesse an dieser Arbeit und für die kritische Durchsicht und die Übernahme des Korreferates.

Darüber hinaus möchte ich mich bei allen Mitarbeitern und Studenten des Fachgebietes für die freundschaftliche Zusammenarbeit und die wertvolle Unterstützung bedanken. Sie haben in vielfältiger Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Nicht zuletzt bedanke ich mich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die freundliche Förderung, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Münster, im Oktober 2005

Bernhard Paul Kliem

Für meine liebe Nicole.

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der verwendeten Symbole, Abkürzungen und Indizes	VII
Abstract	XI
1 Einleitung.....	1
1.1 Arbeitsweise von Schraubenmaschinen.....	3
1.1.1 Der Schraubenkompressor	3
1.1.2 Der Schraubenmotor	5
1.1.3 Die arbeitsraumbegrenzenden Spalte.....	6
1.2 Stand der Technik	8
1.3 Motivation.....	13
1.4 Ziel der Arbeit.....	18
2 Nassdampfexpansion	20
2.1 Expansion im thermodynamischen Gleichgewicht.....	20
2.2 Vergleichsprozess	25
3 Theorie des Strahlzerfalls durch Überhitzung	33
3.1 Metastabile Flüssigkeit	33
3.2 Definition der Überhitzung	36
3.3 Die Keimbildung und das Keimwachstum der spontanen Verdampfung.....	37
3.4 Strahlzerfall durch Flashverdampfung.....	40
4 Experimentelle Voruntersuchung des Füllungssystems	43
4.1 Versuchsstand	43
4.2 Versuchsdurchführung.....	47
4.3 Versuchsauswertung	48
4.3.1 Stationärer Strahlzerfall	48
4.3.2 Durchflussverhalten der Düsen mit Einlassegment bei stehender Düsenscheibe	50
4.3.3 Strahlzerfall bei rotierender Düsenscheibe	54
5 Auslegung des Zweiphasen-Schraubenmotors	57

5.1	Ausgangsbasis des Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotors	57
5.2	Modellierung des Füllungsprozesses.....	60
5.3	Auslegung des Füllungssystems.....	64
5.4	Konstruktive Gestaltung.....	76
5.4.1	Druckindizierung.....	77
6	Experimentelle Untersuchung zum Betriebsverhalten des Zweiphasen-Schraubenmotors	79
6.1	Versuchsstand.....	79
6.1.1	Die verwendeten Messeinrichtungen	80
6.2	Versuchsdurchführung	84
6.3	Versuchsauswertung.....	87
6.3.1	Der Massenstrom.....	87
6.3.2	Drehmoment, Kupplungsleistung und effektiver Mitteldruck	90
6.3.3	Indizierung.....	95
6.3.3.1	Indikator diagramme	95
6.3.3.2	Innenarbeit.....	99
6.3.4	Energiefluss und Energiewandlungsgüte	101
6.3.4.1	Innerer Dissipationsstrom und innerer isentroper Gütegrad	104
6.3.4.2	Dissipationsstrom und Wirkungsgrad der Bewegungsübertragung ..	107
6.3.4.3	Effektiver isentroper Wirkungsgrad.....	109
6.3.4.4	Innerer und isentroper Gütegrad des Vergleichsprozesses.....	111
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	115
8	Literaturverzeichnis.....	117

Verzeichnis der verwendeten Symbole, Abkürzungen und Indizes

Symbole

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>
a	m s^{-1}	Schallgeschwindigkeit
a	m	Achsabstand
a	$\text{m}^5 \text{s}^{-2} \text{kg}^{-1}$	Stoffgröße der Van-der-Waals-Zustandsgleichung
A	m^2	Fläche
b	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	Stoffgröße der Van-der-Waals-Zustandsgleichung
c	m s^{-1}	Geschwindigkeit
c_p	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische isobare Wärmekapazität
c_v	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische isochore Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
D	m	Durchmesser
E	J	Exergie
f	-	Faktor, Funktion
G	J	freie Enthalpie
h	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$	spezifische Enthalpie
H	J	Enthalpie
k	m s^{-1}	Konstante des zerstäubenden Flüssigkeitsfreisrahles
L	m	Länge
m	kg	Masse
\dot{m}	kg s^{-1}	Massenstrom
n	s^{-1}	Drehzahl
p	N m^{-2}	Druck
P	W	Leistung
r	m	Radius
R	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische Gaskonstante
s	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische Entropie

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>
S	J K^{-1}	Entropie
t	s	Zeit
T	K	thermodynamische Temperatur
u	m s^{-1}	Umfangsgeschwindigkeit
u	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$	spezifische innere Energie
U	J	innere Energie
v	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	spezifisches Volumen
v_i	-	inneres Volumenverhältnis
V	m^3	Volumen
\dot{V}	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Volumenstrom
w	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$	spezifische Arbeit
W	Nm	Arbeit
x	-	Dampfgehalt
x, y	m	Punktkoordinaten
z	-	Zähnezahl
z	m	Spalthöhe
α	Grad	Drehwinkel des Hauptrotors
α	-	Durchflussbeiwert
α	-	Dampfvolumenverhältnis
β	Grad	Kegelwinkel
η	-	Wirkungsgrad, Gütegrad
κ	-	Isentropenexponent
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
Π	-	Druckverhältnis
ρ	kg m^{-3}	Dichte
σ	N m^{-1}	Oberflächenspannung
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Celsius-Temperatur
Ω	-	Bezugsziffer

Indizes

<u>Index</u>	<u>Bedeutung</u>	<u>Index</u>	<u>Bedeutung</u>
0	Nullpunkt, Nullstellung, Trippelpunkt	max	maximal
0... 4	punktbezeichnende Indizes	min	minimal
<i>A</i>	Austritt	<i>n</i>	Zählindex
<i>Ab</i>	Abwärme	<i>ND</i>	Niederdruck
<i>ab</i>	abströmend	<i>NR</i>	Nebenrotor
<i>D</i>	Düse	<i>Ö</i>	Öffnung
<i>d</i>	Dampfblase	<i>PE</i>	Profileingriff
<i>e</i>	effektiv	<i>PP</i>	Pinch Point
<i>ex</i>	exergetisch	<i>s</i>	Sättigung
<i>Ex</i>	Expansion	<i>s</i>	isentrop
<i>E</i>	Eintritt	<i>Sp</i>	Spalt
<i>f</i>	fiktiv	<i>th</i>	theoretisch
<i>F</i>	Füllung	<i>VP</i>	Vergleichsprozess
<i>FA</i>	Füllungsanfang	<i>W</i>	Wälzkreis
<i>FE</i>	Füllungsende	<i>Z</i>	Extensive Zustandsgröße
<i>FK</i>	Fußkreis	Δ	Differenz
<i>HD</i>	Hochdruck	∞	unendlich
<i>HR</i>	Hauptrotor	*	bewertet
<i>i</i>	innen, inneres	“	Zustand auf der Taulinie
<i>K</i>	Kammer	‘	Zustand auf der Siedelinie
<i>Kond</i>	Kondensator	•	auf die Zeit bezogene Größe

Abkürzungen

<u>Abkürzung</u>	<u>Bedeutung</u>	<u>Abkürzung</u>	<u>Bedeutung</u>
<i>CRC</i>	Clausius-Rankine-Cycle	<i>HD</i>	Hochdruck
<i>DA</i>	Druckaufnehmer	<i>HR</i>	Hauptrotor

<u>Abkürzung</u>	<u>Bedeutung</u>	<u>Abkürzung</u>	<u>Bedeutung</u>
<i>ND</i>	Niederdruck	<i>ORC</i>	Organic-Rankine-Cycle
<i>NR</i>	Nebenrotor	<i>TFC</i>	Trilateral-Flash-Cycle

Abstract

As the industrially common screw-type compressor, the screw-type expansion-engine belongs to the group of two-shaft displacement-engines. Screw-type engines are able to convert the energy of working fluids with a high amount of liquid. Due to this quality waste heat energy of middle and low temperature can be used. For this processes have been proposed, witch – instead of evaporation – warm up the working liquid in a heat exchanger. Thus, even when water is used as working fluid, the temperature profile in the heat exchanger is advantageous in terms of thermodynamic. Only in the expansion engine – the two-phase screw-type engine – the spontaneously occurring flash evaporation leads to a partial transition from liquid to steam.

Until now the development of screw-type expansion engines can be characterised by copying the basic design principles of the screw-type compressor. However the energy conversion concept of the two-phase screw-type engine with partly inner evaporation and wet steam expansion needs an especially adopted filling system.

In the course of this thesis a filling system is developed witch enables a spontaneous evaporation located in the tooth space of the rotors. The system mainly consists of rotating short nozzles. In the beginning the author examines the intensity of the flash evaporation, which is the main atomisation mechanism of superheated liquid jets. Based on this experiments, a calculation system is developed to lay out the filling system for a first two-phase screw-type test-engine. In an ideal cycle based on an isentropic expansion the energy conversion in the working chamber is shown.

Concerning the construction the inlet ports of each working chamber are situated on a disc at the front side of the female rotor and filled with pressure water during the rotation in a special angle. Due to the position of the nozzles on the front side of the female rotor, the superheated and atomising liquid jet can issue without hindrance. The rotors of the testing engine run in medium lubricated roller bearings. This makes the complete abandonment of an oil system possible. In addition shaft seals between working and bearing chamber are no longer needed.

In the experimental investigation of the operating behaviour the entering pressure water has a temperature range from 140°C to 180°C. The entering pressure is situated in an

interval from 4,0 bar to 16,0 bar. The maximum shaft power output is 31 kW. The most effective isentropic efficiency is 56% with a male rotor tip speed of approx. 20 m/s. The comparison of the measured indicated work with the calculated values has the following result: The ideal cycle determines both, the influence of dissipation during the chamber filling and the influence of loss of working surface by incomplete expansion.

The two-phase screw-type engine in combination with an optimised filling system is a promising energy conversion concept of high quality. The tribological behaviour of the off rolling rotors has to be examined in continuing researches. Also specialized researches concerning the reliability in operation of the medium lubricated roller bearings are necessary. Due to the simple construction the wet running engine is also economically interesting as energy converter in decentral power generating plants.

1 Einleitung

Die Steigerung der Effizienz, also die Erhöhung des vorgegebenen Nutzens in definierter Qualität bei gleichem eingesetzten Aufwand und auch die Reduzierung des Aufwandes unter Beibehaltung des Nutzens, ist seit jeher Antrieb der Entwicklung technischer Systeme.

Bedingt durch die Primärenergiekosten sowie durch Vorgaben zum Umwelt- und Klimaschutz, insbesondere zur Reduzierung der CO₂-Emissionen, sind Hersteller und Betreiber von energietechnischen Anlagen an einer steten Verbesserung des Wirkungsgrades, also der Effizienz der Energiewandlungssysteme interessiert.

Die Entwicklung der letzten Jahrzehnte zeigt, dass neben der Steigerung des Wirkungsgrades eines einzelnen Prozesses die Kombination unterschiedlicher Prozesse die Gesamtenergiewandlungsgüte steigern kann. Beispielsweise erreichen moderne kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke (GuD-Anlagen) bei der Bereitstellung elektrischer Energie aus fossilen Brennstoffen bereits Wirkungsgrade oberhalb von 60 % (Dolezal [1]). Ein Abhitzeessel, der die Abwärme der Gasturbine an den nachgeschalteten Dampfprozeß überträgt, verbindet die beiden Energiewandlungsprozesse. So lässt sich die Wärmezufuhr bei hoher Temperatur, als wesentlicher thermodynamischer Vorteil der Gasturbine, kombinieren mit der thermodynamisch günstigen Wärmeabgabe des Dampfturbinenprozesses auf niedrigem Temperaturniveau.

Die Umwandlung fossiler Brennstoffe in elektrische Energie in großtechnischen Anlagen ist die Domäne der thermischen Turbomaschinen. Im unteren Leistungsbereich der Wärmekraftmaschinen herrschen Verdrängermaschinen vor. So werden in der dezentralen Kraft-Wärme-Kopplung überwiegend Verbrennungsmotoren eingesetzt. Auch hier lässt sich der Wirkungsgrad durch Kombination mit einem weiteren Energiewandlungsprozess, der einen Teil der Abwärme des Verbrennungsmotors in mechanisch nutzbare Energie transformiert, weiter steigern.

Darüber hinaus wird bereits seit längerem nach Möglichkeiten gesucht, einen Teil der bisher nur wenig oder überhaupt nicht genutzten Energiepotentiale auf niedrigem Temperaturniveau wie Industrieabwärme, solare und geothermische Wärme wirtschaftlich in mechanische oder elektrische Energie zu überführen.

Trotz des hohen dezentral vorliegenden Abwärmepotentials konnte sich zu dessen Nutzung noch kein geeigneter Prozess und zugehöriger Energiewandler etablieren. Besonders bei der Nutzung von Abwärme im unteren Temperaturbereich (< 300 °C) kommt dem Exergieverlust im Wärmetauscher ein besonderer Stellenwert hinsichtlich

der Energiewandlungsgüte zu. Deshalb wurden neben dem konventionellen Clausius-Rankine-Cycle mit dem umlaufenden Arbeitsfluid Wasser bzw. Wasserdampf Anlagen mit organischen Arbeitsfluiden entwickelt (Organic-Rankine-Cycle). Die geringe Verdampfungsenthalpie dieser organischen Fluide ermöglicht eine thermodynamisch günstige Anbindung des Kreisprozesses an den Abwärmeträger. Beiden Kreisprozessen ist gemein, dass der jeweiligen Expansionsmaschine gesättigter oder überhitzter Dampf zugeführt wird. Während der Expansion bleibt der Dampf überhitzt, oder es kondensiert lediglich ein geringer Teil des Arbeitsfluides. Im Leistungsbereich oberhalb von etwa 1 MW_{el} ist üblicherweise der Einsatz einer Klein-Dampfturbine sinnvoll, für geringere Leistungen fällt jedoch deren Wirkungsgrad deutlich ab. Hier kann daher die Verwendung anderer Expansionsmaschinen, wie die des Schraubenmotors oder des Hubkolbendampfmotors, vorteilhaft sein. Die Eignung des Schraubenmotors als Expansionsmaschine zur Energiewandlung im unteren Leistungsbereich wurde bereits in verschiedenen Prototypenanlagen nachgewiesen (Dreißig [2], Hanselmann [3], Hinsenkamp [4], Kauder et al. [81], [82]).

Zur Nutzung von Abwärme im unteren Temperaturbereich sind weiterhin Kreisprozesse vorgeschlagen worden, bei denen das umlaufende Arbeitsfluid im Abhitzeessel lediglich erwärmt, aber nicht verdampft wird. Da die Abwärme häufig an gasförmige Medien gebunden ist, bietet dies den Vorteil, dass auch bei der Verwendung von Wasser als Arbeitsfluid ein thermodynamisch günstiger Verlauf der Temperaturprofile im Abhitzeessel erreicht werden kann. Erst unmittelbar vor oder in der Expansionsmaschine kommt es zum teilweisen Phasenübergang des Arbeitsfluides vom flüssigen in den dampfförmigen Zustand. Die Schraubenmaschine bietet sich hier als Energiewandler an, da sie in der Lage ist, Arbeitsfluide mit einem sehr hohen Flüssigkeitsanteil zu expandieren. Die unter diesen Bedingungen eingesetzten Schraubenmotoren werden als *Zweiphasen-Schraubenmotor* bezeichnet (Kauder und Kliem [8], Smith et al. [12]).

Die bisherige Entwicklung von Schraubenmotoren war geprägt durch die Übertragung von Konstruktionsprinzipien des industriell weit verbreiteten Schraubenkompressors. Beiträge zur Verbesserung der Kammerfüllung von Schraubenmotoren mit überwiegend dampf- bzw. gasförmigen Arbeitsfluiden liegen vor (Fost [14] und Huster [103]). Das Energiewandlungskonzept des Zweiphasen-Schraubenmotors mit innerer Teilverdampfung und Nassdampfexpansion erfordert jedoch angepasste Gestaltungsprinzipien.

Die vorliegende Arbeit liefert Ansätze zur Optimierung des Füllungssystems eines Zweiphasen-Schraubenmotors, um hierdurch insgesamt die Güte der Energiewandlung dieser Expansionsmaschine zu verbessern. Ein Füllungssystem wird entwickelt, das sich von der herkömmlichen Gestaltung des Einlassbereiches von Schraubenmotoren unterscheidet und speziell auf die Füllung des Arbeitsraumes mit Teilverdampfung des Arbeitsfluides angepasst ist.

1.1 Arbeitsweise von Schraubenmaschinen

Kauder [119] gibt eine umfassende Funktionsbeschreibung der Schraubenmaschinen, die hier als Einführung in das Thema und zum Verständnis der Funktion dieser Verdrängermaschine in wesentlichen Zügen wiedergegeben wird:

Schraubenmaschinen gehören zur Gruppe mehrwelliger Verdrängermaschinen.

Das gemeinsame Kennzeichen aller Verdrängermaschinen ist ein gekapselter Arbeitsraum, dessen Größe sich während eines Arbeitsspiels zyklisch verändert.

Ein Arbeitsspiel umfasst alle Vorgänge im Arbeitsraum, angefangen von einem bestimmten thermodynamischem Zustand bis zur nächsten Wiederholung dieses Zustandes (stationäres Arbeitsspiel).

Während eines Arbeitsspiels ändert sich der Energieinhalt des verarbeiteten Fluids. Die beiden Rotoren bilden zusammen mit dem sie eng umschließenden Gehäuse Profil- oder Zahnlückenräume, auch als Kammern bezeichnet.

1.1.1 Der Schraubenkompressor

Das Arbeitsspiel eines Schraubenkompressors beginnt in der in Bild 1.1 gekennzeichneten Lage der Rotoren zueinander. Auf der Rotorunterseite bildet sich durch das Auseinanderdrehen der im Eingriff befindlichen Rotoren ein Arbeitsraum, zu dem der markierte Profillückenraum gehört, der mit dem Arbeitsfluid gefüllt und danach durch saugseitige Steuerkanten im Rotorgehäuse von der Ansaugleitung (Saugseite) getrennt wird. Durch die weitere Drehung der Rotoren verkleinert sich in der zweiten Arbeitsphase (Bild 1.2) der Profillückenraum, weil die beiden (konkaven und konvexen) Profile das Arbeitsfluid aus der jeweils gegenüberliegenden Profillücke verdrängen.

Je nach gewünschtem Verdichtungsenddruck, der theoretisch unendlich hoch sein kann, ermöglichen die im Rotorgehäuse vorgesehenen druckseitigen Steuerkanten (Bild 1.3

links) eine Verbindung des Arbeitsraumes mit der Druckleitung (Druckseite) des Kompressors. Eine solche Rotorstellung zeigt Bild 1.3 rechts. Durch die Drehung der Rotoren nimmt der Arbeitsraum gegenüber Bild 1.2 in der dritten Arbeitsphase weiter ab, bis er schließlich zu Null wird, wenn das gesamte Profillückenvolumen in die Druckleitung ausgeschoben (verdrängt) ist.

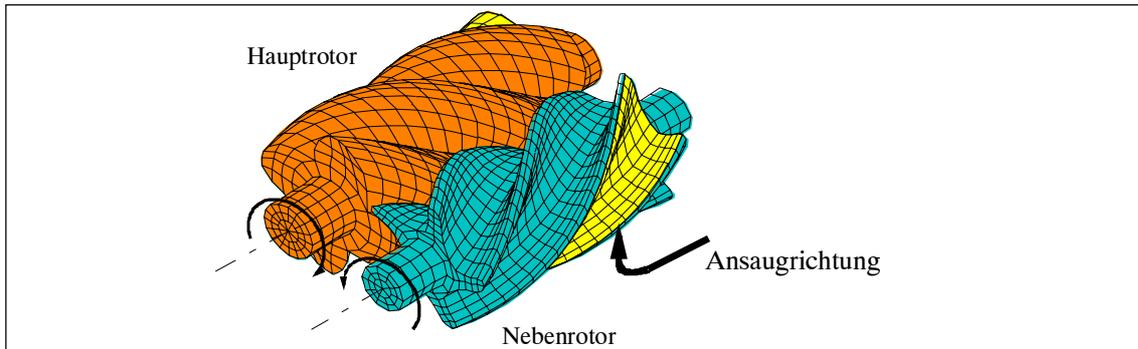


Bild 1.1: Arbeitsspiel des Schraubenkompressors – Ansaugvorgang

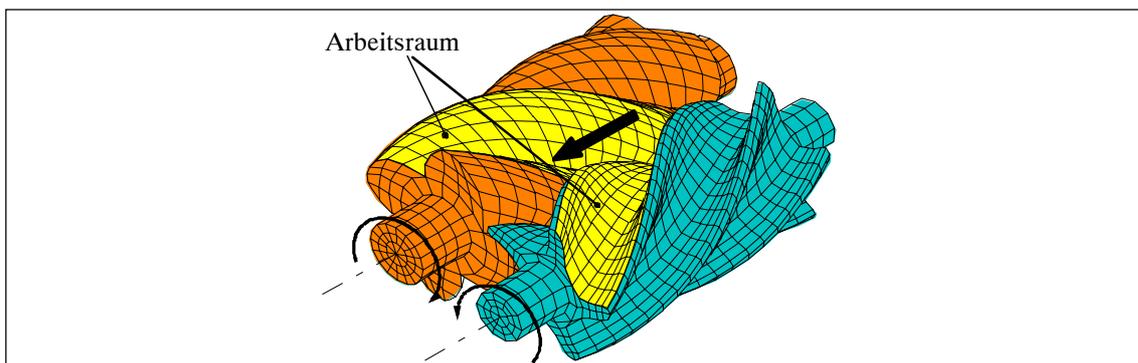


Bild 1.2: Arbeitsspiel des Schraubenkompressors – Kompression

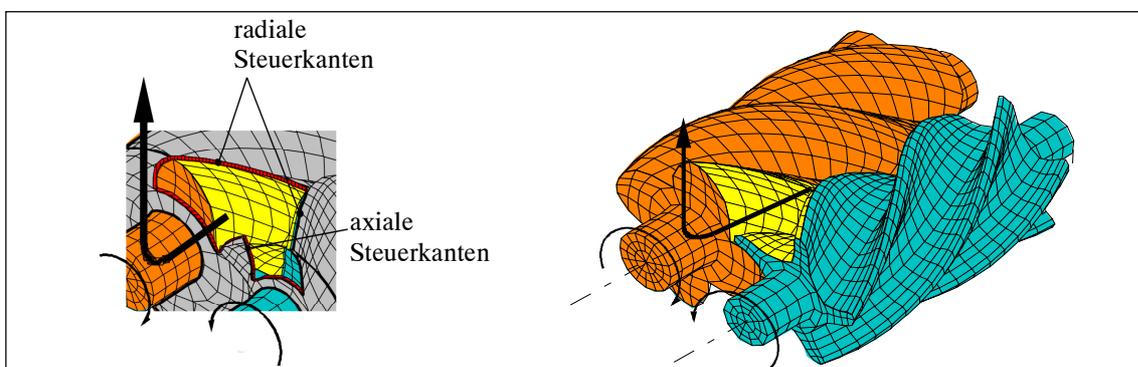


Bild 1.3: Arbeitsspiel des Schraubenkompressors – Auslassvorgang

1.1.2 Der Schraubenmotor

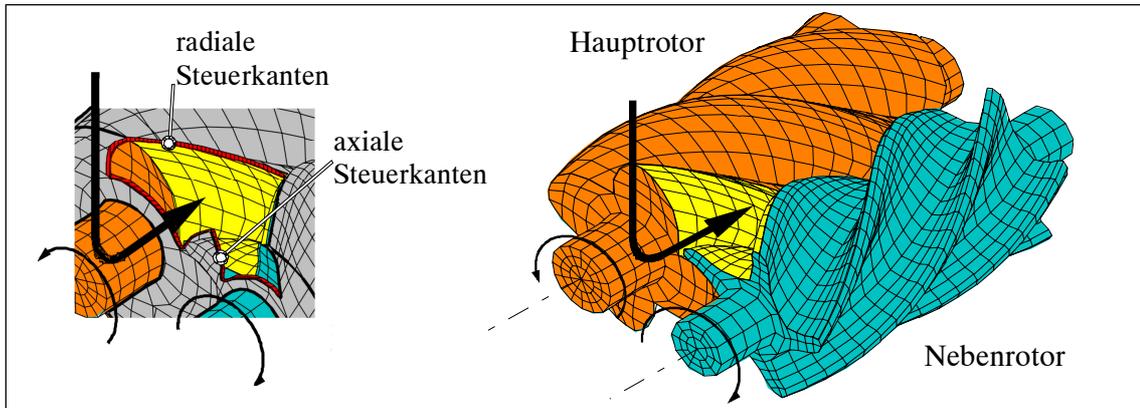


Bild 1.4: Arbeitsspiel des konventionellen Schraubenmotors – Füllung der Arbeitskammer durch Steuerflächen im Gehäuse

Das Arbeitsspiel eines konventionellen¹⁾ Schraubenmotors entsteht aus dem des Schraubenkompressors, wenn die druckseitige Gehäuseöffnung mit unter Druck stehenden Gasen oder Dämpfen beaufschlagt wird. Dabei ändert sich die Drehrichtung gegenüber der des Kompressors. Das Arbeitsfluid strömt durch die in Bild 1.4, links gekennzeichnete Gehäuseöffnung in den dahinter liegenden Profillückenraum ein (Bild 1.4, rechts). Bei fortschreitender Rotordrehung wächst das Volumen der gekennzeichneten Profillücke. Der Füllvorgang ist beendet, wenn dieser Raum bei weiterer Rotordrehung vom Einlassquerschnitt (hinter der Einlasssteuerkante) des Gehäuses vollständig getrennt wird. Gleichzeitig verlagert sich die Profileingriffslinie der betrachteten Profillücke parallel zur Rotorachse.

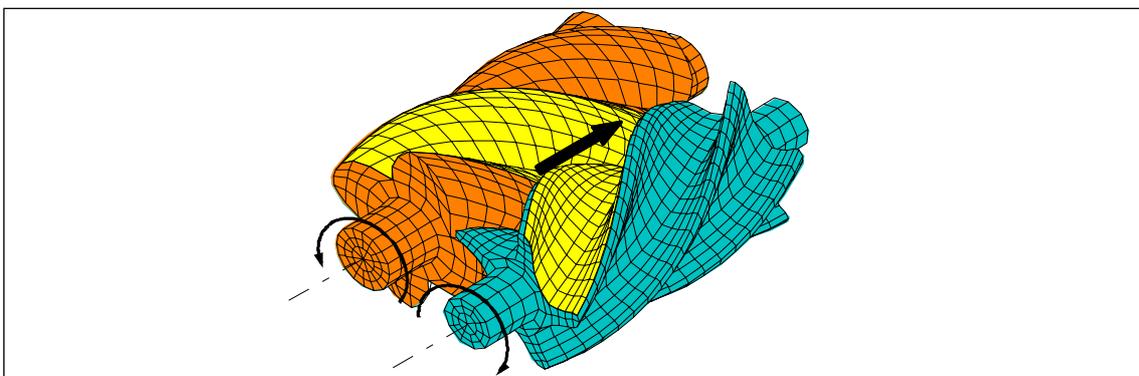


Bild 1.5: Arbeitsspiel des Schraubenmotors – Expansion

¹⁾ „konventionell“ meint hier einen Schraubenmotor, dessen Arbeitsfluid beim Einströmen überwiegend dampf- bzw. gasförmig vorliegt, der also über „normale“ Einlassflächen verfügt.

Der Expansionsvorgang (Bild 1.5) dreht die Rotoren im Sinne einer Profillückenraumzunahme, bis die Rotorprofile den Auslassquerschnitt im Gehäuse überfahren und so den Expansionsvorgang mit dem Ausschleiben (Bild 1.6), also mit dem Verdrängen des an Energieinhalt armen Arbeitsfluids, beenden. Je nach Anzahl der verwendeten Profillückenräume läuft das beschriebene Arbeitsspiel mehrmals pro Rotorumdrehung ab.

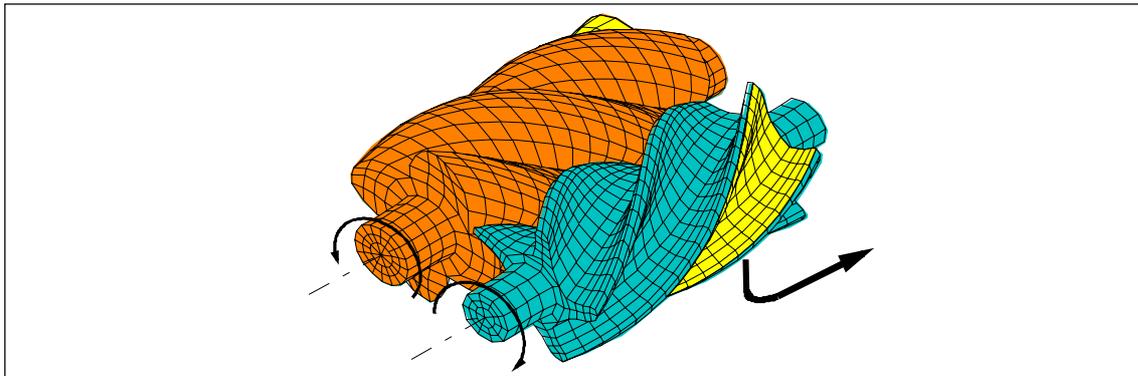


Bild 1.6: Arbeitsspiel des Schraubenmotors – Auslassvorgang

1.1.3 Die arbeitsraumbegrenzenden Spalte

Die arbeitsraumbegrenzenden Spalte beeinflussen die Energiewandlungsgüte, das Betriebsverhalten und die Betriebssicherheit der Schraubenmaschinen nachhaltig und je nach Spaltart auf unterschiedliche Weise.

Abhängig von den Spaltdruckverhältnissen und Spaltflächen entstehen Leckmassen- und Entropieströme in der Maschine.

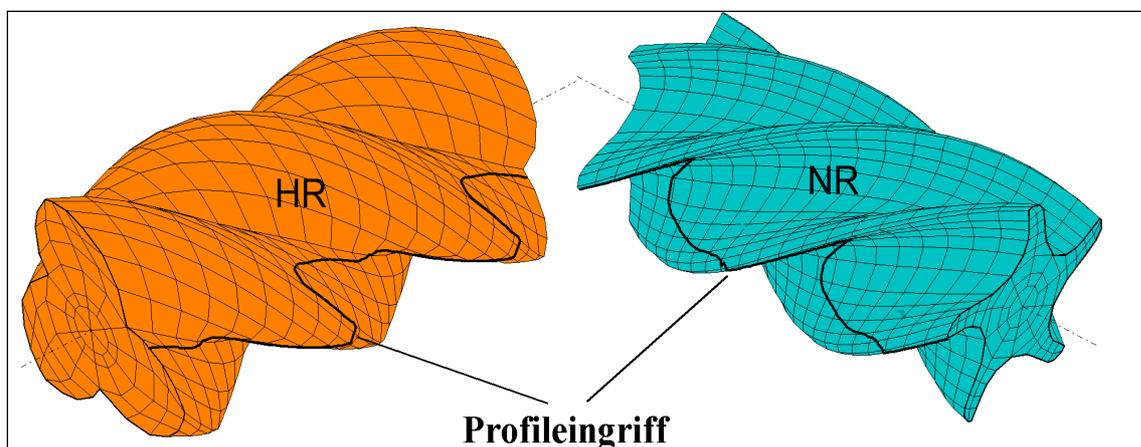


Bild 1.7: Profileingriffsspalt

Der Profileingriffsspalt (Bild 1.7) stellt die Quasi-Berührungslinie²⁾ der Rotorverzahnung dar. Er verbindet die Profillückenräume der Hochdruckseite mit denen der Niederdruckseite der Maschine auf direktem Wege. Hat zudem ein druckseitiger Profillückenraum bereits eine Verbindung mit der druckseitigen Gehäuseöffnung, so liegt in diesem Bereich die gesamte Maschinendruckdifferenz an.

Der Gehäusespalt, Bild 1.8, befindet sich zwischen den Zahnköpfen der Rotoren und dem Maschinengehäuse. Dabei sind die Spaltformen am Haupt- und Nebenrotor unterschiedlich. Die Spaltlänge bildet sich schraubenförmig aus, dabei verbindet der Gehäusespalt benachbarte Profillückenräume untereinander.

Der Stirnspalt (Bild 1.8) wird von den Gehäuse- und Rotorstirnflächen gebildet. Er besteht sowohl auf der Druck- wie auch auf der Maschinensaugseite. Aufgrund der relativ großen saugseitigen Gehäuseöffnung fällt seine Umfangserstreckung wie auch die dort anstehende Druckdifferenz eher klein aus. Direkt an die einzelnen Zähne des Rotorprofils gebunden, stellt er ähnlich dem Gehäusespalt, Verbindungen von Profillückenräumen untereinander und zur Saug- bzw. Druckseite her.

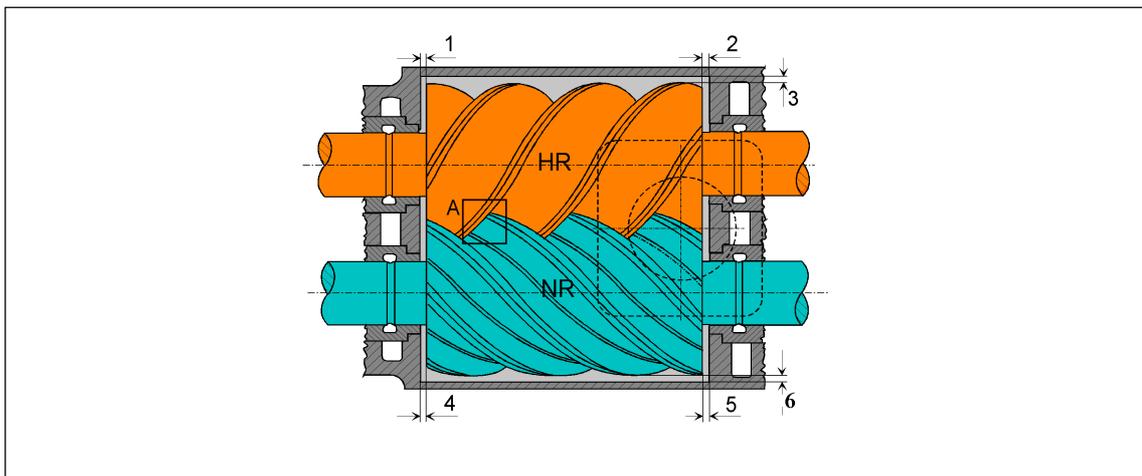


Bild 1.8: 1: Saugseitiger HR-Stirnspalt, 2: Druckseitiger HR-Stirnspalt, 3: Gehäusespalt HR, 4: Saugseitiger NR-Stirnspalt, 5: Druckseitiger NR-Stirnspalt, 6: Gehäusespalt NR

2) Die eigentliche Berührungslinie lässt sich exakt nur beim spielfreien Maschinenbetrieb mit einem Wälzkontakt angeben. Gibt es ein Flankenspiel zwischen dem Haupt- und Nebenrotor, soll von einer Quasi-Berührungslinie gesprochen werden.

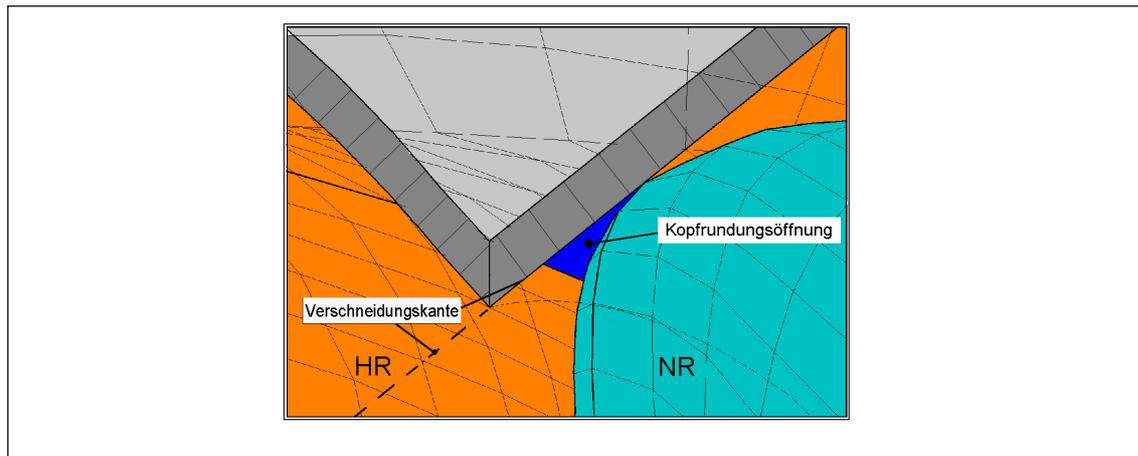


Bild 1.9: Kopfrundungsöffnung (Blasloch)

Wenn bei Profilformen der Gehäusespalt den Profileingriffsspalt in diskreten Punkten nicht berührt, ist an diesen Stellen auf der Saug- und Druckseite das Prinzip des geschlossenen Arbeitsraumes einer Verdrängermaschine durch eine zusätzlich entstehende Öffnung verletzt. Es bildet sich, durch die Kopfrundung des Profils bedingt, eine Kopfrundungsöffnung aus (Bild 1.9). Diese ist begrenzt durch die Gehäuseverschneidungskante und die Konturen der Haupt- und Nebenrotorflanken. Damit entsteht eine theoretisch nicht notwendige Verbindung zwischen den benachbarten Zahnlückenräumen der Maschine. Die Frage nach der Spaltwirkung auf die Energiewandlung der Schraubenmaschine ist auch die Frage nach den Spaltprioritäten, d.h. die der energetischen Wirkungen. Sie kann in erster Näherung und eingeschränkt auf heute gebräuchliche asymmetrische Profilkonturen sowie gleiche Spalthöhen aller Spalte bzw. Öffnungen nach ihrer abnehmenden Wirksamkeit in der Reihenfolge Profileingriffsspalt, Gehäusespalt, Kopfrundungsöffnung und Stirnspalte angegeben werden.

1.2 Stand der Technik

Obwohl bereits in dem grundlegendem Patent von Heinrich Krigar [16] aus dem Jahr 1878 die vielseitige Einsatzmöglichkeit einer Verdrängermaschine mit schrägverzahnten Rotoren als „...Gebläse, Pumpe, Presse, Motor und Messapparat“ beschrieben wurde, konnte sich dieser Maschinentyp erst in der Mitte des vorigen Jahrhunderts, zunächst als Energiewandler in der Druckluftherzeugung und Prozessgaskompression, etablieren. Der wirtschaftliche Durchbruch gelang durch das symmetrische Rotorprofil der

schwedischen Firma Svenska Rotor Maskiner (SRM), dessen Entwicklung auf umfangreiche Forschungsarbeiten des schwedischen Ingenieurs Alfred Lysholm [17] zurückging. Aufgrund der relativ hohen Leistungsdichte, der vergleichsweise geringen Anzahl an Verschleißteilen und der robusten Betriebsweise liegt in der Druckluftherzeugung und Prozessgaskompression bis heute das Haupteinsatzgebiet dieses Maschinentyps.

Die Einführung der asymmetrischen Rotorprofilform, etwa um das Jahr 1970, verringerte die internen Leckmassenströme aufgrund von Undichtigkeiten in der Verzahnung erheblich, so dass dieser Nachteil gegenüber dem Energiewandlungsprinzip des konkurrierenden Hubkolbenverdichters weiter abgebaut werden konnte. Umfangreiche Grundlagenforschungen zur analytischen Beschreibung der Schraubengeometrie von Sakun [18] und Rinder [20], [21], [22] flossen in die weitere Entwicklung ein. Forschungsarbeiten zur Geometrie der Schraubenrotoren finden sich weiterhin in Schüler [23], Rau [24], Xiao et al. [25] und Fister [28]. Beiträge zur Geometrie der Schraubemaschine aus jüngerer Zeit, wie Svigler [29], [30], [31], Rinder et al. [32], Kauder et al. [33] und Helpertz [34] zeigen, dass die Entwicklung auf diesem Gebiet noch keinesfalls abgeschlossen ist.

Für den Kompressorbetrieb der Schraubenmaschine haben sich im wesentlichen zwei Bauarten durchgesetzt.

Bei den trockenlaufenden Kompressoren drehen sich die Rotoren ohne Berührung der Zahnflanken. Die Kopplung erfolgt über ein Synchronisationsgetriebe. Diese Bauart wird überwiegend zur Kompression von Prozessgasen eingesetzt, falls das Arbeitsfluid nicht mit Öl kontaminiert werden darf. Zur Beschreibung des Betriebsverhaltens und zur genaueren Auslegung dieses Maschinentyps liegen individuell entwickelte Simulationsmodelle, aber auch angepasste kommerzielle Finite-Elemente Programme vor (Buthmann [36], Naujoks [38], Gödde [38], Dreifert [39], Flemming et al. [40], Stosic et al. [41] und Rofall [42]).

Die heute meist öleingespritzte Bauart, auch nasslaufende Maschine genannt, kommt ohne Synchronisationsgetriebe aus. Die Drehmomentübertragung erfolgt direkt über die Rotorflanken. Ein Hilfsfluid, in der Regel das eingespritzte Öl, aber auch Wasser, dient neben der Schmierung der abwälzenden Zahnflanken und der Lager auch zum Abdichten der Spalte zwischen den Arbeitskammern und der Kühlung des zu komprimierenden Gases. Dieser Schraubenkompressortyp steht nicht zuletzt wegen

seiner großen Verbreitung in der dezentralen Druckluftherzeugung im Mittelpunkt zahlreicher Forschungsarbeiten (Kauder [53], [54], [55]). Harling [44] befasste sich mit der Ölverteilung und deren Visualisierung. Kauder et al. [45] untersuchten den Einfluss des Öles auf die Energiewandlungsgüte. Hierzu wurde ein theoretisches Modell aufgestellt, das anschließend verifiziert werden konnte (Kauder et al. [46], Deipenwisch [47]). Der Wärmeaustausch zwischen dem Arbeitsfluid und der Hilfsflüssigkeit ist Gegenstand der Untersuchungen von Person [48] und Rinder et al. [49], [50]. Eine Verflechtung kommerzieller Programme zur kombinierten Strömungs- und Verformungsrechnung für nasslaufende Schraubenmaschinen liefern Kovacevic et al. [56]. Zur Vermeidung der nachgeschalteten Ölabscheidung, die je nach geforderteter Reinheit sehr aufwendig sein kann, findet in jüngerer Zeit vermehrt die Einspritzung von Wasser als Hilfsfluid das Interesse (Kauder und Dämgen [52], [51], Hinsenkamp [57] und Rinder et al. [58]).

Neben diesem klassischen Einsatzgebiet der Schraubenmaschine als Kompressor findet diese Maschine zunehmend Eingang in den Bereich der Aufladung von Verbrennungsmotoren (Piatkowski [59], Weckes [60], Kauder et al. [64], [65], [67], [68] Vlaskos [63], Pucher et al. [61], [66]). Auch als Versorgungseinheit stationärer sowie mobiler Brennstoffzellen wird dieser Maschinentyp diskutiert (Kauder et al. [62]).

Die Möglichkeit, die Schraubenmaschine als Expansionsmaschine zur Energiewandlung einzusetzen, wird erst in den 70er Jahren des vorigen Jahrhunderts wieder aufgegriffen. Vor dem Hintergrund der ansteigenden Primärenergiekosten und durch eine gewandeltes Umweltbewusstsein sowie durch verstärkte Vorschriften zum Klimaschutz und CO₂-Ausstoß wurde vermehrt nach alternativen Kreisprozessen mit alternativen Expansionsmaschinen gesucht, um dezentrale Energieressourcen in den Bereichen der industriellen Abwärme, geothermischer und solarer Wärme nutzen zu können. Die bereits von Krigar [16] vorgeschlagene kinematische Umkehr des mittlerweile als Serienprodukt weit verbreiteten Schraubenkompressor, führte zu zahlreichen Motor- und Anlagenkonzepten, um so dem Schraubenmotor einen breiten Einsatzbereich zu erschließen. Fost [14] gliedert die Entwicklung auf dem Gebiet des Schraubenmotors nach dem Auftreten der maximalen Temperatur des Arbeitsfluides. Die folgenden vier Bereiche lassen sich unterscheiden:

1. Organic-Rankine-Cycle (ORC) mit Schraubenmotor als Expansionsmaschine (Westermann [78], Hanselmann [3], [71], Dullinger [75], Paintner [35]) zur Nutzung von Wärmequellen im Niedertemperaturbereich unterhalb 160 °C (Dreißig [2]).
2. Trilateral-Flash-Cycle (TFC) mit dem Zweiphasen-Schraubenmotor als Energiewandler zur Nutzung von Wärmequellen im niedrigen bis mittleren Temperaturbereich (<300 °C) (Deis et al. [73], Taniguchi et al. [74], Kauder et al. [5], [6], [7], [8], [9], Smith et al. [10], [11], [12]), aber auch zur direkten Nutzung geothermischen Druckwassers (Sprankle [76], Flower et al. [72]).
3. Clausius-Rankine-Cycle (CRC) mit dem Dampfschraubenmotor als Expansionsmaschine (Dies et al. [73], Hinsenkamp [4], Hanselmann [71]) für Anwendungen im mittleren Temperaturbereich bis etwa 600°C, z. B. zur Nutzung der Abwärme von Verbrennungsmotoren (Amann [79], Feustel [80], Kauder et al. [81], [82], [83]).
4. Modifizierter Joule-Cycle (GASSCREW) mit dem Heißgas-Schraubenmotor zur Energiewandlung von Arbeitsfluiden im Hochtemperaturbereich ab etwa 700°C (Kauder [84], Dosdall [85], Keller [86], von Unwerth [87]).

In den Anfängen der Schraubenmotorentwicklung wurden zunächst nasslaufende öleingespritzte Schraubenmotoren im Clausius-Rankine-Cycle untersucht und erprobt. Die Trennung des Hilfsmediums Öl vom Arbeitsmedium Wasser gestaltete sich jedoch aufwendig und konnte nur unvollständig realisiert werden. Die sich daraus ergebenden Probleme für den Anlagenbetrieb (Ablagerungen an Bauteilen im Dampfkreislauf bis hin zur Verkokung von Wärmetauscherflächen) führten dazu, dass dieses Konzept nicht weiter verfolgt wurde (Kauder et al.[82]).

Mitte der 80er Jahre galt ein wesentliches Interesse dem Organic-Rankine-Cycle mit organischen Kreislauffluiden, da diese die Realisierung höherer thermischer Maschinenwirkungsgrade im Vergleich zu Wasserdampf ermöglichten (Dullinger [75], Huppmann [95], Westermann [78]). Aufgrund der Umweltproblematik der verwendeten FCKW¹⁾-haltigen Medien wurden diese Untersuchungen Ende der 80er Jahre jedoch

¹⁾ FCKW: Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoff

wieder aufgegeben. Neuere Arbeitsmedien auf der Basis neuerer Kältemittel mit einer höheren Umweltverträglichkeit lassen auch den Einsatz des Organic-Rankine-Cycle für zukünftige Anwendungen wieder interessanter werden.

Das Hauptinteresse liegt jedoch bei dem Arbeitsmedium Wasser/Wasserdampf, nicht zuletzt wegen des unproblematischen Anlagenaufbaus und des einfach zu handhabenden Arbeitsfluides. Dabei ist der trockenlaufende Dampfschraubenmotor für den Einsatz in einem Clausius-Rankine-Cycle in seiner Entwicklung am weitesten fortgeschritten. Das Betriebsverhalten dieses Maschinentyps wurde von Dreißig [2] und Hinsenkamp [4] ausführlich beschrieben. Beide stellen in Ihren Arbeiten auch Verfahren zur Grobauslegung eines trockenlaufenden Dampfschraubenmotors vor. Platell [70] stellt eine Abhandlung über den Einsatz von Schraubenmotoren in Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung vor. Zellermann [101] untersucht den Einsatz von Hilflüssigkeiten in Schraubenmotoren. Seit 1998 wird im BHKW²⁾ der Universität Dortmund eine Prototypenanlage mit einem einstufigen trockenlaufenden Dampfschraubenmotor im Clausius-Rankine-Cycle betrieben.

Das Konzept der GASSCREW sieht den Einsatz eines Schraubenkompressors und Schraubenmotors in einer Anlage zur Energiewandlung vor. Der Schraubenmotor wird hier auf einem Temperaturniveau betrieben, das mit dem der Gasturbine vergleichbar ist (Kauder [84]). Zunächst wurde hier das Betriebsverhalten einer solchen Zusammenschaltung von Schraubenkompressor und Schraubenmotor von Kauder und Dosdall in mehreren Beiträgen untersucht ([85], [88], [89]). Verfahren zur Kühlung des Schraubenmotors sind von Kauder und Keller [86], [90], [91], [92] erarbeitet worden. Die simulationsgestützte Entwicklung und die Untersuchung des thermischen und mechanischen Bauteilverhaltens des Motors von Keller [86] dienen als Basis für die von Kauder und von Unwerth [87], [93], [94] beschriebene GASSCREW-Versuchsanlage zur Verifikation des theoretisch voraussagbaren Betriebsverhaltens.

Die Entwicklung des Zweiphasen-Schraubenmotors geht auf ein Patent von Sprankle [76] zurück. Zunächst stand hier die direkte Expansion von heißem unter Druck stehendem geothermischen Wasser bzw. Nassdampf mit sehr geringem Dampfanteil im Vordergrund (McKay [77], Flower et al. [72]). Die Überlegung der direkten Expansion einer

²⁾ BHKW: Block-Heizkraftwerk

Flüssigkeit mit Teilverdampfung in der Schraubenmaschine wurde aber auch auf andere Arbeitsfluide übertragen, um so einen Energiewandler für den Trilateral-Flash-Cycle zu erhalten (Smith et al. [10], [11], [12]). Den bisherigen Entwicklungen liegen als Versuchsmotoren modifizierte naß- oder trockenlaufende Schraubenkompressoren zugrunde. Die Anpassung auf die Besonderheiten der Nassdampfexpansion aber auch die interne Verdampfung konnten hierbei nur teilweise berücksichtigt werden. Der Autor stellt ein neuartiges Füllungssystem mit rotierenden Kurzdüsen vor [5], [7], [9], auf dem die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit aufbauen.

Neben den Forschungsarbeiten zu den einzelnen Maschinentypen bzw. Anwendungsfällen liegen Veröffentlichungen vor, die sich mit experimentellen Untersuchungen der inneren Vorgänge wie Spaltströmungen (Kauder und Sachs [100], [97], [98], [99]), Verteilung der Hilfsfluide (Kauder, Harling und Zellermann [43], [44], [101], [102]) und mit der Problematik des Ladungswechsels befassen (Kauder, Huster und Fost, [14], [103], [104], [105], [106]).

Am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund ist ein umfassendes modular aufgebautes Simulationssystem für Rotationsverdrängermaschinen entwickelt worden (Kauder et al. [108], [110], [111]). Unabhängig vom Maschinentyp lässt sich dessen instationäres und stationäres Betriebsverhalten abbilden. Verifikationen für einphasige Arbeitsfluide liegen vor (Kauder und Janicki [112]). Aufgrund des modularen Aufbaus lassen sich hier Algorithmen implementieren, die das Betriebsverhalten von Rotationsverdrängermaschinen mit mehrphasigen Arbeitsfluiden beschreiben könnten [108].

1.3 Motivation

Zur Nutzung der Exergie von Abwärmepotentialen im mittleren und unteren Temperaturbereich sind thermodynamische Kreisprozesse erforderlich, die aufgrund einer angepassten Prozessführung ein hohes Maß an Energiewandlungsgüte erwarten lassen. Bedingt durch den ohnehin niedrigen Exergieanteil an der Gesamtenergie der Abwärme muss der Wärmeaustausch zwischen Abwärmeträger und Kreislauffluid ohne hohe Exergieverluste, also bei moderaten Temperaturdifferenzen, erfolgen. Hier bietet der bereits vorgeschlagene Trilateral-Flash-Cycle (TFC) gegenüber dem klassischen Clausius-Rankine-Prozeß (CRC) erhebliche Vorteile [10], [5], [12].

Bild 1.10 verdeutlicht die schematische Anlagenschaltung. In beiden Prozessen sorgt eine Speisewasserpumpe (**a**) für die notwendige Druckerhöhung des flüssigen Arbeitsfluides. Beim Clausius-Rankine-Prozeß (CRC) wird das Fluid zunächst bis auf die Siedetemperatur erwärmt (**b**), um dann bei konstanter Temperatur zu verdampfen (**c**). Häufig ist dem Verdampfer noch ein Überhitzer nachgeschaltet. Die Expansionsmaschine, in der Regel eine Dampfturbine (**d**), entspannt den Sattdampf bzw. den überhitzten Dampf.

Im Wärmetauscher des Trilateral-Flash-Cycle (TFC) (**b**) wird das Speisewasser nicht verdampft, sondern lediglich erhitzt. Am Austritt des Wärmetauschers liegt die Temperatur noch knapp unterhalb der zum Druck der Flüssigkeit gehörenden Siedetemperatur. Der Expansionsmaschine (**e**) wird also nur heißes Druckwasser zugeführt. Bei der Entspannung in der Maschine sinkt der Druck unter den von der Temperatur vorgegebenen Sättigungsdruck. Es kommt zu einer quasi schlagartigen Verdampfung mit anschließender Expansion des Naßdampfes. Ein Kondensator (**f**) zur Verflüssigung der Dampfphase schließt in beiden Prozessen den Kreislauf.

