

Simulation instationärer Betriebszustände von Schraubenkompressoren

Simulation of unsteady screw-type machine operation

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder**, Dipl.-Ing. **M. Janicki**, Dortmund

Dieses Projekt wird dankenswerterweise von der deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert

Zusammenfassung

Am FG Fluidenergiemaschinen entstand ein Programmsystem, das die Simulation instationärer Betriebszustände von Schraubenmaschinen ermöglicht. An einem Versuchskompressor wurden Vergleichsmessungen zur Verifikation der Abbildungsgüte des Systems durchgeführt. Beurteilungsgrößen sind die thermodynamischen Kenngrößen, die Gehäusetemperaturen und die Spalthöhenänderung des Schraubenkompressors bei instationären Betriebszuständen.

Es ergab sich beim Vergleich berechneten Temperaturfelder mit Thermografiemessungen eine qualitativ gute Abbildung der Gehäusetemperaturen. Die Simulationsgenauigkeit bezüglich der Spalthöhenänderung während des Betriebs erlaubt zur Zeit nur qualitative Aussagen. Weitere Messungen und die Miteinbeziehung von gasdynamischen Vorgängen sollen hier zu einer höheren Abbildungsgüte führen.

Abstract

A computer program, designed at the FG Fluidenergiemaschinen, enables the user to simulate the insteady operation state of screw - type machines. The quality of the system was quantified by measurements on an experimental screw - type compressor, explicit the thermodynamic data, the temperature of the casing and the alteration of the clearance heights at insteady operating conditions.

The comparison of calculated temperature fields with measurements by an infrared scanner shows good conformity. The accuracy of the calculated change of the clearances during operation permits only qualitative predictions. Further measurements and the including of gasdynamical processes will lead to an improved accuracy of the simulation system.

1 Einleitung

Bei der Entwicklung einer Schraubenmaschine ist der Ingenieur außergewöhnlich häufig auf empirische Daten angewiesen, die nur durch eine ausgiebige Erprobungsphase oder Messungen an bestehenden Anlagen ermittelt werden können. Diese Tatsache gestaltet die Entwicklung von Schraubenmaschinen aufwendig und teuer.

Am FG Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund wird seit einigen Jahren an der Entwicklung eines Programmsystems zur Betriebssimulation von Schraubenmaschinen gearbeitet [2],[3],[7],[8],[9]. Es erlaubt dem Ingenieur, beliebige Schraubenkompressoren, -lader und -motoren thermodynamisch zu modellieren und ihr Bauteilverhalten unter den intern erzeugten thermischen und mechanischen Lasten zu untersuchen.

Die Simulation des instationären Verhaltens von Schraubenmaschinen ist insbesondere im Hinblick auf die Betriebssicherheit der Maschinen von Bedeutung, weil Schadensfälle meistens in Folge der Änderung von Betriebszuständen auftreten. Eine genaue Klärung der Ursachen ist oftmals nicht möglich, da das Verhalten der wichtigsten Bauteile in der Schadensphase nur schwer nachvollzogen werden kann. Eine Simulation der Maschine mit den entsprechenden Randbedingungen kann hier Aufschluß bringen.

2 Simulation

Ausgehend von einem einfachen thermodynamischen Modell der adiabaten Verdichtung des Arbeitsfluids, wurde das Simulationssystem in Schritten erweitert um:

- *ein Wärmeübergangsmodell,*
- *thermisches Bauteilverhalten,*
- *mechanisches Bauteilverhalten und*
- *irreversibles Strömungsverhalten im Ein- und Austrittsstutzen.*

Einzelne Module wurden auf Grundlage wissenschaftlicher Erkenntnisse verbessert oder angepaßt. Das aktuelle Programmsystem zur instationären Simulation von Schraubenmaschinen beinhaltet folgende Module:

- *Berechnung des thermodynamischen Verhaltens des Arbeitsfluides während der Verdichtung bzw. Expansion unter Berücksichtigung der inneren Spaltmassenströme sowie der Wärmeströme zwischen den Bauteilen und dem Arbeitsfluid (diabates Kammermodell)*
- *Berechnung der Bauteiltemperaturfelder (stationär und instationär)*

- *Berechnung der Bauteilverformungsfelder aufgrund thermischer und mechanischer Lasten*
- *Berechnung der arbeitsraumbegrenzenden Spalte*

Jedes der einzelnen Programmodule ist von den Ergebnissen der anderen Module abhängig, so daß diese im Falle einer stationären Betriebssimulation iterativ aufgerufen werden müssen.