Bild 1.11 stellt den Temperaturverlauf in den Abhitzekeßeln schematisch dar. Da die zu nutzende Abwärme meist gasförmig anfällt, besteht, zumindest in erster Näherung, ein linearer Zusammenhang zwischen Temperatur und ausgetauschter Wärme (**a**). Diese ausgetauschte Wärme führt beim Clausius-Rankine-Cycle (CRC) zunächst zu einer Temperaturerhöhung des Arbeitsfluids (**b**) im Vorwärmer bis zum sogenannten Pinch Point. Im Verdampfer bleibt die Temperatur des Arbeitsfluides (**b**) jedoch konstant, die Temperaturdifferenz zwischen Abwärmeträger (**a**) und Arbeitsfluid (**b**) aber steigt an. Dies führt zu einem erhöhten Exergieverlust.

Der Beginn der Verdampfung kennzeichnet den Pinch-Point. Durch die Lage dieses Punktes und durch die Temperaturdifferenz der beiden Medien an dieser Stelle ist im wesentlichen der Temperaturverlauf im Abhitzekeßel festgelegt. Der Temperaturverlauf im Wärmetauscher des Trilateral-Flash-Cycle (TFC) stellt sich thermodynamisch deutlich günstiger dar. Da das Arbeitsfluid (**c**) hier lediglich bis zur Siedetemperatur erwärmt wird, bleiben die Temperaturdifferenzen zwischen Abwärmeträger und Arbeitsfluid quasi konstant, ihre Temperaturverläufe also parallel. Neben dem geringeren Exergieverlust beim Wärmetausch bietet dies auch die

Möglichkeit den Abwärmeträger weiter abzukühlen als beim Clausius-Rankine-Cycle, da hier kein Pinch-Point vorliegt.

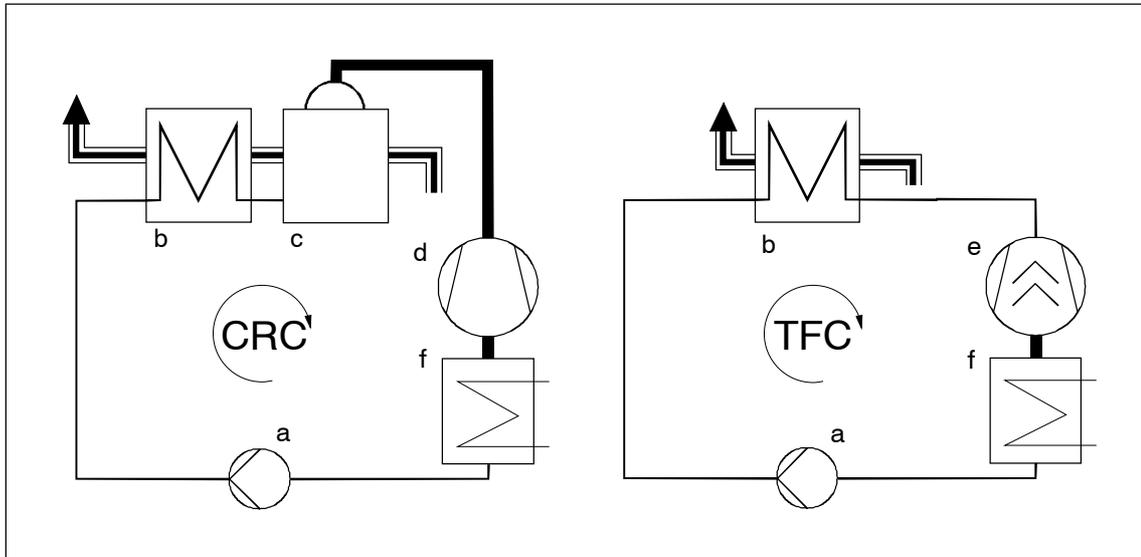


Bild 1.10: Anlagenschaltung der Kreisprozesse zur Nutzung von Abwärme,
links: klassischer Clausius-Rankine-Cycle (CRC),
rechts: Trilateral-Flash-Cycle (TFC),
a: Speisewasserpumpe, b: Vorwärmer, c: Verdampfer, d: Expansionsmaschine,
e: Zweiphasen-Schraubenmotor, f: Kondensator

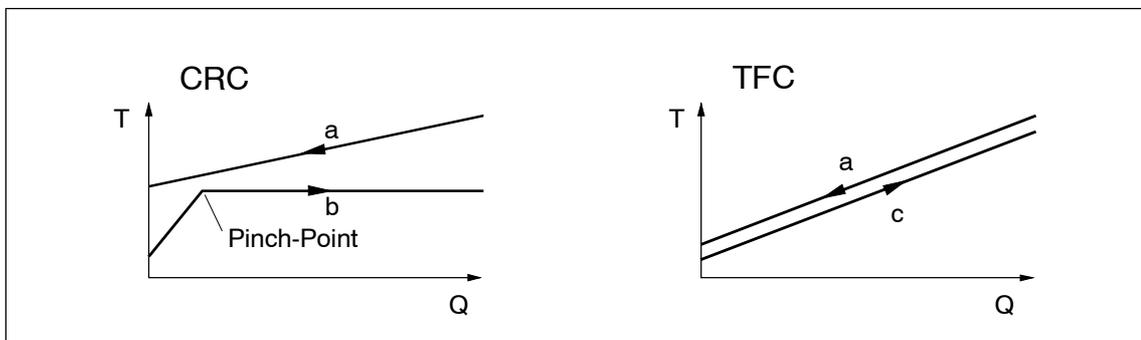


Bild 1.11: Temperatur T in Abhängigkeit der getauschten Wärme Q im Abhitzekessel,
links: Clausius-Rankine-Cycle (CRC), rechts: Trilateral-Flash-Cycle (TFC),
a: Abwärmeträger, b: Arbeitsfluid CRC Wasser-Wasserdampf, c: Arbeitsfluid TFC
Wasser

Zur Beurteilung der Energiewandlungsgüte können thermodynamische Kreisprozessberechnungen herangezogen werden [6]. Der Abwärmeträger wird hier als Gas mit konstanter Wärmekapazität betrachtet. Das Arbeitsfluid ist Wasser bzw. Wasserdampf.

Der exergetische Gütegrad

$$\eta_{ex,Ab} = \frac{P_s}{\dot{E}_{Ab}} \quad (\text{Gl. 1.1})$$

bezieht die isentrope Expansionsleistung P_s des Kreisprozesses auf den theoretisch nutzbaren Exergiestrom \dot{E}_{Ab} des Abwärmeträgers. Da die isentrope Expansionsleistung die Dissipation der Expansionsmaschine nicht berücksichtigt, gibt der exergetische Gütegrad die Exergieverluste durch den Wärmetausch im Abhitzekessel, durch die unvollständige Abkühlung des Abwärmeträgers und durch den Wärmetausch im Kondensator wieder und dient so allein zur Beurteilung des Prozesses.

Bild 1.12 verdeutlicht den Verlauf des exergetischen Gütegrades $\eta_{ex,Ab}$. Den Berechnungen liegt eine angenommene Umgebungstemperatur von $\vartheta_{amb} = 15^\circ\text{C}$ und eine Kondensationstemperatur $\vartheta_{Kond} = 40^\circ\text{C}$ zugrunde. Weiterhin ist an den Graphen in Bild 1.12 der optimale Druck p_{WT} des Arbeitsfluides im Wärmetauscher eingetragen. Beträgt die Temperatur der Abwärme beispielsweise $\vartheta_{Ab} = 190^\circ\text{C}$ dann beläuft sich der exergetische Gütegrad für den Clausius-Rankine-Cycle (CRC) auf $\eta_{ex,Ab} = 0,37$. Der Trilateral-Flash-Cycle (TFC) könnte fast doppelt soviel Exergie wandeln ($\eta_{ex,Ab} = 0,64$). Hier zeigt sich der deutliche Vorteil der Nassdampfexpansion bei der Nutzung von Abwärme mit niedrigen Temperaturen.

Der Schraubenmotor ist bereits als Expansionsmaschine für TFC-Prozesse vorgeschlagen worden [5], [12]. Ein wesentlicher Vorteil des Schraubenmotors gegenüber der Turbine liegt in seiner Fähigkeit, Fluide mit hohem Flüssigkeitsanteil zu expandieren. Aufgrund der erheblich geringeren Strömungsgeschwindigkeit und des Energiewandlungsprinzips der Verdrängermaschine treten die für Turbinen typischen Brems- und Schleppverluste bei einem hoch tropfenbeladenen Arbeitsfluid weniger ausgeprägt auf. Durch die vergleichsweise geringe Strömungsgeschwindigkeit im Arbeitsraum der Verdrängermaschine Schraubenmotor kommt es kaum zur Erosion durch Tropfenschlag an den Bauteilen der Maschine wie beispielsweise an der ND-Beschaufelung von Dampfturbinen. Die Betriebsweise des öleingespritzten Schraubenkompressors zeigt

auch, dass dieser Maschinentyp nicht zum Blockieren der Rotoren bei der Anwesenheit von Flüssigkeit im Arbeitsraum neigt.

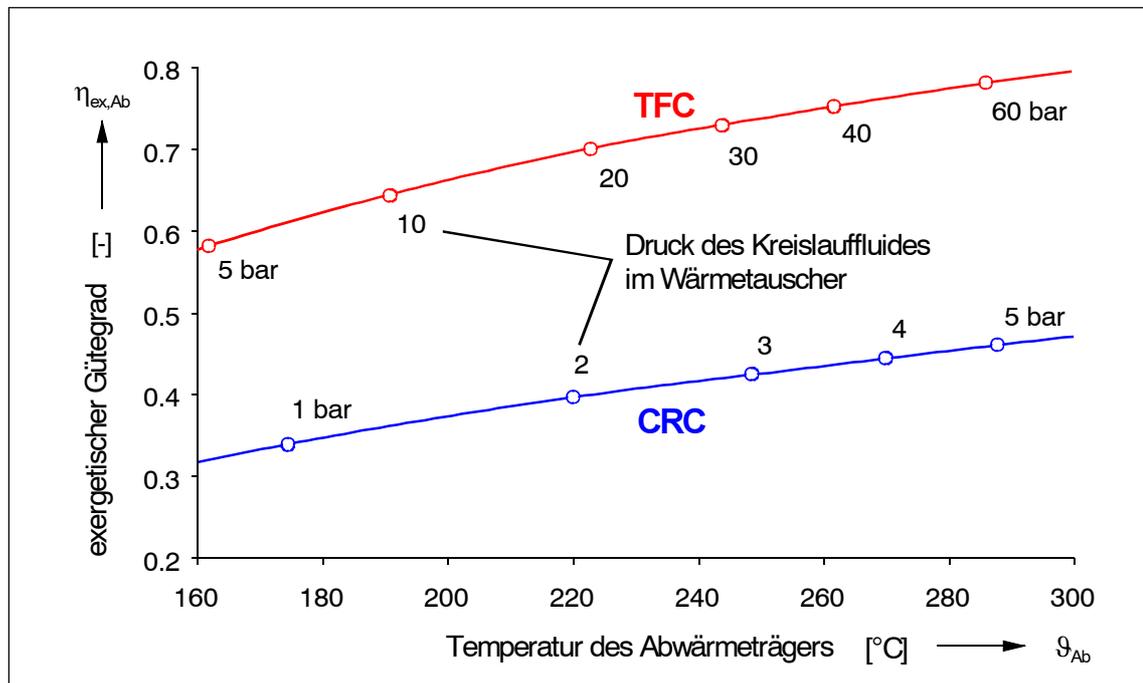


Bild 1.12: Exergetischer Gütegrad $\eta_{ex,Ab}$ des Abwärmeprozesses als Funktion der Eintrittstemperatur der Abwärme ϑ_{Ab} in den Wärmetauscher, Pinch Point-Abstand $\Delta T_{pp} = 10\text{ K}$, Kondensatortemperatur $\vartheta_{Kond} = 40^\circ\text{C}$, Umgebungstemperatur $\vartheta_{amb} = 15^\circ\text{C}$

Untersuchungen zum Füllungsvorgang von Schraubenmotoren weisen darauf hin, dass der Füllungsvorgang einen signifikanten Einfluss auf die Energiewandlungsgüte besitzt [6], [14]. Wird das einströmende Arbeitsfluid gedrosselt, sinkt der Maschinenwirkungsgrad deutlich. Nassdampf mit einem hohen Flüssigkeitsanteil weist eine besonders niedrige Schallgeschwindigkeit auf. Die Füllung eines Schraubenmotors im Trilateral-Flash-Cycle (TFC) mit einem zweiphasigen Fluid (Nassdampf) lässt aufgrund der geringen Schallgeschwindigkeit und der damit verbundenen blockierten Strömung keine hohe Energiewandlungsgüte erwarten [6]. Aus diesem Grund ist ein Füllungssystem für Zweiphasen-Schraubenmotoren vorgeschlagen worden, bei dem das heiße Druckwasser im flüssigen Zustand in die Arbeitskammer einströmt und durch eine spontane Verdampfung (Flashverdampfung) ein Teil der Flüssigkeit erst in der Arbeitskammer in die dampfförmige Phase übergeht.

1.4 Ziel der Arbeit

Im Gegensatz zu herkömmlichen Schraubenmotoren soll der Zweiphasen-Schraubenmotor nicht mit einem gasförmigen sondern mit einem flüssigen Arbeitsfluid gefüllt werden. Erst in der Arbeitskammer soll diese Flüssigkeit durch eine spontan einsetzende Teilverdampfung (Flashverdampfung) als Nassdampf expandieren.

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung eines Füllungssystems, das auf diese besondere Betriebsweise des Schraubenmotors angepasst ist. Zu berücksichtigen ist hierbei, dass der zu erwartende Einsatzbereich dieser neuartigen Expansionsmaschine in der dezentralen Nutzung von Abwärme im mittleren bzw. unteren Temperaturbereich liegt oder aber sich in der direkten Expansion von heißem geothermischen Druckwasser befindet. Die Forschungsarbeiten sollen sich auf das Arbeitsfluid Wasser bzw. Wasserdampf beschränken. Im Rahmen dieser Arbeit wird untersucht, ob eine solche Betriebsweise des Schraubenmotors möglich ist, welchen Einfluss die Prozesse während des Füllungsvorganges auf die anschließende Nassdampfexpansion ausüben, wie ein geeignetes Füllungssystem zu gestalten ist und welche Betriebsparameter mit einem solchen Motor erzielt werden können. Hierbei steht die Qualität der Energiewandlungsgüte im Vordergrund.

Die Entwicklung und Untersuchung der Anwendbarkeit dieses Füllungssystems ist in folgende aufeinander aufbauende Arbeitsschritte unterteilt:

- Aufstellen eines Vergleichsprozesses der Nassdampfexpansion in Verdrängermaschinen zur Beschreibung des Druckverlustes während des Füllungsvorganges und der unvollständigen Expansion des Fluides in der geschlossenen Arbeitskammer. Mit Hilfe des Vergleichsprozesses kann der Einfluss der Füllung auf das Betriebsverhalten beurteilt werden.
- Experimentelle Untersuchungen zur Flashverdampfung von Flüssigkeitsfreistrahlen, wobei hier die Frage nach der Intensität und der Verzögerungszeit der Zerstäubung in Abhängigkeit der Überhitzung im Vordergrund steht.
- Aufstellen eines Füllungsmodells unter Berücksichtigung der experimentellen Untersuchungen zur Flashverdampfung, um so ein geeignetes Füllungssystem zu entwickeln.

-
- Überprüfung der Anwendbarkeit des Füllungssystems durch experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens eines Zweiphasen-Schraubenmotors unter besonderer Berücksichtigung der Energiewandlungsgüte.

2 Nassdampfexpansion

2.1 Expansion im thermodynamischen Gleichgewicht

Nassdampf ist das Gemisch einer siedenden Flüssigkeit und einem gesättigten Dampf. Die beiden Phasen stehen miteinander im thermodynamischen Gleichgewicht, also weisen beide den gleichen Druck und die gleiche Temperatur auf. Bei einer Verdampfung oder Kondensation unter konstantem Druck bleibt die Temperatur konstant. Zu jedem Druck gehört eine bestimmte Siede- oder Sättigungstemperatur $T_s = T_s(p)$. Umgekehrt gehört demnach zu jeder Temperatur ein bestimmter Sättigungsdruck $p_s = p_s(T)$. Da Druck und Temperatur im Nassdampfgebiet durch diesen Zusammenhang aneinander gekoppelt sind, ist zur Bestimmung des spezifischen Volumens eine weitere Zustandsgröße notwendig, die die Zusammensetzung des heterogenen Systems, bestehend aus siedender Flüssigkeit und gesättigtem Dampf, beschreibt. Üblicherweise dient hierzu der Dampfgehalt x . Er ist definiert durch:

$$x \equiv \frac{m''}{m' + m''} = \frac{m''}{m} \quad (\text{Gl. 2.1}).$$

Der hochgestellte Strich symbolisiert vereinbarungsgemäß die siedende Flüssigkeit. Der hochgestellte Doppelstrich steht für den gesättigten Dampf.

Die extensiven Zustandsgrößen Z des Nassdampfes (Volumen V , Enthalpie H , innere Energie U , Entropie S) ergeben sich additiv aus den Anteilen der beiden Phasen:

$$Z = Z' + Z'' \quad (\text{Gl. 2.2}).$$

Werden diese extensiven Zustandsgrößen auf die Masse des Fluides bezogen, gilt:

$$z = \frac{Z}{m} = (x-1) \cdot z' + x \cdot z'' \quad (\text{Gl. 2.3}).$$

Wobei z' der spezifische Zustand auf der Siede- und z'' der spezifische Zustand auf der Taulinie bedeutet.

Die Berechnungen der Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf (Bild 2.1) im Rahmen dieser Arbeit erfolgen auf der Basis des Industriestandards IAPWS-IF97 mit Hilfe einer interaktiven Software [128].

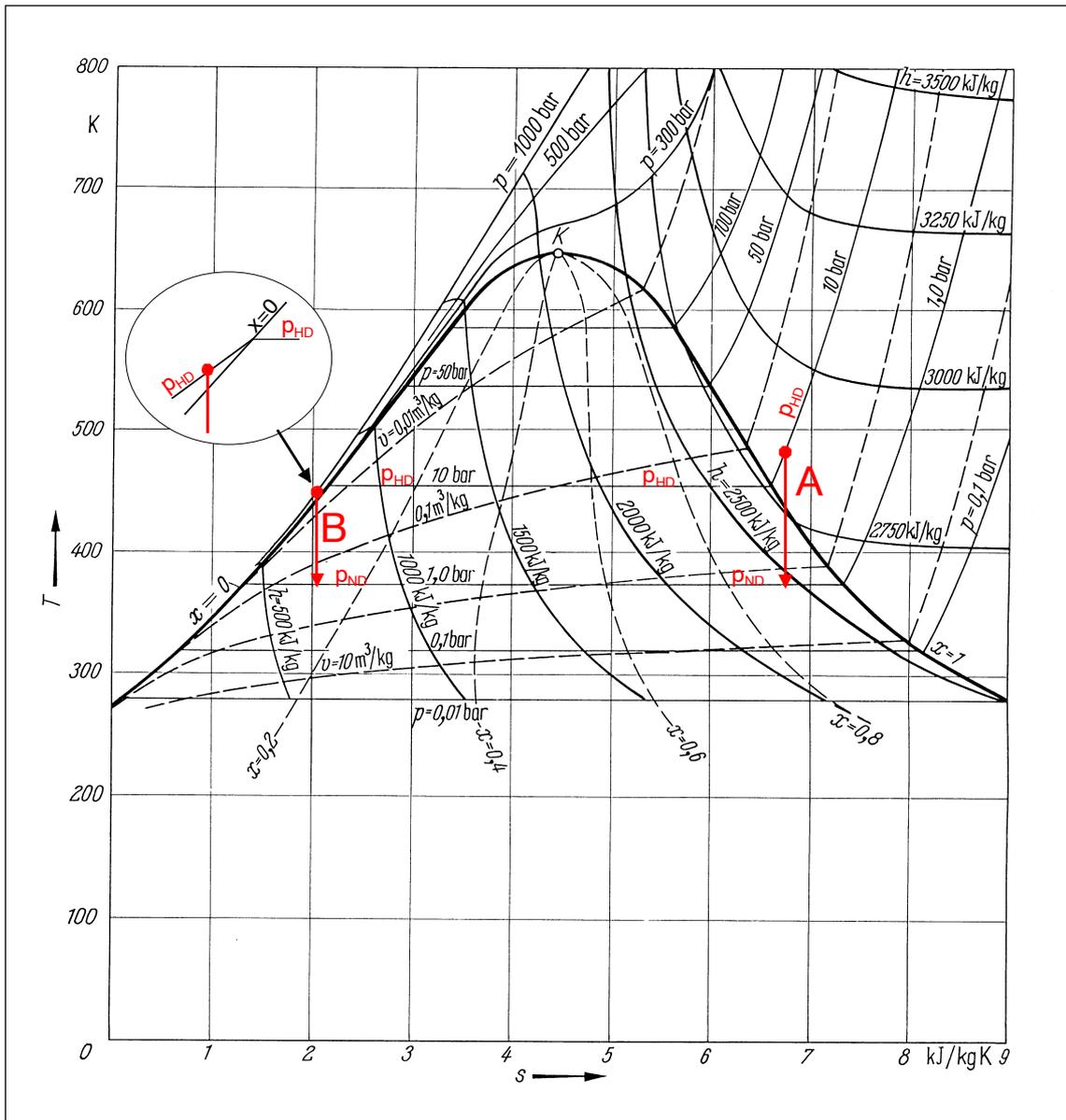


Bild 2.1: *T, s-Diagramm von Wasser und Wasserdampf [117],
Pfeil A: isentrope Expansion von Heißdampf mit Überschreitung der Taulinie,
Pfeil B: isentrope Expansion von heißem Druckwasser mit Überschreitung der
Siedelinie*

In das T, s -Diagramm sind die Zustandsänderungen zweier isentroper Expansionsen eingezeichnet. Die Gerade A kennzeichnet eine Expansion, die im Heißdampfgebiet bei dem Druck p_{HD} beginnt. Erreicht die Expansion die Taulinie, ist der Dampf gesättigt. Im weiteren Verlauf der Zustandsänderung fällt mehr und mehr Kondensat aus. Der Dampfgehalt nimmt bis zum Erreichen des ND-Druckes kontinuierlich ab. Eine solche isentrope Expansion charakterisiert die ideale Zustandsänderung vieler technischer Ex-

pansionsprozesse, beispielsweise in Dampfturbinen oder auch in klassischen Hubkolbendampfmaschinen.

Die Gerade B dagegen beschreibt eine Zustandsänderung, die „links“ im T, s -Diagramm abläuft. Der Druck p_{HD} liegt oberhalb des zugehörigen Sättigungsdruckes $p_s = p_s(T_{HD})$. Das Fluid liegt demnach im flüssigen Aggregatzustand vor (Wasser). Die Abhängigkeit der Zustandsgrößen vom Druck ist in diesem Bereich äußerst gering. Zur symbolhaften Darstellung dieser Zusammenhänge ist in Bild 2.1 die isentrope Zustandsänderung in der Flüssigkeit vergrößert dargestellt. Gegenüber dem dampfförmigen Aggregatzustand führt bei der Flüssigkeit eine sehr geringe Zunahme des Volumens (Expansion) schon zu einer erheblichen Abnahme des Druckes. Die mit der Expansion verbundene Drucksenkung führt zu einer Unterschreitung der Siedelinie $x = 0$. Bei weiterer Entspannung im Zweiphasengebiet bis auf den Enddruck p_{ND} nimmt der Dampfgehalt jetzt kontinuierlich zu.

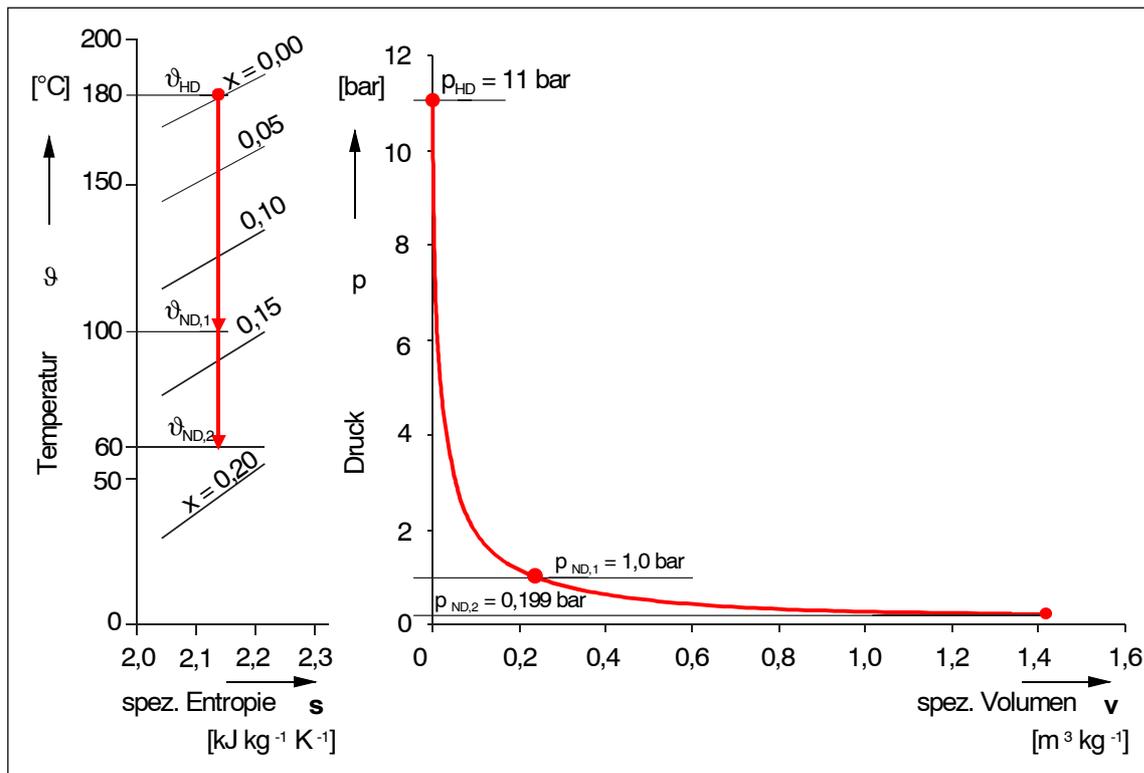


Bild 2.2: *Isentrope Expansion mit Überschreitung der Siedelinie im T, s - und p, v -Diagramm von Wasser und Wasserdampf*

Bild 2.2 entnimmt man beispielhaft die isentrope Expansion von heißem Druckwasser beginnend bei $p_{HD} = 11 \text{ bar}$ und $\vartheta_{HD} = 180 \text{ °C}$ auf den Druck $p_{ND,1} = 1 \text{ bar}$. Bei Errei-

chen des Druckes $p_{ND,1} = 1 \text{ bar}$ ($\vartheta_{ND,1} = 99,6 \text{ }^\circ\text{C}$) beträgt der Dampfgehalt $x_{ND,1} = 0,138$; wird die isentrope Expansion bis auf eine Temperatur von $\vartheta_{ND,2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ($p_{ND,2} = 0,199 \text{ bar}$) weitergeführt, steigt der Dampfgehalt auf $x_{ND,2} = 0,185$ an.

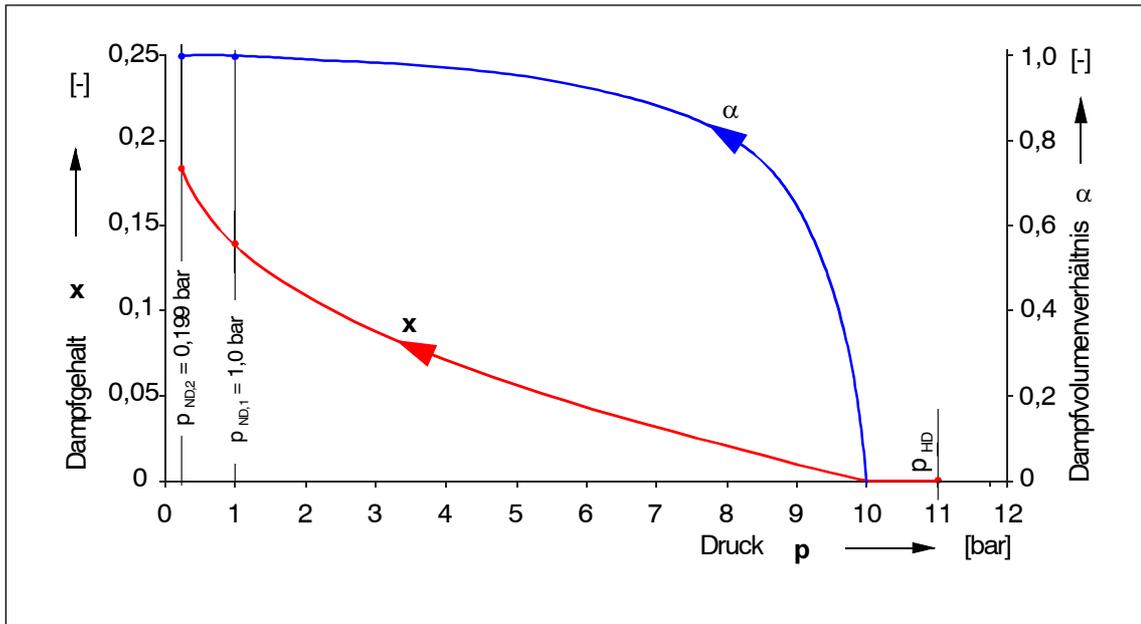


Bild 2.3: Dampfgehalt x und Dampfvolumentverhältnis α der isentropen Expansion in Abhängigkeit vom Druck, Ausgangszustand des heißen Druckwassers:

$$p_{HD} = 11 \text{ bar}, \vartheta_{HD} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

Bild 2.3 verdeutlicht die Zusammensetzung des heterogenen Systems aus siedender Flüssigkeit und gesättigtem Dampf während dieser isentropen Expansion. Zusätzlich zum Dampfgehalt x ist hier auch noch das Dampfvolumentverhältnis α entsprechend der Beziehung:

$$\alpha \equiv \frac{V''}{V} = \frac{x \cdot v''}{(1-x) \cdot v' + x \cdot v''} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

ausgewiesen. Obwohl beim Druck $p_{ND,1} = 1 \text{ bar}$ lediglich 13,8 % der Masse dampfförmig vorliegen, nimmt diese Dampfmasse 99,62 % des Gesamtvolumens ein. Wird die Expansion bis auf einen Druck von $p_{ND,2} = 0,199 \text{ bar}$ weitergeführt, beträgt das Dampfvolumentverhältnis α sogar 99,97 %.

Bild 2.4 veranschaulicht das Verhältnis der Volumina zwischen HD- und ND-Zustand. Hier liegt das Fluid zu Beginn der Expansion im flüssigen Zustand als Heißwasser vor. Da die Abhängigkeit des Volumens der flüssigen Phase vom Druck nur sehr gering ist, kann das spezifische Volumen im HD-Zustand durch die Temperatur allein beschrieben werden.

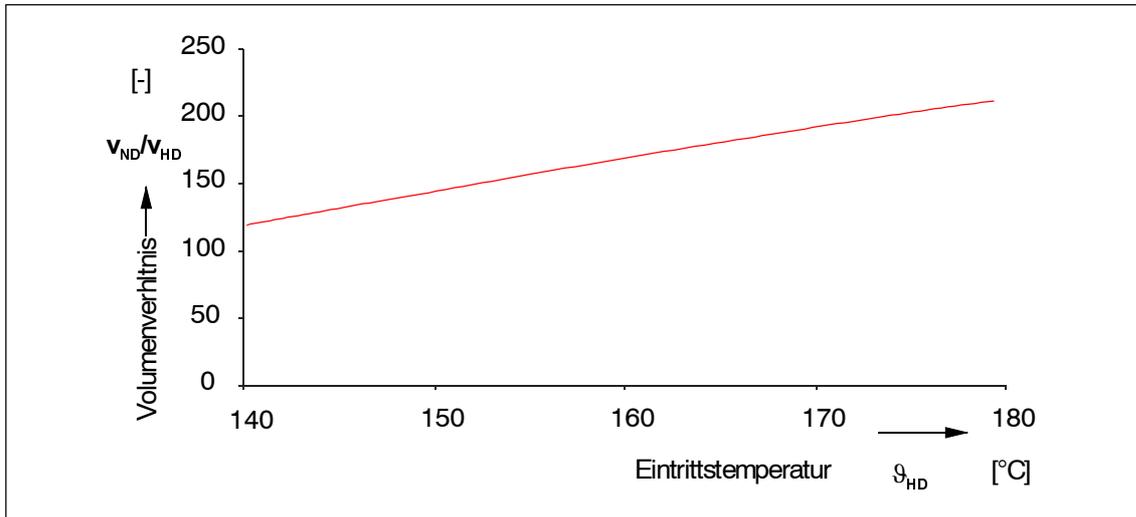


Bild 2.4: *Spezifisches Volumen des Nassdampfes im ND-Zustand bezogen auf das spezifische Volumen des Heißwassers im HD-Zustand, unter Annahme einer isentropen Expansion, vereinfachende Beschreibung des HD-Zustandes des Heißwassers ausschließlich durch die Eintrittstemperatur ϑ_{HD} , ND-seitiger Druck des Nassdampfes $p_{ND} = 1 \text{ bar}$*

Für die isentrope Expansion von $\vartheta_{HD} = 180 \text{ °C}$ auf $p_{ND} = 1 \text{ bar}$ ($\vartheta_{ND} = 99,6 \text{ °C}$)

beträgt das Volumenverhältnis $\frac{v_{HD}}{v_{ND}} = 214$. Da dieses Volumenverhältnis um

Größenordnungen höher ist als das übliche innere Volumenverhältnis v_i von Schraubenmaschinen (dies liegt bei üblichen Schraubenmaschinen in einem Bereich von $2 < v_i < 6$), soll zunächst mit Hilfe eines Vergleichsprozesses beschrieben werden, welchen Einfluss eine Expansion mit geringerem Verhältnis der Volumina auf die Energiewandlungsgüte besitzt.

2.2 Vergleichsprozess

Der Einfluss der Füllung und der unvollständigen Expansion im Arbeitsraum auf die Energiewandlungsgüte einer beliebigen Vergleichs-Verdrängermaschine soll mit Hilfe eines idealisierten Vergleichsmodells beschrieben werden.

Ein adiabater Arbeitsraum, z.B. ein Zylinder mit einem beweglichen Kolben soll modellhaft das Arbeitsspiel beschreiben. Bild 2.5 sind die einzelnen Arbeitsspielschritte dieser gedachten Vergleichsmaschine zu entnehmen: Zu Beginn befindet sich der Kolben an der Stirnfläche des Zylinders. Die Arbeitskammer besitzt also noch kein Volumen (Bild 2.5 a). In einem Reservoir (Kapazität) befindet sich Wasser mit den Zustandsgrößen p_{HD} und ϑ_{HD} . Der Druck p_{HD} ist oberhalb des zur Temperatur ϑ_{HD} gehörenden Sättigungsdrucks $p_{HD,s}$ (Heißwasser).

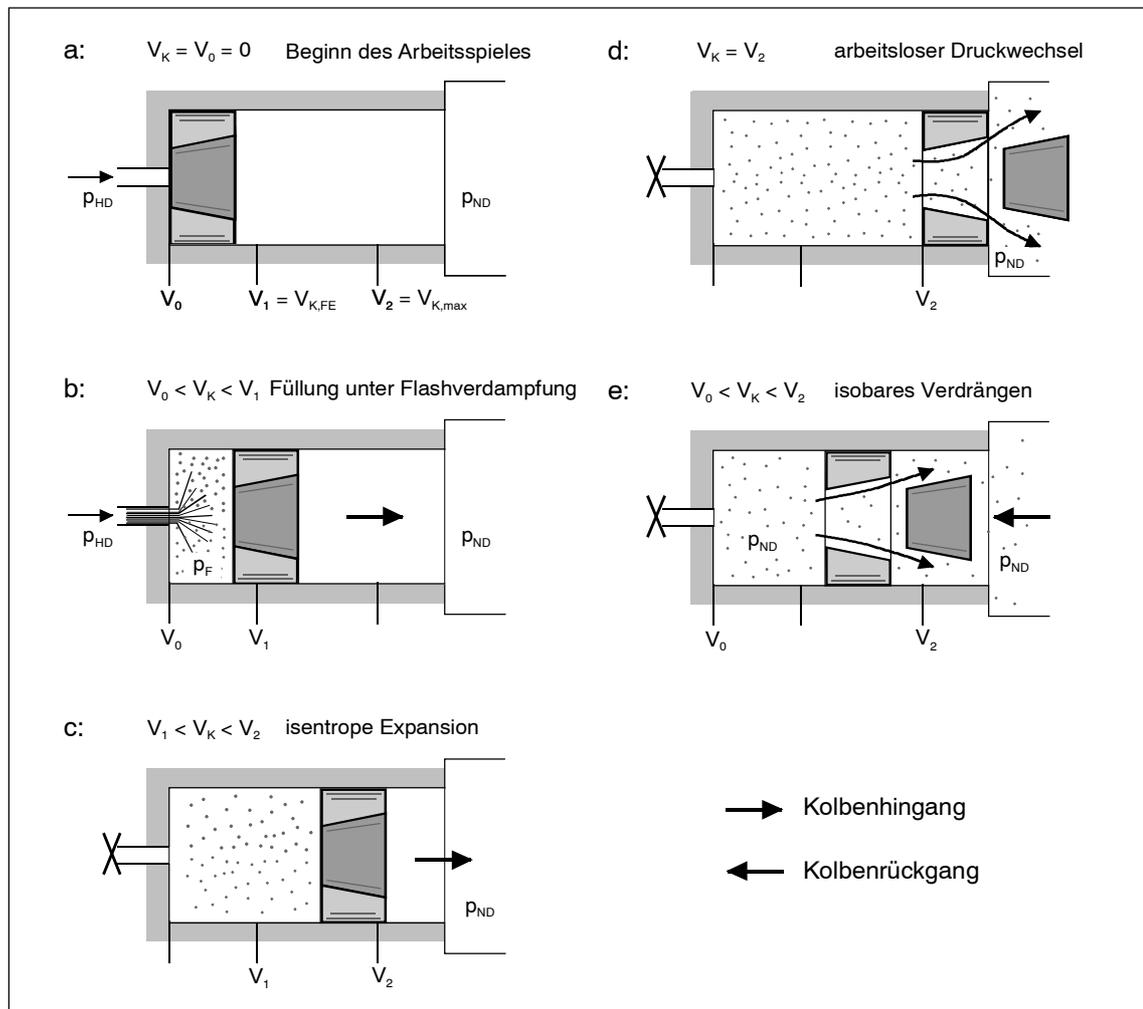


Bild 2.5: Arbeitsspiel einer Vergleichsmaschine mit Flashverdampfung

Während des Kolbenhingangs strömt zunächst Druckwasser aus dem Reservoir in den sich vergrößernden Arbeitsraum ein (Bild 2.5 b). Beim Eintritt des überhitzten Wassers in den Arbeitsraum ändert sich der Zustand des Fluides spontan. Der Füllungsvorgang erfolgt weiter bei konstantem Druck p_F im Arbeitsraum. Dieser Druck liegt unterhalb der zur Temperatur ϑ_{HD} gehörenden Sättigungsdrucks $p_{HD,s}$, sodass sich im Arbeitsraum spontan Nassdampf bildet.

Hat der Arbeitsraum das Volumen V_1 angenommen, wird der Einlass verschlossen. Die nun anschließende Volumenzunahme des Arbeitsraumes führt während der Energiewandlung zu einer isentropen Expansion des Nassdampfes (Bild 2.5 c).

Erreicht das Arbeitsraumvolumen am Ende des Kolbenhingangs seinen Maximalwert V_2 , öffnet ein Ventil z. B. im Kolben. Durch einen genügend großen Auslassquerschnitt kann ein Teil der Ladung plötzlich aus dem Arbeitsraum ausströmen, es stellt sich der ND-seitige Druck ein (Bild 2.5 d).

Während des Kolbenrückgangs bleibe das Ventil im Kolben geöffnet. Der Ausschleibevorgang erfolgt isobar bei dem Druck p_{ND} im Arbeitsraum (Bild 2.5 e).

Hat der Kolben seine Ausgangsposition erreicht, schließt das Ventil im Kolben und das Arbeitsspiel beginnt von neuem.

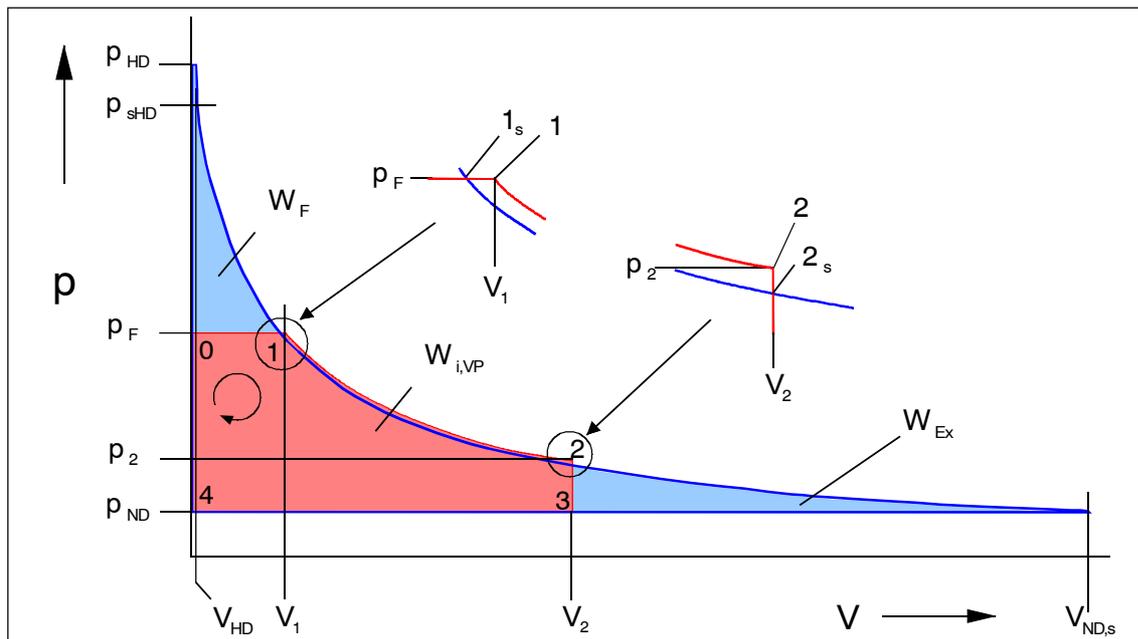


Bild 2.6: Schematische Darstellung des Vergleichsprozesses im p, V -Diagramm

Die Prozessführung des Vergleichsprozesses ist schematisch im p, V -Diagramm (Bild 2.6) durch den roten Kurvenzug wiedergegeben. Der blaue Kurvenzug verdeutlicht eine isentrope Expansion, die im HD-Zustand beginnt und sich bis zum Erreichen des Druckes p_{ND} entsprechend den Beschreibungen in Kap. 2.1 fortsetzt.

Der Vergleichsprozess besteht also aus den Teilprozessen isobares Füllen mit Flashverdampfung (0→1), isentrope Expansion (1→2), isochore Drucksenkung (2→3) und dem isobaren Ausschleiben (3→4).

Ist neben den HD- und ND-Parametern des Arbeitsfluides sowie den charakteristischen Volumina V_1 und V_2 auch die Masse m_K , deren Energie während eines Arbeitsspieles gewandelt werden soll, gegeben, lässt sich der Füllungsdruck p_F des Vergleichsprozesses bestimmen. Für das spezifische Volumen im Zustand 1 gilt:

$$v_1 = \frac{V_1}{m_K} = x_1 v_1'' + (1 - x_1) v_1' \quad (\text{Gl. 2.5}).$$

Hierbei sind die spezifischen Volumina v_1' und v_1'' entsprechend der Dampftafel mit dem zunächst noch unbekanntem Füllungsdruck p_F verknüpft.

Zur energetischen Betrachtung des Füllungsprozesses wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik, angewandt auf instationäre und offene Prozesse, herangezogen [117]:

$$Q_{01} + W_{01} = U_1 - U_0 - m_{e01} \cdot h_{e01} \quad (\text{Gl. 2.6}).$$

Die Indices 0 und 1 bezeichnen hier einen bestimmten Zustand, wobei der Index 01 für die über die Systemgrenzen transportierten Größen während der Zustandsänderung steht. Während der Zustandsänderung wird die Masse m_{e01} dem System zugeführt.

Nach der Modellvorstellung stellt der Arbeitsraum der Vergleichsmaschine ein adiabates System dar. Somit wird $Q_{01} = 0$.

Zu Beginn des Arbeitsspieles im Zustand 0 hat die Arbeitskammer noch kein Volumen angenommen: $V_0 = 0$. Aufgrund der angenommenen isobaren Füllung ($p_F = \text{const}$) lässt sich die Volumenänderungsarbeit bestimmen:

$$W_{01} = - \int_0^1 p \, dV = -p_F \cdot V_1 = -p_1 \cdot V_1 \quad (\text{Gl. 2.7}).$$

Im Zustand 0 befindet sich noch keine Masse in der Arbeitskammer. Folglich gilt für die innere Energie: $U_0 = 0$ und weiter für die eingeströmte Masse im Zustand 1:

$$m_{e01} = m_K = m_1 \quad (\text{Gl. 2.8}).$$

Da diese Masse aus dem HD-seitigen Reservoir in den Arbeitsraum eingeströmt ist, entspricht die spezifische Enthalpie

$$h_e = h_{HD} \quad (\text{Gl. 2.9}).$$

Somit folgt aus Gl. 2.6:

$$-p_F \cdot V_1 = U_1 - m_1 \cdot h_{HD} \quad (\text{Gl. 2.10}).$$

Gl. 2.10 zeigt, dass die spezifische Enthalpie im Zustand 1 der spezifischen Enthalpie im HD-Stutzen entspricht:

$$h_1 = h_{HD} = x_1 h_1'' + (1 - x_1) h_1' \quad (\text{Gl. 2.11}).$$

Einsetzen von Gl. 2.5 in Gl. 2.11 führt auf:

$$\frac{h_{HD} - h_1'}{h_1'' - h_1'} = \frac{\frac{V_1}{m_K} - v_1'}{v_1'' - v_1'} \quad (\text{Gl. 2.12}).$$

Diese Gleichung ist genau für einen Druck p_F erfüllbar. Dieser Druck p_F lässt sich nun iterativ mit Hilfe der Zustandsgrößen bestimmen.

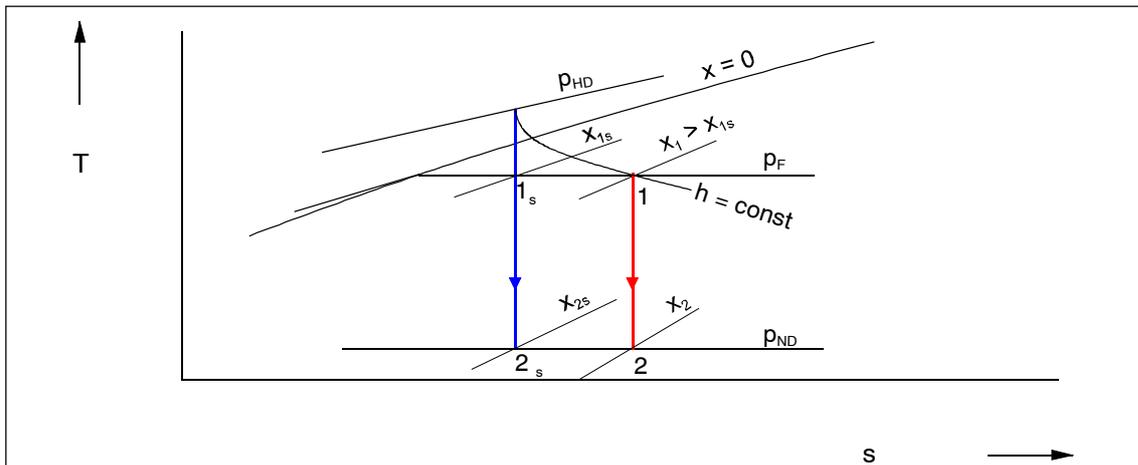


Bild 2.7: Schematische Darstellung des Füllvorgangs und der isentropen Expansion nach dem Vergleichsprozess im T, s -Diagramm, maßstäblich vergrößerte Darstellung im Bereich der Flüssigkeit (zwischen p_{HD} und $x = 0$)

Bild 2.7 stellt die Zusammenhänge des Füllens und der Expansion nach der Modellvorstellung im T, s -Diagramm dar. Ausgehend vom HD-Zustand erfolgt beim Einströmen des Arbeitsfluids eine isenthalpe Drosselung vom Druck p_{HD} auf den Druck p_F . Die spezifische Enthalpie im Zustand 1 entspricht somit der Enthalpie im HD-Zustand. Die anschließende isentrope Expansion ist durch den roten Pfeil gekennzeichnet. Der blaue Pfeil verdeutlicht die isentrope Expansion unmittelbar ausgehend vom HD-Zustand. Im Punkt 1s schneidet diese Zustandsänderung die Isobare p_F . Der Dampfgehalt ist in diesem Punkt geringer als im Punkt 1. Somit ist auch das spezifische Volumen im Punkt 1s kleiner als im Punkt 1. Aufgrund dieser unterschiedlichen spezifischen Volumina verläuft die isentrope Zustandsänderung des Vergleichsprozesses ab dem Punkt 1 im p, V -Diagramm (Bild 2.6, roter Kurvenzug) oberhalb der isentropen Expansion, die im HD-Zustand beginnt (Bild 2.6, blauer Kurvenzug).

Der Arbeitszyklus der Vergleichsmaschine liefert:

$$W_{i,VP} = -\oint pdV = m_K (h_2 - h_1) + (p_{ND} - p_2)V_2 \quad (\text{Gl. 2.13}).$$

Die spezifische Enthalpie h_2 und der Druck p_2 lassen sich berechnen. Ausgangspunkt ist hier die angenommene isentrope Expansion vom Volumen V_1 auf das Volumen V_2 . Die Zustandsgrößen zu Beginn der Expansion (Zustand 1) sind ja bekannt.

Zur Beurteilung der Energiewandlungsgüte des Vergleichsprozesses wird dessen Arbeit eines Zyklus (Gl. 2.13) auf die angebotene isentrope Expansionsarbeit

$$W_{i,s} = m_K (h_{ND,s} - h_{HD}) \quad (\text{Gl. 2.14})$$

bezogen. Der Gütegrad des Vergleichsprozesses ist dann:

$$\eta_{VP,s} \equiv \frac{W_{i,VP}}{W_{i,s}} \quad (\text{Gl. 2.15}).$$

Als integrale Kenngröße liefert dieser Gütegrad noch keine Informationen darüber, inwieweit die nur teilweise Ausnutzung der Arbeit $W_{i,s}$ auf dem Füllungsvorgang des Arbeitsraumes basiert oder auf eine unvollständige Expansion zurückzuführen ist.

Hierzu führt die folgende Überlegung weiter: Die Arbeitsfläche im p, V -Diagramm (Bild 2.6) wird durch die Isobare p_F und die Isochore V_2 in drei Teilflächen gegliedert.

Die „spitze“ blaue Fläche links oben charakterisiert die Arbeit, die, bedingt durch den isobaren Füllungsvorgang, verloren geht:

$$W_F = m_K (h_{1,s} - h_{HD}) \quad (\text{Gl. 2.16}).$$

Zustandspunkt $1s$ entnimmt man dem p, V -Diagramm (Bild 2.6).

Die untere „spitze“ blaue Fläche steht für die ungenutzte Arbeit durch die unvollständige Expansion des Arbeitsfluides:

$$W_{Ex} = m_K (h_{ND,s} - h_{2,s}) - (p_{ND} - p_{2,s}) V_2 \quad (\text{Gl. 2.17}).$$

Der Zustand $2s$ ist ebenfalls im p, V -Diagramm abzulesen.

Diese Anteile sollen nun auf die isentrope Expansionsarbeit bezogen werden:

$$\Omega_F := \frac{W_F}{W_{i,s}}; \quad \Omega_{Ex} := \frac{W_{Ex}}{W_{i,s}} \quad (\text{Gl. 2.18}).$$

Wie schon erwähnt, weichen die Druckverläufe im Bereich der Expansion voneinander ab. Der Druckverlauf des Vergleichsprozesses (roter Kurvenzug in Bild 2.6) liegt oberhalb des Druckverlaufes der isentropen Expansion, die im HD-Zustand beginnt (blauer Kurvenzug). Hierdurch ist die Arbeitsfläche des Vergleichsprozesses $W_{i,VP}$ größer als die „reine“ isentrope Expansionsarbeit $W_{i,s}$ abzüglich der ungenutzten Arbeiten nach Gl. 2.16 und Gl. 2.17. Dies berücksichtigt der Mehrarbeitsfaktor Ω_{MA} :

$$W_{i,VP} = (1 + \Omega_{MA})(W_{i,s} - W_F - W_{Ex}) \quad (\text{Gl. 2.19}).$$

Der Zusammenhang zwischen den Bezugswerten und dem Gütegrad des Vergleichsprozesses wird:

$$\eta_{VP,s} = (1 + \Omega_{MA})(1 - \Omega_F - \Omega_{Ex}) \quad (\text{Gl. 2.20}).$$

Das Volumenverhältnis

$$v_i^* = V_2 / V_1 \quad (\text{Gl. 2.21})$$

bezieht das maximale Kammervolumen V_2 auf das Volumen am Ende des Füllungsvorganges V_1 .

Bild 2.8 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen dem Volumenverhältnis v_i^* und dem Gütegrad $\eta_{VP,s}$ des Vergleichsprozesses. Parameter ist hier der Füllungsdruck p_F . Den Berechnungen liegt eine HD-Temperatur $\vartheta_{HD} = 180^\circ C$ und ein ND-Druck $p_{ND} = 1 \text{ bar}$ zugrunde.

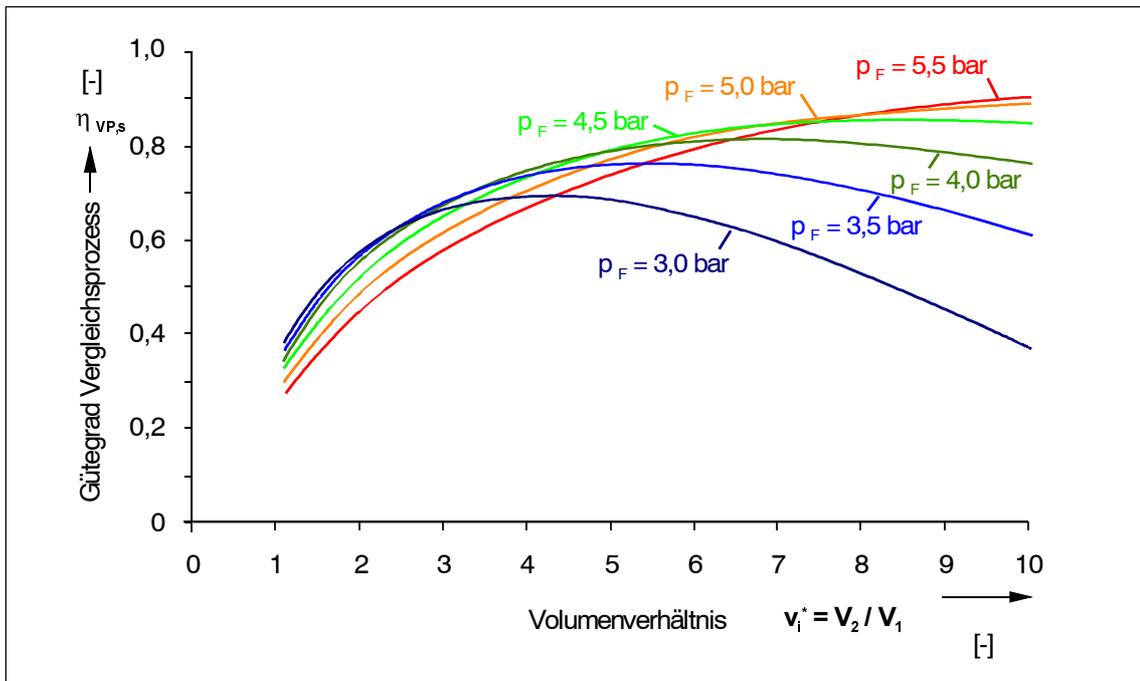


Bild 2.8: Gütegrad $\eta_{VP,s}$ des Vergleichsprozesses als Funktion des Volumenverhältnisses

v_i^* , Parameter Füllungsdruck p_F , HD-Temperatur $\vartheta_{HD} = 180^\circ C$; ND-Druck $p_{ND} = 1 \text{ bar}$

In Bild 2.9 ist die Envelope der Füllungsdruckverläufe aus Bild 2.8 eingezeichnet. Diese Kurve gibt den maximal erreichbaren Gütegrad $\eta_{VP,s}$ des Vergleichsprozesses für das entsprechende Volumenverhältnis v_i^* wieder. Zusätzlich kann hier der optimale Füllungsdruck $p_{F,opt}$ abgelesen werden. Neben den Werten für $\vartheta_{HD} = 180^\circ C$ sind hier auch die Berechnungen mit $\vartheta_{HD} = 160^\circ C$ eingetragen.

Eine Vergleichsmaschine mit einem Volumenverhältnis von $v_i^* = 4,1$ – entsprechend einem üblichen Werten von Schraubenmaschinen – kann nach dem Vergleichsprozess immerhin 75% des angebotenen Energiegefälles nutzen. ($\vartheta_{HD} = 180^\circ C$, $p_{HD} = 1 \text{ bar}$). Entsprechend den Ausführungen in Kap. 2.1 wäre für eine 100% Energiewandlung ein

Volumenverhältnis von $v_i = 214$ für dieses Anwendungsbeispiel notwendig. Die Bezugsziffern nach Gl. 2.18 und Gl. 2.19 beträgt für diesen Betriebspunkt $\Omega_F = 0,224$, $\Omega_{Ex} = 0,051$ und $\Omega_{MA} = 0,024$. Der optimale Füllungsdruck $p_{F,opt}$ liegt bei 3,95 bar entsprechend einer Sättigungstemperatur von 143,1°C. Die Temperaturdifferenz zwischen HD-Zustand und Füllungszustand beläuft sich auf 36,9 K.

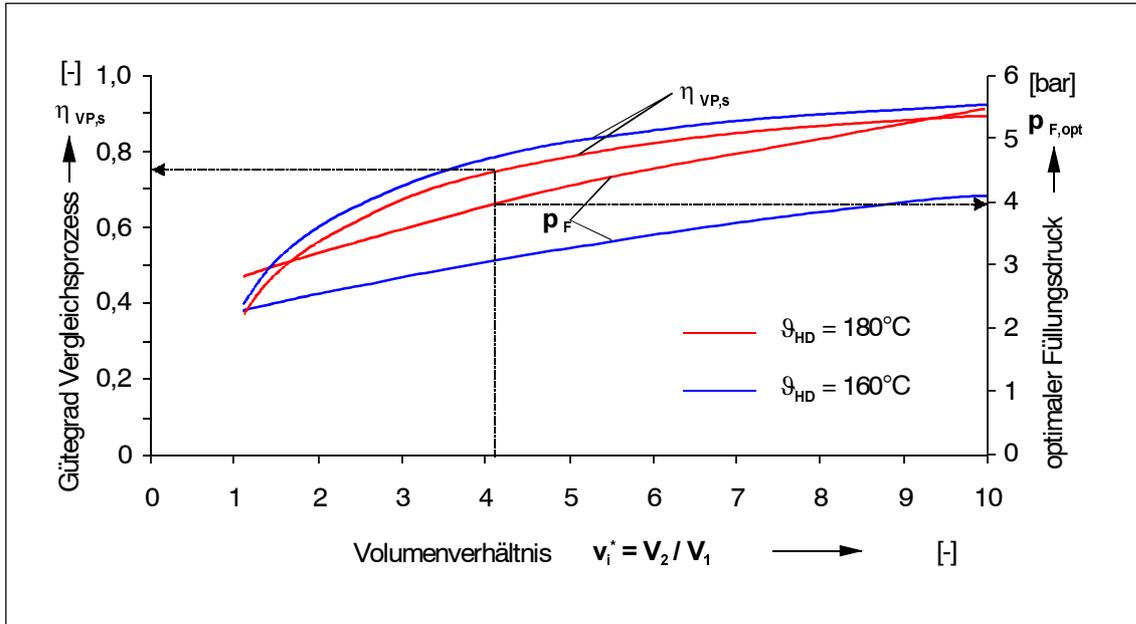


Bild 2.9: Envelope der Füllungsdruckverläufe nach Bild 2.8, erreichbarer Gütegrad $\eta_{VP,s}$ des Vergleichsprozesses als Funktion des Volumenverhältnisses v_i^* und zugehöriger optimaler Füllungsdruck $p_{F,opt}$, HD-Temperaturen $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ und 160°C , ND-Druck $p_{ND} = 1 \text{ bar}$

Im nächsten Kapitel wird untersucht, welchen Einfluss diese Temperaturdifferenz auf die Flashverdampfung des Flüssigkeitsfreistrahles während der Füllung besitzt und welche Mindestüberhitzung für eine ausreichende Zerstäubung notwendig ist, um dann ein geeignetes Füllungssystem auslegen zu können.

3 Theorie des Strahlzerfalls durch Überhitzung

Das wesentliche Problem der Nutzung des Schraubenmotors im Flashverdampfungsprozess liegt in der Erzielung der Verdampfung in einem bestimmten Zeitintervall. Das heißt, vor dem Eintreten der Flüssigkeit in die Arbeitskammer des Schraubenmotors, also solange sie sich im Druckstutzen und in den Einlassdüsen befindet, ist eine Verdampfung durch einen genügend hohen Druck sicher zu verhindern. Hat das heiße Druckwasser die Einlassdüse passiert, soll ein Teil quasi schlagartig, möglichst ohne Siedeverzug verdampfen und die flüssige Phase in möglichst kleine Tropfen zerteilen.

In der Literatur finden sich Untersuchungen zur Flashverdampfung von überhitzten Flüssigkeitsfreistrahlen. Diese Untersuchungen sind mit unterschiedlichen Zielsetzungen und Versuchsparametern durchgeführt worden (Plesset und Prosperetti [122], Kitamura et al. [123], Polyayev [124] und Wildgen [127]). Bei den beschriebenen Versuchsbedingungen handelt es sich überwiegend um stationär durchströmte Düsen. Die in diesen Arbeiten beschriebenen Mechanismen der Flashverdampfung sind jedoch elementar und für das Verständnis der Vorgänge hilfreich.

3.1 Metastabile Flüssigkeit

Die Van-der-Waals-Zustandsgleichung ist eine thermische Zustandsgleichung, die das Verhalten von realen Gasen und Flüssigkeiten näherungsweise beschreibt:

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a}{v^2} \quad (\text{Gl. 3.1}).$$

Zwar können mit dieser Gleichung die Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf nicht exakt bestimmt werden, jedoch lässt sich anhand der zugrundeliegenden Modellvorstellung das Prinzip der stabilen, metastabilen und instabilen Zustände erläutern [121]. Die Konstanten a und b sind Stoffgrößen, wobei die Konstante b das Volumen repräsentiert, das von den Molekülen eingenommen wird. $v - b$ steht somit für das Volumen zwischen den Molekülen. Der sog. „Kohäsionsdruck“, der durch die zwischenmolekularen Dipolkräfte (auch Van-der-Waals-Kräfte) entsteht, wird durch den Term $\frac{a}{v^2}$ beschrieben.

keit zu Dampf muss dieselbe Wärmemenge zugeführt werden, die bei einem Übergang von a nach b entsprechend des Gleichgewichtszustandes erforderlich wäre. Für den Gleichgewichtszustand ist die Isotherme im Nassdampfbereich nach der Gleichung von Clausius-Clapeyron [117] im p, v -Diagramm eine waagerechte Linie. Die schraffierten Flächen in Bild 3.1 müssen somit gleich groß sein. Auf diese Weise wird der Verlauf der Grenzkurven (Siedlinie und Sättigungslinie) festgelegt.

Die Zustände auf den Kurvenabschnitten $a-c$ und $d-b$ werden als überhitzte Flüssigkeit bzw. unterkühlter Dampf bezeichnet. Diese Zustände sind „metastabil“ und gehen beim Vorhandensein entsprechender Keime in den stabilen zweiphasigen Zustand, bestehend aus siedender Flüssigkeit und gesättigtem Dampf, über.

Für den theoretischen Fall, dass überhaupt keine Keime vorhanden sind, stellt der Extremwert (Punkt c auf der Isothermen, auch als Spinodale bezeichnet, hier gilt $dp/dv=0$) die Grenze der metastabilen Zustände dar. Die Zustände zwischen den Punkten c und d sind aufgrund der mechanischen Stabilitätsbedingungen instabil, da hier das spezifische Volumen mit dem Druck ansteigt.

Liegt eine reine, homogene Flüssigkeit ohne gelöste oder sonstige Fremdstoffe vor, werden die Keime im metastabilen Zustand durch Molekülfluktuationen gebildet. Diesen Vorgang bezeichnet man als homogene Keimbildung. Ihr Einsetzen ist unter anderem von der Verweildauer im metastabilen Zustand abhängig. Die homogene Keimbildungsgrenze ist exemplarisch in Bild 3.1 dargestellt.

Die technisch realisierbaren metastabilen Zustände einer Flüssigkeit befinden sich zwischen der Siedelinie (Gleichgewichtszustand) und der homogenen Keimbildungsgrenze. Da technische Fluide nie vollkommen homogen sind, sondern immer verunreinigt, also „heterogen“ sind, wird in diesem Zusammenhang von heterogener Keimbildung gesprochen.

Nach Wildgen [127] geht die metastabile Flüssigkeit in überhitzten Freistrahlen vor allem durch Blasensieden an heterogenen Keimen in den stabilen zweiphasigen Zustand über. Auf diese Vorgänge wird noch weiter eingegangen.

3.2 Definition der Überhitzung

Die Überhitzung kennzeichnet die Temperaturdifferenz, also den Zustand um den eine Flüssigkeit ihre Sättigungstemperatur $\vartheta_s(p)$ überschreitet ohne zu siedeln. Bild 3.2 verdeutlicht den Zustandsverlauf des Fluids beim Durchströmen einer Kurzdüse. Diese Zustandsänderung verläuft näherungsweise isentrop. Aufgrund der geringen Kompressibilität des verwendeten Arbeitsfluides (Wasser) wird die Zustandsänderung als isotherm beschrieben [127].

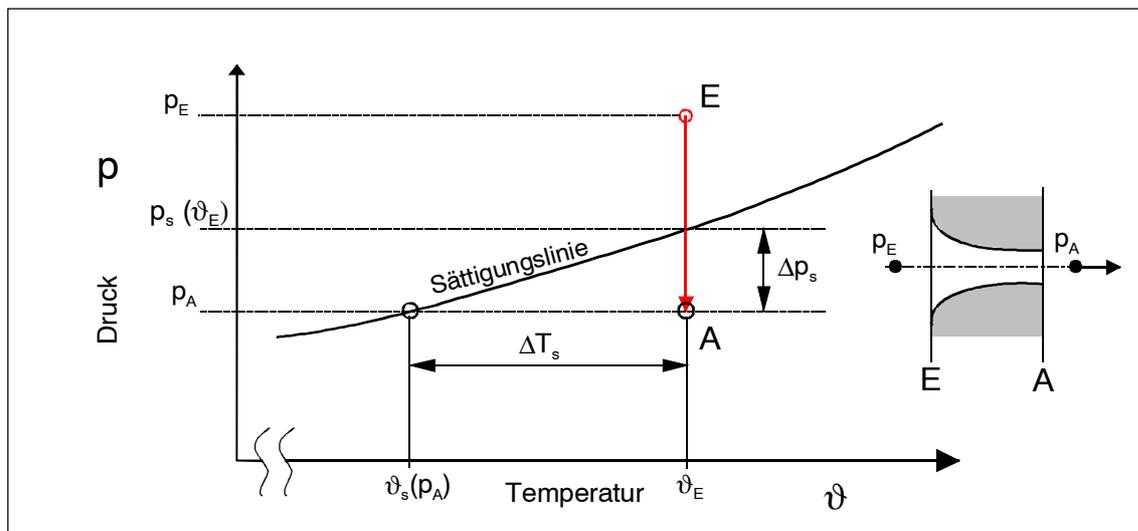


Bild 3.2: Zustandsänderungen in einer Düse, Düseneintritt Zustand E ; Düsenausritt Zustand A, Überhitzung ΔT_s , Überexpansion Δp_s

Am Düseneintritt (Zustand E) liegt der Druck oberhalb des Sättigungsdruckes, der durch die Temperatur des Wassers vorgegeben ist. Während der Beschleunigung der Flüssigkeit sinkt der Druck. Da der Vorgang sehr schnell abläuft, kommt es in der Flüssigkeit noch nicht zur Verdampfung. Das Arbeitsfluid geht in einen metastabilen Zustand über. Am Düsenausritt (Zustand A) herrscht der Umgebungsdruck p_A , das Wasser bleibt weiterhin flüssig. Die Temperaturdifferenz ΔT_s zum Sättigungszustand bei Umgebungsdruck kennzeichnet diese Überhitzung. Als Überexpansion bezeichnet man die Druckdifferenz Δp_s , um die der Druck einer nicht siedenden Flüssigkeit ihren Sättigungsdruck $p_s(\vartheta)$ unterschreitet. Die Überhitzung oder die Überexpansion kennzeichnen also Abweichungen vom thermodynamischen Gleichgewichtszustand und somit die Eindringtiefe in den metastabilen Zustand. Diese Abweichungen vom Gleichgewichts-

zustand sind ausschlaggebend für die Intensität des einsetzenden Phasenübergangs (Dynamik).

3.3 Die Keimbildung und das Keimwachstum der spontanen Verdampfung

Voraussetzung für den Übergang vom einphasigen metastabilen in den stabilen zweiphasigen Zustand ist das Vorhandensein von Keimen. Bei der theoretischen Beschreibung wird zwischen der homogenen und heterogenen Keimbildung unterschieden. Alle klassischen Keimbildungsmodelle sind Gleichgewichtsmodelle und gehen im wesentlichen auf Gibbs [129], Volmer [130], und Frenkel [131] zurück. Zur Beschreibung der homogenen Keimbildung wird ein kugelförmiger Dampfblasenkeim mit dem Radius R'' herangezogen. Dieser Keim befindet sich mit der ihn umgebenden flüssigen Phase in einem labilen Gleichgewicht. Dem Dampfdruck p_s innerhalb der Blase wirkt von außen der Flüssigkeitsdruck p_∞ und der Druck infolge der Grenzflächenspannung σ entgegen:

$$p_s = p_\infty + \frac{2\sigma}{R''} \quad (\text{Gl. 3.4}).$$

Die freie Enthalpie eines Dampfkeimes ΔG in der homogenen flüssigen Ausgangsphase setzt sich aus der freiwerdenden Volumenänderungsarbeit und der aufzubringenden Arbeit zur Vergrößerung der Oberfläche zusammen [117]:

$$\Delta G = -\frac{4}{3}\pi R''^3 (p_s - p_\infty) + 4\pi R''^2 \sigma \quad (\text{Gl. 3.5}).$$

Den Zusammenhang verdeutlicht Bild 3.3.

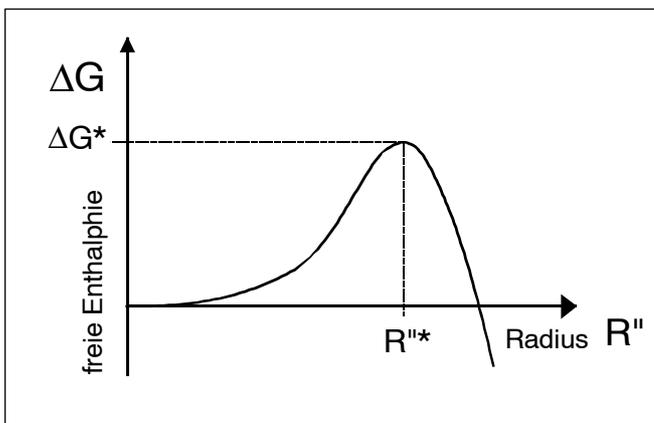


Bild 3.3: Freie Enthalpie ΔG eines Dampfblasenkeimes als Funktion vom Radius R'' einer Dampfblase

Ist der Radius einer Blase kleiner

als der kritische Radius R''^* , zerfällt die Blase. Blasen, deren Radius größer als der kritische Radius ist, wachsen weiter unter Abnahme der freien Enthalpie. Die freie Enthalpie dieses kritischen Keimes ΔG^* wird auch als Aktivierungsenergie der Keimbildung bezeichnet.

Befinden sich feste Fremdstoffe in der flüssigen Phase, hiervon kann bei Kreisläufen in energietechnischen Anlagen nahezu immer ausgegangen werden, bilden sich Dampfblasen in den Poren dieser Feststoffpartikel (heterogene Keimbildung). Verglichen mit dem sphärischen, homogenen Keim ist die Phasengrenzfläche zwischen Wasser und Dampf bei gleichem Volumen des Keimes erheblich geringer, weil ein Großteil der Keimoberfläche durch die Pore des Feststoffpartikels gebildet wird, Bild 3.4.

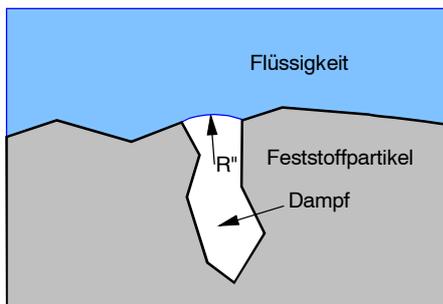


Bild 3.4: Heterogene Keimbildung in einer Pore eines Feststoffpartikels

Entsprechend zur homogenen Keimbildung ist die Aktivierungsenergie hier geringer. Die heterogene Keimbildung setzt also bei geringer Überhitzung

ein als die homogene Keimbildung.

Bei den Untersuchungen von Wildgen [127] stehen die Siedemechanismen im überhitzten stationären Flüssigkeitsfreistrahle im Vordergrund. Die untersuchten Flüssigkeitsfreistrahle werden gebildet durch Kurzdüsen. Das Längen zu Durchmesser Verhältnis (l/d) ist bei diesen Düsen stets kleiner als Eins. Die Düsendurchmesser liegen zwischen 1 und 2 mm, wobei die Düsenkontur am Eintritt einmal abgerundet, im anderen Fall scharfkantig ist. Zur Keimbildung werden drei unterschiedliche Mechanismen beschrieben, das Partikelsieden, das Turbulenzsieden und das Wandsieden. Bei dem Partikel- und Turbulenzsieden bilden sich die Dampfkeime in den Poren von Schwebeteilchen, die in der Flüssigkeit suspensiert sind. Im Unterschied zum Turbulenzsieden sind beim Partikelsieden die Poren der Schwebeteilchen bereits vor dem Eintritt in die Düse mit Dampf gefüllt. Die Überexpansion Δp_s reicht für das Blasenwachstum aus. Liegt ein solcher Siedemechanismus vor, beginnt das Blasenwachstum direkt am Düsenaustritt. Ein zeitlicher Siedeverzug, der einer bestimmten Länge des stationären Freistrahls entspricht, findet messbar nicht statt. Das Turbulenzsieden tritt auf, wenn die Poren der

Schwebeteilchen am Eintritt der Düse nicht mit Dampf ausgefüllt sind. Beispielsweise können die Poren durch einen hohen Druck, der deutlich oberhalb des Sättigungsdruckes liegt, geflutet werden. Das Turbulenzsieden tritt nur an Partikeln auf, in deren unmittelbarer Umgebung der Druck zusätzlich zur Überexpansion durch turbulente Schwankungen so weit absinkt, dass die Aktivierungsenergie des Dampfblasenwachstums überschritten wird. Da aufgrund der kurzen Anlaufstrecke in der Düse nicht der gesamte Freistrah, sondern nur eine dünne Grenzschicht an der Oberfläche des Strahles turbulent wird, entstehen hier die Dampfblasen im Gegensatz zum Partikelsieden nur an der Strahloberfläche. Das Turbulenzsieden ist mit einem zeitlichen Siedeverzug verbunden. Die Experimentellen Untersuchungen von Wildgen [127] zeigen, dass das Einsetzen des Turbulenzsiedens in erster Linie eine Funktion der Düsenform sowie des Düsendurchmessers ist und erst in zweiter Linie von den herrschenden Zustandsgrößen bestimmt wird. Bild 3.5 gibt diese Zusammenhänge für die untersuchten Düsenformen wieder.

Das Wandsieden entsteht aus Dampfblasen, die sich in den Poren der Düsenwand bilden. Dieser Siedemechanismus setzt erst bei hohen Überhitzungen ein, also in Zustandsbereichen in denen die beiden anderen Mechanismen bereits aktiv sind. Deshalb kann dieser Siedemechanismus auch nicht isoliert betrachtet werden.

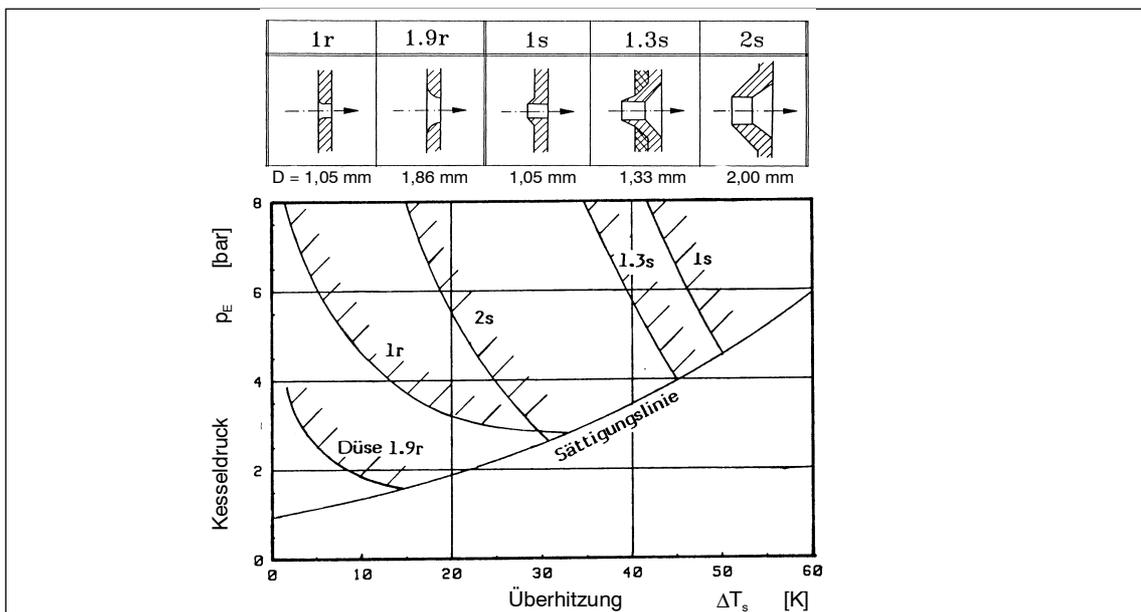


Bild 3.5: Grenzen des Turbulenzsiedens für die von Wildgen [127] untersuchten Düsen, Umgebungsdruck $p_\infty = 1 \text{ bar}$

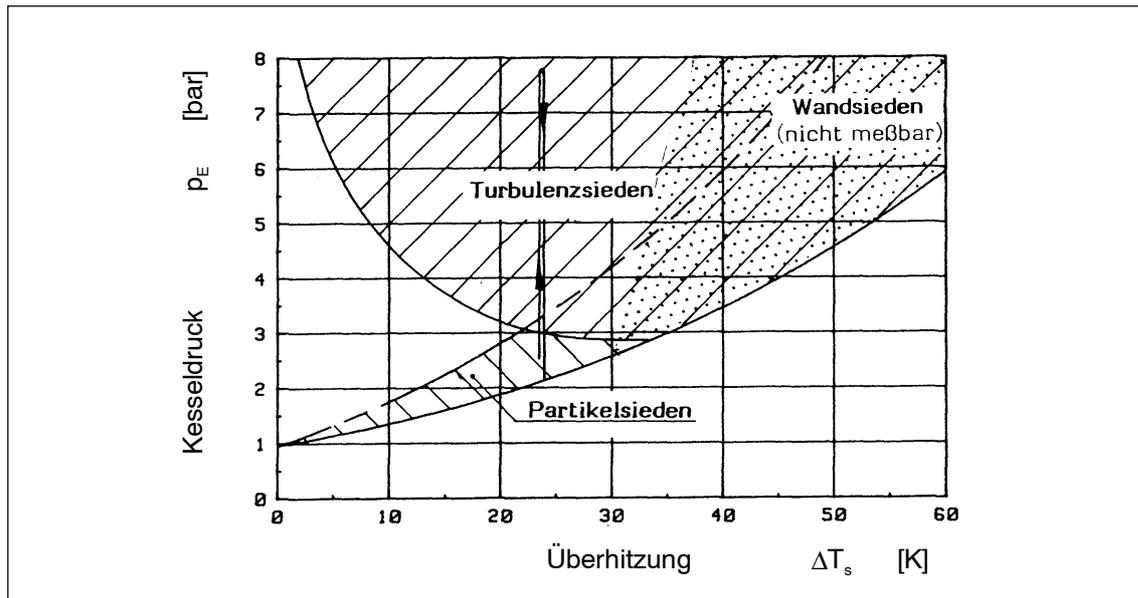


Bild 3.6: Siedemechanismen der Düse 1r nach Wildgen [127], Umgebungsdruck $p_\infty = 1$ bar

Bild 3.6 verdeutlicht exemplarisch die unterschiedlichen Zustandsgebiete der einzelnen Siedemechanismen für eine bestimmte Düsenform.

Die Modelle zur Beschreibung des Dampfblasenwachstums gehen im wesentlichen auf die Arbeiten von Forster und Zuber [132] sowie Plesset und Prosperetti [122] zurück. Nach Plesset und Prosperetti [122] kann das Wachstum eines Dampfblasenkeimes in zwei zeitlich aufeinanderfolgende Wirkungen unterteilt werden. Im ersten Bereich nimmt der Radius der Dampfblase sehr schnell zu. In einigen Mikrosekunden erreicht er das Zehnfache des kritischen Ausgangsradius. Da der Druck durch die Oberflächenspannung mit wachsendem Radius abnimmt, kann der Dampfblaseninnendruck die von außen angreifenden Drücke überwinden. Gesteuert wird diese Phase des Wachstums im wesentlichen durch die Massenträgheit der von der Dampfblase zu verdrängenden Flüssigkeit. Im weiteren Verlauf des Wachstums der Dampfblase dominieren die Wärmeleitungsprozesse. Die Verdampfungsenthalpie an der Phasengrenzfläche muss durch Wärmeleitungsprozesse aus der überhitzten Flüssigkeit bereitgestellt werden.

3.4 Strahlerfall durch Flashverdampfung

Aussagen über den Einfluss der Flashverdampfung auf die Zerstäubung von überhitzten Flüssigkeitsfreistrahlen beruhen im wesentlichen auf experimentellen Untersuchungen ([127], [123] und [124]). Die in der Literatur dargestellten Ergebnisse basieren auf unterschiedlichen Versuchsparametern. Empirische Beziehungen zur Abhängigkeit der

Flashverdampfung bzw. der daraus resultierenden Zerstäubung von der Überhitzung können lediglich für Teilbereiche angegeben werden. Polyayev et al. [124] beschreiben ein einfaches Modell zur Intensität der Zerstäubung durch Flashverdampfung, auf dessen Grundgedanken bei der Auswertung der eigenen experimentellen Untersuchung zurückgegriffen wird. Als charakteristisches Maß für die Zerstäubung durch die Flashverdampfung dient der Kegelwinkel β des zerstäubenden Freistrahles. In einem Modell zur Beschreibung des Strahlzerfalls wird der isentropen Ausströmgeschwindigkeit der Flüssigkeit aus der Düse eine Strahlausdehnungsgeschwindigkeit überlagert (Bild 3.7).

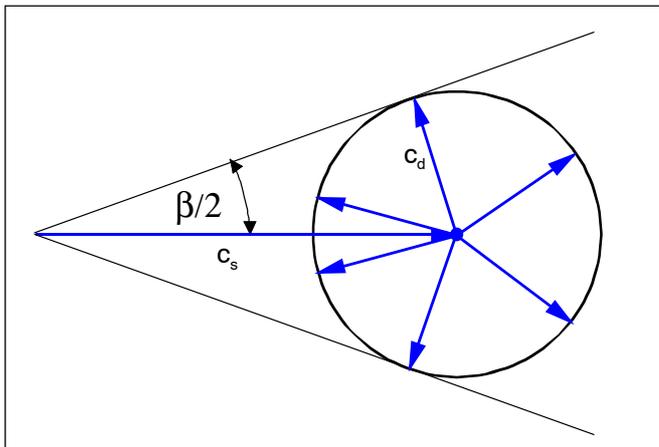


Bild 3.7: Kegel des zerstäubenden Flüssigkeitsstrahls nach Polyayev et al. [124]

Für die Strahlausdehnungsgeschwindigkeit gilt:

$$c_d = \frac{\Delta p_s \rho'' d}{k \rho' \sigma} \quad (\text{Gl. 3.6}),$$

wobei k eine experimentell zu bestimmende Konstante ist. Für die isentrope Auströmgeschwindigkeit gilt:

$$c_s = \sqrt{\frac{2(p_E - p_\infty)}{\rho'}} \quad (\text{Gl. 3.7}).$$

Der Kegelwinkel β wird so zu:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{\Delta p_s \rho'' d}{k \sigma \sqrt{2(p_E - p_\infty) \rho'}} \quad (\text{Gl. 3.8}).$$

Für einen bestimmten Düsentyp und bei gleichbleibendem Umgebungszustand, nimmt k in Gl. 3.8 einen konstanten Wert an. Zur Verifikation dieses Modells ist der Kegelwinkel zerstäubender überhitzter Wasserfreistrahlen bei atmosphärischer Umgebung vermessen worden. Der Düsendurchmesser variierte von 0,15 mm bis 1,4 mm. Die ma-

ximale Überhitzung betrug 60 K. Durch die Messung des Kegelwinkel wird der Wert der Konstante k in Gl. 3.8 bestimmt. Nach den Auswertungen in [124] nimmt die Konstante k bis zu einer Überhitzung von etwa 50 K einen Wert von $k \approx 0,6 \text{ m s}^{-1}$ an. Eine Überhitzung oberhalb von 50 K führt besonders bei den Düsen mit größerem Austrittsdurchmesser, zur „explosionsartigen“ Verdampfung. Der beobachtete Kegelwinkel steigt weit über den Wert nach Gl. 3.8 an. In der Konstanten k sind die Haupteinflussgrößen, wie die vorherrschenden Keimbildungsmechanismen des Blasenwachstums auf die Intensität der Flashverdampfung, enthalten. Diese experimentellen Beobachtungen lassen sich durch die von Wildgen [127] beschriebenen Siedemechanismen interpretieren. Eine Änderung der Konstante k lässt die Vermutung auf eine Änderung in der Keimbildung zu. Polyaev et al. [124] geben keine nähere Angaben zu der Geometrie der Düsen und zu den Siedemechanismen, es wird jedoch festgestellt, dass die Zerstäubung des Flüssigkeitsfreistrahles oberhalb eines kritischen Wertes der Überhitzung direkt am Düsenaustritt einsetzt. Als Siedemechanismus kommt somit das Partikelsieden in Betracht. Eine Änderung des Wertes der Konstante k bei hohen Überhitzungen und die beschriebene „explosionsartige“ Strahlaufweitung lässt die Vermutung auf einen geänderten Siedemechanismus zu. Hier könnte z. B. bereits in der Düse das Wandsieden einsetzen.

4 Experimentelle Voruntersuchung des Füllungssystems

Den Vorversuchen zum Füllungssystem des Zweiphasen-Schraubenmotors liegen folgende Fragestellungen zugrunde:

- Strömt das Arbeitsfluid im metastabilen flüssigen Zustand durch die Düse?
- Wie wirkt sich die Überhitzung auf die Zerstäubung des Flüssigkeitsfreistrahles aus? Setzt die Flashverdampfung im Freistrahls unmittelbar am Düsenaustritt ein, oder liegt eine Verzögerung der Verdampfung vor?
- Wie stellt sich das Durchflussverhalten der rotierenden Kurzdüsen insbesondere während des Öffnungs- und Schließvorganges dar?
- Welchen Einfluss hat das instationäre Öffnen und Schließen der Kurzdüsen auf das Flashverhalten des Flüssigkeitsfreistrahls?

Um ein weitgehend optimiertes Füllungssystem für den Zweiphasen-Schraubenmotor auslegen zu können, orientieren sich die Abmessungen des zu untersuchenden Einlasssystems an den geometrischen Vorgaben des später aufgebauten Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotors. Dieser Motor wird in Kap. 5.1 beschrieben.

4.1 Versuchsstand

Der Flashverdampfungsversuchsstand besteht aus einem Beobachtungsrohr (\varnothing 400 mm) an dessen einem Ende das Einlasssystem angeflanscht ist. Den schematischen Aufbau des Einlasssystems verdeutlicht Bild 4.1. Die Düsenscheibe, in die Kurzdüsen einerodiert sind, ist auf einer fliegend gelagerten Welle montiert. Der Lagerraum der Welle und der mit Nassdampf beaufschlagte Beobachtungsraum sind durch eine Stopfbuchsdichtung voneinander getrennt. Die Düsenscheibe kann durch einen frequenzgeregelten Drehstrom-Asynchronmotor in Rotation bis zu 3.000 min^{-1} versetzt werden. Der Axialspalt zwischen Düsenscheibe und der Stirnseite des Gehäuses lässt sich mit Hilfe einer Passscheibe einstellen. Für die stationären Untersuchungen beim Stillstand der Düsenscheibe ist es möglich, durch Weglassen der Passscheibe die Düsenscheibe bündig vor die Stirnseite des Gehäuses zu spannen. So sind bei Stillstand der Düsenscheibe Messungen ohne Leckmassenströme im Axialspalt möglich.

Der Öffnungswinkel des Einlassegmentes kann variiert werden. Hierzu dient eine im Gehäuse von außen verdrehbare Verstelleisbe. Das Einlassegment wird gebildet aus dem Segment in der Verstelleisbe und dem Zapfen des Gehäuses, der bündig mit der Stirnseite der Verstelleisbe abschließt (Bild 4.1). Durch die gewählte Konstruktion kann der Öffnungsbereich der Einlassdüse zwischen 0 und 90 ° variiert werden.

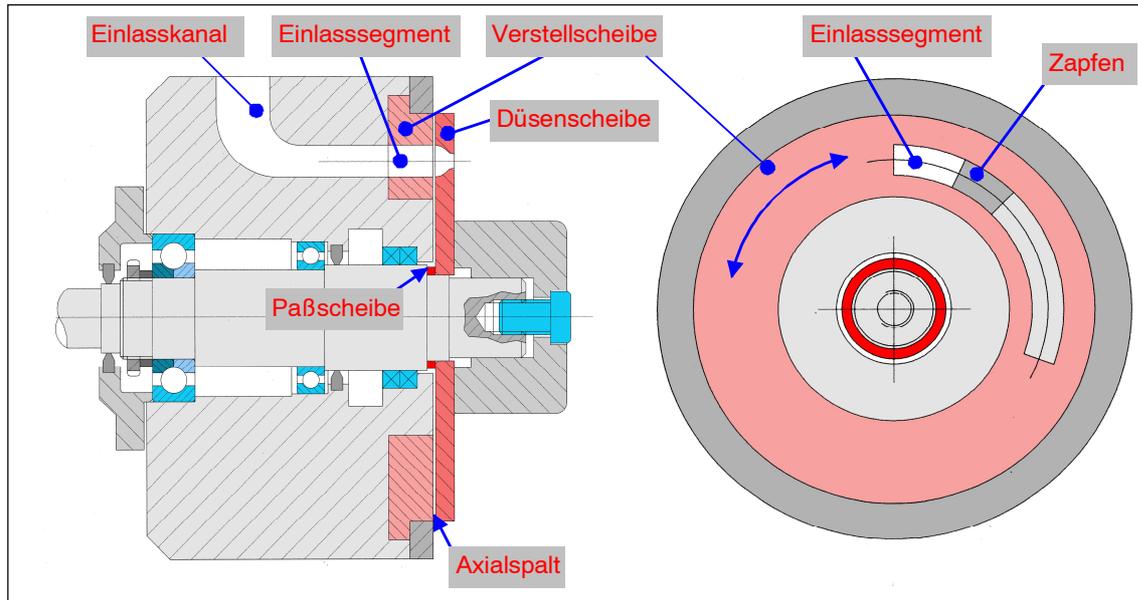


Bild 4.1: Schematische Darstellung der Apparatur für die Voruntersuchungen des Füllungssystems, links Schnittzeichnung, rechts Draufsicht ohne Düsenisbe

Das austretende heiße Druckwasser und die einsetzende Flashverdampfung des Freistrahles kann durch mehrere Öffnungen, die einen Durchmesser von 150 bis 200 mm aufweisen und mit Glasscheiben verschlossen sind, beobachtet werden. Die optische Auswertung erfolgt mit einer CCD-Videokamera. Zur Belichtung dient ein Mikroprozessor-Stroboskop mit einer minimalen Belichtungszeit von 10^{-5} s. Für den instationären Betrieb der Düsenisbe wird das Stroboskop mit Hilfe einer geschlitzten Scheibe, die an die Kupplung zwischen Motor und Antriebswelle montiert ist, über eine Lichtschranke getriggert. Das Steuergerät ermöglicht eine Phasenverschiebung des Stroboskopblitzes.

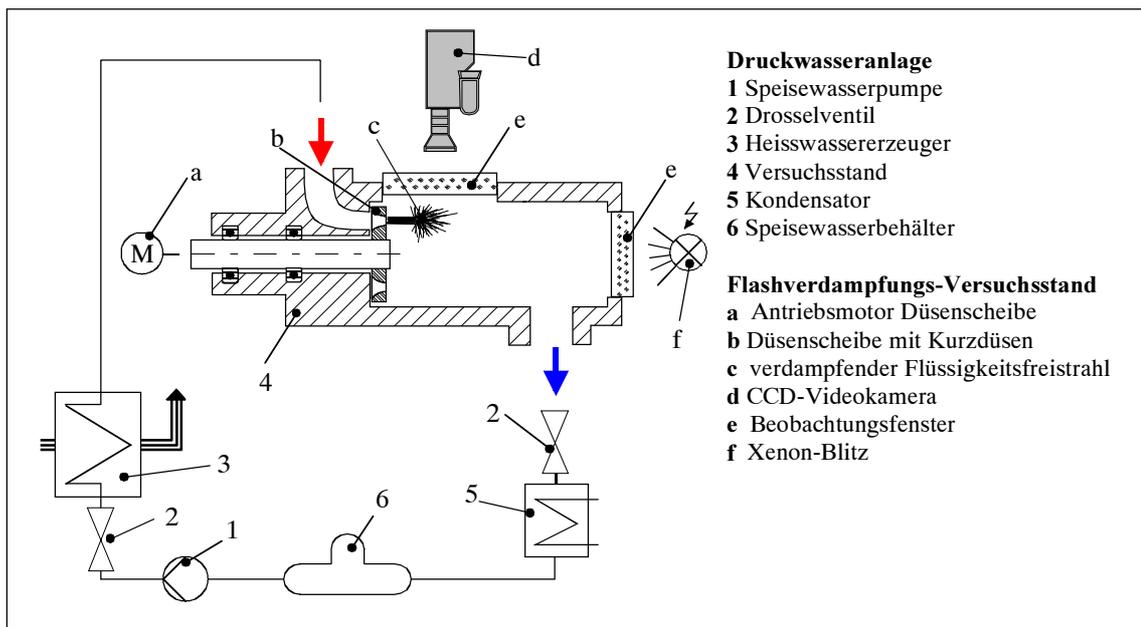


Bild 4.2: *Prinzipieller Aufbau der Versuchseinrichtung zur Untersuchung des rotierenden Einlasssystems*

Bild 4.2 entnimmt man die prinzipielle Schaltung des Versuchskreislaufes. Ein erdgasbefuerter Schlangenrohr-Heißwassererzeuger stellt das Druckwasser bereit. Eintrittsdruck und Massenstrom lassen sich mit Hilfe eines Drosselventils vor dem Eintritt in den Heißwassererzeuger und mit einer drehzahlvariablen Speisewasserpumpe einstellen. Der Maximaldruck der Anlage beträgt 32 bar. Ein Drosselventil zwischen Beobachtungsraum und Kondensator ermöglicht die Variation des Druckes im Beobachtungsraum. Zur Steuerung des Versuchsstandes und zur Messdatenerfassung dient eine Speicher-Programmierbare-Steuerung (SPS) in Verbindung mit einem PC. Die wesentlichen Messgrößen für die Versuchsauswertung sind die Zustandsgrößen Druck und Temperatur im Druckstutzen und im Beobachtungsraum sowie der umlaufende Massenstrom. Hierfür werden Druckmessumformer, PT 100 Thermometer und ein induktiver Durchflussmesser verwendet. Bild 4.3 zeigt die aufgebaute Versuchseinrichtung.

Erste überschlägige Berechnungen zum Einlasssystem für die geplanten Einsatzparameter (Kap. 5) zeigen, dass der erforderliche Austrittsdurchmesser der Einlassdüse ca. 7 mm betragen sollte. Die Profilierung der Kontur der Kurzdüse in Strömungsrichtung orientiert sich an den Untersuchungen von Wildgen [127], dargestellt in Kap. 3. Hier wurde gezeigt, dass eine abgerundete Düsenform im Einlaufbereich aufgrund der

Strömung an den Wandungen das Turbulenzsieden fördert und daher der Siedevorgang eher einsetzt als bei scharfkantigen Düsen, bei denen eine Strahleinschnürung entsteht.

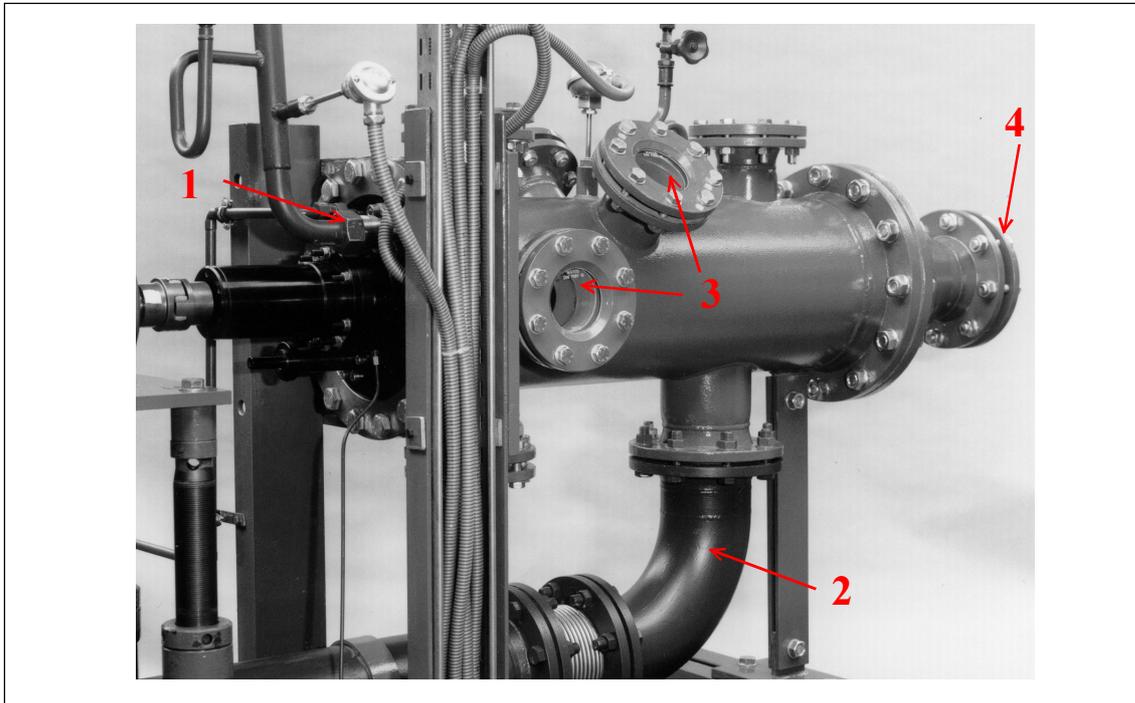
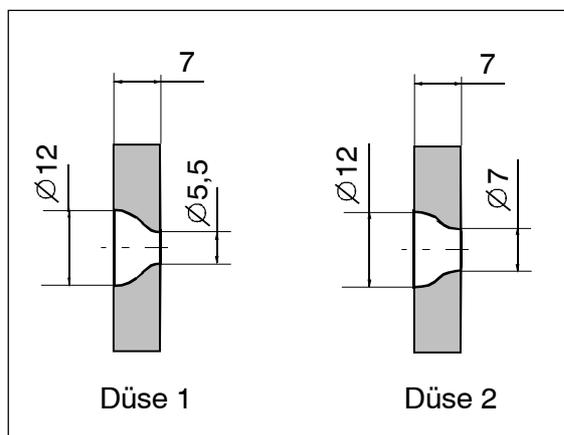


Bild 4.3: Versuchseinrichtung zur Untersuchung des rotierenden Einlasssystems,
 1: Heißwasserzuleitung, 2: Naßdampfableitung, 3: Beobachtungsfenster,
 4: Beleuchtungsfenster

Die so gestaltete Düse ist in Bild 4.4, Düse 2 dargestellt. Erste experimentelle Untersuchungen zum Flashverhalten des Flüssigkeitsfreistrahles dieser Düse haben ergeben, dass die optische Beobachtung der Zerstäubung aufgrund des hohen Massenstromes und des damit verbundenen Spritzwassers auf den Beobachtungsfenstern mit Hilfe der auf-



gebauten Apparatur nicht möglich ist. Aus diesem Grund werden die optischen Untersuchungen zum Flashverhalten mit einer Düse mit verringertem Austrittsdurchmesser – 5,5 statt 7 mm – durchgeführt. Die Kontur dieser Düse ist ebenfalls in Bild 4.4, Düse 1 dargestellt.

Bild 4.4: Geometrie der untersuchten Kurzdüsen

4.2 Versuchsdurchführung

Die Versuche beginnen mit der Beobachtung des stationären Flashverhaltens des Flüssigkeitsfreistrahles. Die Düsen­scheibe steht hierbei in dem Winkelbereich, in dem eine vollständige Verbindung zwischen Einlas­segment und Düsen­eintritt besteht. Die Düsen­scheibe liegt bei diesen Untersuchungen direkt an der HD-Stirnseite des Gehäuses an. Ein Spalt existiert hier also nicht.

Mit Hilfe der Brennersteuerung des Heißwassererzeugers und der drehzahlregelbaren Speisewasserpumpe wird ein stationäre Druckwassermassenstrom eingestellt. Zunächst herrscht im Beobachtungsraum Atmosphärendruck. Mittels des Drosselventils vor dem Kondensator kann der Druck im Beobachtungsraum gesteigert werden. Die Luft, die sich anfänglich im Beobachtungsraum befindet, kann durch ein Entlüftungsventil entweichen. Während einer Versuchsreihe werden die Eintrittsparameter Druck und Temperatur konstant gehalten. Der Druck im Beobachtungsraum wird durch Schließen des Drosselventils gesteigert. Der maximal erreichbare Druck im Beobachtungsraum entspricht annähernd dem Sättigungsdruck, vorgegeben durch die Eintrittstemperatur des Druckwassers. Die Beobachtung und Dokumentation des Verdampfungsverhaltens des Flüssigkeitsfreistrahles erfolgt mit Hilfe einer vor einem Beobachtungsfenster fest installierten Videokamera.

Zur Untersuchung des Durchflussverhaltens des Düsen­systems bei unterschiedlichen Öffnungszuständen des Düsen­eintrittes wird die Düsen­scheibe in verschiedenen Winkelstellungen vor dem Einlas­segment montiert. Gemessen wird der Druckwassermassenstrom in Abhängigkeit von dem Differenzdruck an der Düse und in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur.

Die Beobachtung des Freistrahles aus der Düse der rotierenden Scheibe birgt erhebliche Probleme. Durch die starke Verwirbelung kommt es zu einem erheblichen Niederschlag des Wassers auf den Beobachtungsfenstern. Um den Massenstrom und damit das Spritzwasser, gering zu halten, können lediglich Untersuchungen der Düse mit einem Austrittsdurchmesser von 5,5 mm durchgeführt werden. Weiterhin ist der Öffnungswinkel des Einlas­segmentes auf maximal 20° zu beschränken. Wie bei den Beobachtungen des stationären Freistrahles erfolgt die Aufzeichnung mit der fest installierten Videokamera.

4.3 Versuchsauswertung

4.3.1 Stationärer Strahlzerfall

Bild 4.5 gibt exemplarisch eine Sequenz der Aufnahmen des stationären Strahlzerfalls bei verändertem Druck im Beobachtungsraum wieder. Die Düsenscheibe steht still und liegt bündig am Gehäuse an, es existiert also kein Axialspalt.

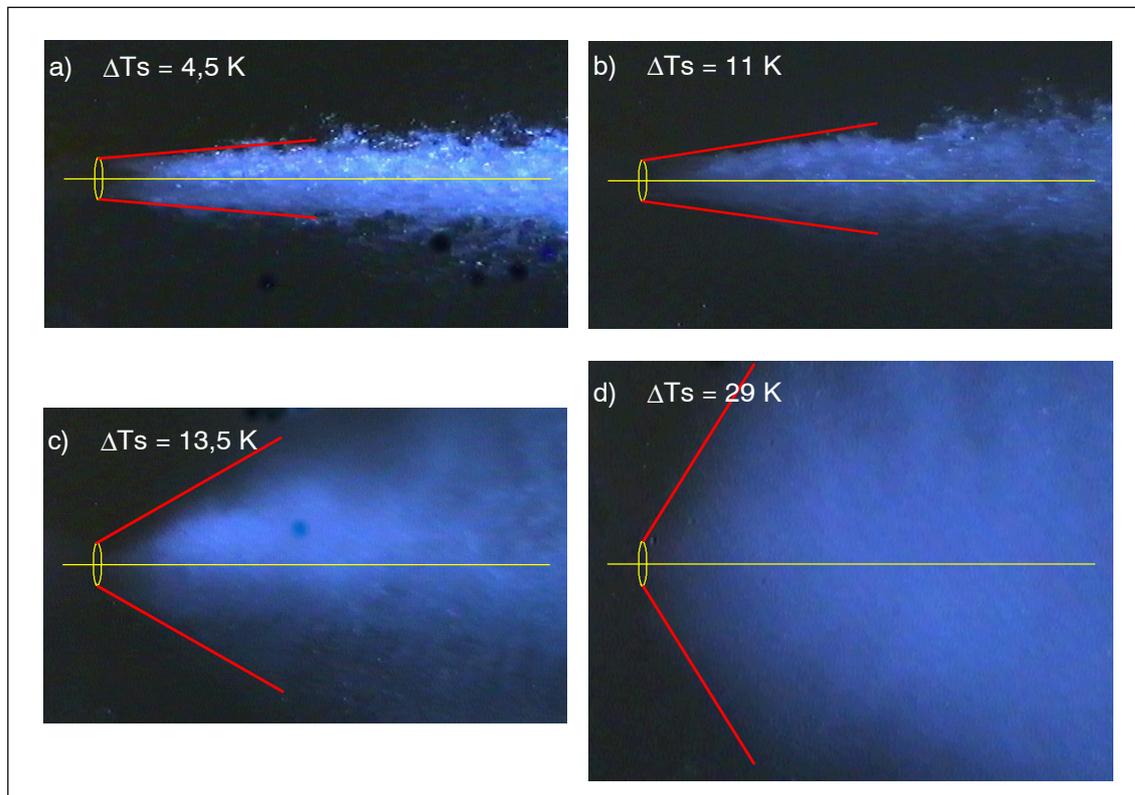


Bild 4.5: *Strahlzerfall des stationären Freistrahles bei Stillstand der Düsenscheibe für unterschiedliche Überhitzungen,*

Eintrittsdruck $p_E = 9 \text{ bar}$, Eintrittstemperatur $\vartheta_E = 155^\circ\text{C}$

Die Eintrittsparameter Druck und Temperatur sind für alle vier Aufnahmen nahezu identisch. Der Abfall des Druckes im Beobachtungsraum lässt die Überhitzung als wesentliche Triebkraft der Flashverdampfung ansteigen. Mit zunehmender Überhitzung weitet sich der Kegel der verdampfenden Flüssigkeit auf. Zur Auswertung der Versuche wird der Kegelwinkel anhand der Videoaufnahmen bestimmt. Die Abhängigkeit dieses Kegelwinkels von der Überhitzung ist in Bild 4.6 wiedergegeben. Die Eintrittstemperatur des Wassers beträgt hier 155°C , der Eintrittsdruck liegt bei 9, 12 und 15 bar.