2.1 Ablauf der instationären Simulation

Der Ablauf der Simulation, **Bild 1**, erfolgt nach dem Zeitschrittverfahren [3], in dem der betrachtete Zeitraum in einzelne Intervalle diskretisiert wird. Innerhalb eines Zeitschrittes werden die Bauteiltemperaturfelder und Verformungsfelder, und damit auch die Spalte, als konstant angenommen, und nur die thermodynamische Simulation und die Berechnung der Wärmeströme iterativ durchgeführt. Unterschreiten letztere ein festzulegendes Konvergenzkriterium, gelten die Wärmeströme als Randbedingungen für die Berechnung der zeitabhängigen Temperaturfelder der Bauteile. Die Temperaturverteilung ist die Lösung folgender Differentialgleichung [7]:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{d\vartheta}{dt} = \text{div}[\lambda \cdot \text{grad} \vartheta] + \dot{W}(\vartheta, \vec{r}, t) \quad (\text{Gl. 1})$$

mit:

- ρ = Dichte des Werkstoffs
- c_p = Spezifische Wärmekapazität des Werkstoffs
- λ = Wärmeleitkoeffizient des Werkstoffs
- ϑ = Temperatur in Abhängigkeit von Ort und Zeit
- \dot{W} = innere Wärmequellen bzw. -senken

Da eine geschlossene Lösung von (Gl. 1) im Allgemeinen nicht möglich ist, wird eine Näherungslösung mit der Methode der Finiten Elemente (FE) ermittelt. Hierzu wird ein kommerzieller FE - Prozessor verwendet.

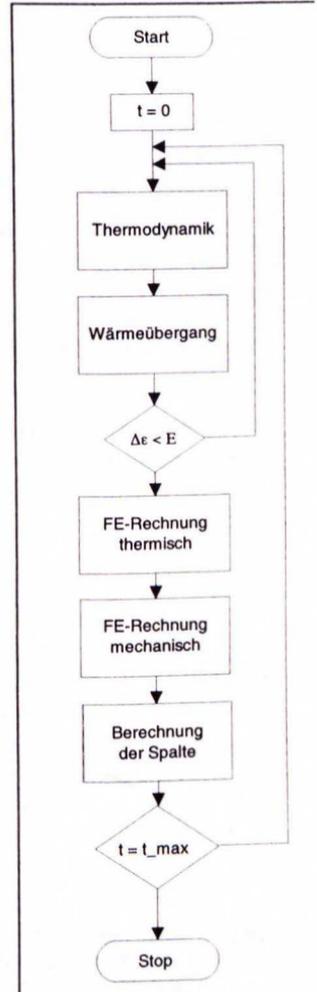


Bild 1: Ablaufdiagramm des Simulationssystem

Fig. 1: Flow chart of the simulation system

Aus den Temperaturfeldern der Bauteile und der mechanischen Belastung durch das komprimierte Fluid und die Lagerkräfte resultieren die Verformungen der Rotoren und des Gehäuses, die ebenfalls durch FE - Rechnungen ermittelt werden. Die Art der Berechnung unterscheidet sich im instationären Fall nicht von der im stationären und ist in der Literatur [1],[7] hinreichend beschrieben. Schwingungsdynamische Anteile der Verformungsfelder, wie sie zum Beispiel in [10] untersucht werden, gehen in die Simulationsrechnung zur Zeit nicht ein.

Als Folge der Bauteilverformungen kommt es zu einer Veränderung der Gehäuse-, Stirn- und Profileingriffspaltflächen, die daher nach jedem Zeitschritt auf Grundlage der aktuellen Verschiebungsfelder neu berechnet werden. Dies führt zu einer Änderung der inneren Spaltmassenströme, die sich maßgeblich auf die Thermodynamik der Maschine und die Verdichtung auswirken.

2.2 Veränderung des Profileingriffspaltes

Der zwischen den beiden Rotoren befindliche Profileingriffsspalt (*PE-Spalt*) wird mit Hilfe eines in [4] vorgestellten Verfahrens unter Miteinbeziehung der Rotorverformung und der Lagerverschiebungen dreidimensional berechnet.