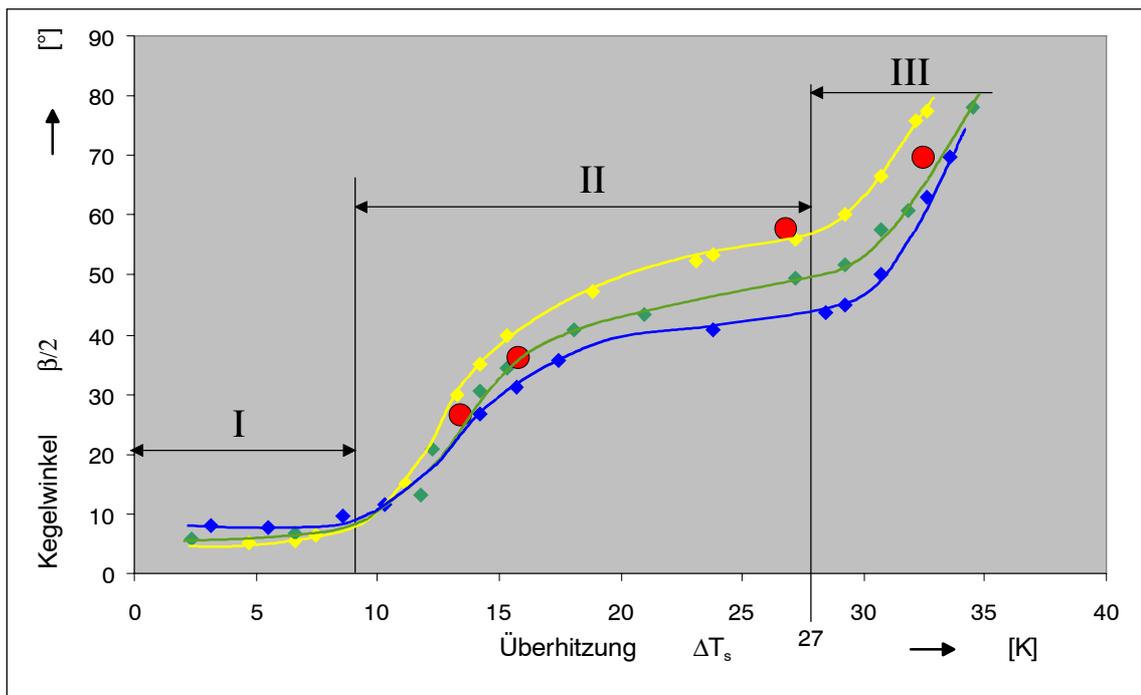


Bild 4.6: Abhängigkeit des Kegelwinkels $\frac{\beta}{2}$ von der Überhitzung ΔT_s ,

Parameter Eintrittsdruck p_E ,

stationär: \blacklozenge $p_E = 9 \text{ bar}$ \blacklozenge $p_E = 12 \text{ bar}$ \blacklozenge $p_E = 15 \text{ bar}$

instationär: \bullet $n = 2050 \text{ min}^{-1}$, $p_E = 9 \text{ bar}$

Der Überhitzungstemperaturverlauf lässt sich in drei ausgeprägte Bereiche aufteilen:

Bereich I: $\Delta T_s < \text{ca. } 9 \text{ K}$

Die geringe Überhitzung in diesem Bereich hat noch keinen Einfluss auf den Strahlzerfall. Die Zerfallsform des Strahles unterscheidet sich nicht von einem „kalten“ Strahl. Der Strahlzerfall in Bild 4.5 a ist diesem Bereich zuzuordnen.

Bereich II: $9 \text{ K} < \Delta T_s < 27 \text{ K}$

Ab einer Überhitzung von $\Delta T_s \approx 9 \text{ K}$ beginnt ihr merklicher Einfluss auf den Strahlzerfall. Bild 4.5 b und Bild 4.5 c gehören diesem Bereich an. Bis zu einer Überhitzung von $\Delta T_s \approx 20 \text{ K}$ steigt der Kegelwinkel zunächst stark an. Im weiteren Verlauf ist zu erkennen, dass bei gleicher Überhitzung der Kegelwinkel mit geringerem Eintrittsdruck höher ausfällt. Dies lässt sich mit der Theorie zur Geometrie des Strahlzer-

falls, dargestellt in Kap. 3.4, insbesondere in Gl. 3.8 beschreiben. Die Strahlausdehnungsgeschwindigkeit beruht, zumindest in erster Näherung, auf dem Dampfblasenwachstum, das wiederum von der Überexpansion und damit direkt von der Überhitzung abhängt (Gl. 3.6). Die Düsenaustrittsgeschwindigkeit steigt mit Zunahme des Eintrittsdruckes (Gl. 3.7). Eine höhere Austrittsgeschwindigkeit führt demnach bei etwa gleicher Strahlausdehnungsgeschwindigkeit zu kleineren Kegelwinkeln.

Bereich III: $\Delta T_s > \text{ca. } 27 \text{ K}$

Steigt die Überhitzung auf 27 K, zeigen die Verläufe der Kegelwinkel (Bild 4.6) einen progressiven Anstieg. Es kommt in diesem Bereich zum „explosionsartigen“ Strahlzerfall durch die Flashverdampfung. Dieses Phänomen könnte auf folgende Ursache zurückzuführen sein: Im Bereich II weitet im wesentlichen eine Dampfblase im Strahlquerschnitt diesen aus (Kap. 3.4). Im Bereich III führt die hohe Überhitzung zu verstärkter Keimbildung, so dass mehrere Dampfblasen zur radialen Ausweitung des Strahles beitragen. Auch wenn das Wachstum einer einzelnen Dampfblase weiterhin durch Gl. 3.6 beschrieben werden könnte, bedingt die gegenseitige Beeinflussung der Dampfblasen eine stärkere Ausweitung des Kegels gegenüber Gl. 3.8.

4.3.2 Durchflussverhalten der Düsen mit Einlassegment bei stehender Düsen Scheibe

Für die Untersuchungen des Durchflussverhaltens der Einlassdüsen wird die Düsen Scheibe ebenfalls direkt vor die Stirnseite des Einlassgehäuses montiert. Dies ist durch Weglassen der Passscheibe (Bild 4.1) relativ einfach zu realisieren. Um auch das Durchflussverhalten während des Öffnungs- und Schließvorganges beschreiben zu können, erfolgen Durchflussmessungen bei unterschiedlichen Winkellagen der Einlassdüse zum Einlassegment. In Bild 4.7 ist der Flächenverlauf während der Öffnungsperiode der Düse dargestellt. Da der Flächenverlauf während des Schließens der Düse spiegelsymmetrisch zum Öffnen ist, genügt für die Untersuchungen zum stationären Durchflussverhalten die Betrachtung einer Halbperiode.

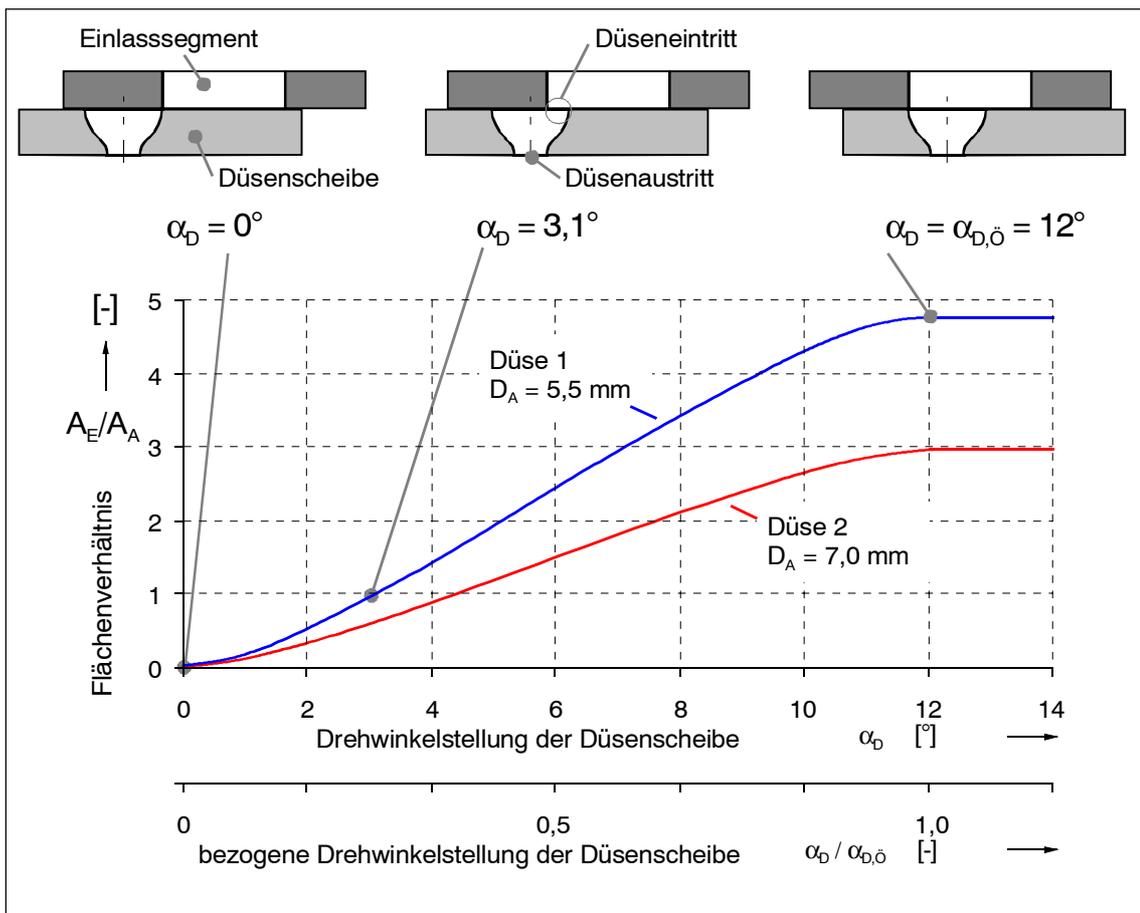


Bild 4.7: Verhältnis der Düsen Eintrittsfläche zur Austrittsfläche in Abhängigkeit von der Drehwinkelstellung der Düsen Scheibe

Bei der Düse mit einem Austrittsdurchmesser von 5,5 mm ist bis zu einem Drehwinkel von $\alpha_D = 3,1^\circ$ die durch die Steuerkanten des Einlassegmentes freigegebene Eintrittsfläche der Düse kleiner als die Austrittsfläche. Bis zu diesem Winkel liegt also die engste Querschnittsfläche auf der Eintrittsseite.

Zur Beschreibung des Durchflussverhaltens ist es allgemein üblich, den gemessenen Massenstrom auf einen theoretischen Massenstrom einer Vergleichsdüse zu beziehen. Diese Vergleichsdüse weist dieselbe minimale Querschnittsfläche wie die reale Düse auf. Die Strömung in dieser Vergleichsdüse sei isentrop und verlaufe ohne Kontraktion. Sie lässt sich nach der eindimensionalen Stromfadentheorie berechnen. Hier wird wiederum davon ausgegangen, dass das Fluid inkompressibel ist, die Dichte in jedem Zustand also der Dichte am Eintritt in die Düse entspricht.

$$\alpha = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (\text{Gl. 4.1}),$$

mit:

$$\dot{m}_{th} = A_{\min} \sqrt{\rho(p_E - p_A)} \quad (\text{Gl. 4.2}).$$

Der Durchflussbeiwert nach Gl. 4.1 stellt eine integrale Kenngröße dar. Dieser Durchflussbeiwert beinhaltet sowohl Wirkungen aufgrund einer möglichen Strahlein-schnürung wie auch Abweichungen von der isentropen Strömungsgeschwindigkeit, verursacht durch Dissipation.

Bild 4.8 und Bild 4.9 verdeutlichen exemplarisch die experimentell bestimmten Durchflussbeiwerte der beiden Düsen mit einem Austrittsdurchmesser von $D_A = 5,5\text{ mm}$ und $D_A = 7,0\text{ mm}$. Der Eintrittsdruck beträgt bei den dargestellten Messungen $p_E = 10\text{ bar}$, und der Druck im Beobachtungsraum beläuft sich auf $p = 1,0\text{ bar}$.

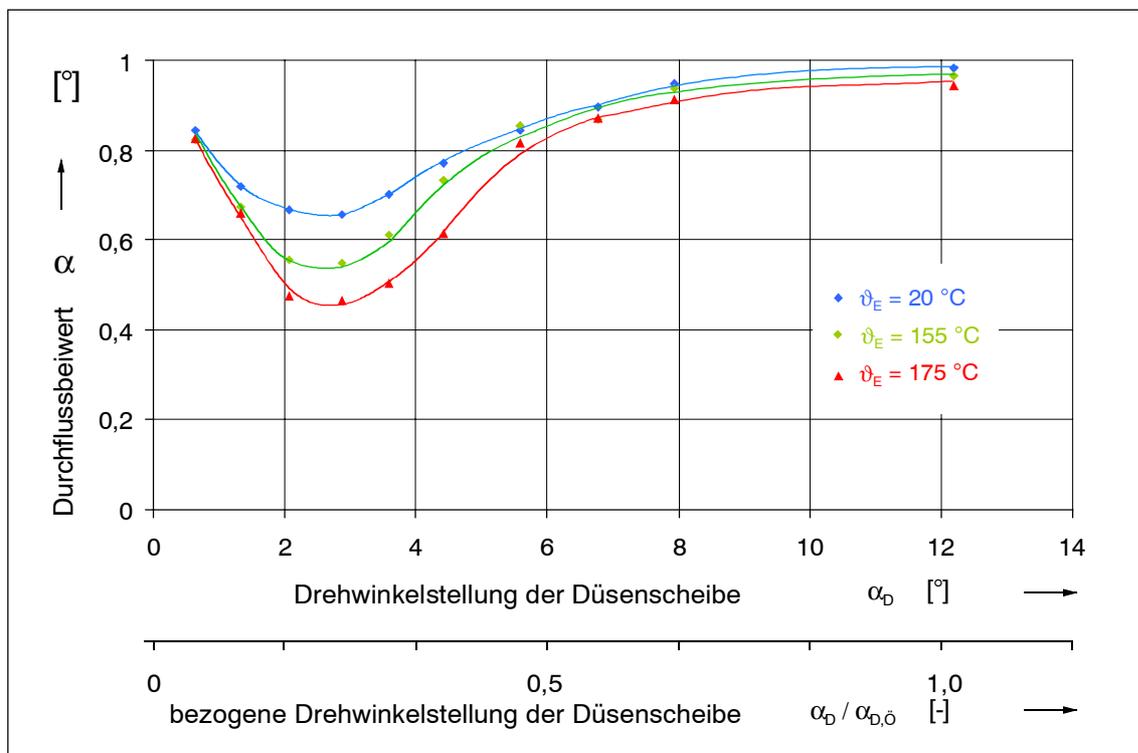


Bild 4.8: Durchflussbeiwert der Düse 1, Austrittsdurchmesser $D_A = 5,5\text{ mm}$ in Abhängigkeit von der Drehwinkelstellung der Düsenscheibe vor dem Einlasssegment, Eintrittsdruck $p_E = 10\text{ bar}$, Austrittsdruck $p_A = 1\text{ bar}$

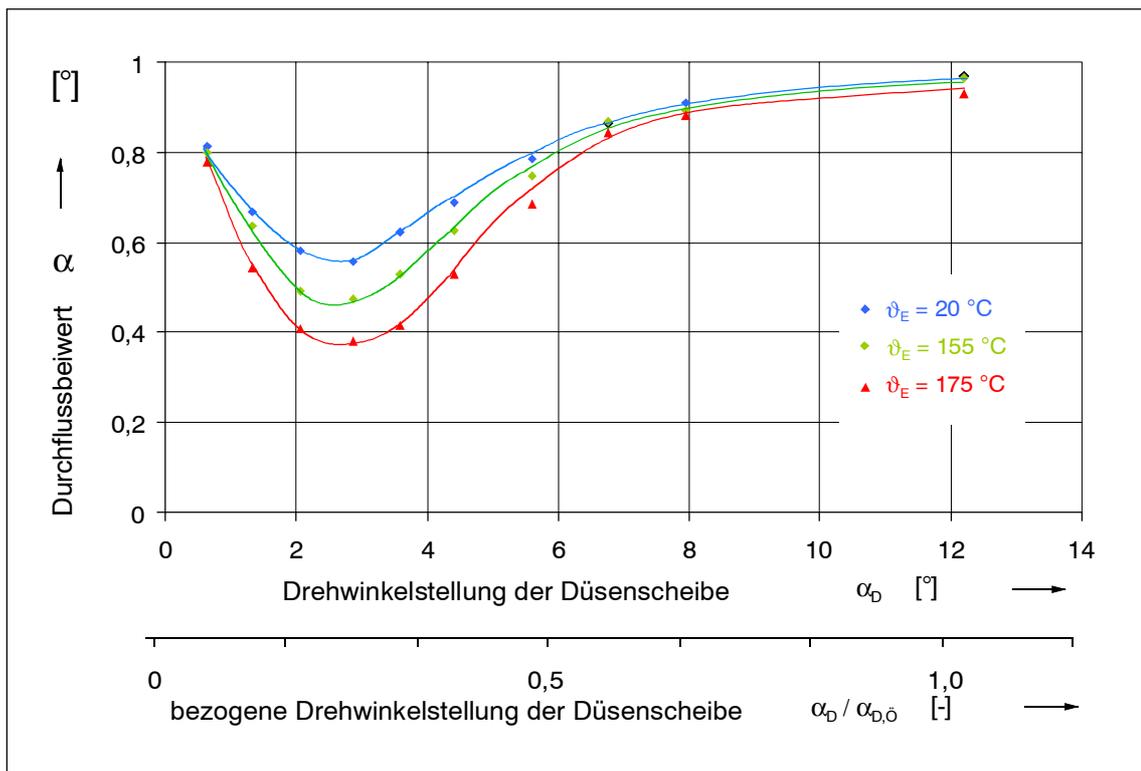


Bild 4.9: Durchflussbeiwert der Düse 2, Austrittsdurchmesser $D_A = 7,0$ mm in Abhängigkeit von der Drehwinkelstellung der Düsenscheibe vor dem Einlasssegment, Eintrittsdruck $p_E = 10$ bar, Austrittsdruck $p_A = 1$ bar

Neben der Drehwinkelstellung der Düsenscheibe vor dem Einlasssegment wird auch die Eintrittstemperatur variiert. Für die Messreihe mit einer Eintrittstemperatur von $\vartheta_E = 155^\circ\text{C}$ beträgt die Überhitzung $\Delta T_s = 55\text{ K}$. Steigt die Eintrittstemperatur auf $\vartheta_E = 175^\circ\text{C}$ nimmt die Überhitzung einen Wert von $\Delta T_s = 75\text{ K}$ an.

Die Durchflussbeiwerte für die voll geöffnete Einlassfläche ($\alpha_D = \alpha_{D,0} = 12^\circ$) unterscheiden sich hinsichtlich des Parameters Eintrittstemperatur nur unwesentlich voneinander. Da die Abweichungen nur gering sind, kann hier davon ausgegangen werden, dass die Flashverdampfung selbst bei den hier hohen Überhitzungen offensichtlich erst am Düsenaustritt einsetzt, so wie es auch die optischen Untersuchungen zum Strahlzerfall der stationär durchströmten Düse gezeigt haben. Die Flüssigkeit strömt demnach in einem metastabilen Zustand durch die Düse. Käme es in der Düse zu Teilverdampfungen, müsste der Massenstrom aufgrund des erheblich gesteigerten Volumens zusammen mit sinkender Schallgeschwindigkeit durch die Dampfblasen deutlich geringer ausfallen.

Bemerkenswert ist das Durchflussverhalten während der Öffnungsperiode, insbesondere in dem Bereich, in dem die freigegebene Eintrittsfläche der Düse etwa der Austrittsfläche entspricht. Dieser liegt bei der Düse 1 mit einem Austrittsdurchmesser von $D_A = 5,5 \text{ mm}$ bei einem Drehwinkel der Düsenscheibe von $\alpha_D \approx 3^\circ$. Die Durchflussbeiwerte der „kalten“ Messreihe ($\vartheta_E = 20^\circ\text{C}$) fallen hier auf Werte von $\alpha = 0,65$ ab. Dies lässt sich durch die ungünstige Strömungsführung verbunden mit erheblicher Dissipation und Strahleinschnürung begründen. Die erheblich geringeren Durchflussbeiwerte der „heißen“ Messreihen ($\alpha = 0,54$ für $\vartheta_E = 155^\circ\text{C}$ und $\alpha = 0,46$ für $\vartheta_E = 175^\circ\text{C}$) deuten darauf hin, dass es bei dieser Winkelstellung in der Düse zu Teilverdampfung kommt, die den Massenstrom senkt (zu beachten ist hier, dass Eintrittsdruck und -temperatur konstant gehalten werden).

4.3.3 Strahlerfall bei rotierender Düsenscheibe

Die Beobachtung der Flashverdampfung im Freistrahler der rotierenden Düse ist nur für Öffnungswinkel bis ca. 20° möglich, da bei größeren Winkeln ein verstärkter Tropfen-aufprall auf den Beobachtungsfenstern eine Visualisierung verhindert. In Bild 4.10 erkennt man eine Sequenz für eine Drehzahl von 2050 min^{-1} . Für den in Kap. 5.1 beschriebenen Versuchsmotor entspricht diese Düsenscheibendrehzahl einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 25 m/s . Da pro Umdrehung der Düsenscheibe nur ein Bild aufgenommen werden kann, handelt es sich bei den Aufnahmen nicht um einen Öffnungsvorgang, sondern um phasenverschobene Aufnahmen unterschiedlicher Öffnungsintervalle.

Die eingezeichnete Markierung (senkrechter roter Strich) kennzeichnet den Ort, an dem sich ein Flüssigkeitsteilchen befinden müsste, das beim Öffnen der Düse mit der isentropen Austrittsgeschwindigkeit in den Beobachtungsraum einströmt. Es fällt auf, dass in Strömungsrichtung auch vor dieser Markierung Flüssigkeit erkennbar ist. Diese Flüssigkeit ist auf Leckmassenströme zwischen Gehäuse und Düsenscheibe zurückzuführen.

Die Bestimmung eines Kegelwinkels für die Öffnungsbereiche bis 10° erscheint nicht sinnvoll, da die Geometrie des Freistrahlers nicht allein auf die Flashverdampfung zurückzuführen ist, sondern die Umlenkung während der Öffnungsperiode ebenfalls eine Zerstäubung des Strahles herbeiführt.

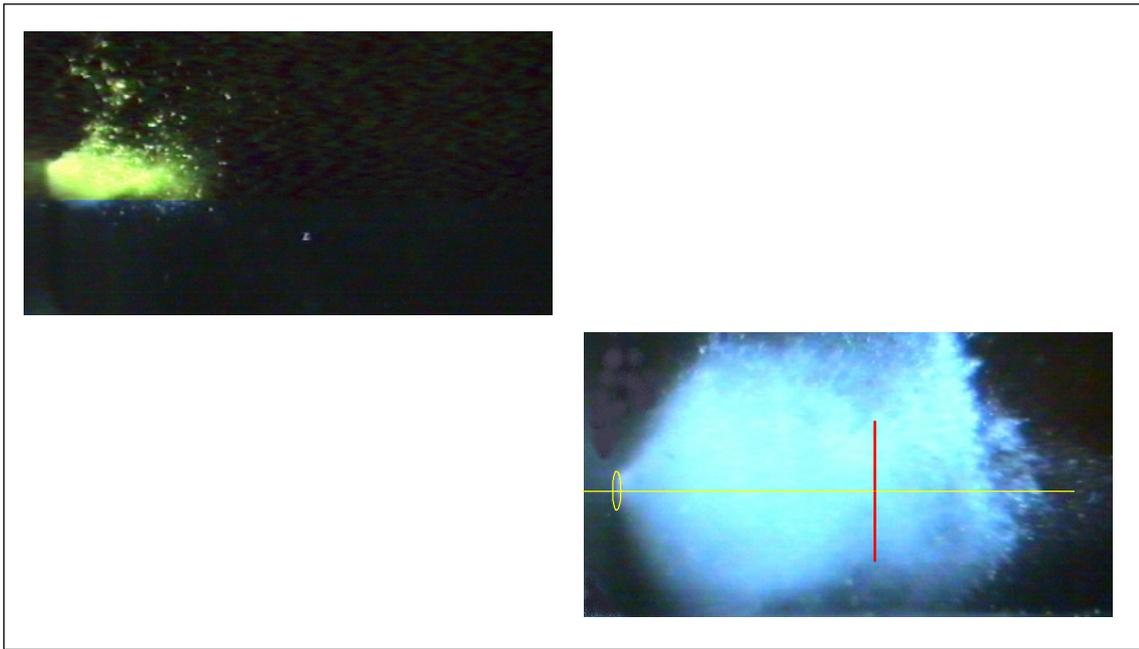


Bild 4.10: Strahlzerfall bei rotierender Düsenscheibe. Drehzahl der Düsenscheibe $n = 2050 \text{ min}^{-1}$, Eintrittsdruck $p_E = 9 \text{ bar}$, Eintrittstemperatur $\vartheta_E = 155^\circ\text{C}$, Überhitzung $\Delta T_s = 27 \text{ K}$, $\alpha_D = \text{Düsenöffnungswinkel}$

Erst ein Winkel von 12° kennzeichnet den voll geöffneten Eintrittsquerschnitt (Bild 4.7). Der Strahl verlässt den Düsenaustritt nun symmetrisch. In Bild 4.11 ist das Flashverhalten des instationären Freistrahles für unterschiedliche Überhitzungen wiedergegeben. Der Öffnungswinkel beträgt für beide Aufnahmen 13° . Ein ausgeprägter Kegelwinkel ist hier deutlich zu erkennen.

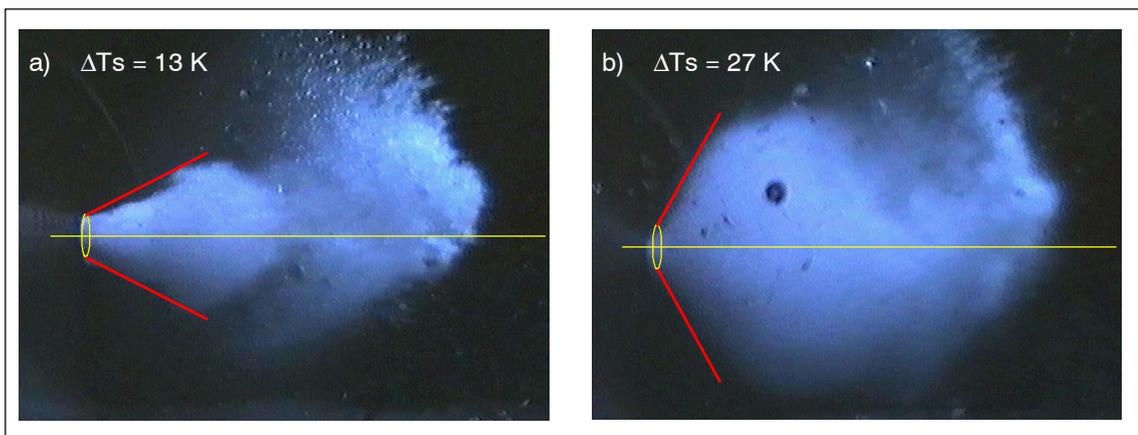


Bild 4.11: Strahlzerfall des instationären Freistrahles (rotierende Düsenscheibe). Drehzahl der Düsenscheibe $n = 2050 \text{ min}^{-1}$, Eintrittsdruck $p_E = 9 \text{ bar}$, Eintrittstemperatur $\vartheta_E = 155^\circ\text{C}$, Düsenöffnungswinkel $\alpha_D = 13^\circ$ (voll geöffneter Düsen Eintrittsquerschnitt), $\Delta T_s = \text{Überhitzung}$

Die Kegelwinkel der instationären Untersuchungen sind ebenfalls in das Diagramm in Bild 4.6 eingetragen. Eine signifikante Abweichung des Flashverhaltens gegenüber den stationären Aufnahmen ist nicht festzustellen.

5 Auslegung des Zweiphasen-Schraubenmotors

5.1 Ausgangsbasis des Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotors

Da sich das Energiewandlungsprinzip des Schraubenmotors aus der kinematischen Umkehr des Schraubenkompressors ableitet, dient als Ausgangsbasis für den Versuchsmotor ein öleingespritzter Kältemittelkompressor (Bild 5.1).

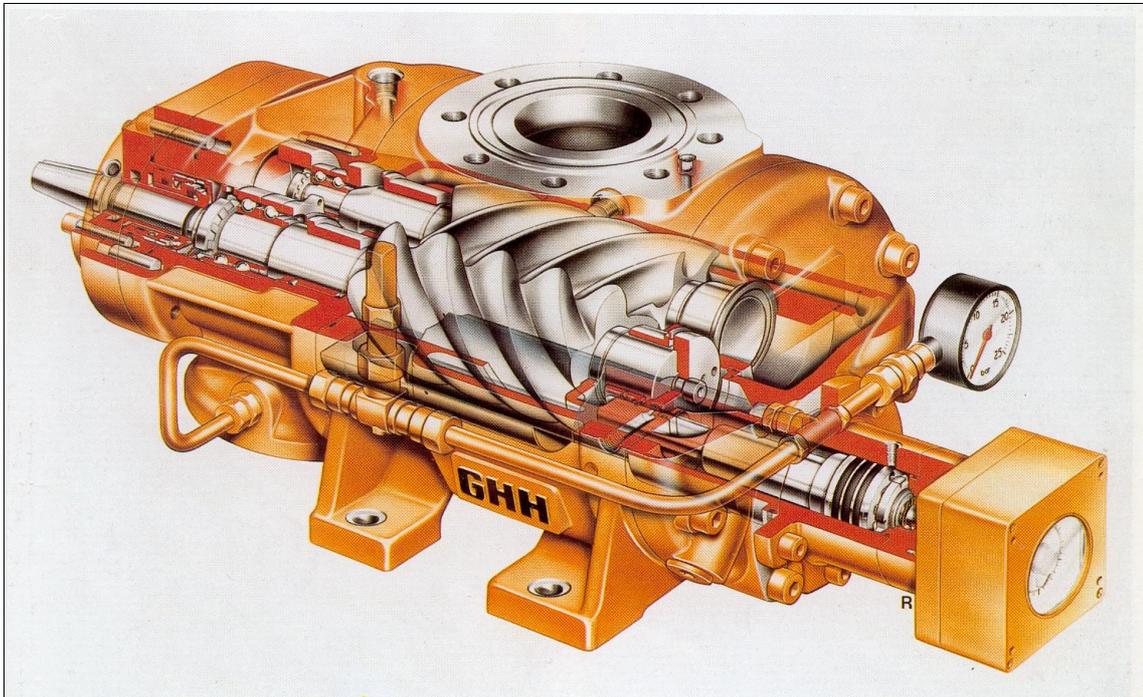


Bild 5.1: Kältemittelkompressor mit Öleinspritzung als Ausgangsbasis für den Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor [109]

Folgende Gründe sprechen für die Entscheidung, den Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor aus dieser Maschine zu entwickeln:

- Aus der Literatur ist bekannt, dass Schraubenmotoren mit einem hohen Flüssigkeitsanteil im Arbeitsfluid, ein Optimum der Energiewandlungsgüte in einem moderaten Bereich der Umfangsgeschwindigkeit erzielen [102]. Dieser Bereich entspricht den Betriebsparametern öleingespritzter Schraubenkompressoren.
- Die Funktion der Hilfsflüssigkeit Öl zur Dichtung der arbeitsraumbegrenzenden Spalte kann im motorischen Betrieb durch die flüssige Phase des Arbeitsfluid Nassdampf übernommen werden. Nach der „Ölschwallhypothese“ ist nicht die Viskosität der Hilfsflüssigkeit ausschlaggebend für die Dichtwirkung, sondern

vielmehr die Massenträgheit der flüssigen Phase [44], [47] und [101]. Da bei den nasslaufenden Schraubenmaschinen die Profile der Rotoren sich miteinander im Profileingriff befinden, ist der Profileingriffspalt und der damit verbundener Leckmassenstrom bei dieser Betriebsart a priori geringer als bei trockenlaufenden Maschinen.

- Durch die Profilform ist gewährleistet, dass das zu übertragende Moment zwischen Haupt- und Nebenrotor gering bleibt. Aufgrund des geringen Momentes soll, zumindest für einen ersten Probetrieb, auf Öl im Arbeitsraum verzichtet werden. Der Hauptrotor des Kältemittelkompressors ist aus Kugelgraphitguss gefertigt, der Nebenrotor aus Stahl. Untersuchungen zu dieser Werkstoffpaarung, die im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 316 „Herstellung von beschichteten Schraubenrotoren“ durchgeführt wurden, haben gezeigt, dass bei Anwesenheit von Wasser im Kontaktbereich dieser Werkstoffpaarung keine hohe Neigung zum Fressen besteht. Inwieweit die Hilfsflüssigkeit „Wasser“ einen tragfähigen Film aufbauen kann, der eine direkte metallische Berührung der Rotoren verhindert, ist jedoch unklar. Für einen ersten Probetrieb scheint diese Betriebsweise dennoch vertretbar.
- Wird die vorhandene Lagerung der Rotoren durch Wälzlager ersetzt, die unter Beaufschlagung mit dem Arbeitsfluid Nassdampf betrieben werden können, kann - wie bei dem Kältemittelkompressor - auf eine besondere Dichtung zwischen dem Arbeits- und Lagerraum verzichtet werden. Hierdurch besitzt der Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor einen besonders einfachen Aufbau. Ein Ölschmierungs-system entfällt.
- Die Gestaltung des Gehäuses des Kältemittelkompressors ist so ausgeführt, dass hohe Druckverhältnisse sowie hohe Druckdifferenzen sicher beherrscht werden. Außerdem bietet die massive Wandstärke des Gussgehäuses eine ausreichende Möglichkeiten für die notwendigen Modifikationen.
- Die diagonale Hauptdurchströmungsrichtung der Maschine bietet auch für den Betrieb des Schraubenmotors Vorteile. Wird die Maschine so aufgestellt, dass der ND-Flansch nach unten weist, kann das Wasser des Nassdampfes problemlos abgeführt werden.

- Der Aufbau des Gehäuses - Topfbauart mit Deckelfuge in der HD-Stirnfläche - bietet die Möglichkeit, die HD-seitige Steuerfläche relativ einfach zu modifizieren.
- Die Schiebersteuerung des Kältemittelkompressors kann durch einen Einsatz ersetzt werden, in den die Druckaufnehmer zur Indizierung der Maschine eingebaut werden können. Auf der HD- Seite kann so ein Druckaufnehmer sehr nah an der Stirnseite des Gehäuses eingebaut werden. Hierdurch wird gewährleistet, dass der Druck in der Arbeitskammer schon bei kleinen Volumina gemessen werden kann.

Die wesentlichen Daten des Versuchsmotors sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

Tabelle 5.1: Wesentliche Daten des Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotors

Zähnezahl Hauptrotor Z_{HR} :	5
Zähnezahl Nebenrotor Z_{NR} :	7
Hauptrotorkopfkreisdurchmesser d_{KKHR} :	166 mm
Nebenrotorkopfkreisdurchmesser d_{KKNR} :	154 mm
Maximales Kammervolumen $V_{K,max}$:	664 cm ³

Von besonderer Wichtigkeit für die Auslegung des Füllungssystems ist der Zusammenhang zwischen dem Volumen des Arbeitsraumes und dem Hauptrotordrehwinkel. Diesen Zusammenhang entnimmt man Bild 5.2.

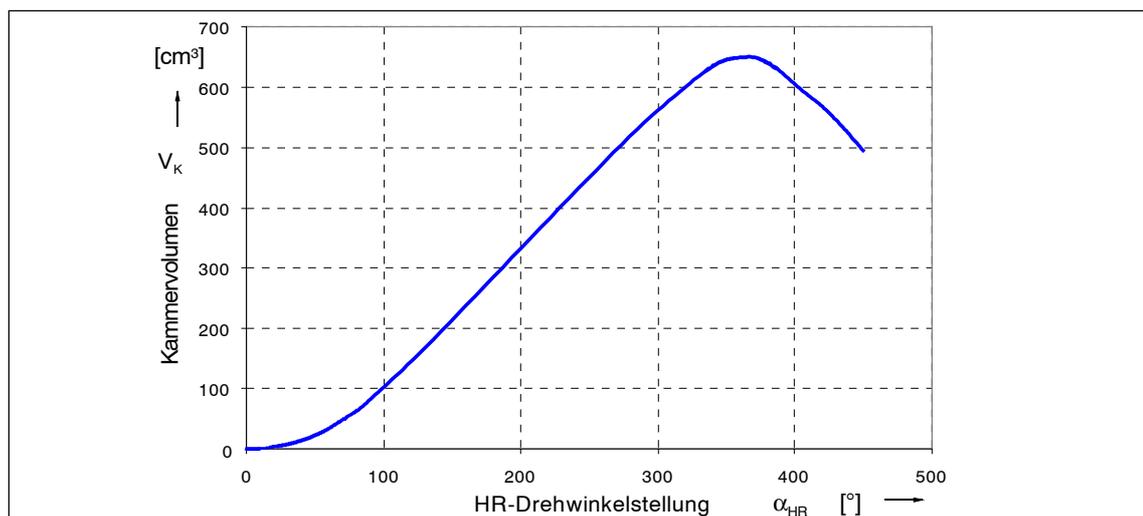


Bild 5.2: Abhängigkeit des Kammervolumens vom Hauptrotordrehwinkel des Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotors

5.2 Modellierung des Füllungsprozesses

Um ein erstes, für den Versuchsschraubenmotor angepasstes Füllungssystem auslegen zu können, wird zunächst ein Füllungsmodell aufgestellt, das den Einfluss der wesentlichen Geometrieparameter auf den Prozessverlauf während der Füllung beschreibt. Dieses Modell orientiert sich an den von Kauder et al. [108], Fost [14] und Ostwatitsch [118] beschriebenen Kammer- bzw. Füllungsmodellen, berücksichtigt darüber hinaus aber auch den Phasenübergang im Arbeitsfluid. Zur Beschreibung der Flashverdampfungsphänomene wird auf die Ergebnisse der Voruntersuchungen zum Füllungssystem zurückgegriffen. Bei der Aufstellung des Modells wird von folgenden Vereinfachungen und Annahmen ausgegangen:

- Quasistationäres Zeitschrittmodell:
Der Füllungsvorgang wird in diskrete Zeitschritte unterteilt. Während eines Zeitschrittes sind die Zustandsgrößen konstant.
- Dichte Arbeitskammern:
Spaltmassenströme zu den benachbarten Arbeitskammern bzw. zur ND-Seite werden nicht berücksichtigt. Hier geht die Modellvorstellung davon aus, dass die Spalte vollständig durch die Hilfsflüssigkeit Wasser verschlossen werden können.
- Adiabates Modell:
Der Wärmetausch zwischen Arbeitsfluid und den Wandungen bleibt unberücksichtigt.
- Durchströmung der Einlassdüse im flüssigen Zustand des Arbeitsfluides: Am Düsenaustritt liege demnach eine überhitzte Flüssigkeit vor.
- Spontanes Einsetzen der Flashverdampfung bei Eintritt der Flüssigkeit in die Arbeitskammer.
- Zum gleichen Zeitpunkt herrscht an jedem Ort in der Arbeitskammer der gleiche Druck und die gleiche Temperatur. Die beiden Phasen, Dampf und Wasser, befinden sich im thermodynamischen Gleichgewicht.

- Die geometrischen Größen - wie das Kammervolumen und die engste Querschnittsfläche der Einlassdüse - müssen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels vorliegen.

Für jeden Zeitschritt (Zählindex n) der Dauer Δt werden die folgenden Berechnungen durchgeführt. Zunächst wird die Masse bestimmt, die während des Intervalls Δt in die Kammer einströmt

$$\Delta m_{(n)} = \Delta t \alpha_{(n)} A_{D(n)} \sqrt{2(p_{HD} - p_{K(n)}) \rho_{HD}} \quad (\text{Gl. 5.1}).$$

Wobei $\alpha_{(n)}$ der Durchflussbeiwert der Düse ist, der aus den Experimenten der Voruntersuchung direkt übernommen werden kann. Vereinfachend wird angenommen, dass die Dichte des flüssigen Wassers beim Durchströmen der Düse konstant ist. Die innere Energie U_K des Arbeitsfluides in der Arbeitskammer zu Beginn eines Zeitschrittes ist:

$$U_{K(n)} = m_{K(n)} \cdot u_{K(n)} = m_{K(n)} [x_{K(n)} \cdot u''_{K(n)} + (1 - x_{K(n)}) \cdot u'_{K(n)}] \quad (\text{Gl. 5.2}).$$

Für die spezifische innere Energie gilt:

$$u = h - p \cdot v \quad (\text{Gl. 5.3}).$$

Bei gegebenem Druck oder gegebener Temperatur des Nassdampfes in der Kammer ist mit Hilfe der Zustandsgrößen [128] die spezifische Energie der jeweiligen Phase bestimmbar. Zur Lösung von Gl. 5.2 müssen neben dem Kammerdruck auch noch der Dampfgehalt und die Masse in der Arbeitskammer bekannt sein.

Die kinetische Energie der einströmenden Masse (Gl. 5.1) wird in der Arbeitskammer dissipiert. Da die kinetische Energie des Arbeitsfluides im HD-Stutzen als vernachlässigbar gering zu betrachten ist, transportiert die einströmende Masse $\Delta m_{(n)}$ die Enthalpie

$$\Delta H_{(n)} = \Delta m_{(n)} \cdot h_{HD} \quad (\text{Gl. 5.4})$$

in die Arbeitskammer.

Während eines Zeitschrittes hat sich das Volumen der Arbeitskammer um das Volumen $\Delta V_{K(n)}$ vergrößert:

$$\Delta V_{K(n)} = V_{K(\alpha_{HR(n+1)})} - V_{K(\alpha_{HR(n)})} \quad (\text{Gl. 5.5}).$$

Der Zusammenhang zwischen Hauptrotordrehwinkel und Zeitschritt ist über die Winkelgeschwindigkeit des Hauptrotors gegeben:

$$\alpha_{HR(n+1)} = \alpha_{HR(n)} + \omega_{HR} \cdot \Delta t \quad (\text{Gl. 5.6}).$$

Die Volumenänderungsarbeit während eines Zeitschrittes ist somit:

$$\Delta W_{(n)} = -\Delta V_{K(n)} \cdot p_{K(n)} \quad (\text{Gl. 5.7}).$$

Die innere Energie des Fluides in der Arbeitskammer ändert sich während eines Zeitschrittes um die zugeführte Enthalpie der einströmenden Masse (Gl. 5.4) und um die Volumenänderungsarbeit (Gl. 5.7):

$$U_{K(n+1)} = U_{K(n)} + \Delta H_{(n)} + \Delta W_{(n)} \quad (\text{Gl. 5.8}).$$

Die Masse im Arbeitsraum des nächsten Schrittes beträgt:

$$m_{(n+1)} = m_{(n)} + \Delta m_{(n)} \quad (\text{Gl. 5.9}).$$

Die Bestimmung des nun neuen Druckes $p_{K(n+1)}$ und des neuen Dampfgehaltes $x_{K(n+1)}$ erfolgt über die energetische Beziehung

$$U_{K(n+1)} = m_{K(n+1)} [x_{K(n+1)} \cdot u''_{K(n+1)} + (1 - x_{K(n+1)}) \cdot u'_{K(n+1)}] \quad (\text{Gl. 5.10})$$

und über ihre volumetrische Beziehung

$$V_{K(n+1)} = m_{K(n+1)} [x_{K(n+1)} \cdot v''_{K(n+1)} + (1 - x_{K(n+1)}) \cdot v'_{K(n+1)}] \quad (\text{Gl. 5.11}).$$

Wobei die spezifischen Energien und Volumina auf der Siede- bzw. Taulinie für einen bestimmten Sättigungsdruck entsprechend den Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf vorgegeben sind. Mit Hilfe eines geeigneten Iterationsverfahrens kann genau ein Wertepaar $p_{K(n+1)}$ und $x_{K(n+1)}$ bestimmt werden, das Gl. 5.10 und Gl. 5.11 erfüllt. Somit sind für den nächsten Zeitschritt die Zustandsgrößen des Arbeitsfluides bekannt. Die Länge des Zeitintervalls ist so zu wählen, dass die Änderung der jeweiligen Größe hinreichend klein gegenüber dem Wert der Größe selbst ist.

Da aus konstruktiven Gründen das Füllen der Arbeitskammer nicht unmittelbar mit der Entstehung der Kammer beginnen kann, ist in der Modellierung eine sogenannte „Vor-

belegung“ der Kammer vorgesehen. Bis zum ersten Einströmen des Arbeitsfluides aus dem Einlasssystem wird angenommen, dass in der Kammer ein bestimmter Druck und Dampfgehalt vorherrscht.

In Bild 5.3 ist schematisch der Ablauf des Programms zur Berechnung des Füllungsvorganges wiedergegeben.

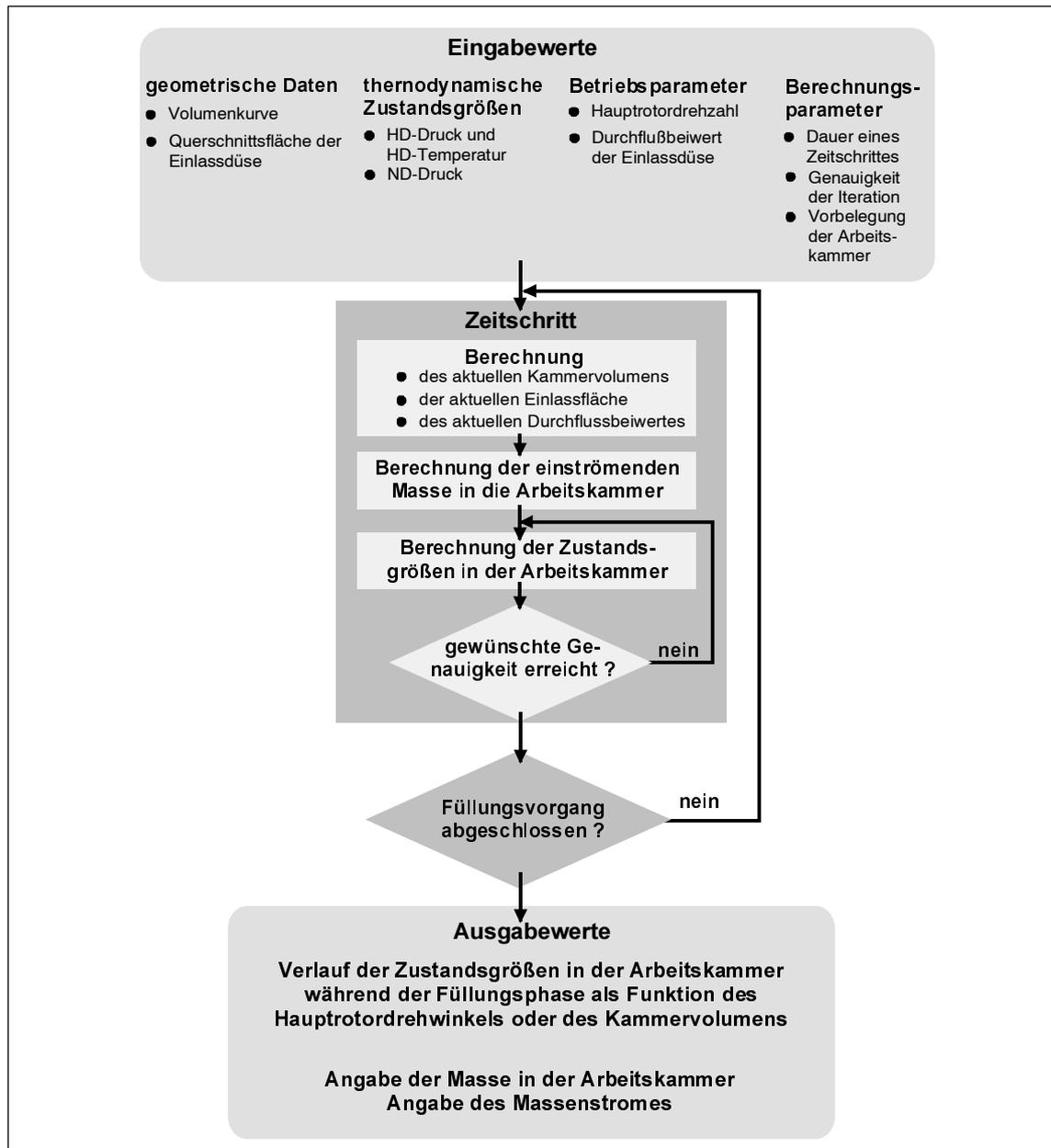


Bild 5.3: Ablaufplan des Programms zur Berechnung des Füllungsvorganges des Zweiphasen Schraubenmotors

Die Ergebnisse der Berechnungen des Füllungsvorganges nach dem Füllungsmodell finden sich im nächsten Kapitel.

5.3 Auslegung des Füllungssystems

Zur Auslegung des Füllungssystems für den Zweiphasen-Schraubenmotor mit Hilfe des aufgestellten Programms (Bild 5.3) sind einige weitere Vorgaben zu beachten:

- Um eine möglichst pulsationsarme Zuströmung des Arbeitsfluides im HD-Stutzen zu gewährleisten, wird das Einlasssystem zunächst so ausgelegt, dass immer eine Düse den HD-Stutzen mit einem Arbeitsraum verbindet. Hierdurch ist sichergestellt, dass die Strömung im HD-Stutzen und in den vorgeschalteten Bauteilen der Versuchsanlage zumindest nicht bis auf Null verzögert. Eine zu große Änderung der Strömungsgeschwindigkeiten hätte hohe dynamische Beschleunigungsdrücke im HD-Stutzen zur Folge.
- Die radiale Erstreckung des Einlasssegmentes ist im wesentlichen durch die vorhandene Gestaltung des HD-Bereiches des Kältemittelkompressors vorgegeben.
- Der Düsenaustritt sollte möglichst mittig in der Stirnfläche der Nebenrotorzahnlücke angeordnet werden, damit die Flüssigkeit des zerstäubenden Freistrahles einen möglichst großen Abstand zu den arbeitsraumbegrenzenden Wandungen aufweist. Aus dem gleichen Grund wird die Düsenachse nicht parallel zur Rotationsachse des Nebenrotors ausgerichtet, sondern in einem definierten Winkel zu dieser Achse angestellt. Hierbei wird der Winkel zur Düsenachse so gewählt, dass er dem Steigungswinkel des Nebenrotors entspricht (Bild 5.4). Aufgrund dieses Anstellwinkels ergibt sich die in Bild 5.5 dargestellte elliptische Kontur der Düsenöffnung an Ein- und Austritt der Einlassdüse.
- Das Druckwasser kann nicht unmittelbar bei Entstehung der Arbeitskammer eingespritzt werden, da bis zu einem bestimmten Hauptrotordrehwinkel ein Hauptrotorzahn die Austrittsfläche der Einlassdüse versperrt.

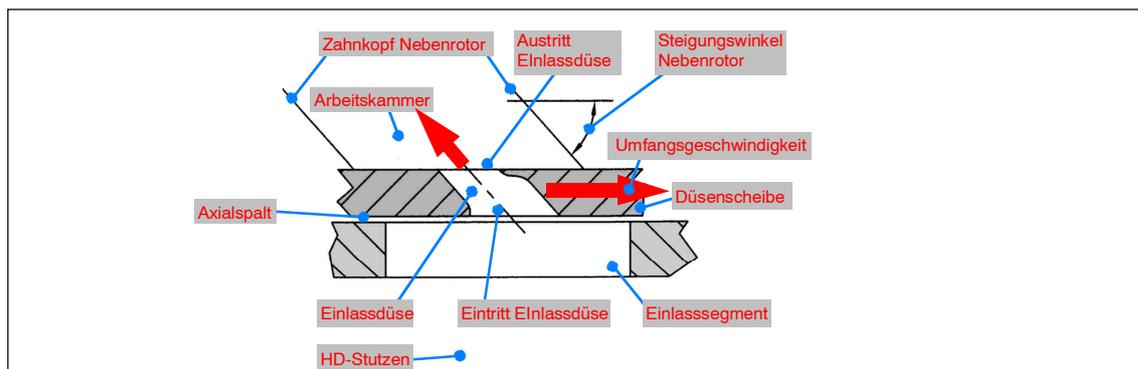


Bild 5.4: Kontur der Einlassdüse, Bezeichnung der einzelnen Elemente

Zur Verdeutlichung der einzelnen Öffnungsphasen der Einlassdüsen dient Bild 5.5. Die dargestellte Gestaltung des Einlassegmentes orientiert sich an den aufgeführten Vorgaben. Zum besseren Verständnis ist hier die Fläche des Einlassegmentes gelb hinterlegt. Die Eintrittsflächen der rotierenden Einlassdüsen sind in rosa dargestellt. Besteht eine Verbindung zwischen Einlassegment und Düseneintritt, so ist diese Fläche rot gekennzeichnet.

Bild 5.5 a verdeutlicht die Situation unmittelbar vor dem Öffnen der Einlassdüse der Kammer 1. Die Hauptrotordrehwinkelstellung beträgt hier $\alpha_{HR} = 35^\circ$. Ein Teilbereich des Düsenaustritts in Kammer 1 ist noch vom vorlaufenden Hauptrotorzahn der Kammer verdeckt. Bestünde schon jetzt eine Verbindung zwischen der Eintrittsfläche der Einlassdüse und dem Einlassegment im Gehäuse, würde ein Teil des einströmenden Wassers gegen die Stirnseite des vorlaufenden Hauptrotorzahns gespritzt. In dieser Winkelstellung ist die Eintrittsfläche der Düse der vorlaufenden Kammer (Kammer 5 in Bild 5.5 a) noch etwa zur Hälfte geöffnet.

Eine weitere Drehung der Rotoren bewirkt nun für Kammer 1 eine Öffnung des Düseneintritts. Auch ist jetzt die Austrittsfläche durch den Hauptrotorzahn freigegeben (Bild 5.5 b).

Eine Hauptrotordrehwinkelstellung mit voll geöffneter Düseneintrittsfläche der Kammer 1 verdeutlicht Bild 5.5 c.

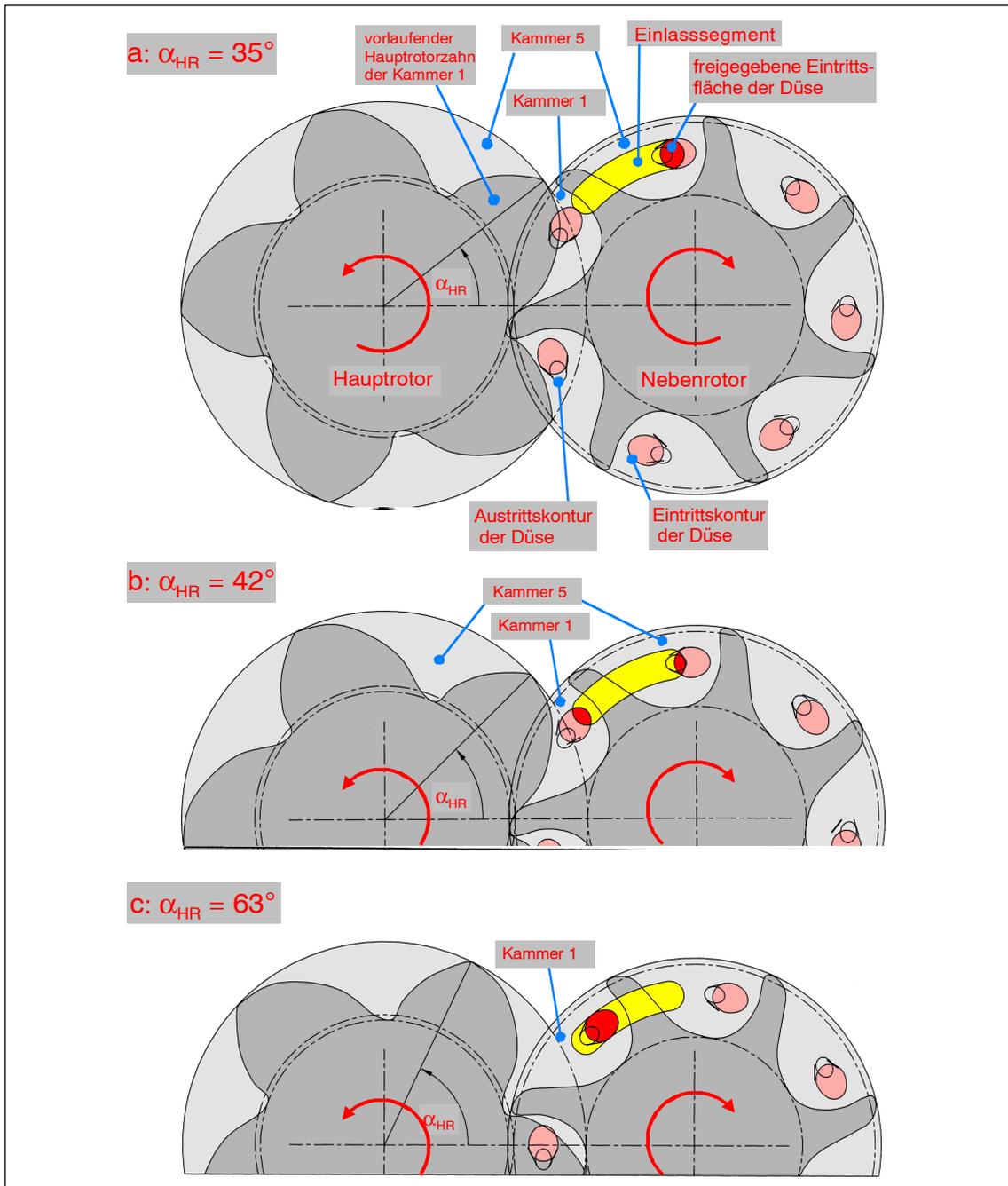


Bild 5.5: Öffnungsphasen der Einlassdüse, gelb: Einlassegment im Gehäuse, rosa: Eintrittsflächen der Einlassdüsen in der Düsenscheibe, rot: Verbindung Einlassegment – Eintrittsfläche der Einlassdüse

Den Verlauf der durch das Einlassegment freigegebenen Eintrittsflächen der Düsen in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel entnimmt man Bild 5.6.

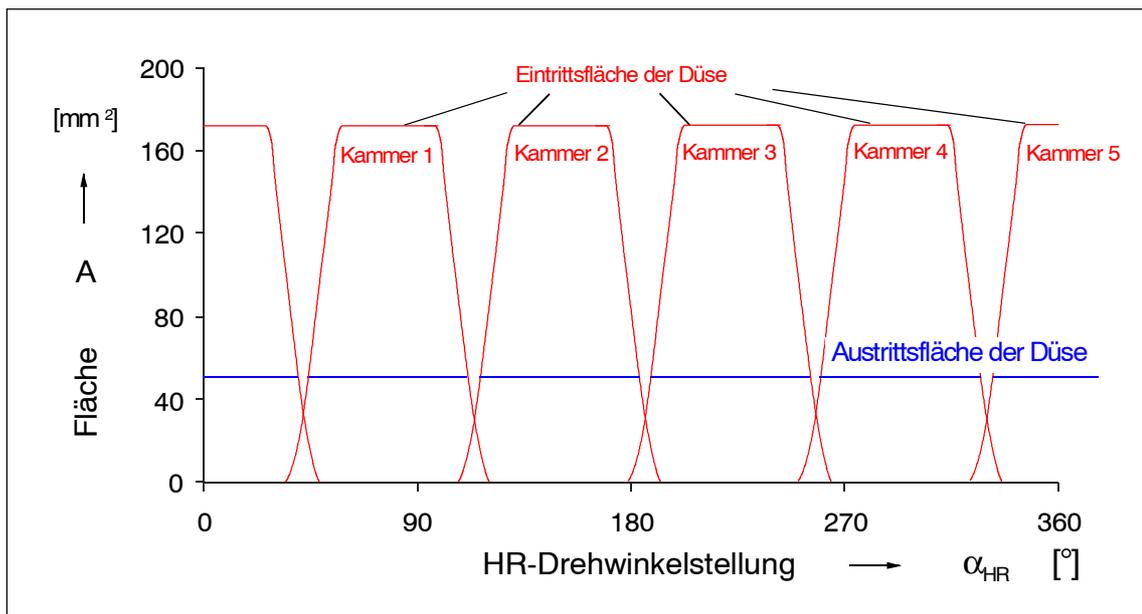


Bild 5.6: Freigegebene Eintrittsfläche der Einlassdüsen in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel α_{HR} , Austrittsdurchmesser der Düse $D_{DA} = 8 \text{ mm}$

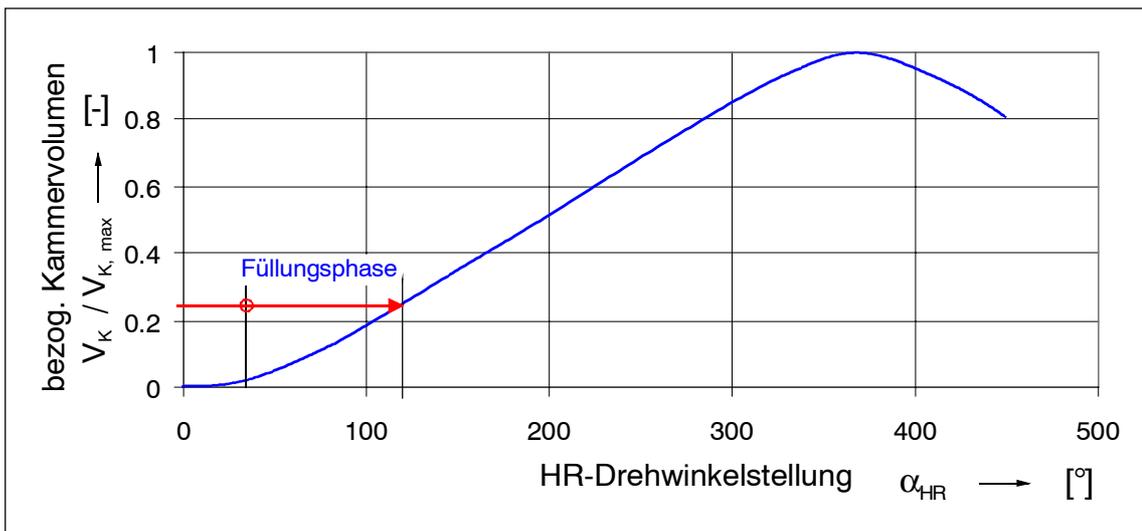


Bild 5.7: Bezogenes Kammervolumen $V_K / V_{K, \max}$ als Funktion des Hauptrotordrehwinkels α_{HR}

Bild 5.7 gibt den Zusammenhang der Beziehung zwischen dem bezogenen Kammervolumen $V_K / V_{K, \max}$ und dem Hauptrotordrehwinkel α_{HR} wieder. Bei Abschluss des Füllungs Vorganges beträgt dieses Verhältnis $V_K / V_{K, \max} = 0,24$. Der Kehrwert entspricht dem inneren Volumenverhältnis (Gl. 2.21) und beträgt $v_i = 4,1$. Die Ausführungen zum Vergleichsprozess (Kap.2.2) ergeben unter der Vorgabe einer

Druckwassereintrittstemperatur von $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ bzw. $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ und einem Austrittsdruck von $p_{ND} = 1\text{bar}$ für dieses Volumenverhältnis einen optimalen Füllungsdruck von $p_F = 4,0\text{ bar}$ ($\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$) bzw. $p_F = 4,5\text{ bar}$ ($\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$) (Bild 2.8). Dem Vergleichsprozess liegt die modellhafte Beschreibung einer Füllung der Arbeitskammer bei konstantem Druck in der Arbeitskammer zugrunde. Der Gütegrad des Vergleichsprozesses (Gl. 2.10 und Gl. 2.15), der den Einfluss der unvollständigen Expansion und des Füllungsprozesses auf die Energiewandlungsgüte im Rahmen des aufgestellten Modells beschreibt, liegt für $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ bei $\eta_{VP,s} = 0,75$ und steigt für $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ auf $\eta_{VP,s} = 0,80$.

Die Annahmen zum Vergleichsprozess weichen von den wirklichen Bedingungen naturgemäß ab, die Betrachtung liefert jedoch erste Hinweise und zeigt, dass durch eine angepasste Auslegung des Füllungssystems ein in Hinblick auf die Energiewandlungsgüte optimierter Druckverlauf erzielt werden kann.

Mit Hilfe des in Kap. 5.2 beschriebenen Füllungsmodells und dem hierauf aufbauenden Programm (Bild 5.3) kann nun der Füllungsprozess detailliert berechnet werden. Die Vorgaben zum Einlassegment, zur Düsen Eintrittsfläche und zum Kammervolumen während der Füllung aus Bild 5.4 bis Bild 5.7 kennzeichnen die geometrische Ausgangssituation. Der wesentliche geometrische Parameter für den Füllungsprozess ist die Austrittsfläche der Düse A_{DA} , die den engsten Querschnitt darstellt. Die relevanten Betriebsparameter sind die Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , die Eintrittstemperatur ϑ_{HD} des Druckwassers und der Eintrittsdruck p_{HD} .

Die Ergebnisse der Berechnungen sind exemplarisch in Bild 5.8 bis Bild 5.13 dargestellt. Bild 5.8 verdeutlicht die berechneten Druckverläufe in der Arbeitskammer. Der zugrundegelegte Zustand im HD-Stutzen beträgt für das obere Diagramm $p_{HD} = 11,0\text{ bar}$ bei einer Temperatur des Druckwassers von $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$. Diese Temperatur korrespondiert mit einem Sättigungsdruck $p_s = 10,0\text{ bar}$. Die Berechnungen des unteren Diagramms basieren auf einem HD-Zustand von $p_{HD} = 6,8\text{ bar}$ und $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ entsprechend einer Sättigungstemperatur von $p_s = 6,18\text{ bar}$. Parameter ist

neben dem Düsenaustrittsdurchmesser D_{DA} die Umfangsgeschwindigkeit des Hauptrotors u_{HR} .

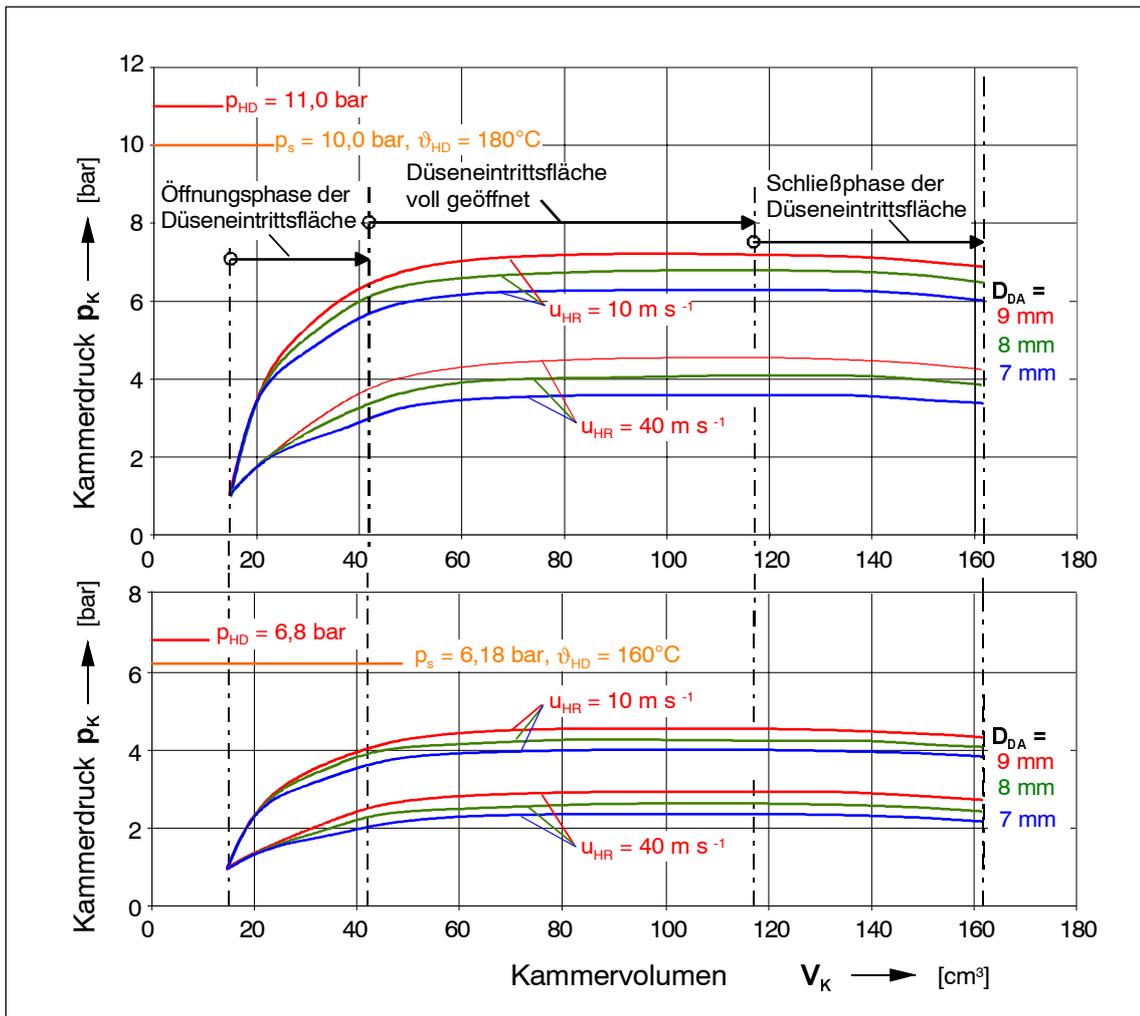


Bild 5.8: Berechnete Druckverläufe in der Arbeitskammer für unterschiedliche Austrittsdurchmesser D_{DA} der Einlassdüse. HD-Temperatur des Druckwassers $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ und HD-Druck $p_{HD} = 11,0 \text{ bar}$ (oberes Diagramm) sowie $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ und $p_{HD} = 6,8 \text{ bar}$ (unteres Diagramm)

Bei den hier dargestellten Berechnungen wird für den Bereich, in dem die Einlassdüse noch verschlossen ist ($V_k = 0 - 15 \text{ cm}^3$), als Vorbelegung der Arbeitskammer von gesättigtem Nassdampf mit $p_k = 1,0 \text{ bar}$ und $x_k = 0,1$ ausgegangen. Da in dieser Phase die Spaltflächen im Verhältnis zum Kammervolumen sehr groß sind, wird angenommen, dass in der Arbeitskammer etwa der ND-seitige Zustand herrscht.

Ab dem Beginn der Öffnungsphase ($V_K > 15 \text{ cm}^3$) bis zu einem Kammervolumen von $V_K = 24 \text{ cm}^3$ verlaufen die Kammerdrücke für die unterschiedlichen Düsenaustrittsdurchmesser D_{DA} identisch. Dies lässt sich durch den Flächenverlauf während des Öffnungsvorganges deuten. Zu Beginn der Öffnung wird der engste Querschnitt nicht durch die Austrittsfläche gebildet, sondern findet sich vielmehr auf der Eintrittsseite der Düse (Bild 5.6). Ab einem Kammervolumen von $V_K > 24 \text{ cm}^3$ entsprechend einem Hauptrotordrehwinkel von $\alpha_{HR} = 44^\circ$ wandert der engste Querschnitt der Einlassdüse auf der Austrittsseite und verbleibt dort. Von nun ab führt ein größerer Austrittsdurchmesser der Einlassdüse zu einem Anstieg der Masse, die pro Zeiteinheit in die Arbeitskammer einströmt. Der Druck steigt stärker an.

Bei allen Kurven nimmt der Kammerdruck bis zu einem Volumen von $V_K \approx 60 \text{ cm}^3$ deutlich zu. Im weiteren Verlauf bleibt er nahezu konstant, um dann während der Schließphase der Einlassdüse leicht abzufallen. Die Volumenkurve des Versuchsschraubenmotors (Bild 5.2) verdeutlicht, dass ab einem Volumen von $V_K \approx 60 \text{ cm}^3$ das Kammervolumen V_K linear mit dem Hauptrotordrehwinkel α_{HR} zunimmt. Da von einer konstanten Rotorwinkelgeschwindigkeit ausgegangen wird, bedeutet dies, dass oberhalb von $V_K \approx 60 \text{ cm}^3$ das Volumen pro Zeiteinheit konstant zunimmt ($dV_K/dt \approx \text{const}$). Da in dieser Füllungsphase die Düseneintrittsfläche voll geöffnet ist, stellt sich in der Arbeitskammer ein Gleichgewicht zwischen einströmender Masse, Verdampfung und Volumenzunahme ein, das heißt der Kammerdruck p_K bleibt nahezu konstant. Aufgrund des hier längeren Zeitintervalls kann bei der niedrigeren Umfangsgeschwindigkeit mehr Masse in die Arbeitskammer einströmen, entsprechend höher fällt der Druck aus.

Bild 5.9 verdeutlicht die Ergebnisse der Berechnung (Programm nach Bild 5.3) des maximalen Kammerdruckes $p_{K,\text{max}}$ während der Füllung in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} . Für den theoretischen Fall einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_{HR} = 0$ müsste sich in der Arbeitskammer der Druck des Arbeitsfluides im Druckstutzen p_{HD} einstellen, da für den Füllungsvorgang unendlich viel Zeit zur Verfügung stünde. Dieser Fall kann durch das zeitschritt-basierte

Füllungsmodell nicht abgebildet werden, da nach den Ausführungen in Kap. 5.2 davon ausgegangen wird, dass sich in der Kammer ein Gleichgewichtszustand zwischen Dampf- und Flüssigkeitsphase einstellt. Der maximale Druck, der sich in der Kammer einstellen kann, entspricht also dem Sättigungsdruck der HD-Temperatur $p_s(\vartheta_{HD})$.

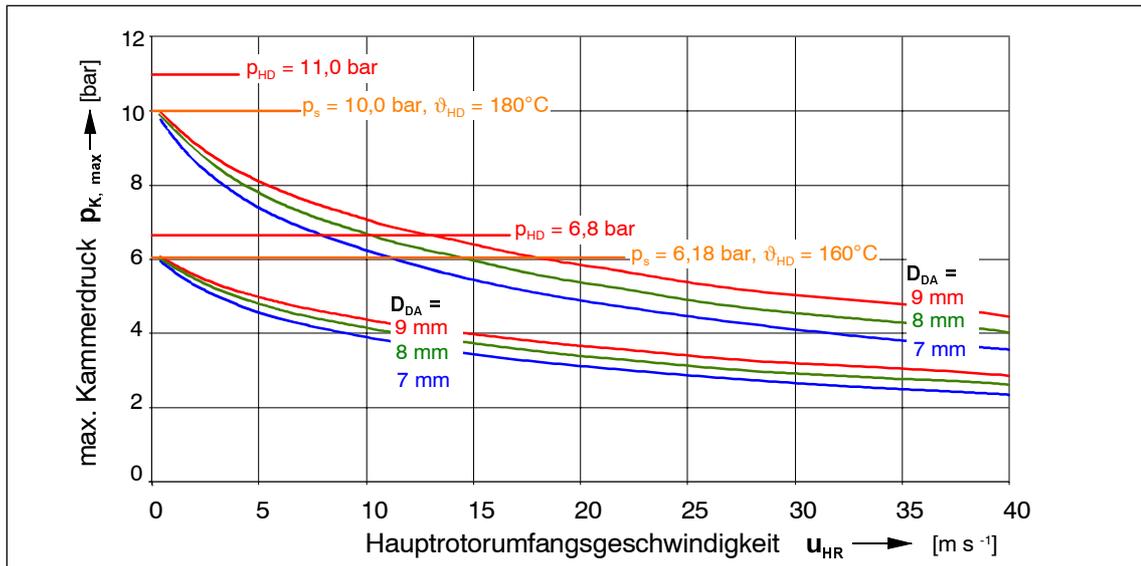


Bild 5.9: Berechneter maximaler Kammerdruck $p_{K,max}$ während der Füllung für $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ und $p_{HD} = 11,0 \text{ bar}$ (obere Kurvenschar) sowie $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ und $p_{HD} = 6,8 \text{ bar}$ (untere Kurvenschar) als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , Parameter: Austrittsdurchmesser der Einlassdüse D_{DA}

Wie den Verläufen in Bild 5.9 zu entnehmen ist, wird dieser Sättigungsdruck aber bereits ab Umfangsgeschwindigkeiten $u_{HR} \geq 1 \text{ ms}^{-1}$ unterschritten. Bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten spielen die Spaltmassenströme, die ja nach der Modellvorstellung zur Füllungsrechnung vernachlässigt werden, eine signifikante Rolle. Der Betrieb des Versuchsmotors mit sehr niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten lässt keine hohe Energiewandlungsgüte erwarten und soll aus diesem Grunde hier auch nicht weiter erörtert werden.

Aus der Druckdifferenz zwischen dem Sättigungsdruck im Druckstutzen $p_s(\vartheta_{HD})$ und dem maximalen Kammerdruck $p_{K,max}$ lässt sich die minimale Überhitzung des in die Arbeitskammer einströmenden Wassers bestimmen. Bild 5.10 verdeutlicht die Zusammenhänge wiederum als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit mit

den Parametern Düsenaustrittsdurchmesser D_{DA} sowie HD-Zustand Druck p_{HD} und Temperatur ϑ_{HD} . Die in Kap 4.3 zusammengefassten Untersuchungen ergeben, dass etwa ab einer Überhitzung von $\Delta T_s \approx 27\text{ K}$ mit einer „explosionsartigen“ Zerstäubung des Flüssigkeitsfreistrahls zu rechnen ist. Die Düse mit einem Austrittsdurchmesser von $D_{DA} = 7\text{ mm}$ erreicht diese Überhitzung bereits ab einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_{HR} = 18,7\text{ ms}^{-1}$ ($\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$). Für $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ und $D_{DA} = 9\text{ mm}$ liegt die Umfangsgeschwindigkeit zur Überschreitung von $\Delta T_s \approx 27\text{ K}$ bei $u_{HR} = 40\text{ ms}^{-1}$.

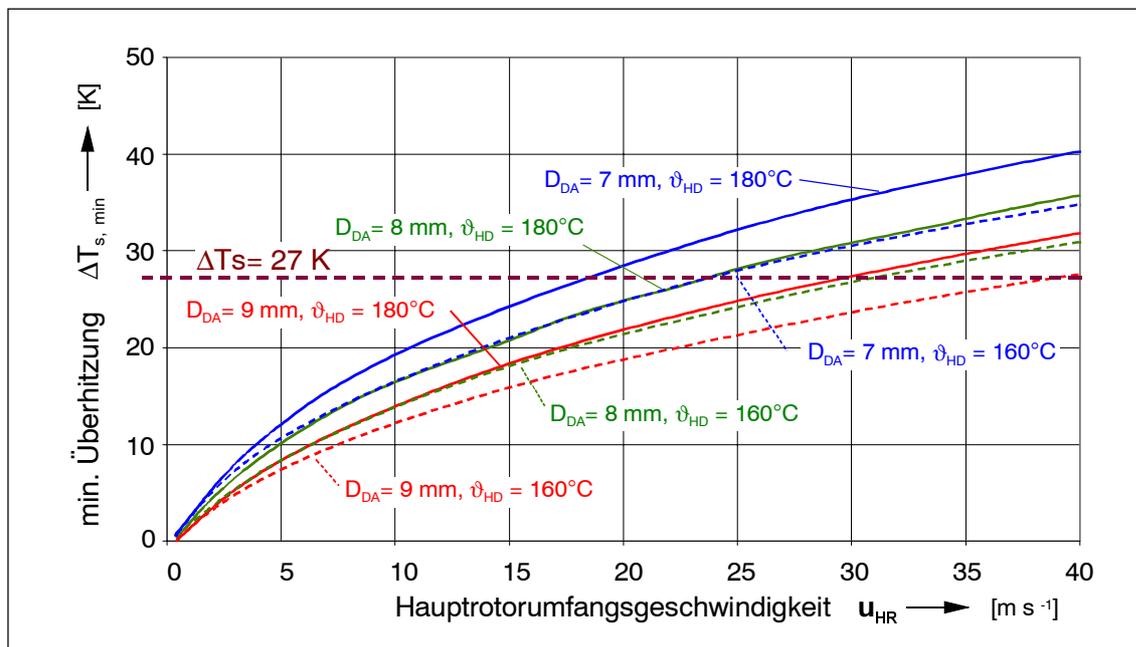


Bild 5.10: Berechnete minimale Überhitzung $\Delta T_{s,\min}$ während der Füllung für

$\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ und $p_{HD} = 11,0\text{ bar}$ (durchgezogene Kurvenschar) sowie

$\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ und $p_{HD} = 6,8\text{ bar}$ (gestrichelte Kurvenschar) als Funktion der

Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} . Parameter: Austrittsdurchmesser der Einlassdüse D_{DA}

Bild 5.11 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen der Masse m_K , die während des Füllungsvorganges in die Arbeitskammer eingeströmt ist, der Hautrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} (oberes Diagramm) und den hieraus resultierenden Massenstrom \dot{m} . Hier zeigt sich, dass der berechnete Massenstrom für den interessanten Bereich zwischen $u_{HR} = 10\text{ ms}^{-1}$ und $u_{HR} = 40\text{ ms}^{-1}$ lediglich um etwa 25 % ansteigt.

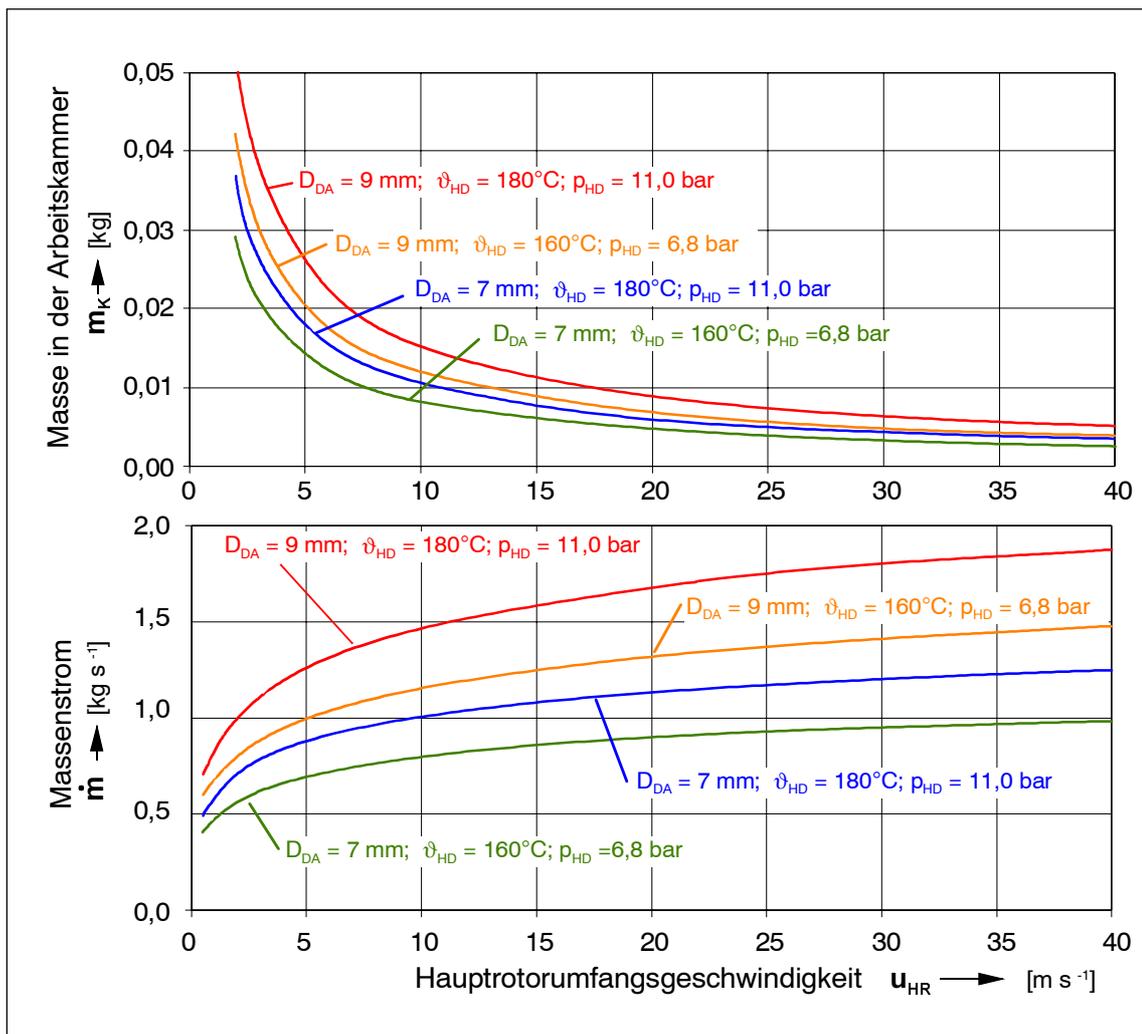


Bild 5.11: Berechnete Masse m_k der Kammerfüllung (oberes Diagramm) und berechneter Massenstrom \dot{m} des Versuchs-Schraubenmotors (unteres Diagramm) in Abhängigkeit der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , Parameter: Austrittsdurchmesser der Einlassdüse D_{DA} , HD-Temperatur ϑ_{HD} , HD-Druck p_{HD}

Die Diagramme in Bild 5.12 und Bild 5.13 geben eine Variation des Eintrittsdruckes p_{HD} für die Einlassdüse mit $D_{DA} = 8\text{ mm}$ wieder. Die HD-Temperatur beträgt $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$, der Sättigungsdruck im HD-Stutzen $p_s = 10,0\text{ bar}$. Eine Anhebung des Eintrittsdruckes bewirkt eine Anhebung des Massenstroms der Einlassdüse: entsprechend höher fallen die Druckverläufe aus. Durch eine Steigerung des Eintrittsdruckes von $p_{HD} = 11\text{ bar}$ auf $p_{HD} = 16\text{ bar}$ lässt sich der Massenstrom in einem Bereich von 25 % ($u_{HR} = 40\text{ ms}^{-1}$) bis 38 % ($u_{HR} = 10\text{ ms}^{-1}$) steigern.

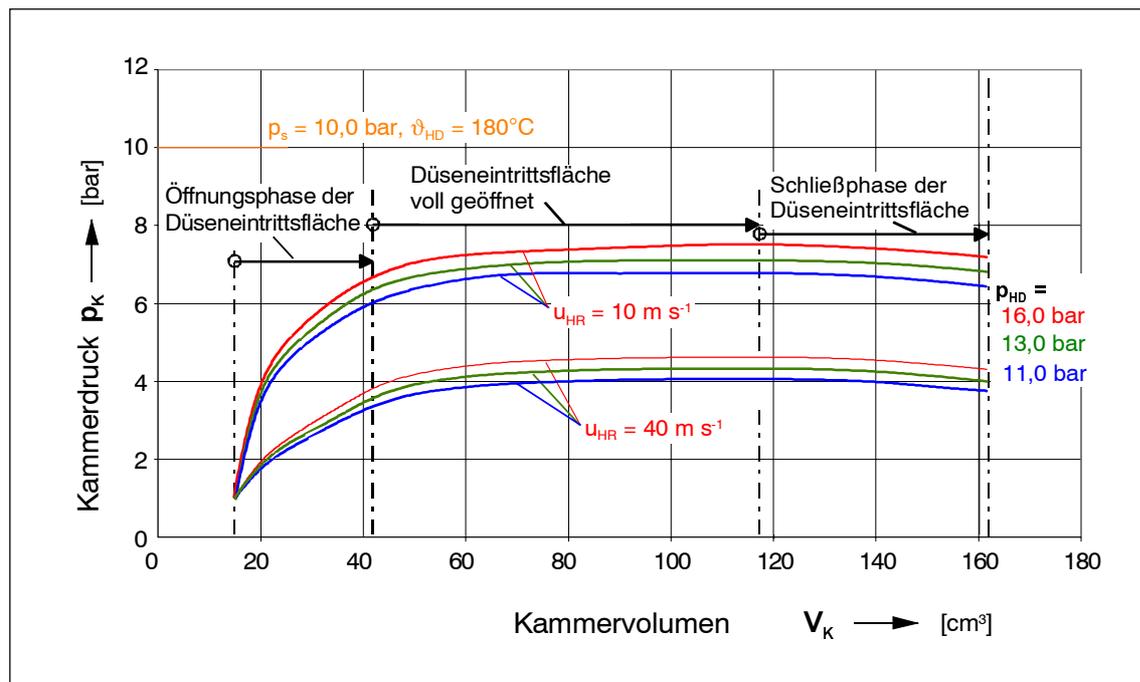


Bild 5.12: Berechneter Druckverlauf p_K während der Füllung der Arbeitskammer bei Variation des HD-Druckes p_{HD} mit konstanter HD-Temperatur $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$, Austrittsdurchmesser der Einlassdüse $D_{DA} = 8\text{mm}$ für Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten von $u_{HR} = 10\text{ m s}^{-1}$ und $u_{HR} = 40\text{ m s}^{-1}$

Der Zweiphasen-Schraubenmotor wird mit einer Einlassdüse mit einem Austrittsdurchmesser von $D_{DA} = 8\text{mm}$ ausgestattet. Für die HD-Temperatur von $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ ergeben die Berechnungen zum Vergleichsprozess (Kap. 2.2) einen optimalen Füllungsdruck von $p_F = 4,0\text{bar}$. Dieser Füllungsdruck führt im Rahmen der getroffenen Annahmen zu einem Gütegrad von $\eta_{VP} = 0,75$ (Bild 2.9). Setzt man nun überschlägig den maximalen Kammerdruck $p_{K,\max}$ mit dem Füllungsdruck p_F des Vergleichsprozesses gleich, so stellt sich dieser Druck ($p_F \approx p_{K,\max} \approx 4,0\text{bar}$) für die 8 mm-Düse etwa bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von $u_{HR} = 40\text{ m s}^{-1}$ ein. Hierbei ist natürlich zu berücksichtigen, dass wesentliche Einflüsse, wie Wärmeaustausch zwischen Fluid und Wandungen sowie die Spaltmassenströme weder im Vergleichsprozess noch im Füllungsmodell berücksichtigt worden sind.

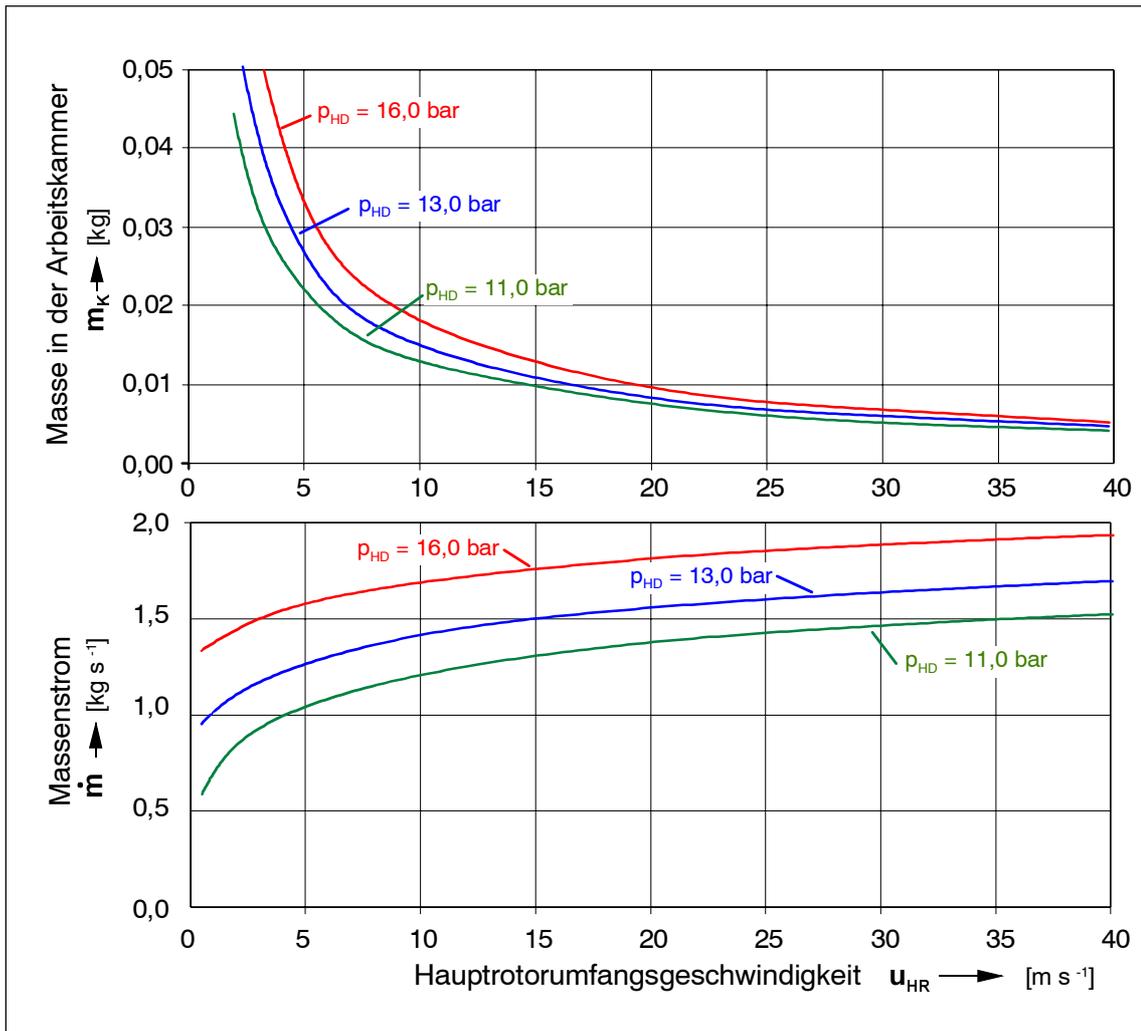


Bild 5.13: Berechnete Masse m_K in der Arbeitskammer (oberes Diagramm) und hieraus resultierender Massenstrom \dot{m} des Versuchs-Schraubenmotors (unteres Diagramm) als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , Parameter: HD-Druck p_{HD} bei konstant gehaltener HD-Temperatur $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$, Austrittsdurchmesser der Einlassdüse $D_{DA} = 8\text{mm}$

5.4 Konstruktive Gestaltung

Bild 5.14 verdeutlicht die ausgeführte Umgestaltung des Einlassbereiches der Versuchsmaschine.

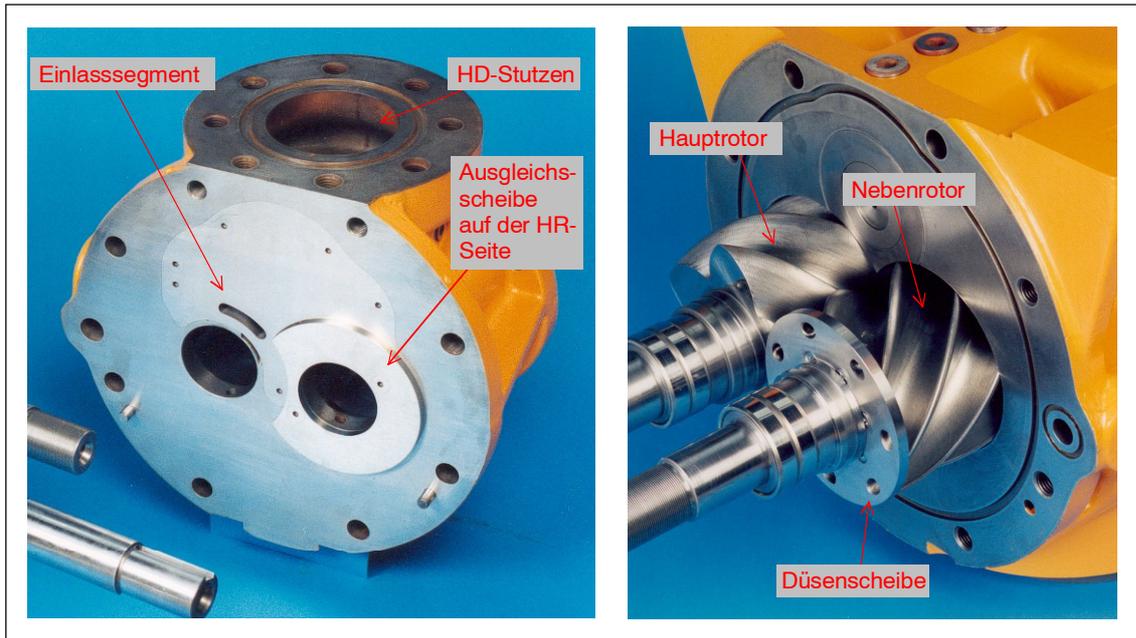


Bild 5.14: Einlassegment in der HD-Stirnseite (links) und Rotoren mit Düsenscheibe

Die geometrische Situation der Arbeitskammern bei einer Hauptrotordrehwinkelstellung von 62° zeigt die Aufnahme von Teilbereichen des Haupt- und Nebenrotors in Bild 5.15.

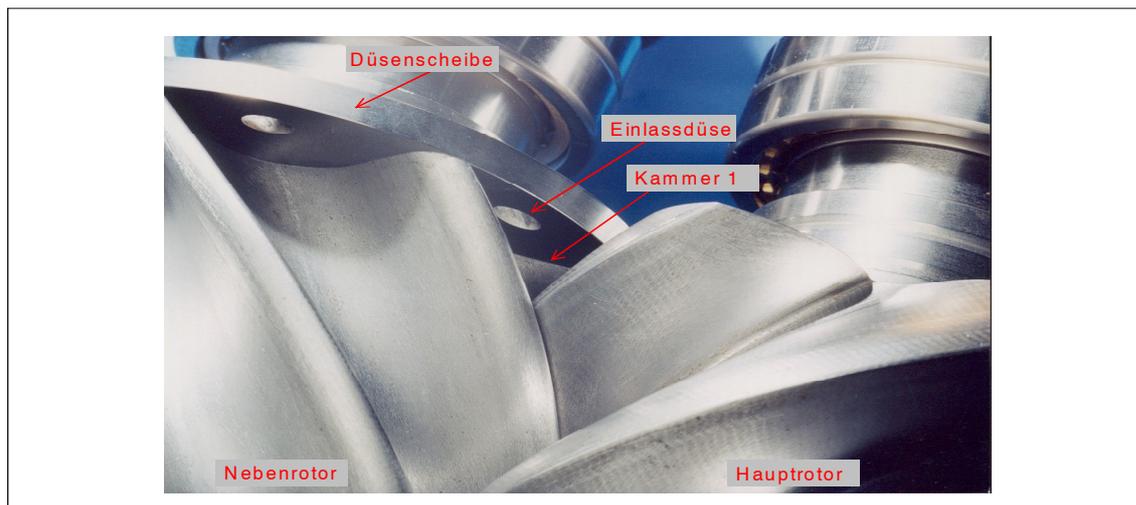


Bild 5.15: Blick auf die ausgebauten Rotoren in der Hauptrotordrehwinkelstellung

$$\alpha_{HR} = 62^\circ$$

5.4.1 Druckindizierung

Unter Indizierung versteht man im Zusammenhang mit Verdrängermaschinen die Messung des Arbeitsraum-Innendrucks während eines Arbeitsspieles. Hierzu werden in der arbeitsraumbegrenzenden Gehäusewand des Schraubenmotors piezoresistive Druckaufnehmer eingebracht. Die Beschreibung des Messverfahrens erfolgt in Kap. 6.1.1. Die Druckaufnehmer sind so angeordnet, dass auch der Druckverlauf während der Füllung teilweise gemessen werden kann. Der Kältemittelkompressor, der als Ausgangsbasis für den Versuchsschraubenmotor dient, ist im Bereich der HD-Verschneidungskante mit einem Steuerschieber ausgestattet. Für den Motorbetrieb wird die Gehäusebohrung dieses Schiebers durch einen Einsatz verschlossen. In diesem Einsatz sind die Druckaufnehmer eingebaut. Bild 5.16 verdeutlicht die gewählte Anordnung. Bild 5.17 zeigt die Ausführung des Einsatzes.

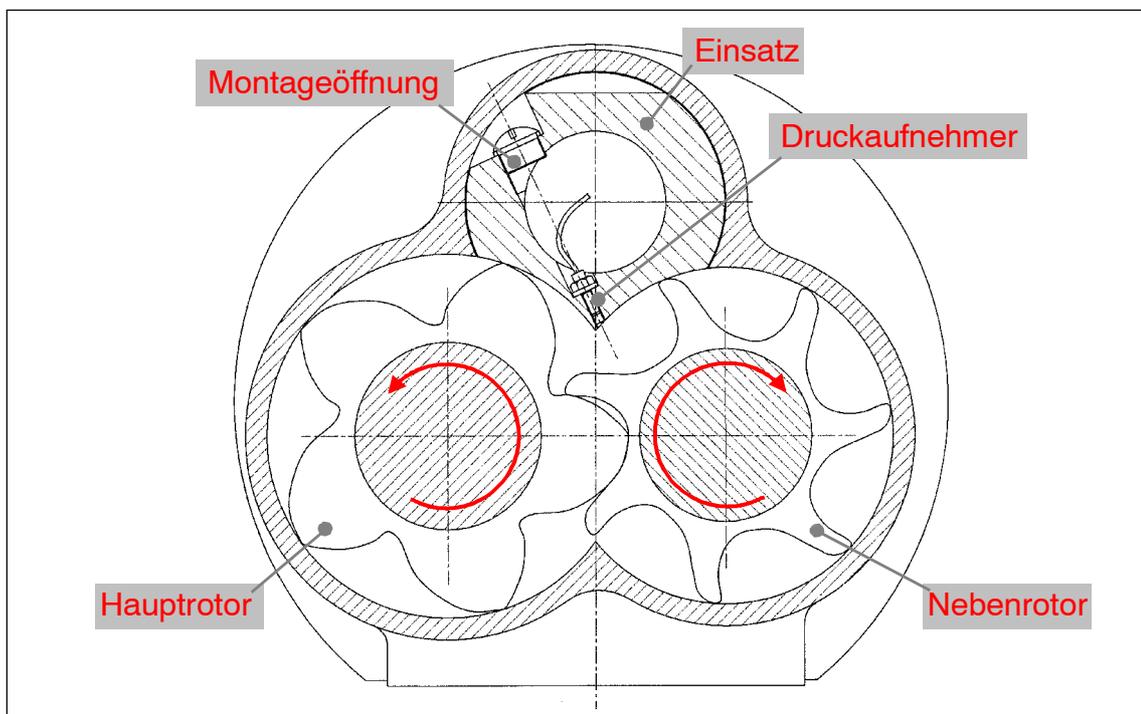


Bild 5.16: Schematischer Querschnitt durch den Versuchsmotor zur Darstellung der Einbausituation der Druckaufnehmer



Bild 5.17: Gehäuse der Versuchsmaschine und Einsatz mit Verschneidungskante und Bohrungen für die Druckaufnehmer

6 Experimentelle Untersuchung zum Betriebsverhalten des Zweiphasen-Schraubenmotors

6.1 Versuchsstand

Der Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor wird in die unter Kap. 4.1 bereits näher beschriebenen Heißwasser-Naßdampf-Anlage integriert. Bild 6.1 ist die schematische Schaltung der Versuchsanlage zu entnehmen.