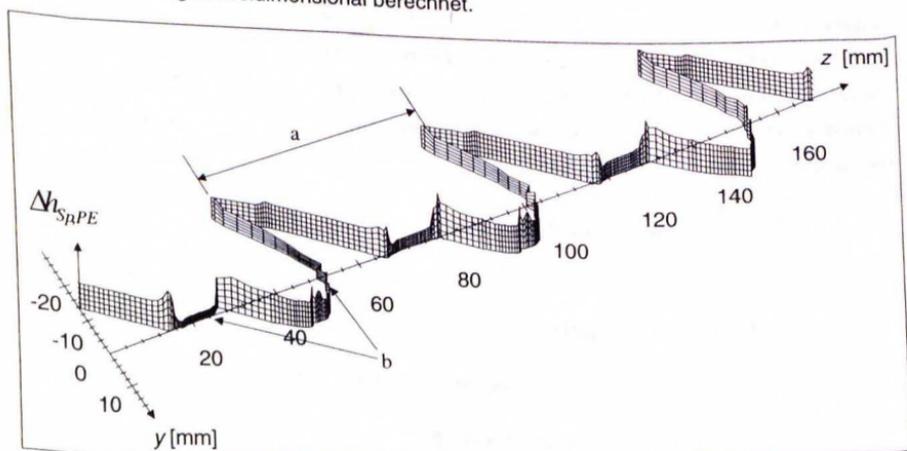


Bild 2: Höhe des Profileingriffspaltes, dargestellt über seiner Projektion auf die yz - Ebene, bei verformten Rotoren
 a = Spalt einer Arbeitskammer, b = kritische Spalthöhen

Fig. 2: The measure of the rotor clearance of an deformed machine, shown on a projection in the yz - plane
 a = clearance of one chamber, b = critical positions

Bild 2 zeigt die Höhe des Profileingriffsspalt des betriebswarmen Kompressors, dargestellt über seinem auf die yz -Ebene projizierten Verlauf, für eine bestimmte Rotorstellung. In der Nähe des druckseitigen Stirnschnittes ($x = 0$) kommt es zu kritischen Spalthöhen b , wenn sich ein Zahnkopf in der durch die Rotorachsen aufgespannten xz -Ebene befindet. Bei der Bewertung der Betriebssicherheit von Schraubenmaschinen ist auf diese Stellungen besonders zu achten.

Ausschlaggebend für die im Kammermodell zu berechnenden Spaltmassenströme ist die Fläche des PE - Spaltes jeweils einer einzelnen Kammer, **Bild 2 a**, in Abhängigkeit vom ihrem Hauptrotordrehwinkel φ_{HR} . Hierzu werden für verschiedene Rotorstellungen die Spalthöhen berechnet und ausgewertet. Da zum Profileingriffsspalt während des Betriebs zur Zeit aus technischen Gründen noch keinerlei Meßdaten existieren, sollen die Simulationsergebnisse diskutiert werden.

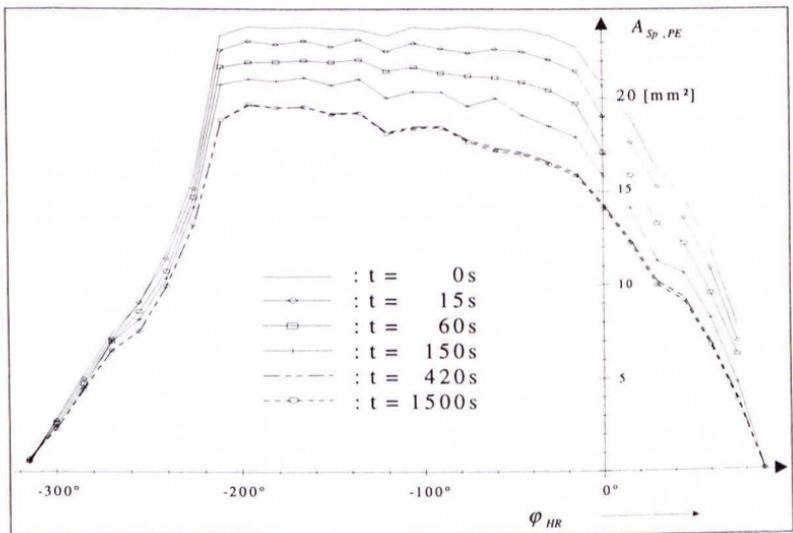


Bild 3: Fläche $A_{SP,PE}$ des Profileingriffsspalt eines einer Kammer in Abhängigkeit von ihrem Verdichtungs Winkel φ_{HR} für verschiedene Zeitpunkte t während der Hochlaufphase

Fig. 3: The area $A_{SP,PE}$ of the rotor clearance of one chamber depends on the state of compression φ_{HR} and the time t since the start of operation