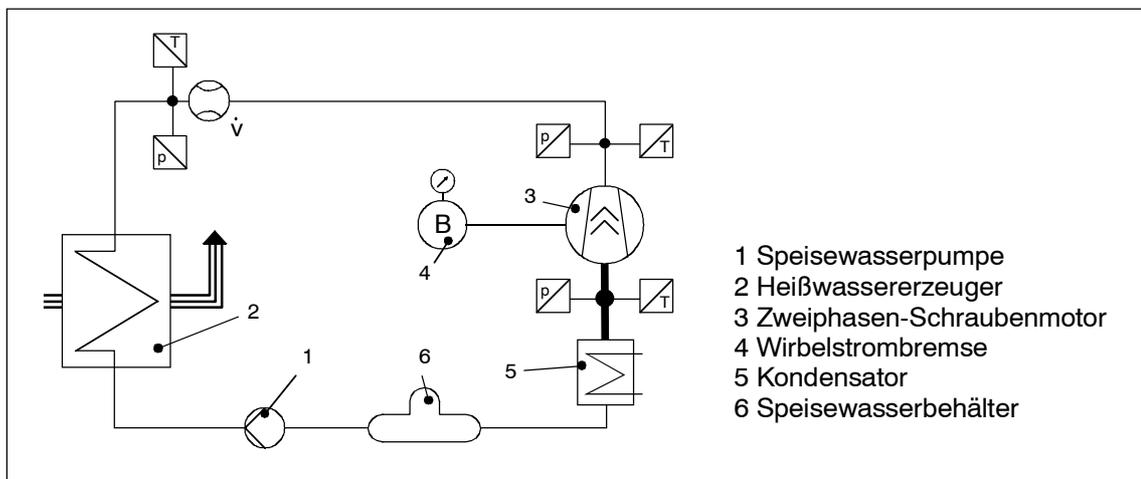


Bild 6.1: Schematische Darstellung des Aufbaus der Versuchsanlage

Das umlaufende Arbeitsfluid Wasser wird aus dem Speisewasserbehälter durch eine Speisewasserpumpe gefördert und einem erdgasbefeueten Heißwassererzeuger zugeführt. Das heiße Wasser expandiert in den Zahnlückenräumen des Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotors. Der Kondensator verflüssigt schließlich die Dampfphase. Das Drehmoment des Zweiphasen-Schraubenmotors wird mit einer Wirbelstrombremse gemessen. Bild 6.2 zeigt den Versuchsstand mit Schraubenmotor und Wirbelstrombremse. Im einzelnen werden folgende Messeinrichtungen, deren Einbauposition man aus der Schaltung in Bild 6.1 entnehmen kann, verwendet:

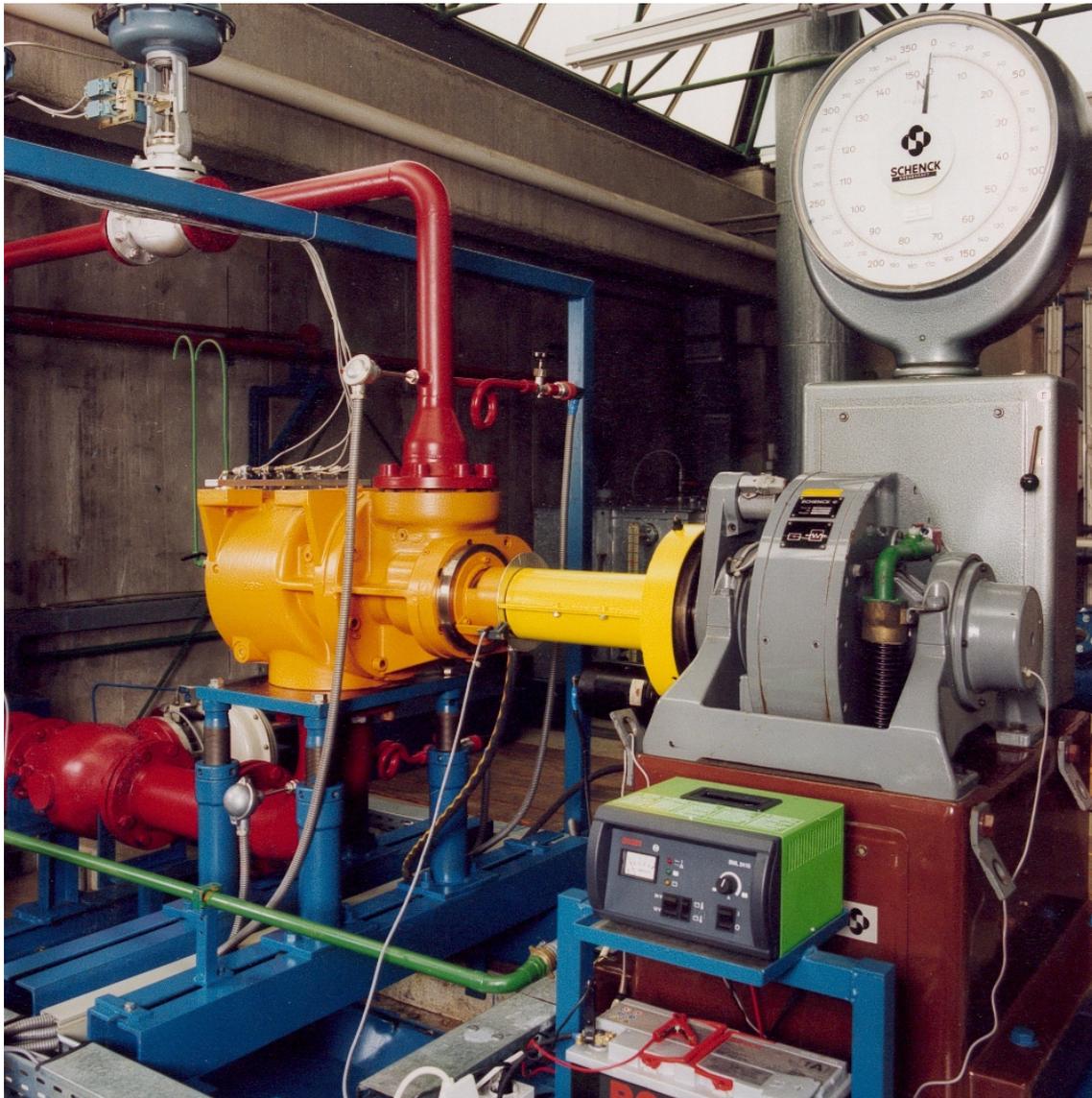


Bild 6.2: Versuchsstand mit Zweiphasen-Schraubenmotor und Wirbelstrombremse

6.1.1 Die verwendeten Messeinrichtungen

Temperaturmessung

Die Temperatur des Arbeitsfluides wird am Ein- und Austritt des Versuchsmotors sowie an der Volumenstrommessstelle gemessen. Zum Einsatz kommen hier PT 100 Widerstandsthermometer nach DIN IEC 751 in Vierleitertechnik. Die Auswertung des Messsignals erfolgt über ein spezielles in die Speicherprogrammierbare-Steuerung (SPS) integriertes Modul.

Druckmessung

Die Druckmessung des Arbeitsfluides an den drei in Bild 6.1 eingetragenen Messstellen erfolgt mit Hilfe von Druckmessumformern. Hier wirkt der Druck auf eine Silizium-Trennmembrane mit dotierter, piezoresistiver Widerstandsmessbrücke in Vollbrückenschaltung. Ein Differenzverstärker verstärkt das Ausgangssignal der Messbrücke.

In einem U/I-Wandler wird das Signal in einen eingepprägten Strom (4-20 mA) umgeformt und zur weiteren Verarbeitung an die SPS übertragen.

Volumenstrommessung

Zur Messung des Volumenstromes wird ein magnetisch-induktiver Durchflussmesser eingesetzt. Die zu messende Flüssigkeit fließt hier senkrecht zu einem magnetischen Feld, wodurch die Flüssigkeit eine elektrische Spannung induziert. Zwei in das Messrohr eingesetzte Elektroden greifen diese Spannung ab. Die Höhe der Spannung ist proportional zur Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsfluides. Wie bei dem Druckmessumformer erfolgt auch hier eine Wandlung des Ausgangssignals in einen Strom (4-20 mA), der an die SPS weitergeleitet wird.

Drehzahlmessung

Eine Welle mit zwei Kardangelenken verbindet den Hauptrotor des Versuchsmotors mit der Wirbelstrombremse. Auf der Seite, die der Bremse zugewandt ist, befindet sich eine Scheibe mit 60 Schlitzen. Ein induktiver Aufnehmer wandelt die Magnetfeldänderung durch die vorbeilaufenden Schlitze in elektrische Impulse, die zur weiteren Verarbeitung der Steuerung übermittelt werden.

Drehmomentenmessung

Die Wirbelstrombremse wandelt die Leistung des Zweiphasen-Schraubenmotors in Wärme. Das Bremsenrad ist über eine Kardanwelle an den Hauptrotor des Motors gekuppelt. Auf dieses Rad wirkt das Magnetfeld der sich im drehbar gelagerten Bremsengehäuse befindenden Erregerspule. Ein Steuerelement regelt den Erregerstrom. In den durchgeführten Versuchen wird über dieses Steuerelement die jeweilige Solldrehzahl des Motors vorgegeben.

Druckindizierung

Zur Druckindizierung werden in der arbeitsraumbegrenzenden Gehäusewand des Schraubenmotors piezoresistive Druckaufnehmer eingebracht. Die Druckaufnehmer arbeiten nach dem DMS-Prinzip und besitzen eine auf das Messsignal bezogene hohe Eigenfrequenz zur Aufzeichnung des dynamischen Druckverlaufes in der Arbeitskammer. Die Druckaufnehmer sind so angeordnet, dass auch der Druckverlauf, zumindest teilweise, während des Füllungsvorganges gemessen werden kann. Wie in Kap. 5.4.1 beschrieben, sind hierzu die Druckaufnehmer in einem Einsatz in der Nähe der HD-Verschneidungskante angeordnet.

Bei der Bestimmung des Druckverlaufes wird jeder Hauptrotordrehwinkelstellung ein Druckwert zugeordnet. Die Zuordnung erfolgt mit Hilfe einer auf der Abtriebswelle angebrachten Triggereinrichtung, deren Einbaulage einen definierten Winkel gegenüber der Nullstellung des Hauptrotors aufweist. Die Messwerte der sechs Druckaufnehmer werden in Hauptrotordrehwinkelschritten von $\Delta\alpha_{HR} = 1^\circ$ mit Hilfe eines Auswertungsprogramms aufgezeichnet. Eine Messung umfasst jeweils eine Umdrehung des Hauptrotors. Somit liegen für jeden Hauptrotordrehwinkel fünf Druckmessungen vor, aus denen ein Mittelwert gebildet werden kann. Die Zuordnung der Hauptrotordrehwinkelbereiche während eines Arbeitsspieles zu den einzelnen Druckaufnehmern ist in Bild 6.3 wiedergegeben.

Da die piezoresistiven Druckaufnehmer bei den dynamischen Messungen nur Differenzdrücke detektieren können, wird der Druckverlauf auf einen Referenzdruck bezogen. Diesen Referenzdruck bildet bei dem Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor zweckmäßigerweise der Druck des Arbeitsfluides im ND-Stutzen. Ein Auswertungsprogramm berechnet die mittleren Druckverläufe. Die Druckverläufe können entweder als Druck-Hauptrotordrehwinkel-Diagramm (p, α_{HR} -Diagramm) oder über den funktionalen Zusammenhang zwischen Hauptrotordrehwinkel α_{HR} und Kammervolumen V_K auch als Druck-Volumen-Diagramm (p, V_K -Diagramm) ausgegeben werden. Exemplarisch sind in Bild 6.4 die aufgezeichneten Signale einer Druckindizierung wiedergegeben. Bild 6.5 ist das aus diesen Werten ermittelte p, α_{HR} -Diagramm zu entnehmen.

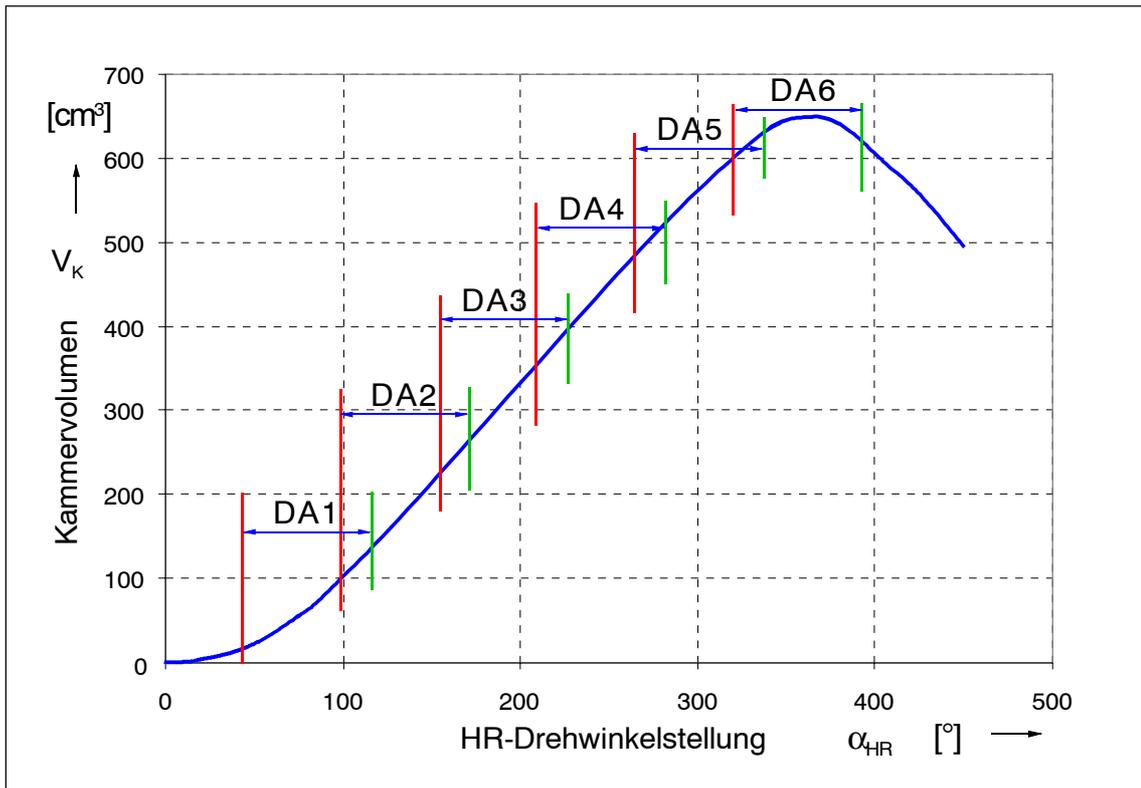


Bild 6.3: Messbereiche der Druckaufnehmer DA1 bis DA6, dargestellt im V_K, α_{HR} -Diagramm

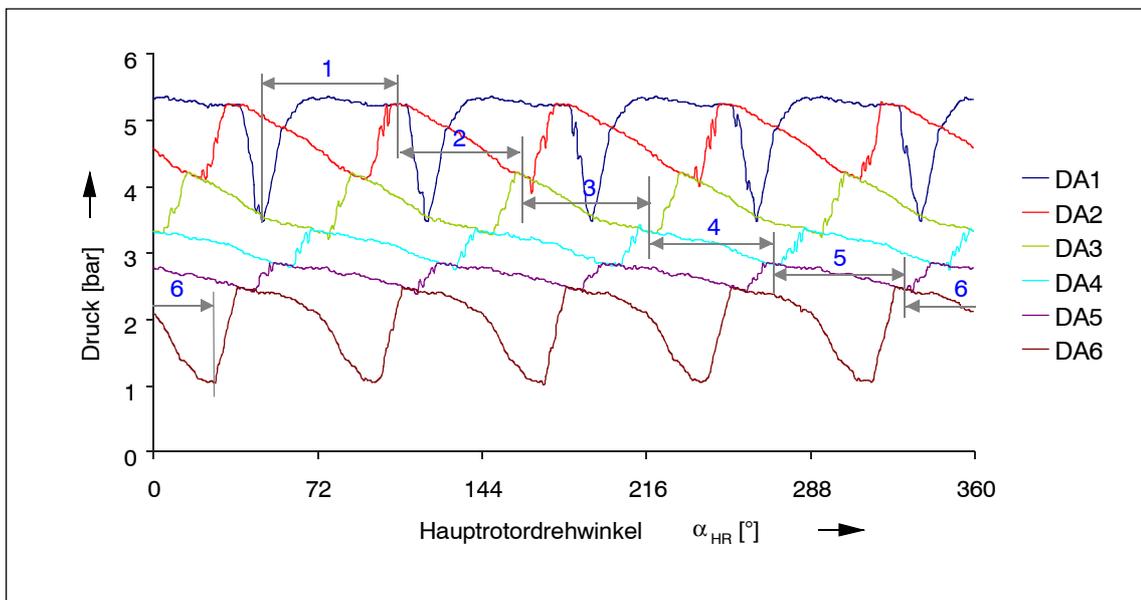


Bild 6.4: Exemplarische Darstellung der aufgezeichneten Signale der Druckaufnehmer DA1 bis DA6, Auswertebereiche der einzelnen Druckaufnehmer

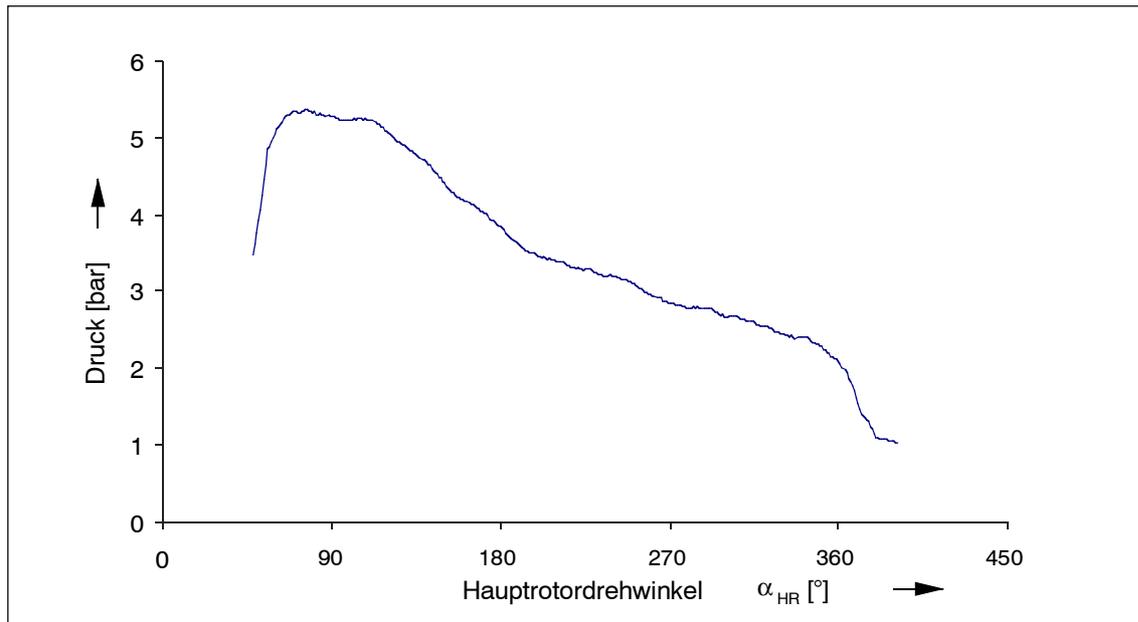


Bild 6.5: Beispielhaftes, aus den Messwerten (Bild 6.4) bestimmtes p, α_{HR} -Diagramm (Indikatordiagramm)

6.2 Versuchsdurchführung

Zur Beurteilung des Betriebsverhaltens des Zweiphasen-Schraubenmotors sind Variationen der unterschiedlichen Parameter in weiten Bereichen notwendig. Der Bereich dieser Variation ist jedoch durch die Betriebsgrenzen der Versuchsmaschine und Versuchsanlage vorgegeben. Die wesentlichen Parametergrenzen sind Tabelle 6.2 zu entnehmen.

Tabelle 6.2: Parametergrenzen der Versuchsanlage

maximale HD-Temperatur $\vartheta_{HD \max}$:	180 °C
maximaler HD-Druck $p_{HD \max}$:	20 bar
maximale Hauptrotordrehzahl n_{HR} :	4500 min^{-1}
Kondensatordruck p_{Kond} :	1 bar

Die maximale HD-Temperatur wird bestimmt durch die maximal zulässige Temperatur der mediumgeschmierten Wälzlager, für die der Hersteller 150 °C angibt. Eine Überschlagsrechnung zur Temperatur im Lagerraum ergibt, dass sich bei einer Eintrittstemperatur von 180 °C im HD-seitigen Lagerraum diese maximale Temperatur von ca. 150 °C einstellt. Während der Versuche ist die Temperatur im HD- und ND-

seitigen Lagerraum gemessen worden. Bei maximaler Eintrittstemperatur von 180°C hat sich gezeigt, dass sich die Lagerraumtemperatur von 150°C erst bei Massenströmen oberhalb von 1,8 kg/s einstellt, entsprechend einem HD-Druck größer 16 bar.

Der maximale Druck des Heißwassererzeugers beträgt 32 bar. Da der Kältemittelkompressor, der als Ausgangsbasis für den Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor dient, in der Druckstufe PN 25 ausgelegt ist, sollte ein maximaler Betriebsdruck von 20 bar im HD-Stutzen nicht überschritten werden.

Die Maximaldrehzahl des Hauptrotors ist durch die niedrigste zulässige maximale Drehzahl der Wälzlager vorgegeben. Diese Drehzahl (4500 min⁻¹) entspricht einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 39,6 m s⁻¹.

Zur Erzielung konstanter und einfach reproduzierbarer Bedingungen auf der ND-Seite des Zweiphasen-Schraubenmotors wird der Kondensator zur Atmosphäre geöffnet.

Für die Aufstellung des Kennfeldes wird eine Hauptrotordrehzahlerhöhung von 1000 min⁻¹ bis auf die Maximaldrehzahl von 4500 min⁻¹ in 250 min⁻¹ Schritten gewählt.

Der Bereich der HD-Eintrittstemperatur beginnt bei 140°C und wird in 5°C-Schritten erhöht.

Die Druckdifferenz zwischen Eintrittsdruck p_{HD} und Sättigungsdruck $p_{HD,s}$ auf der HD-Seite ist zunächst auf 10% des HD-Sättigungsdruck $p_{HD,s}$ festgelegt. Für die HD-Temperatur 180°C werden zusätzlich Messreihen mit erhöhtem Eintrittsdruck gefahren. Hierbei beträgt die Differenz zwischen Eintrittsdruck und HD-Sättigungsdruck 30% bzw. 60% des HD-Sättigungsdruckes. Die relative Angabe der Differenz zwischen Druck und Sättigungsdruck im HD-Stutzen berechnet sich nach:

$$\frac{\Delta p}{p_{HD,s}} = \frac{p_{HD} - p_{HD,s}}{p_{HD,s}} \quad (\text{Gl. 6.1}).$$

Der Druck im Kondensator wird bei 1,0 bar konstant gehalten. Tabelle 6.3 gibt die Messmatrix wieder.

Für jede Versuchsreihe wird der Motor „kalt“ angefahren. Dies bedeutet, dass zunächst kaltes Wasser den Schraubenmotor durchströmt. Der hier noch ungebremste Motor läuft mit geringer Drehzahl an ($n_{HR} < 100 \text{ min}^{-1}$). Nun wird die Temperatur des Speisewassers langsam erhöht. Steigt die Temperatur des Druckwassers auf über 100°C,

setzt die Flashverdampfung im Motor ein. Die Drehzahl des zunächst ungebremsten Motors nimmt dynamisch zu.

Tabelle 6.3: Messmatrix, Zusammenhang zwischen Eintrittstemperatur, Sättigungsdruck und gewähltem Eintrittsdruck. Prozentuale Angabe entsprechend Gl. 6.1

HD-Temp. ϑ_{HD}	HD-Sättigungsdruck. $p_{HD,s}$	HD-Druck p_{HD}
140°C	3,62 bar	4,0 bar (10%)
145°C	4,16 bar	4,6 bar (10%)
150°C	4,76 bar	5,2 bar (10%)
155°C	5,43 bar	6,0 bar (10%)
160°C	6,18 bar	6,8 bar (10%)
165°C	7,01 bar	7,7 bar (10%)
170°C	7,92 bar	8,7 bar (10%)
175°C	8,92 bar	8,8 bar (10%)
180°C	10,03 bar	11,0 bar (10%) 13,0 bar (30%) 16,0 bar (60%)

Da das Einregeln der HD-Temperatur träge verläuft, wird zum Aufzeichnen der Messreihe zunächst die höchste angestrebte Temperatur angefahren und für diese Temperatur dann die entsprechende Drehzahlvariation durchgeführt. Das Einstellen des HD-Drucks erfolgt durch eine Drehzahl der Speisewasserpumpe. Sinkt der Eintrittsdruck unterhalb des Sättigungsdruckes, kommt es im Heißwassersystem zu Teilverdampfungen. Der Schraubenmotor wird dann mit Nassdampf ohne Flashverdampfung beaufschlagt. Ein solcher Betriebszustand führt zu einem sofortigen Abfall des Drehmomentes an der Bremse und zeichnet sich durch starke Geräuscentwicklungen aus.

Erste Testläufe haben gezeigt, dass der effektive isentrope Wirkungsgrad ein Maximum erreicht, wenn der Eintrittsdruck nur leicht oberhalb des Sättigungsdruckes liegt.

6.3 Versuchsauswertung

6.3.1 Der Massenstrom

Aus den Messgrößen Volumenstrom \dot{V} , dem Druck p und der Temperatur ϑ an der entsprechenden Messstelle lässt sich unter Zuhilfenahme der Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf der Massenstrom bestimmen:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_{(p,\vartheta)} \quad (\text{Gl. 6.2}).$$

Bild 6.6 entnimmt man den Zusammenhang zwischen Massenstrom und Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Messreihen mit einer bezogenen HD-Druckdifferenz von 10% (Tabelle 6.3).

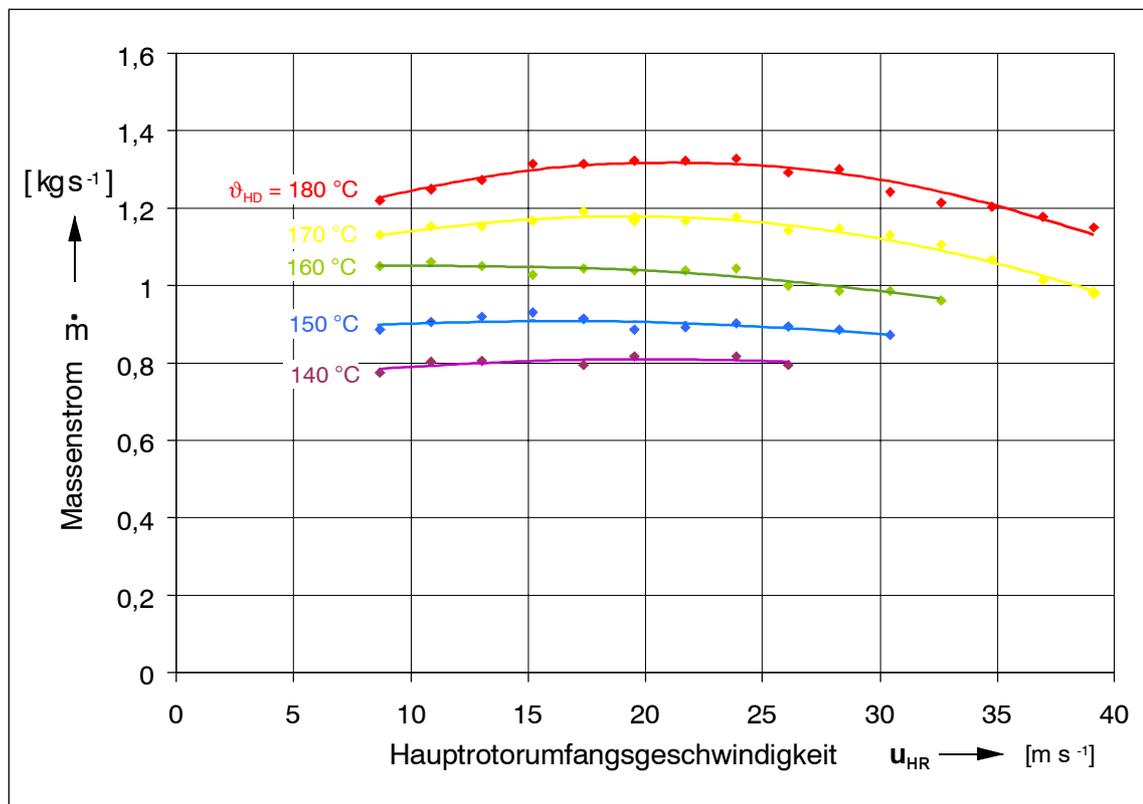


Bild 6.6: Massenstrom in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Insgesamt fällt die relativ geringe Abhängigkeit des Massenstromes von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit auf. Lediglich bei den hohen HD-Temperaturen lässt sich ein konvexer Verlauf feststellen. Sein Maximum liegt hier im mittleren Bereich der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit ($u_{HR} = 22 \text{ m s}^{-1}$ für $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$).

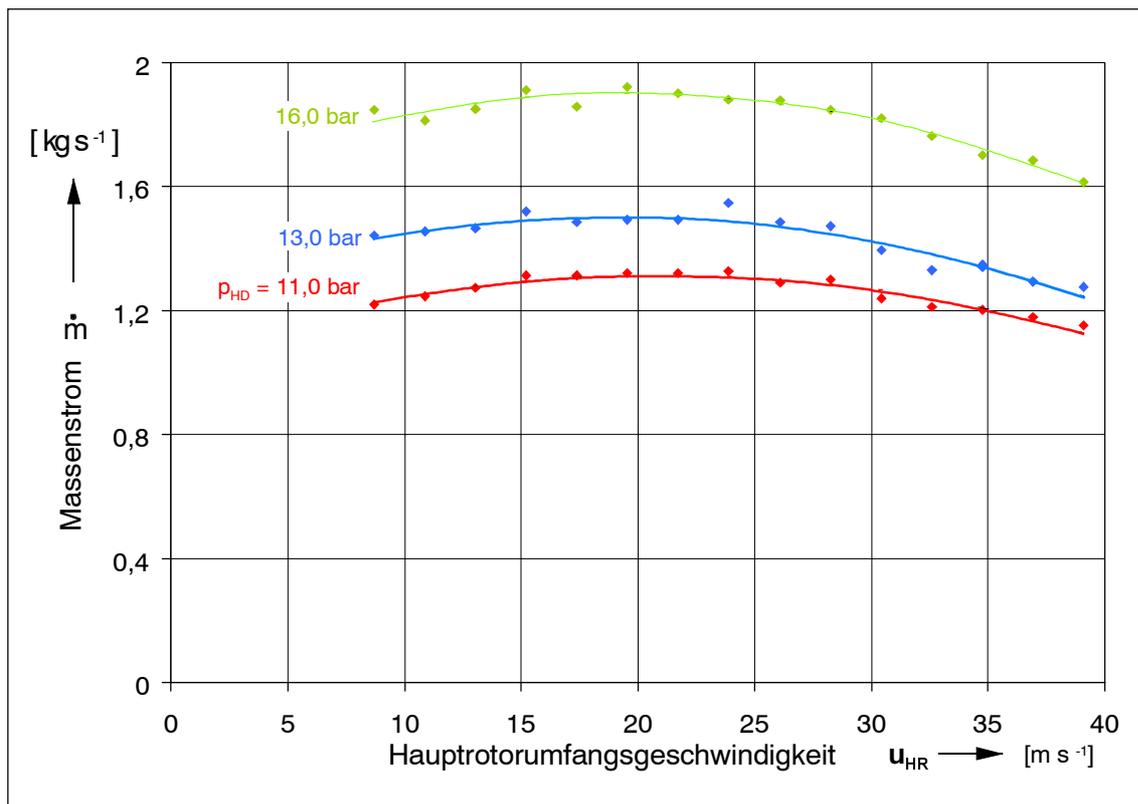


Bild 6.7: Massenstrom in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180 °C

Bild 6.7 verdeutlicht den Massenstromverlauf für die HD-Temperatur des Arbeitsfluides von $\vartheta_{HD} = 180\text{ °C}$. Parameter ist hier der gesteigerte Eintrittsdruck von 10% über 30% auf 60% entsprechend den Werten in Tabelle 6.3. Eine Steigerung des Eintrittsdruckes bewirkt eine Anhebung des durchgesetzten Massenstromes. Der prinzipielle Verlauf bleibt jedoch ähnlich.

Dieser Zusammenhang ist für eine Verdrängermaschine ungewöhnlich. Wird von einer idealen Verdrängermaschine ausgegangen, so ist der durchgesetzte Massenstrom bei konstanten Eintrittsbedingungen durch die Anzahl der Arbeitsspiele pro Zeiteinheit vorgegeben. So ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Massenstrom und Umfangsgeschwindigkeit:

$$\dot{m}_{th} \propto u_{HR} \quad (\text{Gl. 6.3}).$$

Um die Besonderheiten des Zweiphasen-Schraubenmotors genauer abzubilden, ist in Kap. 5.2 ein Füllungsmodell aufgestellt worden, dass auf der Annahme einer quasi-stationär durchströmten Düse basiert. Der Austrittsdruck der Düse ist hierbei durch den

Druck in der Arbeitskammer gegeben. Dieser Druck sinkt mit steigender Umfangsgeschwindigkeit, da durch die verkürzte Dauer der Füllungsperiode weniger Masse pro Arbeitsspiel in die Kammer einströmt. Eine fortlaufende Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit ($u_{HR} \rightarrow \infty$) würde als Grenzwert einen Kammerdruck von $p_k = 0$ implizieren. Die Druckdifferenz an der Düse näherte sich dem HD-Eintrittsdruck. Demnach strebt der Massenstrom asymptotisch einem Maximalwert zu.

Bild 6.8 stellt die berechneten und gemessenen Verläufe dar. Der asymptotische Anstieg nach dem Füllungsmodell findet sich in den Messergebnissen nicht wieder. Im Gegenteil, hier fällt mit steigender Umfangsgeschwindigkeit der Massenstrom ab. Ursächlich für diese Diskrepanz sind mehrere Faktoren. Zum einen berücksichtigt das Füllungsmodell nicht die instationäre Beschleunigung der Flüssigkeit während der Öffnungsphase der Einlassdüse, die gerade bei kurzen Arbeitsspielzeiten (hohe Umfangsgeschwindigkeit) sich überproportional auswirkt. Alle Drosselvorgänge wirken sich ebenfalls so aus. Auch basieren die Rechnungen auf stationär ermittelten Durchflussbeiwerten. Die Spaltmassenströme zwischen Düsenscheibe und Stirnfläche des Gehäuses werden nicht betrachtet. Die wesentlichen Vorgänge in der Arbeitskammer sind mit der Vorstellung der homogenen Verteilung der Phasen im thermodynamischen Gleichgewicht sehr vereinfacht wiedergegeben. Kondensationsvorgänge an den Wandungen, Einwirkungen des zentrifugalen Kräftefeldes und die Spaltströmungen zu den benachbarten Kammern bzw. direkt zur ND-Seite sind nicht quantifiziert. Dennoch zeigt sich, dass das Füllungsmodell für Umfangsgeschwindigkeiten von $u_{HR} = 10 \text{ m s}^{-1}$ bis etwa $u_{HR} = 30 \text{ m s}^{-1}$ für eine erste Dimensionierung des Einlasssystems eine hinreichende Übereinstimmung liefert.

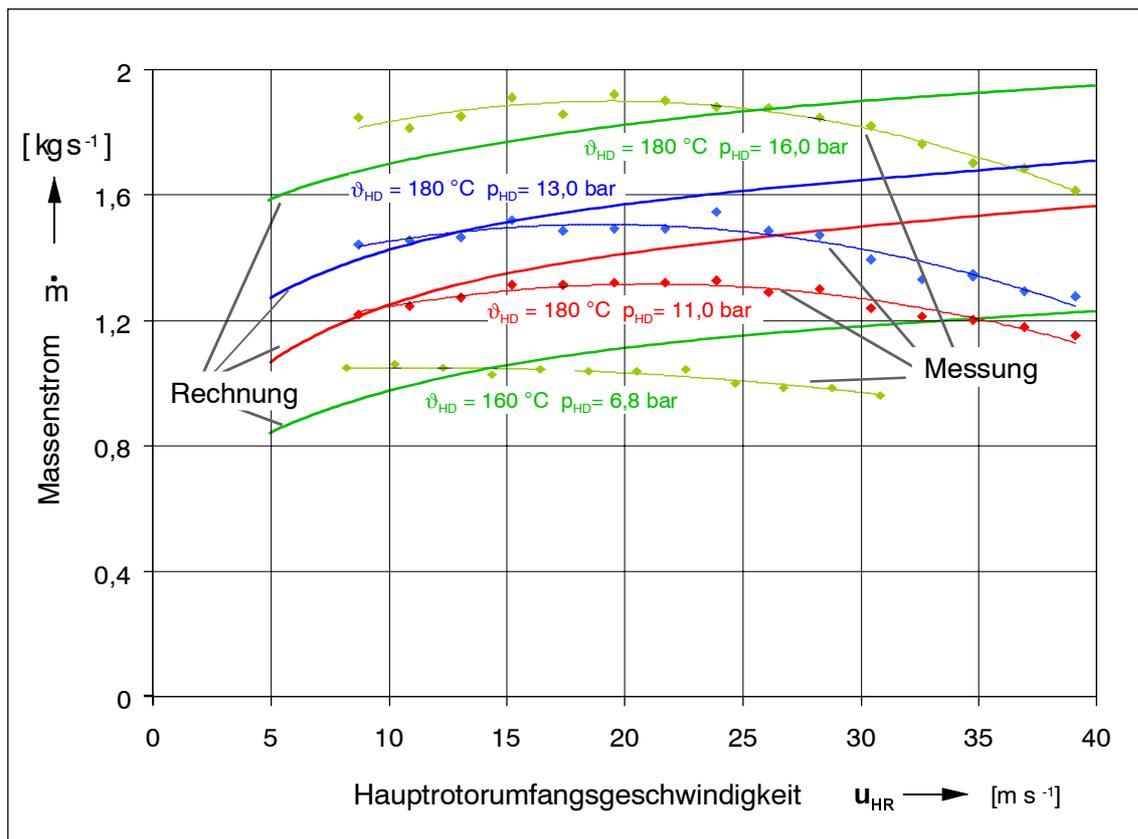


Bild 6.8: Berechneter und gemessener Massenstrom als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für unterschiedliche Eintrittstemperaturen und -drücke

6.3.2 Drehmoment, Kupplungsleistung und effektiver Mitteldruck

Das abgegebene Drehmoment des Motors kann unmittelbar aus der angezeigten Kraft der Wirbelstrombremse bestimmt werden:

$$M_d = F \cdot l \quad (\text{Gl. 6.4}).$$

Die Länge l des Hebelarmes der Wirbelstrombremse ist gegeben. Die gemessenen Zusammenhänge für die 10%-Messreihe ist dem Diagramm in Bild 6.9 zu entnehmen. Für alle HD-Temperaturen liegt das maximale Drehmoment bei der niedrigsten gemessenen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit und fällt bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten nahezu linear ab. Eine Erhöhung des Eintrittsdruckes bei konstanter Eintrittstemperatur (30% und 60%-Messreihen in Bild 6.10) bewirkt die erwartete Anhebung des Drehmomentenverlaufs.

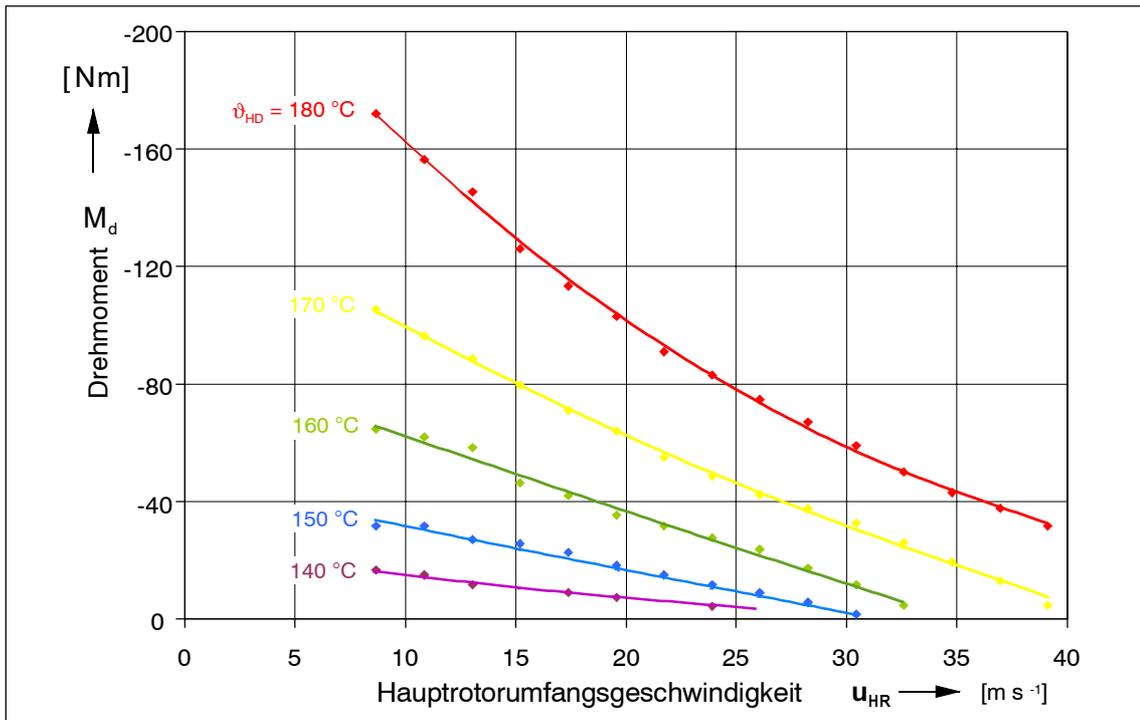


Bild 6.9: Drehmoment des Zweiphasen-Schraubenmotors in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

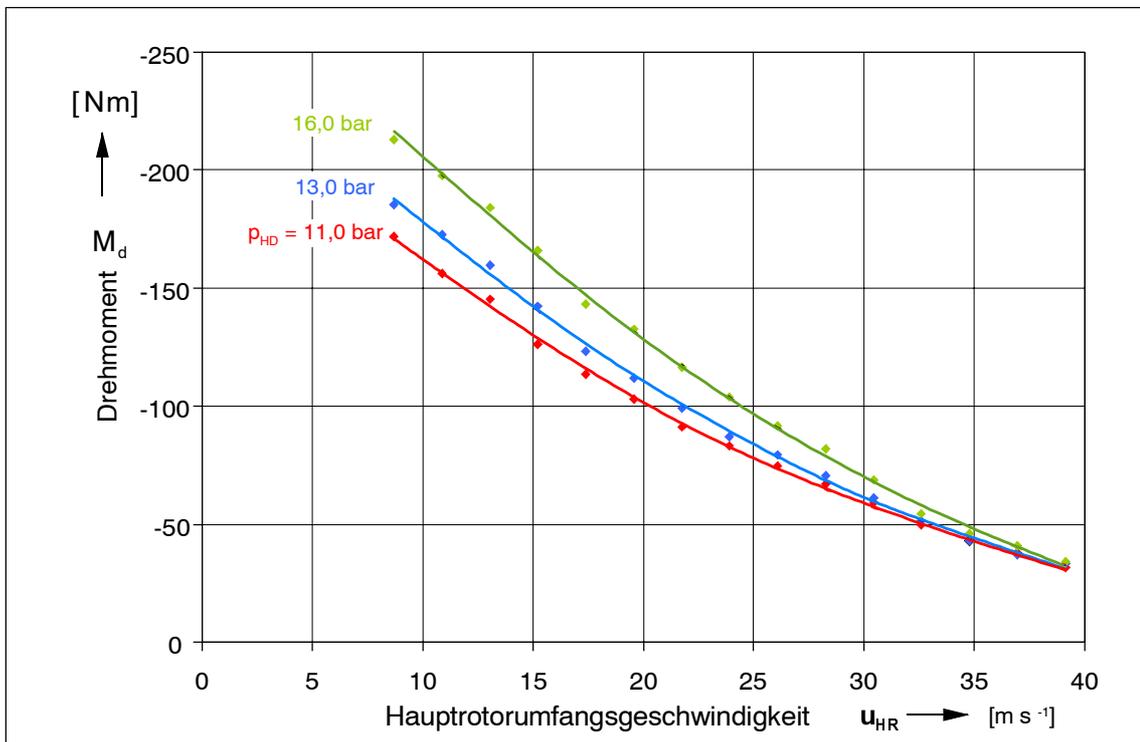


Bild 6.10: Drehmoment in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180 °C bei Steigerung des Eintrittsdruckes

Die effektive Kupplungsleistung des Zweiphasen-Schraubenmotors ergibt sich aus dem gemessenen Drehmoment und der zugehörigen Drehzahl:

$$P_e = M_d \cdot \omega_{HR} = \frac{2 \cdot M_d \cdot u_{HR}}{d_{KKHR}} \quad (\text{Gl. 6.5}),$$

dargestellt in Bild 6.11 und Bild 6.12. Bei dem Verlauf der Leistung als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit kommt es bei allen untersuchten Eintrittstemperaturen zu einem Maximum. Dieses Maximum verschiebt sich mit steigender Eintrittstemperatur zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten. Die Gründe für diesen Verlauf sind in dem Zusammenspiel von Füllungsverlusten und unvollständiger Expansion sowie den unterschiedlichen Dissipationsmechanismen zu suchen. Dieses Zusammenspiel wird in Kap.6.3.4 - Energiefluss und Energiewandlungsgüte - noch näher betrachtet.

Die Eintrittsdruckerhöhung bei konstanter Eintrittstemperatur (Bild 6.12) führt zu der erwarteten Anhebung der Leistung des Motors. Das Maximum liegt jedoch auch für die höheren Eintrittsdrücke bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_{HR} \approx 20 \text{ m s}^{-1}$.

In dem untersuchten Betriebsbereich liefert der Motor eine maximale Leistung von $P_e = 31,3 \text{ kW}$ bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von $u_{HR} = 19,5 \text{ m s}^{-1}$ und einem Eintrittszustand von $p_{HD} = 16,0 \text{ bar}$ und $\vartheta_{HD} = 180^\circ \text{C}$.

Für Verdrängermaschinen ist es üblich, einen fiktiven mittleren Druck im Arbeitsraum anzugeben [116]. Aus dem Drehmoment, dem maximalen Kammervolumen und der Anzahl der Hauptrotorzähne lässt sich dieser Mitteldruck bestimmen:

$$\bar{p}_e = \frac{M_d}{2\pi \cdot V_{K,\max} \cdot z_{HR}} \quad (\text{Gl. 6.6}).$$

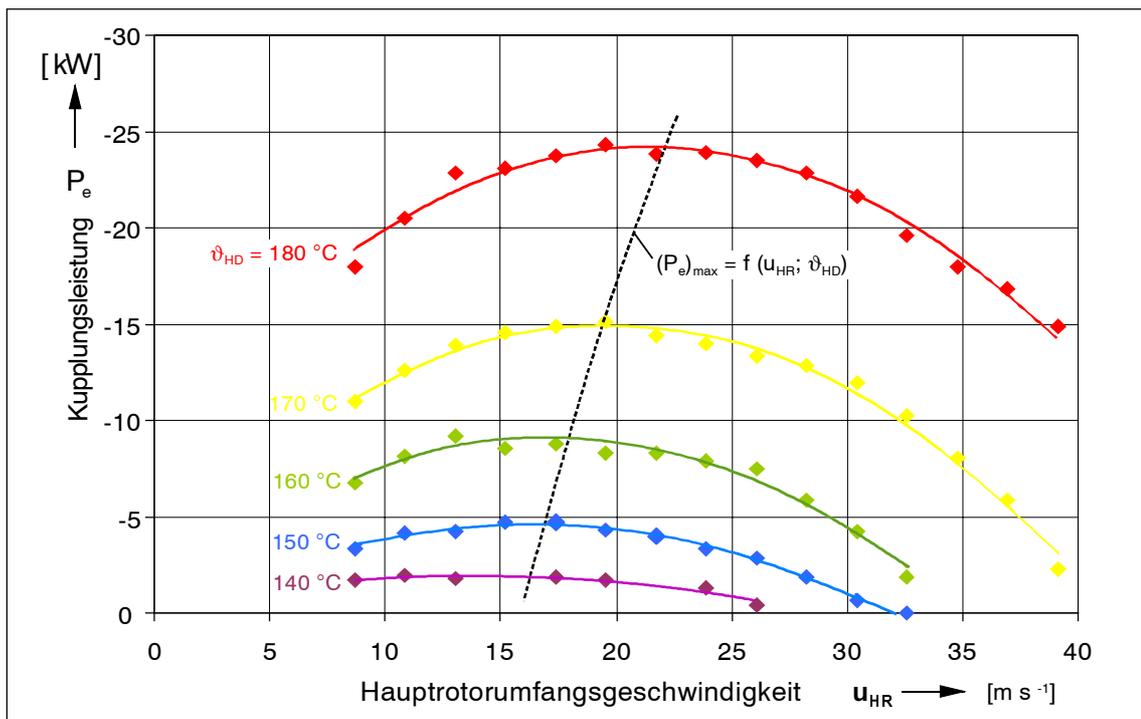


Bild 6.11: Kupplungsleistung des Zweiphasen-Schraubenmotors in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

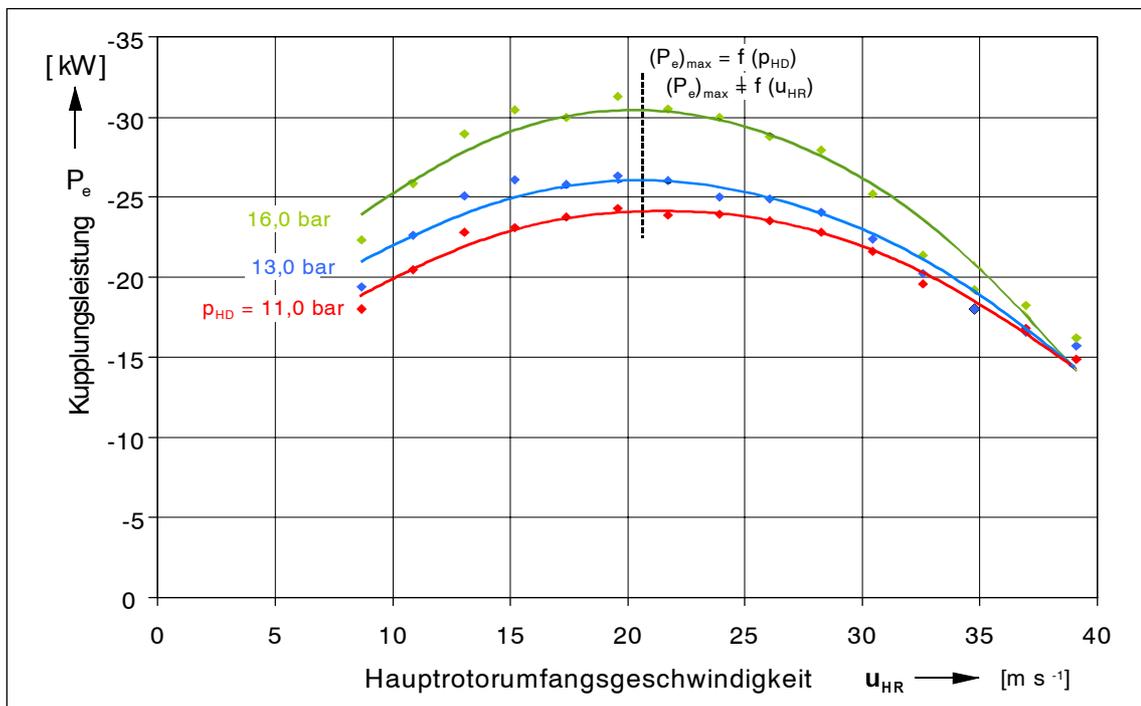


Bild 6.12: Kupplungsleistung in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180 °C bei Steigerung des Eintrittsdruckes

Da es sich bei der Zähnezahl und dem Kammervolumen um konstante Größen handelt, entspricht die Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit den in Bild 6.9 und Bild 6.10 dargestellten Verläufen des Drehmomentes. Aussagefähiger ist jedoch die relative Darstellung, in der der effektive Mitteldruck nach Gl. 6.6 auf den Sättigungsdruck des Arbeitsfluides im HD-Zustand bezogen wird. Bild 6.13 und Bild 6.14 verdeutlichen die Zusammenhänge. Zu erkennen ist hier, dass bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit der bezogene effektive Mitteldruck für höhere Eintrittstemperaturen und damit für höhere Eintrittsdrücke größer ausfällt. Da die Kondensatorbedingungen der hier dargestellten Versuchsreihen konstant gehalten wurden, bedeutet eine höhere Eintrittstemperatur auch zwangsläufig ein höheres anliegendes Enthalpiegefälle am Schraubenmotor. Der Anteil der Dissipation durch Reibung, aber auch durch Dissipation während des Füllungsvorganges am gesamten Enthalpiegefälle nimmt mit sinkender Eintrittstemperatur zu. Auch dieser Gesichtspunkt wird in Kap. 6.3.4 noch näher beleuchtet.