Bild 3 zeigt die Fläche A_{SP} des Profileingriffsspalt eines einer Kammer während eines Arbeitsspiels, die sich ändert, wenn die Maschine vom kalten Zustand innerhalb von 15 s auf Nennbetrieb (3 bar Gegendruck und eine Drehzahl von $n_{HR} = 12332 \text{ Umin}^{-1}$) beschleunigt

wird. Nach etwa 6 min hat die Größe des Profileingriffsspaltens einen stationären Zustand erreicht, in dem die durchströmte Fläche nur noch etwa 70% bis 80% des Kaltspaltens beträgt. Die Verkleinerung des PE-Spaltens wirkt sich in sofern positiv auf das Maschinenverhalten aus, als weniger verdichtetes Arbeitsfluid zur Saugseite strömt, von wo aus es erneut verdichtet würde. Die Folgen sind ein steigender Wirkungsgrad, Liefergrad und eine niedrigere Gasaustrittstemperatur.

Das Verhalten des PE-Spaltens beim Hochfahren ist vom Maschinentyp, insbesondere von den Werkstoffen und der Gestaltung der Bauteile, abhängig. Die thermische Ausdehnung der Rotoren führt zu einer Verkleinerung der Spalthöhe, die des Gehäuses im Bereich der Lager zu einer Vergrößerung.

3 Versuch

Aufgrund der hohen Abhängigkeit der einzelnen Simulationsmodule untereinander ist die Verifikation nur als Gesamtsystem, und damit nur durch Vergleich mit der Wirklichkeit möglich. Zu diesem Zweck steht eine Versuchsanlage zur Verfügung die in [11] näher beschrieben ist. Es

wurden zum Vergleich mit den Simulationsergebnissen vier Meßreihen mit den in Tabelle 1 aufgeführten Betriebsparametern gefahren.

Neben den thermodynamischen Kenngrößen Austrittsdruck p_{HD} und Austrittstemperatur ϑ_{HD} wurde die Gehäuseetemperatur sowohl insgesamt, mit Hilfe eines Thermografiesystems, als auch punktuell mit Widerstandsthermometern gemessen. Mit Hilfe eines induktiven Wegmeßsystems konnte die Veränderung der Gehäuse- und Stirnspalthöhen bestimmt werden.

Bild 4 zeigt die Positionen der Meßaufnehmer im Gehäuse.

Da nur eine begrenzte Anzahl Wegmeßaufnehmer zur Verfügung stand, mußten einige der hier dargestellten Ergebnisse durch Wiederholungsmessungen zusammengetragen werden.

Betriebspunkt	p_{HD} [bar]	n_{An} [U/min]	n_{HR} [U/min]
B01	3,0	3000	12332
B02	2,6	3000	12332
B03	3,0	2600	10688
B04	2,6	2600	10688

Tabelle 1: Simulierte und real gefahrene Betriebspunkte

Table 1: Operation-parameters for simulation and measurement

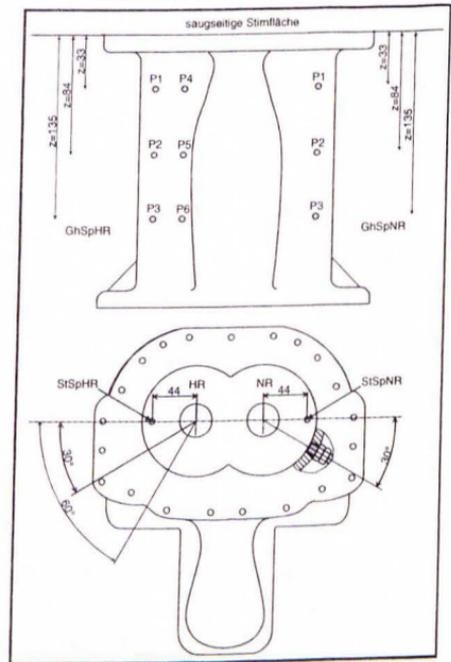


Bild 4: Position der Wegmeßaufnehmer im Rotorgehäuse, [9]

Fig. 4: Arrangement of the displacement pickups at the rotor casing

4 Vergleich

4.1 Gasaustrittstemperaturen

Ein Vergleich der Gasaustrittstemperaturen liefert eine erste, eher grobe Aussage über die Abbildungsgüte des Simulationssystems bezüglich der integralen thermodynamischen Eigenschaften der untersuchten Maschine. Fehler, die bei der Berechnung der Temperaturen des Arbeitsfluides während der Verdichtung gemacht werden, pflanzen sich in der Berechnung der Bauteiltemperaturfelder, den Bauteilverformungen und schließlich in den Änderungen der Spalthöhen fort.