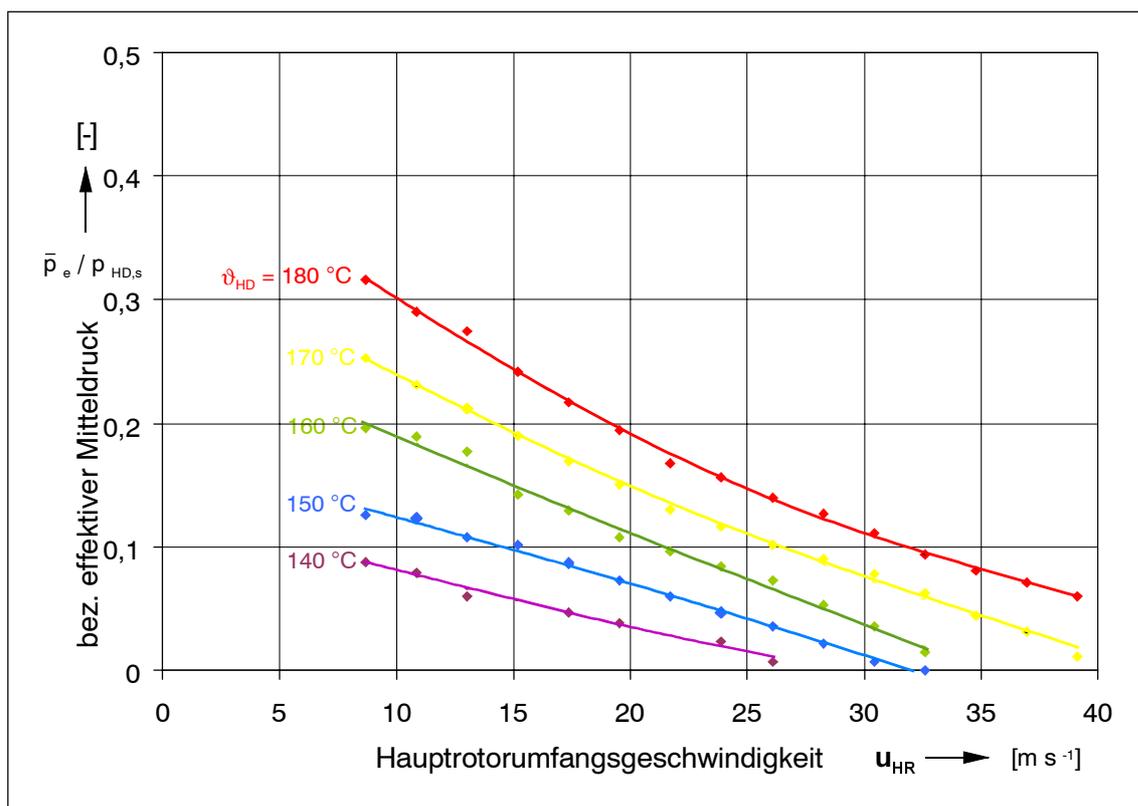


Bild 6.13: Bezogener effektiver Mitteldruck in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

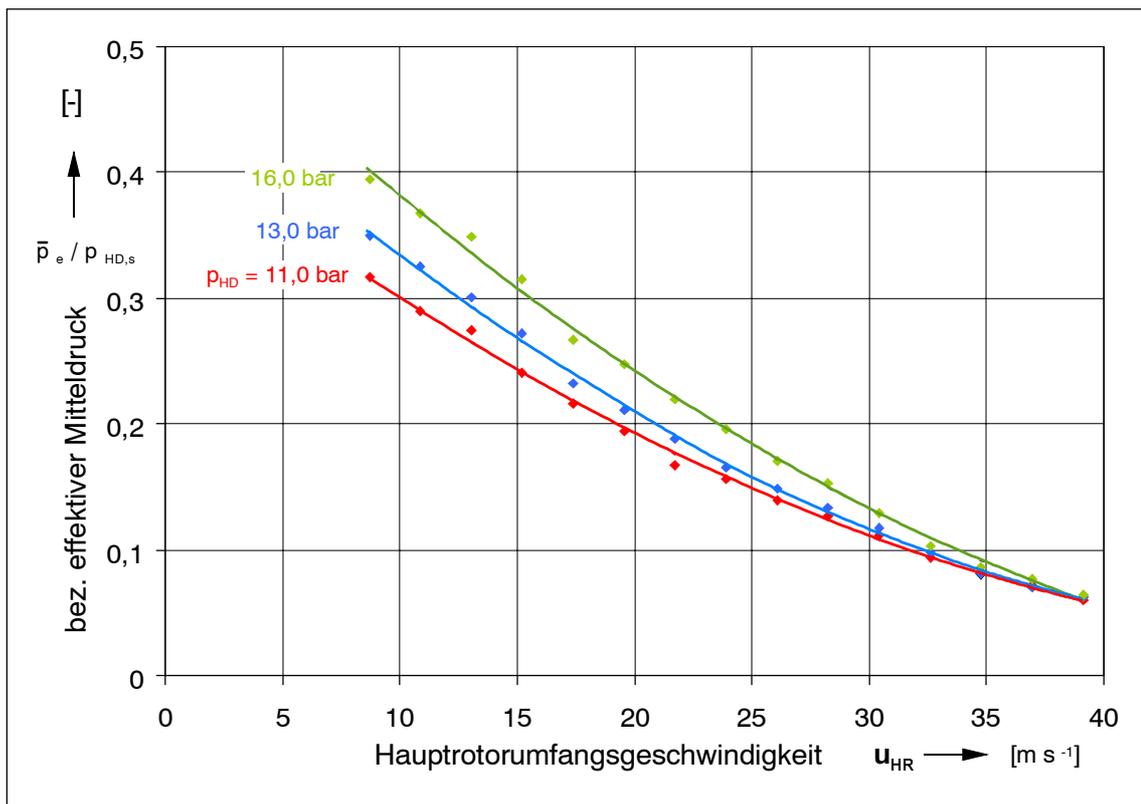


Bild 6.14: Bezogener effektiver Mitteldruck in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180°C bei Steigerung des Eintrittsdruckes

6.3.3 Indizierung

6.3.3.1 Indikatordiagramme

Eine Auswahl von Indikatordiagrammen ist in Bild 6.15 und Bild 6.16 wiedergegeben. Bedingt durch die längere Füllungszeit kann bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten mehr Masse durch die Einlassdüse in die Kammer gelangen, entsprechend höher fällt der gesamte Druckverlauf und somit auch das gemessene Drehmoment aus. Der Druckgradient am Anfang des Füllungsvorganges ist bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten am höchsten. Auffallend ist bei allen dargestellten Indikatordiagrammen ein relativ konstanter Druckverlauf während des mittleren Teils des Füllungsvorganges. Offensichtlich besteht hier ein Gleichgewicht zwischen der Heißwassereinströmung in den sich vergrößernden Arbeitsraum, der Flashverdampfung, die die Druckabnahme kompensiert und der eigentlichen Volumenzunahme des Arbeitsraumes.

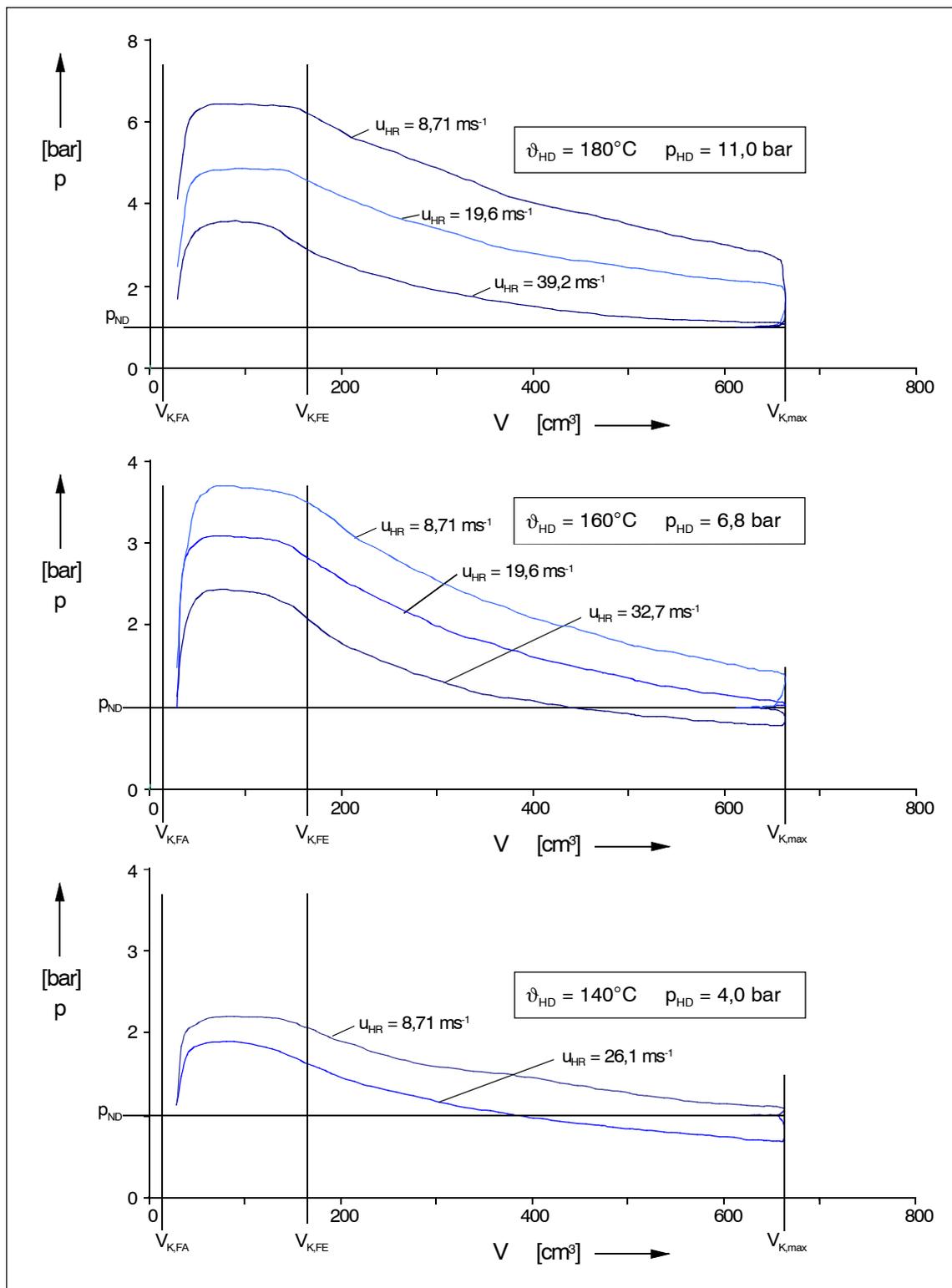


Bild 6.15: Indikatorgramme für Betriebspunkte $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$, $p_{HD} = 11,0$ bar (oben), $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$, $p_{HD} = 6,8$ bar (mitte) und $\vartheta_{HD} = 140^\circ\text{C}$, $p_{HD} = 4,0$ bar (unten) bei unterschiedlichen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten u_{HR}

Eine HD-Temperatur von 180°C und ein HD-Druck von $11,0\text{ bar}$ (Bild 6.15) sorgen auch bei der hohen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von $39,2\text{ m/s}$ für eine ausreichende Arbeitskammerfüllung. Hier tritt keine Überexpansion auf. Am Ende der Expansion liegt der Kammerdruck noch leicht oberhalb des Drucks im ND-Stutzen. Anders liegen die Verhältnisse bei der niedrigen Eintrittstemperatur von nur 140°C . Die kleinere Druckdifferenz an der Einlassdüse lässt nur eine geringe Kammerfüllung zu. Hinzu kommt die ohnehin geringe spezifische Enthalpie bei der zugehörigen Temperatur. Der ND-Druck wird bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von $26,1\text{ m/s}$ bereits bei einem Kammervolumen von 383 cm^3 unterschritten. Die anschließende Überexpansion ist energetisch ungünstig, da diese Arbeit vom Motor während des Ladungswechsels aufgebracht werden muss und nicht in Wellenarbeit gewandelt werden kann.

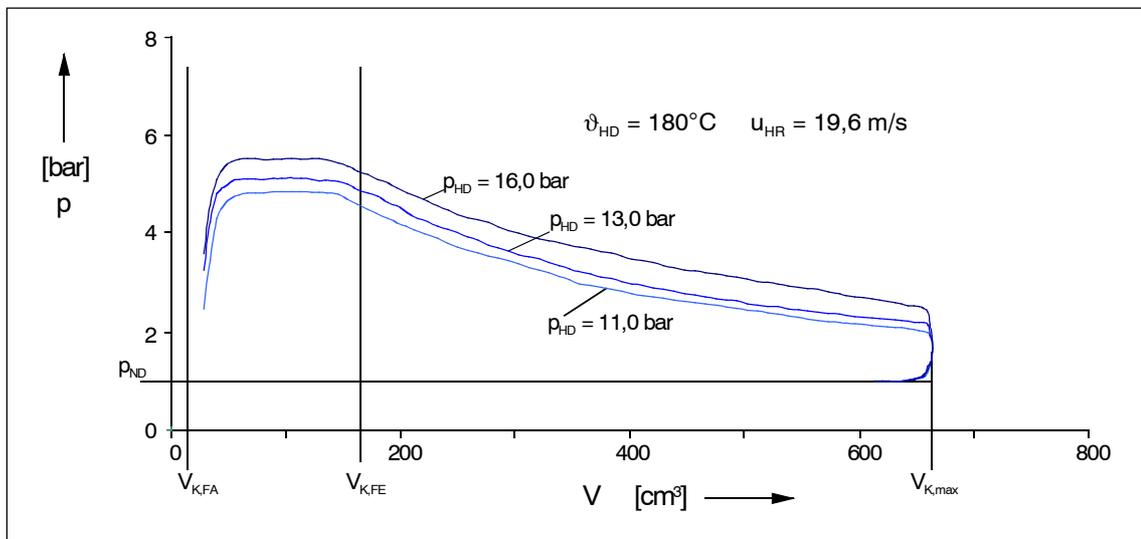


Bild 6.16: Indikatordiagramme für Betriebspunkte $\vartheta_{\text{HD}} = 180^\circ\text{C}$, $u_{\text{HR}} = 19,6\text{ ms}^{-1}$ bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken p_{HD}

Bild 6.17 kann eine Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Druckverläufe entnommen werden. Die Berechnungen zum Vergleichsprozess basieren ebenso wie die Berechnungen nach dem Füllungsmodell auf den Geometrie- und Betriebsparametern des Versuchsmotors. Die Verbindung zwischen der Messung und dem Vergleichsprozess ist gegeben durch die Masse in der Arbeitskammer der zugehörigen Vergleichsmaschine (Masse m_K in Gl. 2.8). Die Masse wird anhand des Messwertes des entsprechenden Betriebspunktes bestimmt:

$$m_K = \frac{\dot{m}}{n_a} \quad (\text{Gl. 6.7}),$$

wobei \dot{m} der tatsächliche Massenstrom des jeweiligen Betriebspunktes und n_a die Arbeitsspielzahl ($n_a = n_{HR} \cdot z_{HR}$) ist.

Die in Bild 6.17 dargestellten Druckverläufe, berechnet nach dem Füllungsmodell, sind in dem Bereich der geschlossenen Arbeitskammer (zwischen V_1 und V_2) durch eine angenommene isentrope Expansion ergänzt.

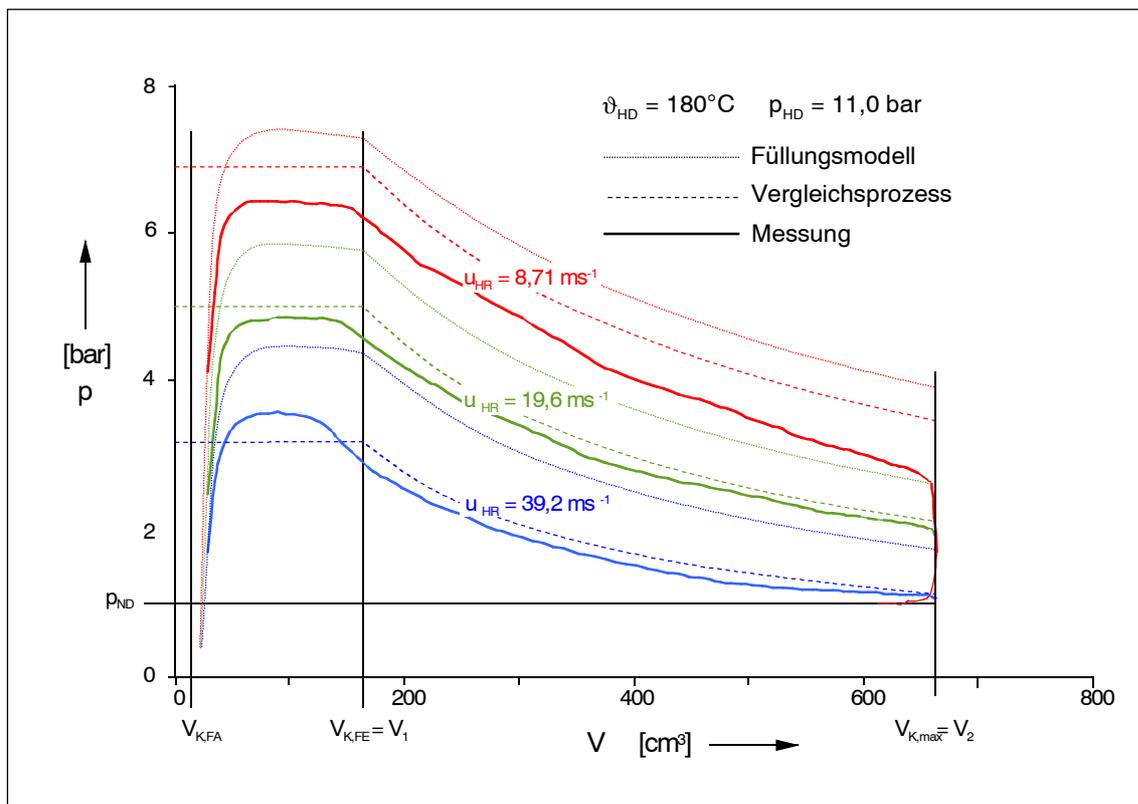


Bild 6.17: Vergleich der Druckverläufe: Berechnung nach dem Füllungsmodell, dem idealisierten Verlauf nach dem Vergleichsprozess und dem gemessenen Druckverlauf für den Betriebspunkt $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$, $p_{HD} = 11,0 \text{ bar}$ bei unterschiedlichen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten u_{HR}

Bei allen betrachteten Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten liegt der berechnete Druckverlauf (Füllungsmodell) deutlich oberhalb der gemessenen Werte. Die relative Abweichung nimmt mit steigender Umfangsgeschwindigkeit zu. Vergleicht man für diesen Eintrittszustand den berechneten und gemessenen Massenstrom (Bild 6.8), so stellt man eine recht genaue Übereinstimmung nur bei den niedrigen Umfangsge-

schwindigkeiten fest. Die Abweichungen sind auf Spaltmassenströme, Kondensationsvorgänge an den Wandungen des Arbeitsraumes sowie auf Dissipation durch Wärmeübertragung zwischen den Phasen und Wärmeübertragung aus dem Arbeitsraum an die Umgebung zurückzuführen.

Die Verläufe nach den vereinfachenden Annahmen des Vergleichsprozesses geben den gemessenen Verlauf besser wieder, mit Ausnahme des Füllungsbeginns. In der Mitte des untersuchten Umfangsgeschwindigkeitsbereiches ($u_{HR} = 19,6 \text{ m s}^{-1}$) liegen die Druckverläufe dicht beieinander.

Für $u_{HR} = 39,2 \text{ m s}^{-1}$ übersteigt der gemessene Druck während des Füllungsvorganges die Werte nach dem Vergleichsprozess. Da mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit das Druckniveau während der Füllung insgesamt sinkt, sinkt auch die entsprechende Sättigungstemperatur in der Arbeitskammer. Die wiederum hat einen deutlichen Einfluss auf die Intensität der Flashverdampfung. Zu beachten ist hierbei, dass der Drucksensor nur den Druck an einer Stelle der Arbeitskammer erfasst, die Dynamik der Flashverdampfung und der hiermit verbundene örtliche Druckgradient müssen bei dieser Betrachtung völlig außer acht gelassen werden.

6.3.3.2 Innenarbeit

Mit Hilfe der aufgezeichneten Indikatordiagramme kann die Innenarbeit des Zweiphasen-Schraubenmotors bestimmt werden. Sie lässt sich berechnen nach:

$$W_i = -\oint p dV \quad (\text{Gl. 6.8}).$$

Da die Druckmessung erst bei einem Hauptrotordrehwinkel von $\alpha_{HR} = 44^\circ$, entsprechend einem Kammervolumen von $V_K = 24 \text{ cm}^3$, konstruktiv bedingt beginnen kann, ist für diesen Bereich eine Abschätzung notwendig, deren Ausführung Bild 6.18 zu entnehmen ist. Entsprechend der Überlegung zur Vorbelegung des Kammerzustandes (Kap. 5.2) wird auch hier davon ausgegangen, dass der Druck in der Arbeitskammer bis zum Öffnen der Einlassdüse dem ND-Druck entspricht. Eine Gerade verbindet den Zustand bei einsetzender Öffnung der Einlassdüse mit dem ersten Messwert (Punkt A in Bild 6.18).

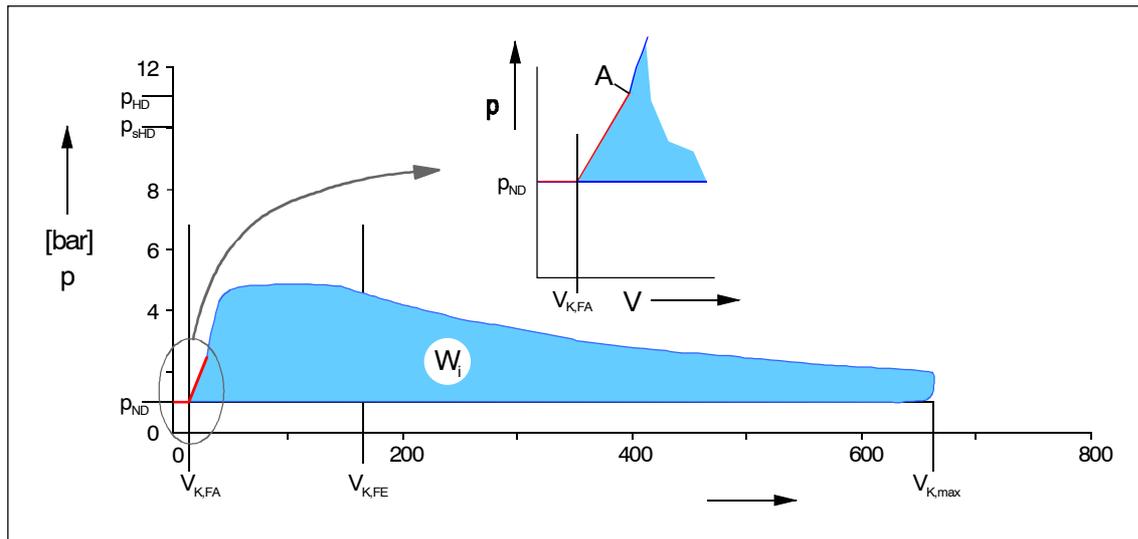


Bild 6.18: Darstellung zur Bestimmung der Innenarbeit

Bild 6.19 und Bild 6.20 verdeutlichen die Abhängigkeit der Innenarbeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit. Die Kurven verlaufen analog zu denen des gemessenen Motordrehmomentes.

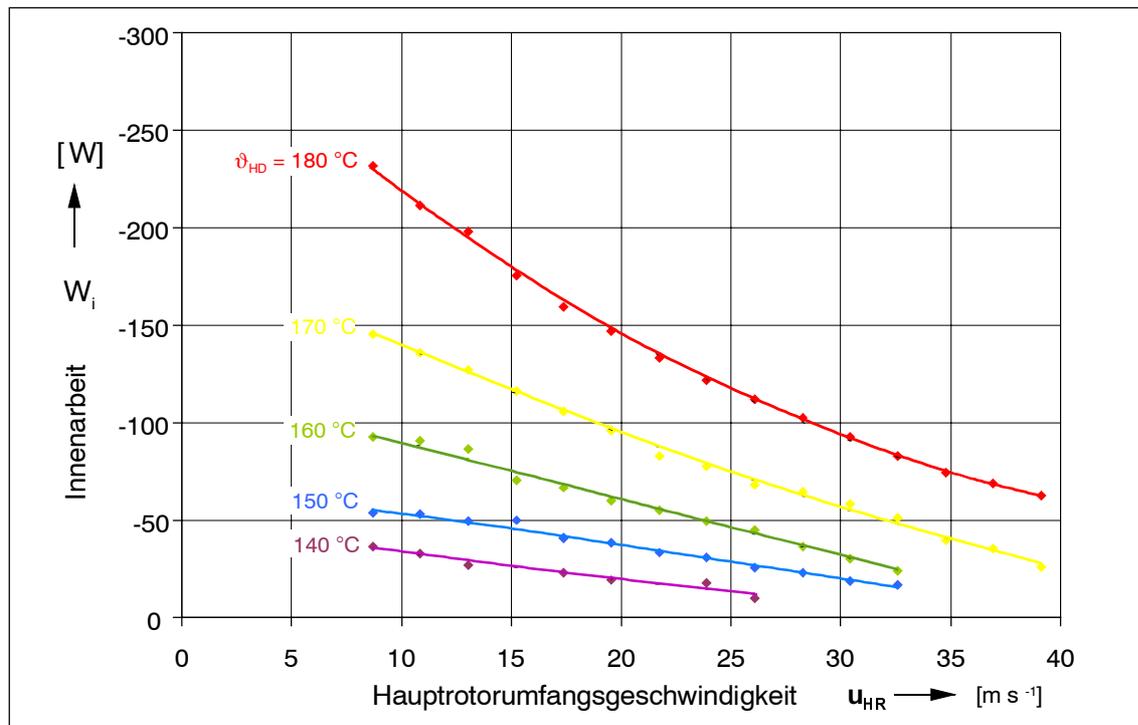


Bild 6.19: Innenarbeit in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Die Innenarbeit stellt eine wesentliche Größe für die Beurteilung des Energieflusses und der Energiewandlungsgüte dar. Auf die Zusammenhänge zwischen den einzelnen

Leistungen und den Dissipationsströmen wird im nächsten Kapitel genauer eingegangen.

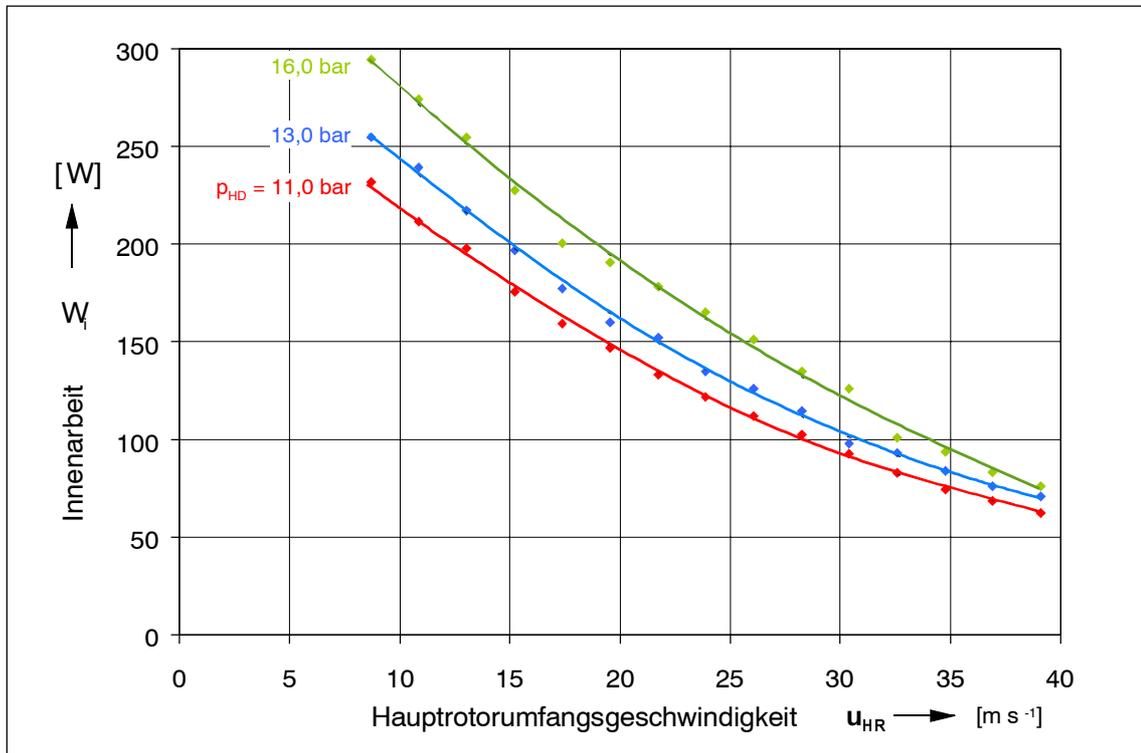


Bild 6.20: Innenarbeit in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180°C bei Steigerung des Eintrittsdruckes

6.3.4 Energiefluss und Energiewandlungsgüte

Der Energiefluss des Schraubenmotors ist schematisch in Bild 6.21 zu entnehmen. Durch den HD-Stutzen wird dem Motor der Enthalpiestrom $\dot{m} \cdot h_{HD}$ zugeführt. Der Druck im ND-Stutzen p_{ND} gibt das isentrope Enthalpiegefälle und somit den abgegebenen isentropen Enthalpiestrom $\dot{m} \cdot h_{ND,s}$ vor. Für die angebotene isentrope Leistung gilt:

$$P_s = \dot{m} \cdot \Delta h_s = \dot{m} \cdot (h_{ND,s} - h_{HD}) \quad (\text{Gl. 6.9}).$$

Von diesem angebotenen Energiestrom wird ein Teil im Arbeitsraum gewandelt und in Form von Volumenänderungsarbeit pro Zeiteinheit an die Rotoren des Motors übertragen; der verbleibende Teil dissipiert. Dieser Dissipationsstrom $\dot{\Phi}_i$ setzt sich aus mehreren Teilströmen zusammen. Zum einen strömt Wärme durch die Wandung des Arbeitsraumes ab (diabates System) Irreversible Zustandsänderungen im Arbeitsfluid

dssipieren einen Teil der angebotenen Energie in der Arbeitskammer. Ein weiterer Dissipationsstrom wird durch die Spaltströmung zwischen den Kammern sowie dem HD- und ND-Bereich verursacht. Mit Gl. 6.8 gilt:

$$P_i = P_s + \dot{\Phi}_i = n_a \cdot W_i \quad (\text{Gl.6.10}).$$

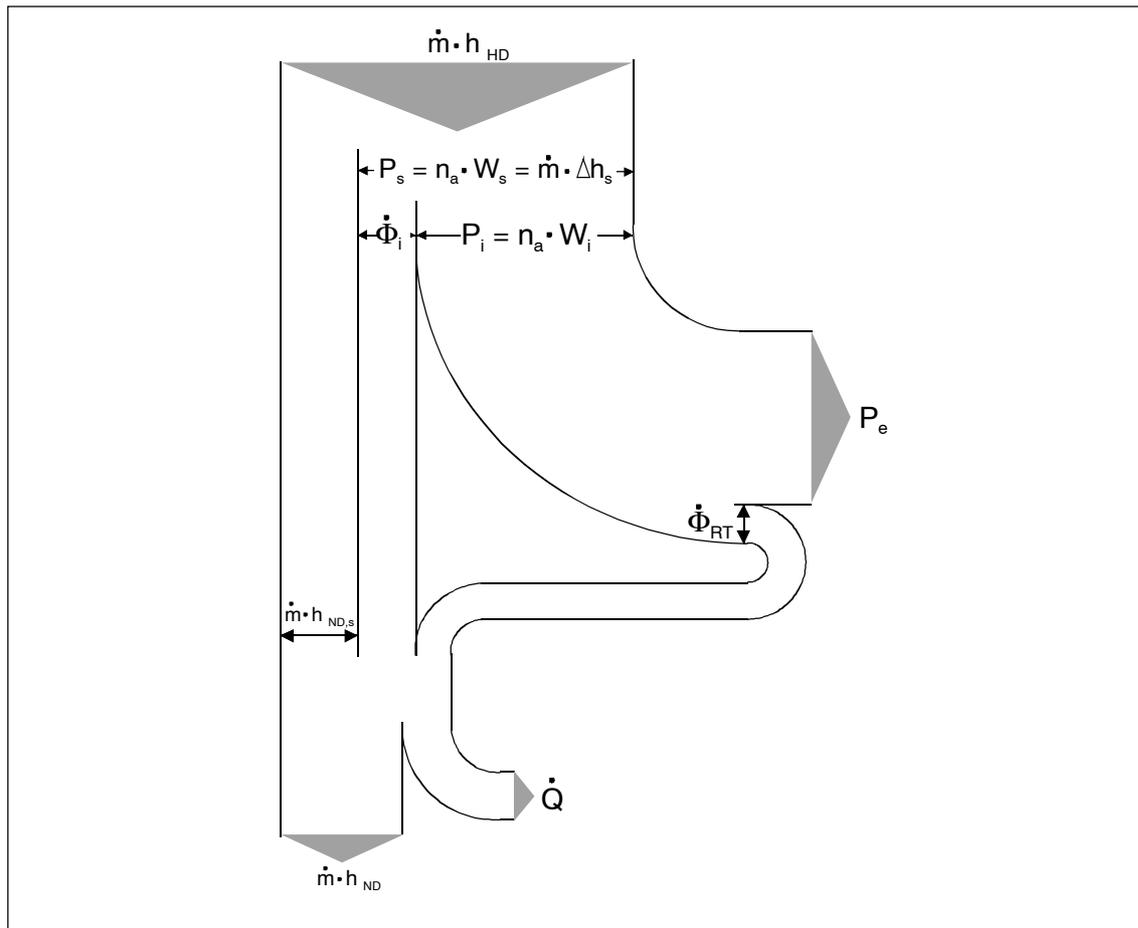


Bild 6.21: Energieflussbild des Schraubenmotors unter Vernachlässigung der Änderung der kinetischen Energie und der Lageenergie des Arbeitsfluids zwischen Ein- und Austritt, Darstellung der Beträge der Energieflüsse

Die Übertragung dieses Energiestromes zur Kupplung des Schraubenmotors ist mit weiterer Dissipation verbunden. Diese Dissipation wird durch Reibung im Triebwerk verursacht:

$$P_e = P_i + \dot{\Phi}_{RT} \quad (\text{Gl. 6.11}).$$

Insbesondere ist hier die Reibung zwischen den beiden Rotoren und die Reibung in den Lagern zu nennen. Aber auch die Reibung, verursacht durch die flüssige Phase des

Arbeitsfluides, sofern sie nicht bereits in dem inneren Dissipationstrom $\dot{\Phi}_i$ berücksichtigt wird, fällt unter die Triebwerksreibung. Dies kann beispielsweise die Reibung an den mit Wasser benetzten Oberflächen des Profiltails der Rotoren sein.

Der Dissipationsstrom der Triebwerksreibung $\dot{\Phi}_{RT}$ wird entweder als Teil des Wärmestroms \dot{Q} an die Umgebung oder über den ND-Stutzen mit dem Enthalpiestrom $\dot{m} \cdot h_{ND}$ des Arbeitsfluids abgeführt.

Die Wirkungs- bzw. Gütegrade stellen das Verhältnis von gewonnener zu aufgewendeter Leistung dar. Nach Kauder [116] wird mit Gütegrad meist das Verhältnis theoretischer Leistungen bezeichnet. Dabei kann eine Leistung eine messbare Größe sein.

Der innere isentrope Gütegrad, häufig auch als indizierter isentroper Gütegrad bezeichnet, bezieht die Volumenänderungsarbeit im Arbeitsraum pro Zeiteinheit auf das angebotene isentrope Energiegefälle:

$$\eta_{i,s} \equiv \frac{P_i}{P_s} = 1 + \frac{\dot{\Phi}_i}{P_s} = \frac{W_i \cdot n_{HR} \cdot z_{HR}}{\dot{m} \cdot (h_{ND,s} - h_{HD})} \quad (\text{Gl. 6.12}).$$

Bezieht man die indizierte Leistung P_i auf die Leistung P_{VP} der in Kap. 2.2 definierten Vergleichsmaschine, lässt sich ein weiterer innerer oder indizierter Gütegrad definieren:

$$\eta_{i,VP} \equiv \frac{P_i}{P_{VP}} = \frac{W_i}{W_{i,VP}} \quad (\text{Gl. 6.13}).$$

Durch diesen Gütegrad lassen sich also unmittelbar die Arbeitsfläche des Indikatordiagramms des realen Motors mit der Arbeitsfläche der Vergleichsmaschine vergleichen.

Der Zusammenhang zwischen Vergleichsprozess und isentroper Expansion ist in Kap. 2.2 beschrieben (Gl. 2.8 bis Gl. 2.10):

$$\eta_{VP,s} \equiv \frac{W_{i,VP}}{W_{i,s}} = \frac{P_{VP}}{P_s} \quad (\text{Gl. 6.14}).$$

Der Wirkungsgrad der Übertragung

$$\eta_{\ddot{u}} \equiv \frac{P_e}{P_i} = 1 + \frac{\dot{\Phi}_{\ddot{u}}}{P_i} = \frac{M_d \cdot \omega_{HR}}{W_i \cdot n_{HR} \cdot z_{HR}} \quad (\text{Gl. 6.15})$$

kennzeichnet die Güte der Bewegungsübertragung vom Arbeitsraum zur Kupplung an der Abtriebswelle des Motors.

Die integrale Kenngröße der Energiewandlungsgüte stellt der isentrope effektive Wirkungsgrad dar. Er bezieht die nutzbare Kupplungsleistung direkt auf das angebotene isentrope Leistungsgefälle:

$$\eta_{e,s} \equiv \frac{P_e}{P_s} = \eta_{\ddot{u}} \cdot \eta_{i,s} = \eta_{\ddot{u}} \cdot \eta_{VP,s} \cdot \eta_{i,VP} \quad (\text{Gl. 6.16}).$$

Die Beziehungen der Leistungen, Wirkungs- und Gütegrade sind in Form einer Wirkkette in Bild 6.22 zusammengefasst.

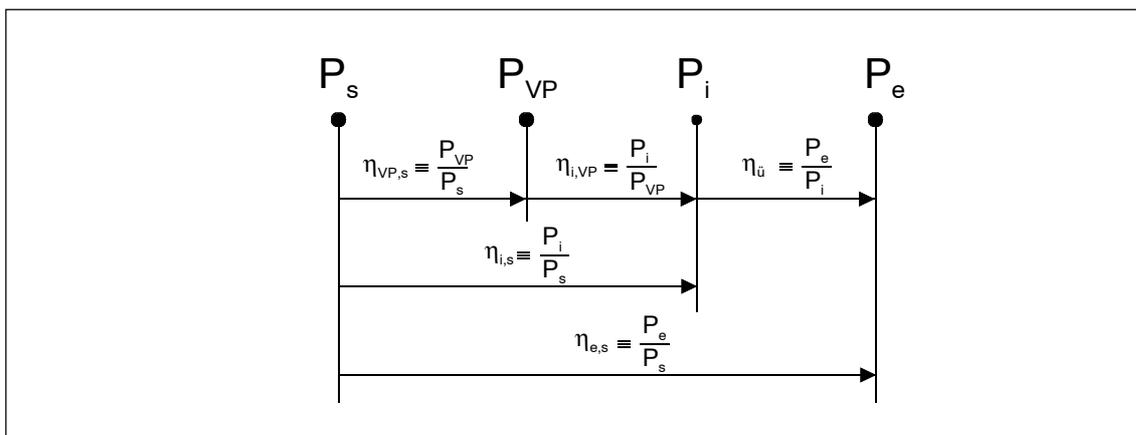


Bild 6.22: Wirkkette zur Darstellung des Energieflusses des Zeiphasen-Schraubenmotors

6.3.4.1 Innerer Dissipationsstrom und innerer isentroper Gütegrad

Nach Gl.6.10 gilt für den inneren Dissipationsstrom:

$$\dot{\Phi}_i = P_i - P_s = n_a \cdot W_i - \dot{m}(h_{ND,s} - h_{HD}) \quad (\text{Gl. 6.17}).$$

Dieser Dissipationsstrom lässt sich aus den aufgenommenen Messwerten ableiten und ist für die 10% Messreihe nach Tabelle 6.3 in Bild 6.23 dargestellt.

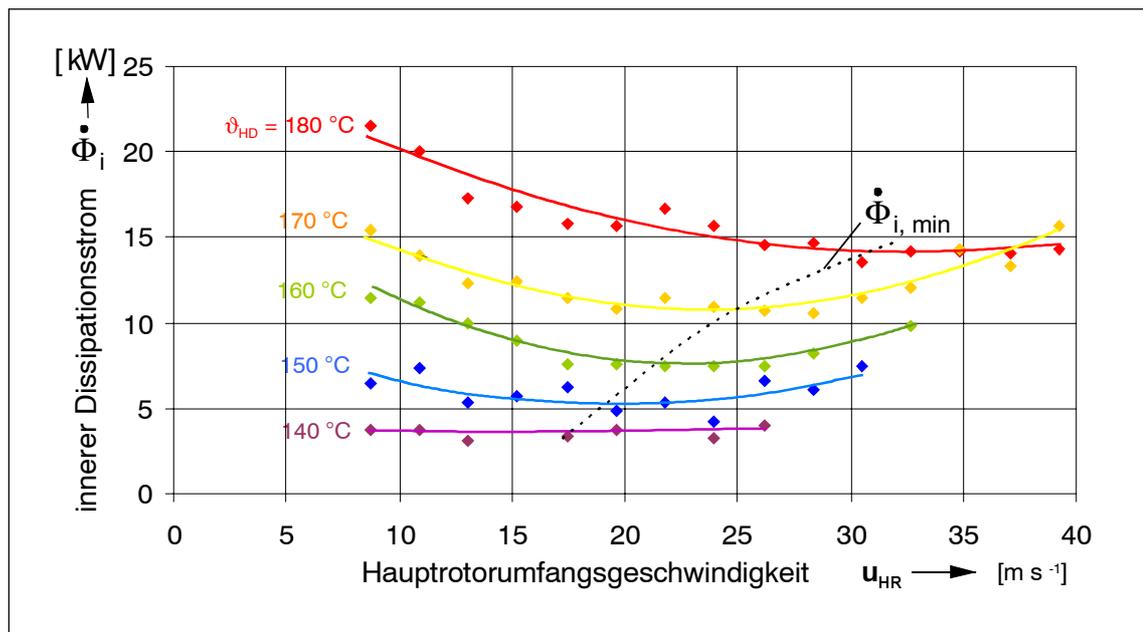


Bild 6.23: Innerer Dissipationsstrom als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Insgesamt steigt der innere Dissipationsstrom mit steigender Eintrittstemperatur an. Dies ist primär auf die erhöhte Wärmeübertragung durch die Wandungen des Arbeitsraumes bei erhöhter Temperatur zurückzuführen. Die Abhängigkeit des inneren Dissipationsstromes von der Umfangsgeschwindigkeit basiert auf unterschiedlichen, zum Teil gegenläufigen Mechanismen. Die Verluste während des Füllvorganges durch die Drosselung nehmen beispielsweise mit der Umfangsgeschwindigkeit zu, wohingegen die Verluste durch unvollständige Expansion mit der Umfangsgeschwindigkeit abnehmen, da das Druckniveau insgesamt sinkt. Als weitere Gesichtspunkte sind hier die Verluste durch Wärmeübertragung zwischen Dampf und Flüssigkeit zu nennen. Je höher die Umfangsgeschwindigkeit ist, desto geringer ist die Zeit zum Transport von Wärme und Stoff zwischen den Phasen. Die Abweichung vom thermodynamischen Gleichgewicht nimmt zu. Auf der anderen Seite sinken die Verluste, die auf Spaltmassenströmen zwischen den Arbeitskammern beruhen, mit der Umfangsgeschwindigkeit. Die Spaltmassenströme sind bei gleicher Spaltgeometrie primär abhängig von dem Differenzdruck am Spalt. Da bei steigender Umfangsgeschwindigkeit insgesamt das Druckniveau fällt, nehmen auch die Spaltmassenströme ab. Die Reibung im Arbeitsfluid, besonders in der flüssigen Phase, nimmt mit höheren Geschwindigkeiten zu. Da die Viskosität der Flüssigkeit mit der

Temperatur abnimmt, dürfte dieser Anteil bei den höheren Eintrittstemperaturen geringer ausfallen. Insgesamt zeigt die Überlagerung aller inneren Dissipationsströme im untersuchten Bereich ein Minimum. Der Gradient der Verläufe wird mit steigender Eintrittstemperatur ausgeprägter, das Minimum verschiebt sich zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten.

Dementsprechend zeigt der Verlauf des inneren isentropen Gütegrades nach Gl. 6.12 ein ausgeprägtes Maximum, das sich mit höheren Eintrittstemperaturen in den Motor zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten verschiebt. Für die Messreihe mit einer Eintrittstemperatur von $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ beträgt der maximale innere isentrope Gütegrad $\eta_{i,s} = 0,66$ und liegt bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von $u_{HR} = 30 \text{ m/s}$ (Bild 6.31).

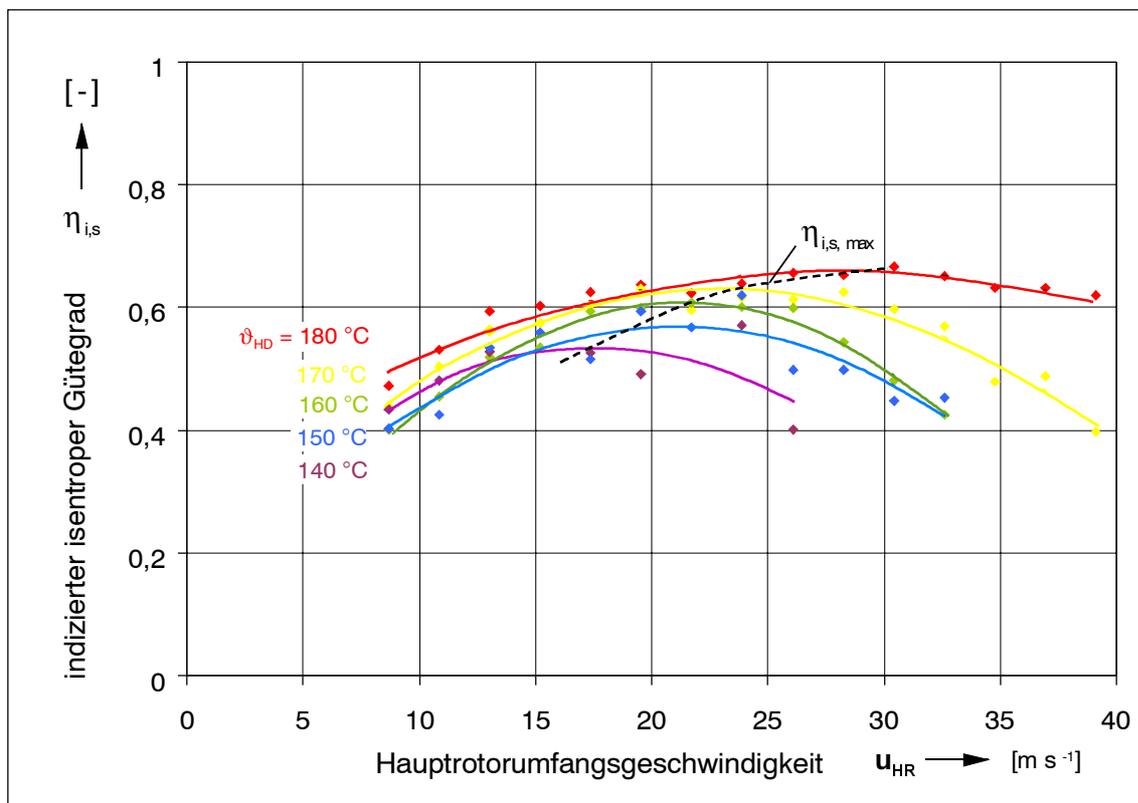


Bild 6.24: Indizierter isentropischer Gütegrad in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Interessant sind die Verläufe bei konstanter Eintrittstemperatur und gesteigertem Eintrittsdruck. Bei einer Steigerung des Eintrittsdruckes fällt der innere isentrope Gütegrad insgesamt geringer aus. Das Maximum verschiebt sich zu geringeren Umfangsgeschwindigkeiten.

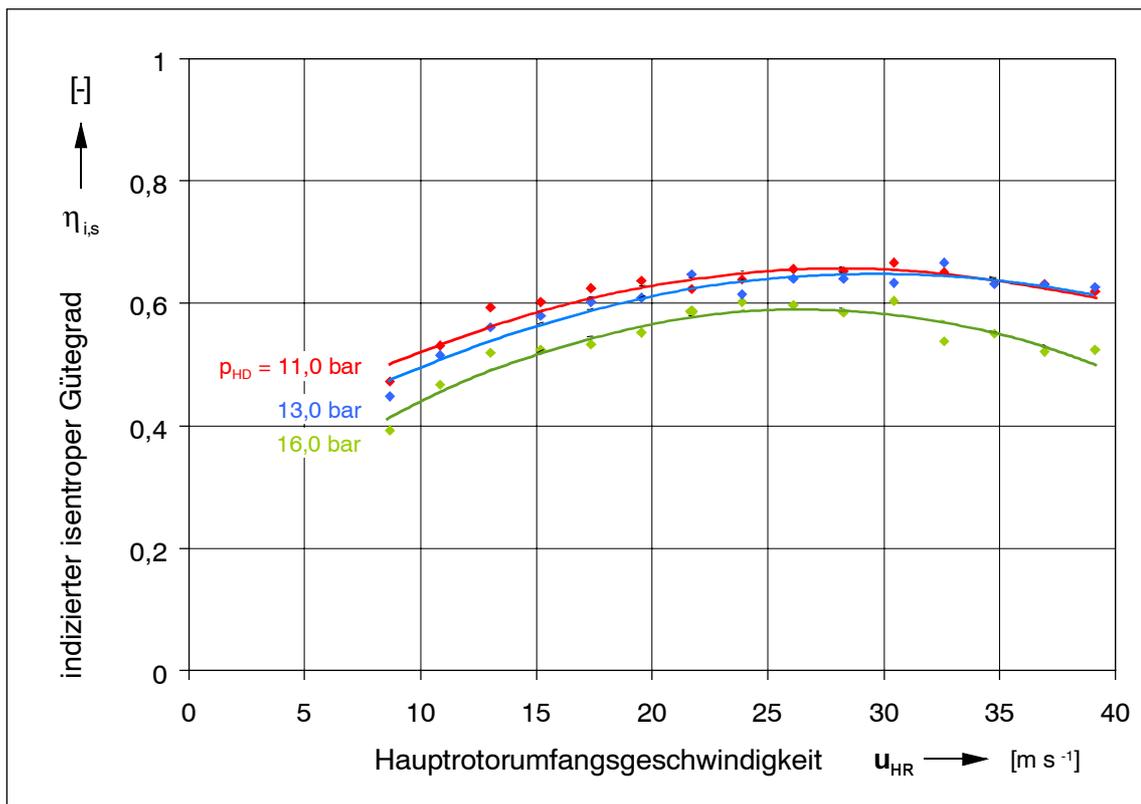


Bild 6.25: Indizierter isentroper Gütegrad in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180°C bei Steigerung des Eintrittsdruckes

6.3.4.2 Dissipationsstrom und Wirkungsgrad der Bewegungsübertragung

Der Dissipationsstrom der Bewegungsübertragung ist die Differenz zwischen der Leistung im Arbeitsraum des Schraubenmotors (Innenleistung) und der tatsächlich abgegebenen Kupplungsleistung (Gl. 6.11):

$$\dot{\Phi}_a = n_{HR} \cdot (2\pi \cdot M_d - W_i \cdot z_{HR}) \quad (\text{Gl. 6.18}).$$

Er lässt sich aus den aufgezeichneten Indikatordiagrammen, der gemessenen Hauptrotordrehzahl und dem Drehmoment des Motors bestimmen (Bild 6.26). Die Verluste der Bewegungsübertragung steigen signifikant mit der Umfangsgeschwindigkeit an. Eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur ϑ_{HD} ist nicht zu erkennen. Die Entropieerzeugung ist auf folgende Reibungsmechanismen zurückzuführen:

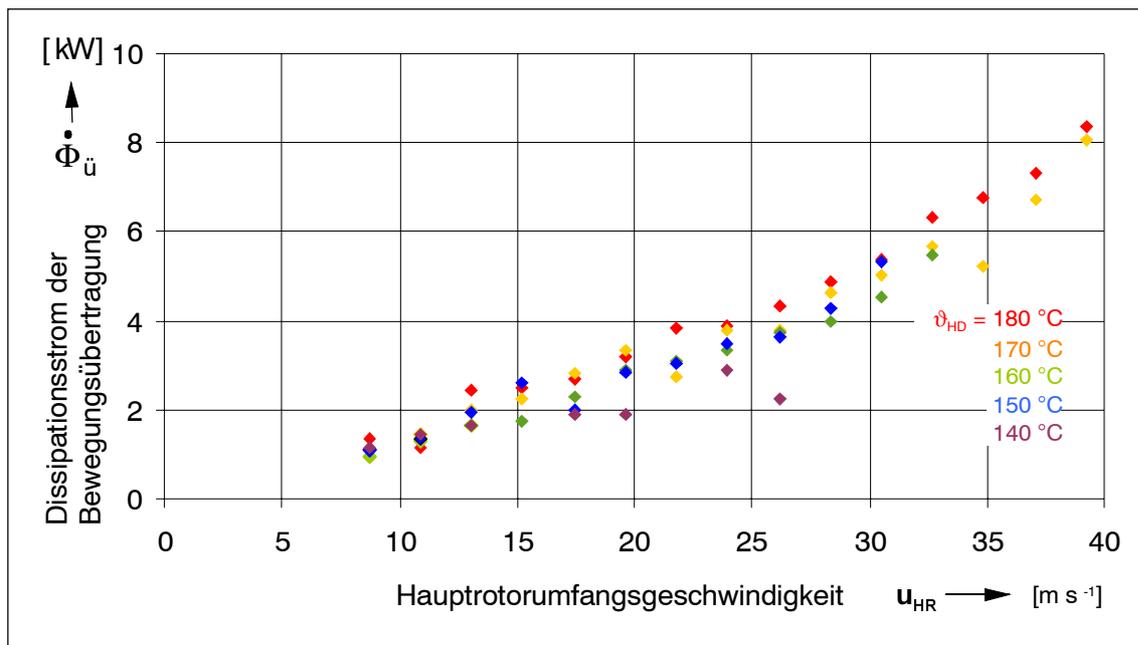


Bild 6.26: Dissipationsstrom der Bewegungsübertragung als Funktion der Hauptrotorumfanggeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

- *Reibung aufgrund der Relativbewegung zwischen den im Eingriff befindlichen Zahnflanken von Haupt- und Nebenrotor*

Prinzipiell steigt die Reibleistung mit der Umfangsgeschwindigkeit und dem anliegenden Differenzdruck an. Ein höheres Temperaturniveau führt zu einer Abnahme der Viskosität der Flüssigkeit, also zu einem Einfluss auf die Reibleistung. Ausführlicherer Untersuchungen zu diesem Thema können auf den Untersuchungen von Wasser als Hilfsflüssigkeit in Schraubenkompressoren [51] und Schraubenmotoren [101] aufbauen.

- *Reibung in den mediumgeschmierten Lagern der Rotoren und Reibung in der Wellendichtung des Abtriebsrotors*

Das durch diese Reibung verursachte Moment kann in erster Näherung als konstant abgeschätzt werden, die Reibleistung steigt somit linear mit der Drehzahl an.

- *Reibung zwischen Fluid und rotierenden Bauteilen*

Das durch Fluidscherung erzeugte Reibmoment ist proportional zur Geschwindigkeit der Scherbewegung, die Reibleistung steigt somit quadratisch mit Zunahme der Umfangsgeschwindigkeit an. Da die Viskosität der flüssigen

Phase mit der Temperatur abnimmt, sinkt diese Reibleistung mit steigender Eintrittstemperatur.

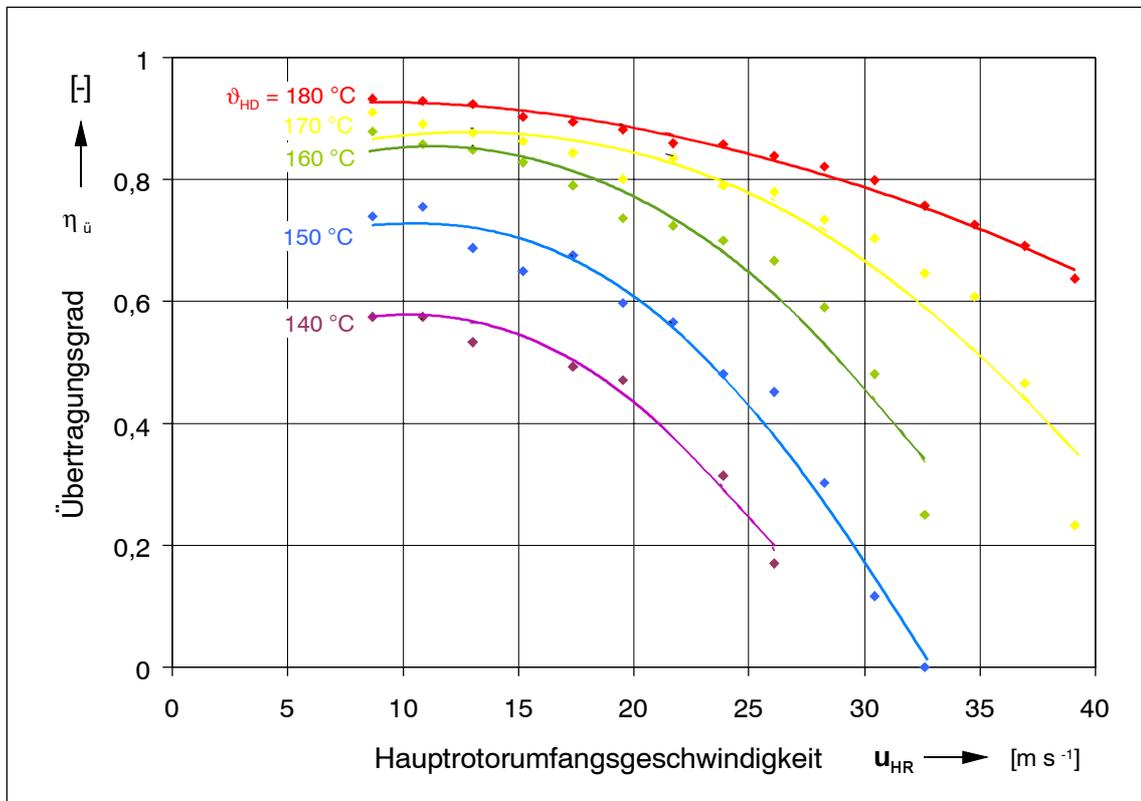


Bild 6.27: Übertragungsgrad in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfanggeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Bild 6.27 lässt sich der Verlauf des Übertragungsgrades entnehmen. Da der Dissipationsstrom der Bewegungsübertragung nahezu unabhängig von der Eintrittstemperatur ist, fällt der Übertragungswirkungsgrad bei den niedrigen Eintrittstemperaturen aufgrund des insgesamt niedrigeren Energiegefälles geringer aus. Die Maximalwerte liegen bei den geringen Umfangsgeschwindigkeiten und fallen parabelförmig ab.

6.3.4.3 Effektiver isentroper Wirkungsgrad

Entsprechend Gl. 6.16 stellt der effektive isentrope Wirkungsgrad das Produkt aus dem inneren isentropen Gütegrad und Wirkungsgrad der Übertragung dar. Als integrale Kenngröße bezieht er somit die abgegebene Kupplungsleistung direkt auf das angebotene isentrope Enthalpiestromgefälle des Arbeitsfluides.

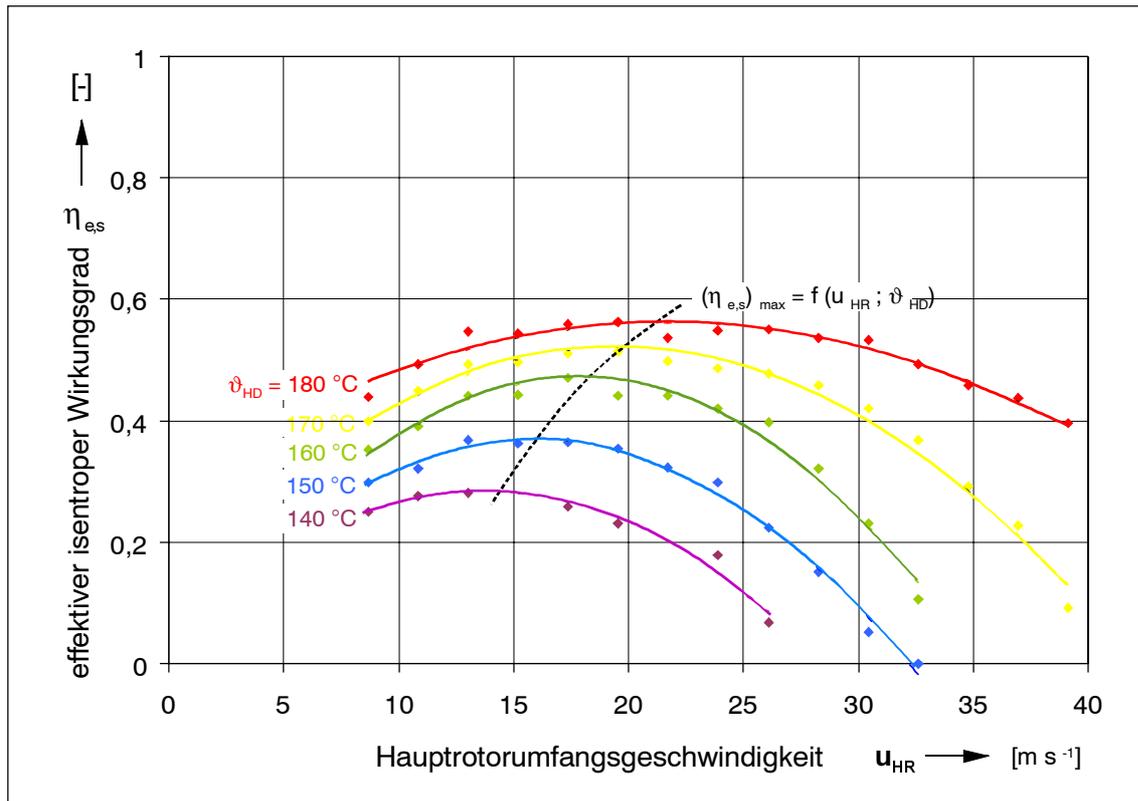


Bild 6.28: Effektiver isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Die Verläufe der 10%-Messreihe sind Bild 6.28 zu entnehmen. Wie die Kupplungsleistung (Bild 6.11) weist auch dieser Wirkungsgrad ein ausgeprägtes Maximum auf. Der höchste Wert der Ausgleichskurve liegt bei 0,56 für den Eintrittszustand $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ und $p_{HD} = 11,0 \text{ bar}$ mit $u_{HR} = 21,5 \text{ m s}^{-1}$. Das Maximum verschiebt sich mit sinkender Eintrittstemperatur zu geringeren Umfangsgeschwindigkeiten.

Bild 6.29 verdeutlicht die Verläufe für die gesteigerten Eintrittsdrücke bei $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$. Wie beim inneren isentropen Wirkungsgrad findet sich auch hier der höchste Wert in der Messreihe mit dem geringsten Abstand des Eintrittsdruckes zum Sättigungsdruck.

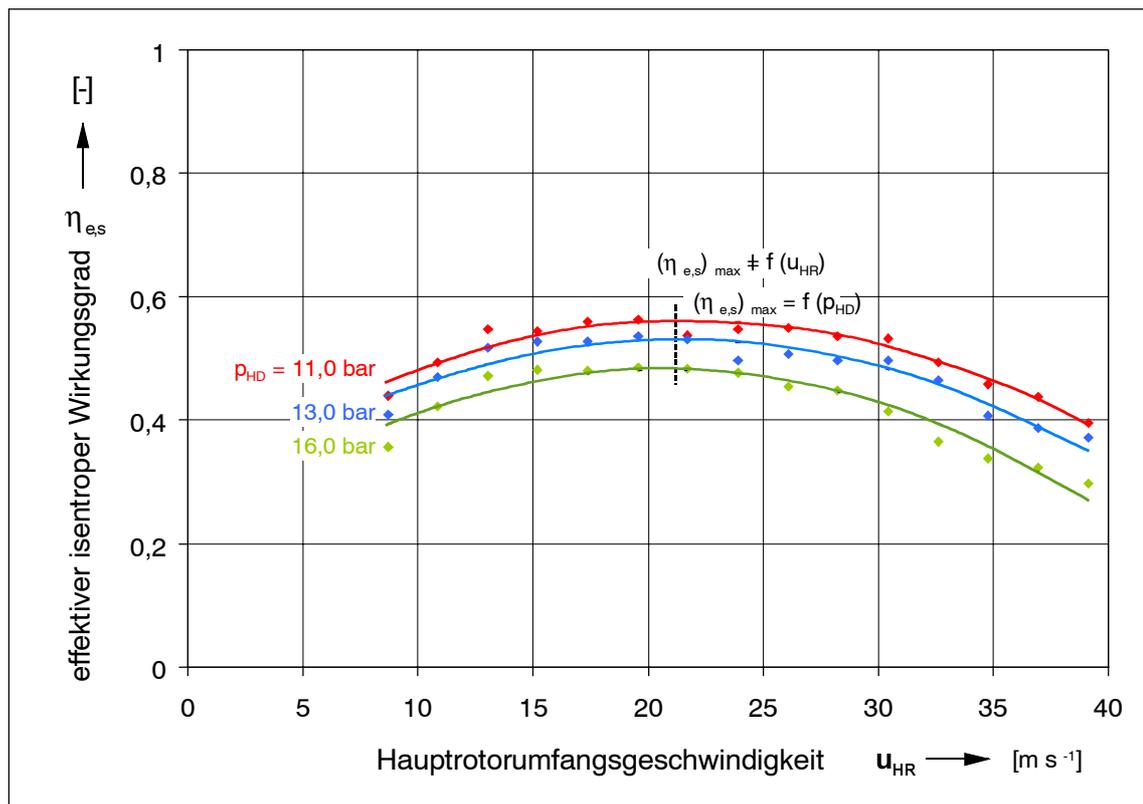


Bild 6.29: Effektiver isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180°C bei Steigerung des Eintrittsdruckes

6.3.4.4 Innerer und isentroper Gütegrad des Vergleichsprozesses

Die Verknüpfung zwischen den Messwerten des Versuchs-Schraubenmotors und der entsprechenden Vergleichsmaschine ist über die Masse in der Arbeitskammer gegeben (Kap. 6.3.3.1, Gl. 6.7). Mit Hilfe der so aus den Messwerten bestimmten Masse lässt sich mit Gl. 2.12 der Füllungsdruck des Vergleichsprozesses p_F iterativ bestimmen. Weiterhin kann so die Arbeitsfläche $W_{VP,i}$ berechnet werden.

Bezieht man die gemessenen Arbeitsfläche W_i (Indikatordiagramm) auf diese Arbeitsfläche des Vergleichsprozesses, so erhält man unmittelbar den inneren Gütegrad des Vergleichsprozesses (Gl. 6.13). Bild 6.30 lassen sich die entsprechenden Werte für die 10% Messreihe entnehmen. Für $\vartheta_{HD} = 180^{\circ}\text{C}$ liegt dieser Gütegrad zwischen 0,83 und 0,90, der Mittelwert beträgt 0,87. Eine direkte Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit ist nicht erkennbar. Die Werte für $\vartheta_{HD} = 140^{\circ}\text{C}$ schwanken erheb-

lich stärker (zwischen 0,54 und 0,80, Mittelwert 0,64). Dies liegt an dem insgesamt geringeren Leistungsniveau und der damit verringerten Messgenauigkeit.

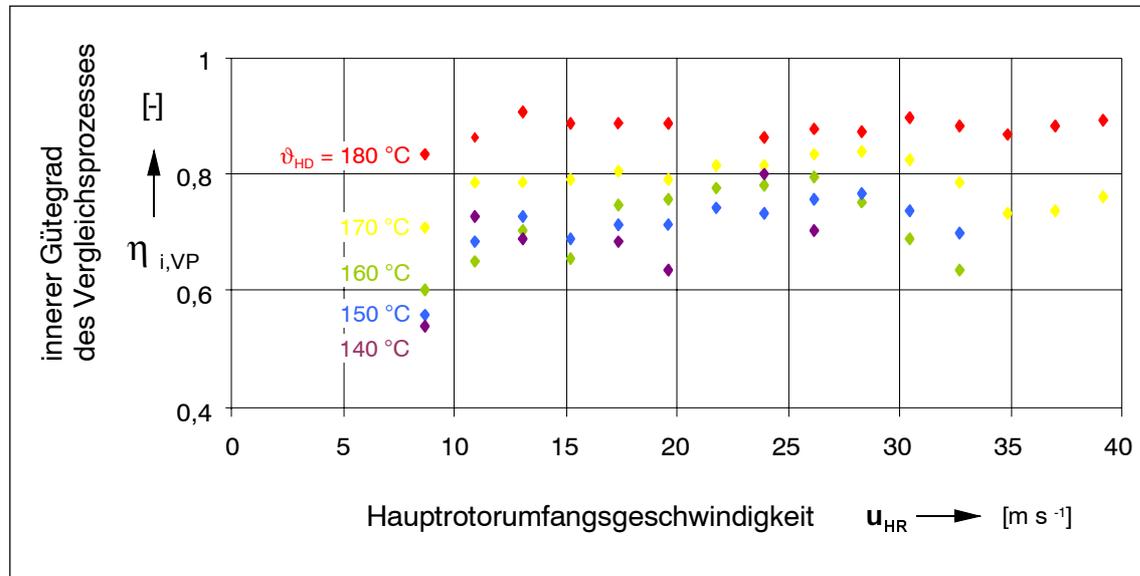


Bild 6.30: Innerer Gütegrad des Vergleichsprozesses in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfanggeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Bild 6.31 verdeutlicht den Verlauf des isentropen Gütegrades des Vergleichsprozesses, bestimmt aus den Massenstrommessungen der 10%-Messreihen (Tabelle 6.3).

Das Optimum verlagert sich mit zunehmender Eintrittstemperatur ϑ_{HD} zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten u_{HR} . Entsprechend den Berechnungen in Kap. 2.2 wird für das innere Volumenverhältnis des Versuchsmotors ($v_i = 4,1$) ein optimaler Gütegrad des Vergleichsprozesses von $\eta_{VP,s} = 0,75$ erreicht. Die Ausgleichskurve für $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ nimmt diesen Wert bei $u_{HR} = 27,5 \text{ m s}^{-1}$ an. Dies bedeutet, dass in diesem Betriebspunkt die Masse in der Arbeitskammer nach der Betrachtungsweise des Vergleichsprozesses auf einen Druckverlauf schließen lässt, der ein Optimum zwischen Arbeitsflächenverlust durch den Füllungsprozess und Arbeitsflächenverlust durch unvollständige Expansion darstellt. Der innere Gütegrad des Vergleichsprozesses (Bild 6.30) beträgt $\eta_{i,VP} = 0,87$. Der tatsächliche Prozessverlauf kann also durch den Vergleichsprozess näherungsweise beschrieben werden.

Bedingt durch den höheren Massenstrom verschiebt sich das Optimum des Gütegrades $\eta_{VP,s}$ mit zunehmendem Eintrittsdruck zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten (Bild 6.32).

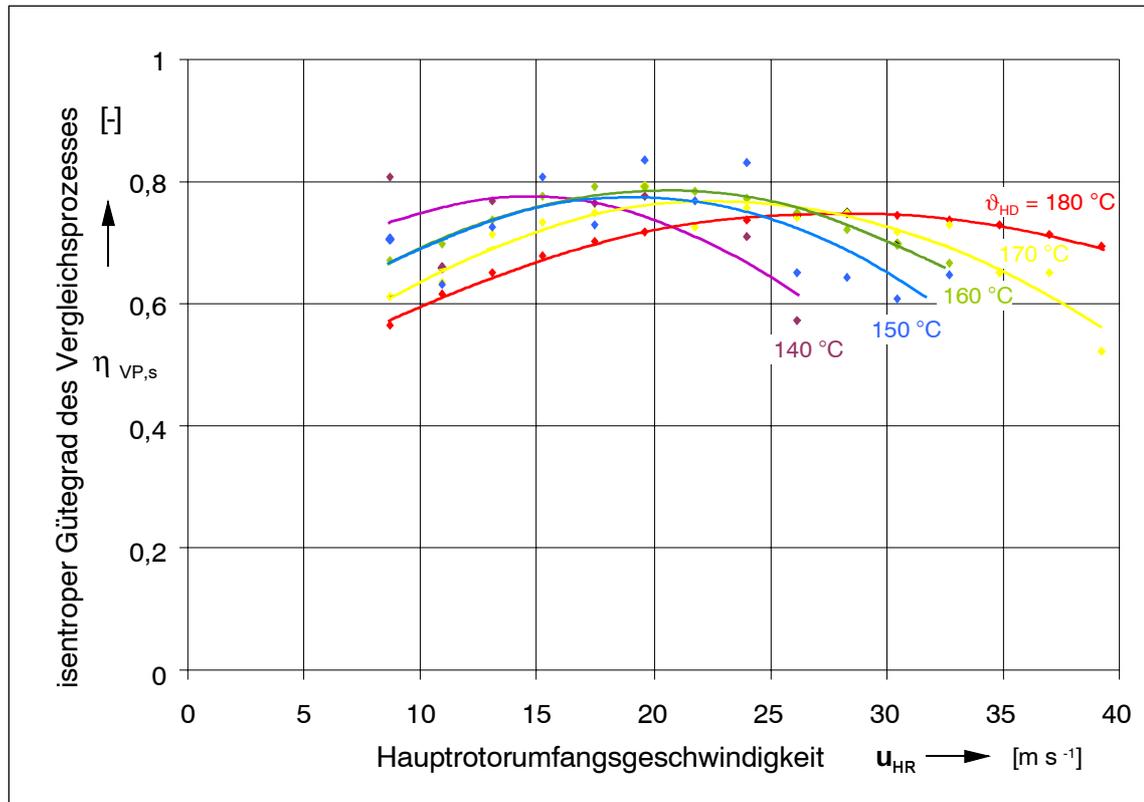


Bild 6.31: Isentroper Gütegrad des Vergleichsprozesses in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die 10% Messreihe entsprechend Tabelle 6.3

Bild 6.33 verdeutlicht die Bezugswerte nach Gl. 2.18 und Gl. 2.19 für die Messreihe mit $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ und $p_{HD} = 11,0 \text{ bar}$. Im Betriebspunkt mit dem optimalen Gütegrad $\eta_{VP,s} = 0,75$ beträgt der Arbeitsflächenverlust bedingt durch den Füllvorgang 22% ($\Omega_F = 0,22$) der Verlust durch unvollständige Expansion 6% ($\Omega_{Ex} = 0,06$) und der Mehrarbeitsfaktor liegt bei 4% ($\Omega_{MA} = 0,04$).

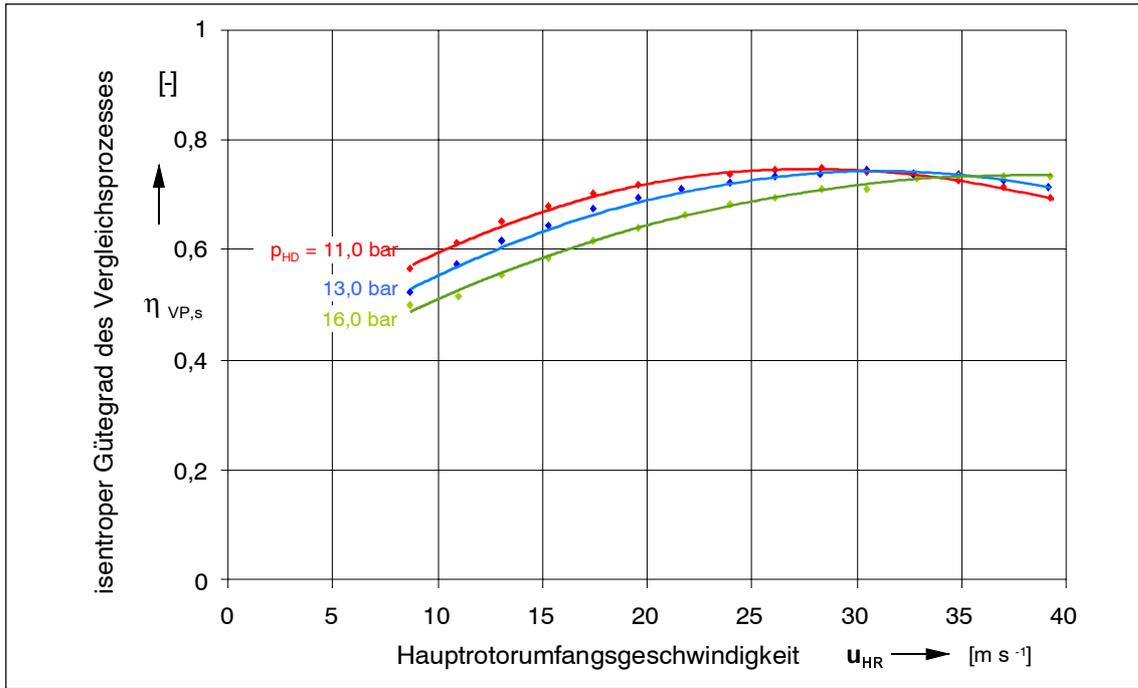


Bild 6.32: Isentroper Gütegrad des Vergleichsprozesses in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperatur 180°C bei Steigerung des Eintrittsdruckes

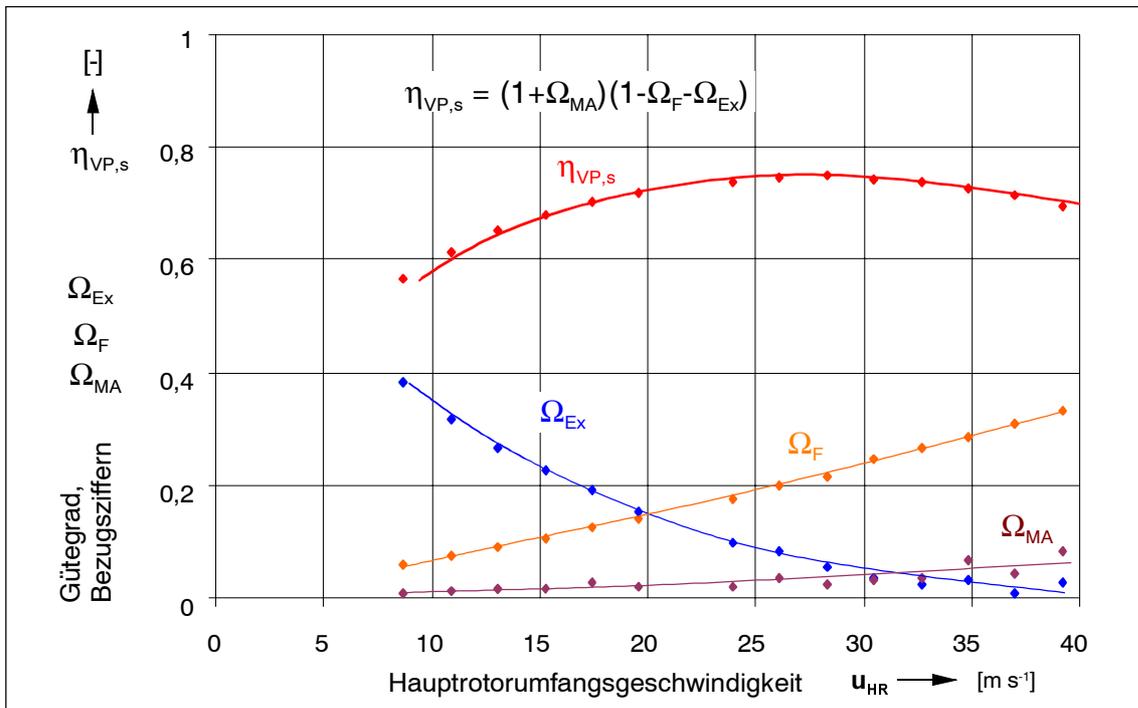


Bild 6.33: Bezugswerte und isentroper Gütegrad des Vergleichsprozesses für die Messreihe mit $\vartheta_{HD} = 180^\circ C$ und $p_{HD} = 11,0\ bar$ in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit mit:

$$\Omega_F := \frac{W_F}{W_{i,s}}; \quad \Omega_{Ex} := \frac{W_{Ex}}{W_{i,s}}$$

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der Schraubenmotor gehört, wie auch der industriell weit verbreitete Schraubenkompressor, zu den zweiwelligen Rotationsverdrängermaschinen. Schraubenmaschinen sind in der Lage, die Energie von Arbeitsfluiden mit einem hohen Flüssigkeitsanteil zu wandeln. Diese Eigenschaft kann zur Nutzung von Abwärmeenergie im mittleren und unteren Temperaturbereich herangezogen werden. Hierzu sind Kreisprozesse vorgeschlagen worden, bei denen das Arbeitsfluid in einem Abhitzekegel lediglich erhitzt, aber nicht verdampft wird. Dies bietet den Vorteil, dass auch bei der Verwendung von Wasser als Arbeitsfluid ein thermodynamisch günstiger Verlauf der Temperaturprofile im Abhitzekegel erreicht werden kann. Erst in der Expansionsmaschine – dem Zweiphasen-Schraubenmotor – kommt es durch die spontan einsetzende Flashverdampfung zu einem teilweisen Phasenübergang des Arbeitsfluides vom flüssigen in den dampfförmigen Zustand.

Die bisherige Entwicklung von Schraubenmotoren ist gekennzeichnet durch die Übernahme von Gestaltungsprinzipien des Schraubenkompressors. Das Energiewandlungskonzept des Zweiphasen-Schraubenmotors mit innerer Teilverdampfung und Nassdampfexpansion erfordert jedoch ein vollständig eigenes Füllungssystem.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Füllungssystem entwickelt, das eine spontane Verdampfung der überhitzten Flüssigkeit in den Zahnlückenräumen der Rotoren ermöglicht. Das System besteht im wesentlichen aus rotierenden Kurzdüsen. Zunächst werden experimentelle Untersuchungen zur Intensität der Flashverdampfung als treibende Kraft der Zerstäubung des überhitzten Flüssigkeitsfreistrahles durchgeführt. Ausgehend von diesen Untersuchungen wird ein Berechnungsmodell aufgestellt, um das Füllungssystem für einen ersten Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor auslegen zu können. Ein Vergleichsprozess, dem eine isentrope Expansion zugrunde liegt, beschreibt vereinfachend die Energiewandlung in der Arbeitskammer.

Konstruktiv befinden sich die Einlassdüsen jeder Arbeitskammer in einer Scheibe auf der Stirnseite des Nebenrotors und werden während der Rotordrehung über einen bestimmten Winkel mit Druckwasser beaufschlagt. Die Düsen sind so auf der Stirnseite angeordnet, dass der überhitzte zerstäubende Flüssigkeitsfreistrahle möglichst

ungehindert austreten kann. Die Rotoren des Versuchsmotors sind in mediumgeschmierten Wälzlagern geführt. Dies ermöglicht den vollständigen Verzicht auf ein Ölsystem. Auch kann auf Wellendichtungen zwischen Arbeits- und Lagerraum verzichtet werden.

Das Betriebsverhalten des Schraubenmotors wird in einem Temperaturbereich des eintretenden Druckwassers von 140°C bis 180°C untersucht. Der Eintrittsdruck liegt in einem Intervall von 4,0 bar bis 16,0 bar. Die maximale abgegebene Kupplungsleistung beträgt 31 kW. Der höchste effektive isentrope Wirkungsgrad der ersten Versuchsmaschine beläuft sich auf 56% bei einer Umfangsgeschwindigkeit des Hauptrotors von etwa 20 m/s. Eine Gegenüberstellung der gemessenen Innenleistung mit den berechneten Werten zeigt, dass durch den Vergleichsprozess der Einfluss der Dissipation während des Füllungsvorgangs und der Einfluss des Arbeitsflächenverlusts durch unvollständige Expansion näherungsweise bestimmt werden kann.

Der Zweiphasen-Schraubenmotor in Kombination mit dem optimierten Füllungssystem stellt ein erfolgversprechendes Energiewandlungskonzept mit hoher Güte dar. In weiterführenden Forschungsarbeiten ist das tribologische Verhalten der abwälzenden Rotoren zu untersuchen. Auch sind gezielte Forschungen zur Betriebssicherheit der mediumgeschmierten Lager notwendig. Gerade der einfache Aufbau eines „Nassläufers“ ohne zusätzlichen Ölkreislauf lässt diese neuartige Expansionsmaschine für den Einsatz in dezentralen energietechnischen Anlagen aus ökonomischer Sicht interessant erscheinen.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Dolezal, R. *Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke.*
Springerverlag, Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Singapur, Tokio, 2001
- [2] Dreißig, B. *Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren.*
Dissertation, Universität Dortmund, 1990
- [3] Hanselmann, G. *Dampfkreisläufe mittlerer Leistung mit Schraubenmaschinen als Energiewandler. Zweites Programm Energieforschung und Energietechnologie der BRD.*
In: BMFT Jahresbericht 03E-8277A, 1983
- [4] Hinsenkamp, G. *Berechnung und Optimierung adiabater Schraubenexpansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung.*
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1993
- [5] Kauder, K.
Kliem, B. *Der Zweiphasen-Schraubenmotor - Eine neuartige Expansionsmaschine zur Nutzung von Abwärme im mittleren und unteren Temperaturbereich*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 2, S. 5-22, Universität Dortmund, 1994
- [6] Kauder, K.
Kliem, B. *Zweiphasen-Schraubenmotor – Probleme des Füllungsvorganges.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 6, S. 37-48, Universität Dortmund, 1998
- [7] Kauder, K.
Kliem, B. *Experimentelle Untersuchung des Füllungsvorganges von Zweiphasen-Schraubenmotoren.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 8, S. 58-68, Universität Dortmund, 2000
- [8] Kauder, K.
Kliem, B. *Das Betriebsverhalten des Zweiphasen-Schraubenmotors mit interner Flashverdampfung.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 11, S. 69-84, Universität Dortmund, 2003
- [9] Kauder, K.
Kliem, B. *The Two-Phase Screw-Type Engine with Flash Evaporation.*
In: VDI Berichte Nr. 1715, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [10] Smith, I. K. *Development of the trilateral flash cycle system – Part 1: fundamental considerations.*
In: Journal of Power and Energy, Vol. 207, S. 179-194, 1993
- [11] Smith, I. K.
Stosic, N.
Aldis, C. A. *Development of the trilateral flash cycle system - Part 2: increasing power output with working fluid mixtures.*
In: Journal of Power and Energy, Vol. 208, S. 135-144, 1994
- [12] Smith, I. K.
Stosic, N.
Aldis, C. A. *Development of the trilateral flash cycle system - Part 3: The design of high efficiency two-phase screw expanders.*
In: Journal of Power and Energy, Vol. 210, S. 75-93, 1996

- [13] Kauder, K.
Fost, C. *Improving Chamberfilling in Screw-Type Engines.*
In: VDI Berichte Nr. 1715, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [14] Fost, C. *Ein Beitrag zur Verbesserung der Kammerfüllung von Schraubenmotoren.*
Dissertation, Universität Dortmund, 2003
- [15] Huster, A. *Untersuchung des instationären Füllvorgangs bei Schraubenmotoren.*
Dissertation, Universität Dortmund 1998, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 7, Nr. 336, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998
- [16] Krigar, H. *Verwendung eines Schraubengebläses als Gebläse, Pumpe, Presse, Motor und Messapparat.*
Patentschrift Nr. 7116, Kaiserliches Patentamt, Berlin, 1879
- [17] Lysholm, A. J.
R. *A New Rotary Compressor.*
Proceeding of the Institution of Mech. Engineers Bd. 150,
London, 1943
- [18] Sakun, I. A. *Schraubenverdichter.*
Verlag Masinstroenie, Leningrad, 1970
- [19] Rinder, L. *Optimierung und Betriebsverhalten der Läuferverzahnungen für Schraubenverdichter mit Öleinspritzkühlung.*
Habilitationsschrift der TU Wien, 1978
- [20] Rinder, L. *Schraubenverdichter.*
Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1979
- [21] Rinder, L. *Schraubenverdichter mit Evolventenflanken.*
In: VDI-Berichte 521, S. 181-201, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [22] Rinder, L. *Sonderverzahnung für Schraubenverdichterroten.*
In: VDI-Berichte 640, S. 137-150, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [23] Schüler, R. *Entwicklung von Schraubenmaschinen-Rotoren. Ein Beitrag zur Optimierung von Schraubenmaschinen.*
Dissertation, Universität Dortmund, 1984
- [24] Rau, B. *Ein Beitrag zur Auslegung trockenlaufender Schraubenkompressoren.*
Dissertation, Universität Dortmund, 1994
- [25] Xiao, D.-Z.
Li, K.-B.
Wang, Z.-Q.
Liu, D.-M. *Computer aided design software package for conjugate helical surfaces.*
In: 12th Int. Conf. on Computer Aided Production Engineering, Journal of Materials Processing Technology, Band 61 Heft 1-2, S. 72-77,
TN, Cookeville, USA, 1996
- [26] Fister, W.
Neumann, G. *Berechnung der reibungsbehafteten Strömung in den Zahnlücken und Dichtspalten von Schraubenmaschinen.*
In: VDI Berichte Nr. 521, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [27] Fister, W. *Fluidenergiemaschinen, Band I.*
Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1984
- [28] Fister, W. *Fluidenergiemaschinen, Band II.*
Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1986

- [29] Svigler, J. Vimmr, J. *Modellierung der Verlustfläche bei dem Eingriff der Rotoren der Schraubenmaschine.*
In: VDI Berichte Nr. 1391, S. 349-363, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [30] Svigler, J. *Beitrag zur Theorie eines abwälzenden Werkzeuges für Rotorverzahnungen von Schraubenmaschinen.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 9, S. 63-72, Universität Dortmund, 2001
- [31] Svigler, J. Albl, P. *Beitrag zur geometrischen Optimierung des Arbeitsraumes der Schraubenmaschinen.*
In: VDI Berichte 1715, S. 295-306, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [32] Rinder, L. Grafinger, M. *Entwicklung, Beurteilung und Optimierung von Rotorprofilen mit der Profilsteigungsfunktion.*
In: VDI-Berichte 1715; S. 67-82, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [33] Kauder, K. Reusch, B. Stöckler, J. Berlik, S. Helpertz, M. *Automatisierte Optimierung der Geometrie von Schraubenrotoren, Teil 2.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 10, S. 17-34, Universität Dortmund, 2002
- [34] Helpertz, M. *Methode zur stochastischen Optimierung von Schraubenrotorprofilen.*
Dissertation, Universität Dortmund, 2003
- [35] Paintner, L. *Schraubenmotor im ORC-Kreislauf.*
In: VDI Berichte 640, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [36] Buthmann, P. *Rechnergestützte Schraubenverdichterprofilentwicklung und –rotorauslegung unter Berücksichtigung der betriebsbedingten Verformungen.*
Dissertation, Ruhruniversität Bochum, 1985
- [37] Naujoks, R. *Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen – ein Vergleich zwischen Rechnung und Experiment.*
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 7, Nr. 69, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1982
- [38] Gödde, R. *Simulation des instationären Betriebsverhaltens von Schraubenkompressoren.*
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Fortschrittberichte Reihe 1, Nr. 231, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- [39] Dreifert, T. *Thermisches Verhalten der Rotoren von Schraubenkompressoren.*
Dissertation, Universität Dortmund 1996, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 1, Nr. 276, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [40] Flemming, J.-S. Tang, Y. Young, W. P. Anderson, H. D. *Leakage analysis of a helical screw compressor.*
Konferenz-Einzelbericht: Developments in Industrial Compressors and their Systems, Europ. Conf., London, GB, Apr. 12-13, Proc. of the IMechE 1994-2 (1994), S. 1-8, Mechanical Engineering Publ., Suffolk, 1994

- [41] Stosic, N.
Hanjalic, K. *Development and optimisation of screw machines with a simulation model – Part 2: thermodynamic performance simulation and design optimisation.*
In: Transactions of the ASME, Series I. Journal of Fluids Engineering, Band 119, Heft 3, S. 664-670, 1997
- [42] Rofall, K. *Ein Beitrag zur Verifizierung eines Schraubenkompressorsimulationssysteme.*
Dissertation, Universität Dortmund 1998, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 1, Nr. 299, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [43] Kauder, K.
Harling, H. B. *Visualisierung der Ölverteilung in Schraubenkompressoren.*
In: VDI Berichte 1135, S. 195-211, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [44] Harling, H. B. *Untersuchungen zur Ölverteilung in Schraubenkompressoren mit Schmiermitteleinspritzung.*
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 1, Nr. 230, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994
- [45] Kauder, K.
Deipenwisch, R. *Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen - Einsatz nicht newtonscher Öle - Teil 1.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 6, S. 49-59, Universität Dortmund, 1998
- [46] Kauder, K.
Deipenwisch, R. *Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen - Teil 2 - Verifikation des Modells.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 7, S. 29-38, Universität Dortmund, 1999
- [47] Deipenwisch, R. *Ein Beitrag zu Einsatz von Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen.*
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 7, Nr. 401, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000
- [48] Person, J. G. *Heat-exchange in liquid-injected screw-compressors.*
In: VDI Berichte Nr. 640, S. 121-135, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [49] Rinder, L.
Knittl-Frank, M. *Untersuchung zur konstruktiven Verbesserung der Öleinspritzung in Schraubenkompressoren.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 3, S. 65-74, Universität Dortmund, 1995
- [50] Rinder, L.
Hammerl, K. *Nasslaufende Schraubenkompressoren mit Saugrohreinspritzung - Zustandsänderung und Wärmeübergang.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 8, S. 47-57, Universität Dortmund, 2000
- [51] Kauder, K.
Dämgen, U. *Wassereinspritzung in Schraubenkompressoren.*
In: VDI Berichte 1135, S. 175-194, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [52] Kauder, K.
Dämgen, U. *Verschleißschutzschichten und Wassereinspritzung in Schraubenkompressoren.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 2, S. 23-37, Universität Dortmund, 1994

- [53] Kauder, K. *Betriebsdruckverhältnis und Liefergrad öleingespritzter Schraubenverdichter.*
Technische Mitteilungen, Band 72, Heft 6, S. 413-415, Vulkan Verlag, Essen, 1997
- [54] Kauder, K. *Einfluß der Schmierstoffviskosität auf das Betriebsverhalten von Schraubenverdichtern.*
Technische Mitteilungen, Band 72, Heft 6, S. 410-412 Vulkan Verlag, Essen, 1997
- [55] Kauder, K.
Piatkowski *Einfluß des Öls auf den mechanischen Wirkungsgrad von Schraubenverdichtern.*
In: VDI Berichte Nr. 640, S. 11-30, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [56] Kovacevic, A.
Stosic, N.
Smith, I. *The Influence of Rotor Deflection upon Screw Compressor Performance.*
In: VDI Berichte Nr. 1715, S. 17-28, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [57] Hinsenkamp, G. *Betriebsverhalten wassereingespritzter Schraubenverdichter.*
In: VDI Berichte Nr. 1391, S. 165-179, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [58] Rinder, L.
Kuchler, M.
Hackl, H. *Wassereinspritzung oder Öleinspritzung für Schraubenkompressoren im Vergleich.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 12, S. 65-74, Universität Dortmund, 2004
- [59] Piatkowski, R. *Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers.*
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- [60] Weckes, N. *Ein Beitrag zur Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern.*
Dissertation, Universität Dortmund, 1994
- [61] Pucher, H.
von Räden, K. *Erfahrungen zur Aufladung von PKW-Motoren mit Schraubenladern.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 10, S. 63-74, Universität Dortmund, 2002
- [62] Kauder, K.
Temming, J. *Luftversorgungssystem für Fahrzeugbrennstoffzellen.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 9, S. 5-14, Universität Dortmund, 2001
- [63] Vlaskos, I *Der Schraubenlader als Alternative zum Turbolader bei der Aufladung von PKW-Dieselmotoren.*
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [64] Kauder, K.
Pucher, H.
Romba, M.
von Räden, K. *Laststeuerungskonzepte für Ottomotoren bei mechanischer Aufladung durch eine Hybrid-Schraubenmaschine (SCREW).*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 5, S. 72-81 Universität Dortmund, 1997

- [65] Kauder, K.
Romba, M. *Der SCREW-Hybrid-Schraubenlader.*
In: VDI Berichte Nr. 1391, S. 131-145, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [66] Pucher, H.
von Rüden, K. *Ottomotorische Aufladungskonzepte unter Einsatz eines Schraubenladers.*
In: VDI Berichte Nr. 1391, S. 147-163, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [67] Kauder, K.
Weckes, N. *Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern.*
In: VDI Berichte Nr. 1135, S. 261-286, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [68] Kauder, K.
Temming, J.
Berglar, T. *Entwicklung und Untersuchung des stationären Betriebsverhaltens eines unsynchronisierten Schraubenladers.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 12, S. 51-64, Universität Dortmund, 2004
- [69] Person, J. G. *Screw expanders for small scale cogeneration.*
In: VDI Berichte Nr. 1135; VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [70] Platell, P. *Displacement expander for small scale cogeneration.*
Licentiate thesis KTH, Stockholm, 1993
- [71] Hanselmann, G. *Maschinenkreisläufe mit Schraubenmotoren.*
In: VDI Berichte Nr. 521, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [72] Flower, J. E.
Steidel, R. F.
Weiss, H. *Performance Characteristics of the Lysholm Engine as tested for Geothermal Power Applications in the Imperial Valley.*
In: ASME-Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Bd.104, Nr. 1, 1982
- [73] Deis, G.
Myers, B.
Shell, T. *Operating Efficiencies of a Lysholm Helical Expander for Brayton-Cycle Heat Engines.*
In: Technischer Bericht UCRL-94019, DE 86007178, Lawrence Livermore National Laboratory, 1986
- [74] Taniguchi, H.
Kudo, K.
Giedt, W.
Park, I.
Kumazawa, S. *Analytical and experimental investigation of two-phase flow screw expanders for power generation.*
In: Trans ASME, J. Engng for Gas Turbines and Power, Vol. 110, 1988.
- [75] Dullinger, A. *Antriebsunterstützung eines Schraubenverdichters mittels ORC-Schraubenexpanders im KWK-Betrieb.*
In: VDI Berichte Nr. 640, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [76] Sprankle, R. S. *Electrical power generating systems.*
US Pat. 3,751,673, August 1973
- [77] McKay, R. *Helical Screw Expander Evaluations Project.*
Jet Propulsion Laboratory, California, Inst. Of Technology Pasadena, U.S. Department of Energy, 1982

- [78] Westermann, J. *Abwärmennutzung mit zwei 600 kW Schraubenexpansionsmaschinen im ORC-Prozess, Auswahlkriterien für die Schraubenexpansionsmaschinen, ihre Systemkomponenten, Entwürfe und wirtschaftliche Bewertung.*
In: VDI Berichte Nr. 377, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1980
- [79] Amann, Th. *Technische Konzeption und wirtschaftliche Aussichten von Bottoming-Cycle-Anlagen.*
In: VDI Berichte Nr. 455, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1982
- [80] Feustel, J. *Optimale Energieausnutzung mit Solar-Diesel-Stationen.*
In: Forschen, Planen, Bauen, Nr. 11, 1980
- [81] Kauder, K.
Piatkowski, R.
Kliem, B. *Schraubenmotor-Anlage, Teil der Energieversorgung der Universität Dortmund.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 4, S. 84-97, Universität Dortmund, 1996
- [82] Kauder, K.
Kliem, B.
Piatkowski, R. *Schraubenmotoren für die Verstromung von Abwärme.*
In: VDI Berichte Nr. 1251, Energierückgewinnung mit Entspannungsmaschinen im industriellen Einsatz, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996
- [83] Kauder, K.
Fost, C.
Piatkowski, R. *Stromerzeugung mit Schraubenmotoren.*
In: VDI Berichte Nr. 1457, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999
- [84] Kauder, K. *Die Heißgasschraubenmaschine – Ein neues Antriebskonzept.*
In: MTZ, Heft 47, Nr. 7/8, S. 269-274; Franksche Verlagshandlung, Stuttgart, 1986
- [85] Dosedall, H. *Simulation und Untersuchung des stationären und instationären Betriebsverhaltens der Heißgasschraubenmaschine.*
Dissertation, Universität Dortmund, 1996
- [86] Keller, G. *Simulationsgestützte Entwicklung des Motors einer Heißgasschraubenmaschine.*
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 6 Nr. 387, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [87] von Unwerth, T. *Experimentelle Verifikation eines Simulationssystems für eine GASSCREW.*
Dissertation, Universität Dortmund, 2002
- [88] Kauder, K.
Dosedall, H. *Stationäres und instationäres Betriebsverhalten der Heißgasschraubenmaschine.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 4, S. 10-30, Universität Dortmund, 1996
- [89] Kauder, K.
Dosedall, H. *Betriebsverhalten der Heißgasschraubenmaschine.*
In: VDI Berichte Nr. 1135, S. 131-152, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [90] Kauder, K.
Keller, G.. *Kühlverfahren der Heißgasschraubenmaschine (Teil 1).*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 4, S. 31-47, Universität Dortmund, 1996

- [91] Kauder, K. Keller, G.. *Die Heißgasschraubenmaschine, Wärmeübergang und Kühlmechanismen im Motorteil (Teil 2)*.
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 5, S. 82-98, Universität Dortmund, 1997
- [92] Keller, G. *Thermisches und mechanisches Bauteilverhalten des Motors der Heißgasschraubenmaschine*.
In: VDI Berichte Nr. 1391, S. 293-314, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [93] Kauder, K. von Unwerth, T. *Die Heißgasschraubenmaschine – Simulationsgestützte Auslegung (Teil 3)*.
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 6, S. 70-84, Universität Dortmund, 1998
- [94] Kauder, K. von Unwerth, T. *Heißgasschraubenmaschine – Konstruktion und Auslegung, Simulationsrechnungen als Konstruktionsgrundlage*.
In: VDI Berichte Nr. 1391, S. 315-333, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [95] Huppmann, G. *Abwärmennutzung in der Industrie unter Verwendung des organischen Rankine Kreisprozesses (ORC)*.
In: BMFT Forschungsbericht T85-110, MBB GmbH, München, 1985
- [96] Peveling, F.-J. *Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schraubenmaschinen in Simulationsrechnungen*.
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [97] Kauder, K. Sachs, R. *Gasspaltströmungen in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell (Teil 1)*.
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 5, S. 113-134, Universität Dortmund, 1997
- [98] Kauder, K. Sachs, R. *Gasspaltströmungen in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell (Teil 2)*.
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 6, S. 20-36, Universität Dortmund, 1998
- [99] Kauder, K. Sachs, R. *Gasspaltströmungen in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell (Teil 3)*.
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 7, S. 69-80, Universität Dortmund, 1999
- [100] Sachs, R. *Strömung in den arbeitsraumbegrenzenden Spalten einer Schraubenmaschine im zweidimensionalen Modell*.
Dissertation, Universität Dortmund, 2001
- [101] Zellermann, R. *Optimierung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeitseinspritzung*.
Dissertation, Universität Dortmund 1996, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 6, Nr. 357, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [102] Kauder, K. Zellermann, R. *Einspritzflüssigkeiten im Schraubenmotor*.
In: VDI Berichte Nr. 1135, S. 153-174, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994

- [103] Huster, A. *Einfluß des Füllvorgangs auf die Energiewandlungsgüte bei trockenlaufenden Schraubenmotoren.*
In: VDI Berichte Nr. 1715, S. 209-237, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [104] Kauder, K.
Fost, C. *Untersuchung zur Verbesserung des Füllvorgangs von Schraubenmotoren, Teil 2.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 10, S. 75-92, Universität Dortmund, 2002
- [105] Kauder, K.
Fost, C. *Untersuchung zur Verbesserung des Füllvorgangs von Schraubenmotoren, Teil 1.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 9, S. 47-62, Universität Dortmund, 2001
- [106] Kauder, K.
Huster, A. *Zur Dynamik des Füllvorgangs von Schraubenmotoren.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 5, S. 59-71, Universität Dortmund, 1997
- [107] Kauder, K.
Janicki, M. *Simulation und Experiment bei der Entwicklung von Schraubenkompressoren.*
In: VDI Berichte 1715, S. 51 – 66, VDI-Verlag Düsseldorf, 2002
- [108] Kauder, K.
Janicki, M.
Rohe, A.
Kliem, B.
Temming, J. Thermodynamic simulation of rotary displacement machines.
In: VDI Berichte 1715, S. 1 – 16, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [109] NN *CR-Kältemittel-Schraubenkompressoren mit Öleinspritzkühlung*
Firmenschrift der MAN GHH
Oberhausen
- [110] Kauder, K.
Janicki, M. *Thermodynamische Simulation von Rotationsverdrängermaschinen mit Hilfe des Programmsystems KaSim.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 10, S. 5-16, Universität Dortmund, 2002
- [111] Kauder, K.
Janicki, M. *Adiabate Modellierung und Thermodynamische Simulation von Rotationsverdrängern mit Hilfe des Programmsystems KaSim.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 11, S. 5-14, Universität Dortmund, 2003
- [112] Kauder, K.
Janicki, M. *Ein einfaches Wärmeübergangsmodell in der thermodynamischen Simulation von Rotationsverdrängermaschinen.*
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 12, S. 5-14, Universität Dortmund, 2004
- [113] Kauder, K.
Helpertz, M. *Einlauf- und Hybridschichten für Schraubenkompressoren.*
In: VDI Berichte 1391, S. 1-16, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998
- [114] Dreischhoff, U. *Festkörperreibung in Schraubenmaschinen – Ein Beanspruchungsmodell für Werkstoffverbunde.*
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 5, Nr. 230, VDI-Verlag, Düsseldorf 1991

- [115] Rinder, L. *Schraubenverdichter*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1979
- [116] Kauder, K. *Fluidenergiemaschinen II – Verdrängermaschinen*. Vorlesungsskript Universität Dortmund 2003
- [117] Baehr, H. D. *Thermodynamik, 8. Auflage*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hongkong, Barcelona, Budapest, 1992
- [118] Oswatitsch, K. *Grundlagen der Gasdynamik*. Springer-Verlag, Wien, New York, 1976
- [119] Kauder, K. (Hrsg.) *Energiewandlungsprinzip der Schraubenmaschine, Funktion eines Schraubenkompressors, Funktion eines Schraubenmotors, Arbeitsraumbegrenzende Spalte der Schraubenmaschine*. In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des Fachgebietes Fluidenergiemaschinen, Nr. 11, Anhang S. A1-A4, Universität Dortmund, 2003
- [120] NN *FAG Wälzlager. Kugellager Rollenlager Gehäuse Zubehör. Katalog WL 41 520/*. Schweinfurt, 1999
- [121] Scripov, V. P. *Metastable Liquids*. John Willey & Sons, New York, Toronto, London, 1974
- [122] Plesset, M. *Bubble dynamics and cavitation*. In: Ann. Rev. Fluid. Mech., Nr. 9, S. 145-184, 1977
- [123] Kitamura, Y. *Critical superheat for flashing of superheated liquid jets*. In: Ind. Eng. Chem. Fundam. Band 25, Nr. 2, S. 206-211, 1986
- [124] Polyakov, V. M. *Outflow of Overheated Liquid Stream to the atmosphere*. In: High Temperature, Vol. 36 No. 1, pp. 98-101, 1999
- [125] Kurschat, Th. *Vollständige adiabatische Verdampfung stark überhitzter Flüssigkeitsfreistrahlen*. Dissertation, Universität Göttingen, 1989
- [126] Lefebvre, A. H. *Atomization and Sprays*. Hemisphere Publishing Corporation, West Lafayette, Indiana USA, 1989
- [127] Wildgen, A. *Untersuchung der Siedemechanismen im überhitzten Freistrahle*. Dissertation, TU München, 1986
- [128] Wagner, W. *Wasser und Wasserdampf. Interaktive Software zur Berechnung der thermodynamischen Zustandsgrößen auf der Basis des Industriestandards IAPWS-IF97*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2000
- [129] Gibbs, J. W. *The Scientific Papers of J. Williard Gibbs*. Longmans, Green and Company, 1906; Republication, Dover, New York, 1961
- [130] Volmer, M. *Kinetik der Phasenumwandlung*. Verlag Theodor Steinkopf, Dresden, Leipzig, 1939

-
- [131] Frenkel, J. *Kinetische Theorie der Flüssigkeiten.*
VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin 1957
- [132] Forster, H. K. *Growth of a vapor bubble in a superheated Liquid..*
Zuber, N. In: Journal of applied Physics, Band 25, Nr. 4 1954
- [133] Truckenbrodt, E. *Lehrbuch der angewandten Fluidmechanik.*
Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1983

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Bernhard Paul Kliem
02.06.1966 geboren in Speyer
verheiratet, zwei Kinder

Schulbildung:

1972-1976 Grundschule, Münster
1976-1985 Gymnasium Wolbeck, Münster

Zivildienst:

1985-1987 Krankenhaus Laurentiusstift, Waltrop

Hochschulausbildung:

1987-1993 Maschinenbaustudium an der Universität Dortmund
Vertiefungsrichtung Maschinentechnik
1993 Abschluss der Diplomprüfung

Berufstätigkeit:

1993-1998 Wissenschaftlicher Angestellter an der Universität
Dortmund, Fachgebiet Fluidenergiemaschinen
1998-2004 Oberingenieur am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen,
Universität Dortmund
03. 2004-08. 2005 Entwicklungsingenieur, Leybold Vacuum GmbH, Köln
seit 09.2005 Lehrer am Pictorius Berufskolleg der Stadt Coesfeld