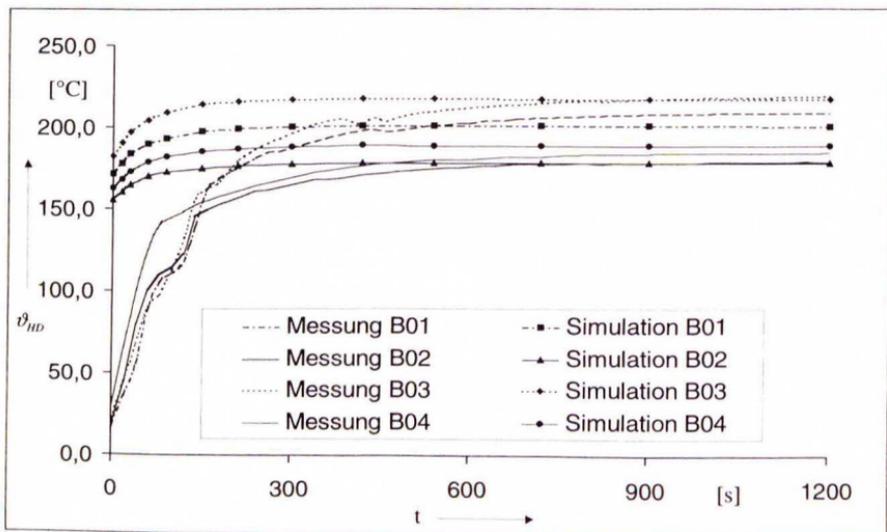


Bild 5: Berechnete (Linie mit Punkten) und gemessene (durchgezogene Linie) Gasaustrittstemperaturen v_{HD} über der Zeit t für alle betrachteten Betriebspunkte

Fig. 5: Calculated (lines with dots) and measured (solid line) temperatures of the fluid at the outlet as a function of time t

In **Bild 5** sind die berechneten und die gemessenen Gasaustrittstemperaturen für die vier betrachteten Betriebspunkte als Funktion der Zeit t aufgetragen. Bei allen untersuchten Betriebspunkten steigt die durch die Simulation berechnete Temperatur mehr als fünfmal schneller als im Versuch gemessen. Ein Grund für dieses Verhalten ist, daß in der Simulation ein sofortiges Erreichen der Betriebsbedingungen angenommen wird, in Realität allerdings Drehzahl und Gegendruck von Hand eingestellt werden müssen, die „Nicke“ in den Verläufen sind hierdurch verursacht. Des weiteren bestehen Unsicherheiten bezüglich der in der Maschine anzusetzenden Wärmeübergangskoeffizienten und der daraus

folgenden Rotortemperaturen, letztere sollen in einem nächsten Schritt während des Betriebs gemessen werden.

4.2 Gehäusetemperaturen

Im Gegensatz zu den Rotortemperaturen ist es möglich, die Gehäusetemperaturen mit Hilfe eines Thermografiesystems sowie mit Widerstandsthermometern zu messen. Die Aufnahmen bieten eine besonders gute Möglichkeit des Vergleichs mit den berechneten Temperaturfeldern, da eine gesamte Gehäuseseite zu einem Zeitpunkt betrachtet werden kann.

Der verwendete Infrarot-Scanner besitzt eine zeitliche Auflösung von 1 s bei einer Genauigkeit der Temperaturen von $\pm 1\%$. Es wurde jedoch, um das instationäre Betriebsverhalten zu kennzeichnen, nur alle 15 s ein Bild aufgenommen, da dies bei der thermischen Trägheit der Maschine hinreichend ist.

Bild 6 verdeutlicht den in den Thermografiebildern, Bild 7, dargestellten Ausschnitt des Kompressors.

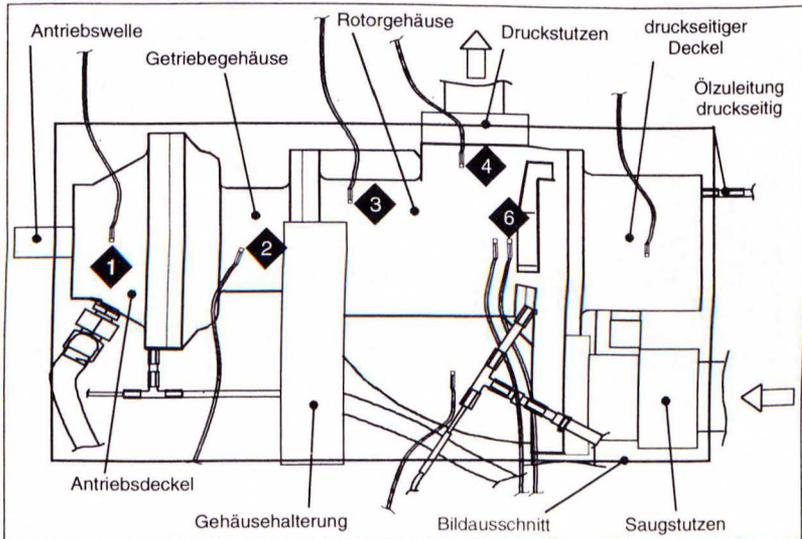


Bild 6: Skizze der Versuchsmaschine mit dem in den Thermografiebildern sichtbaren Bildausschnitt [9]

Fig. 6: Schema of the screw-type compressor with the part shown at the infrared images [9]

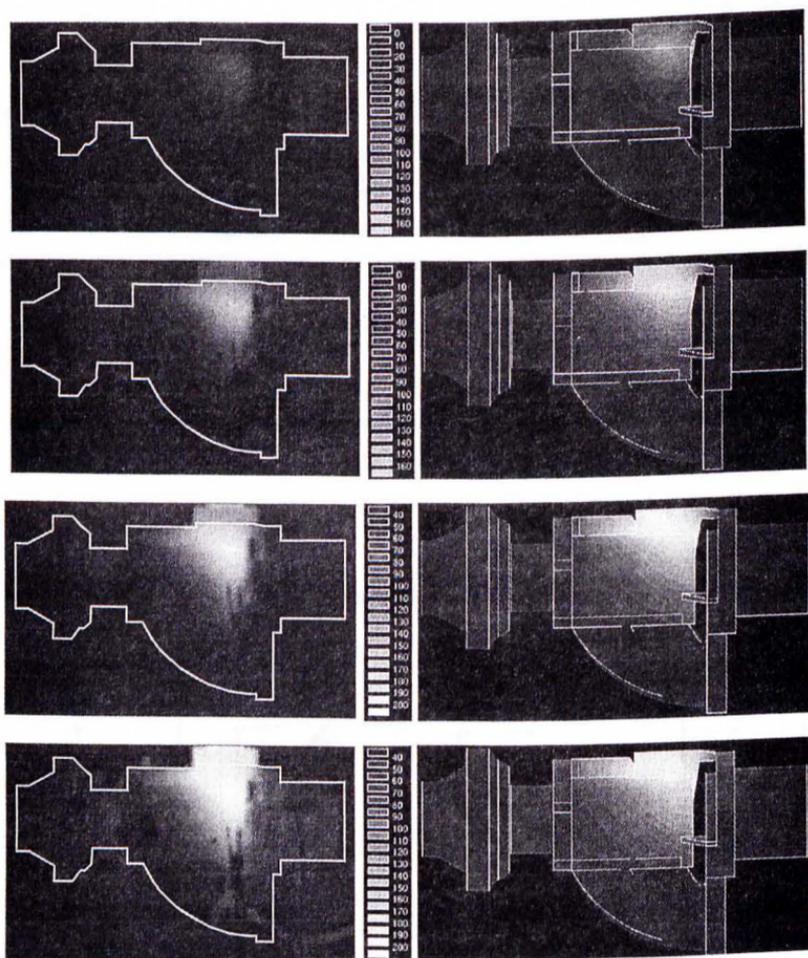


Bild 7: Thermografieaufnahmen des Schraubenkompressorgehäuses (links) im Vergleich mit berechneten Temperaturfeldern (rechts) bei $p_{HD} = 3 \text{ bar}$ und $n_{HR} = 12332 \text{ Umin}^{-1}$

Fig. 7: Comparison of the infrared images of the screw-type compressor (left) with the calculated temperatures (right) at $p_{HD} = 3 \text{ bar}$ and $n_{HR} = 12332 \text{ Umin}^{-1}$

In **Bild 7** ist ein Aufwärmvorgang des Schraubenkompressorgehäuses exemplarisch in einzelnen Zeitschritten dargestellt. Ein Vergleich der während eines Versuches aufgenommenen Thermografieaufnahmen (auf der linken Seite) mit zuvor berechneten Temperaturfeldern (auf der rechten Seite) für jeweils die gleichen Zeitpunkte, zeigt qualitativ eine akzeptable Übereinstimmung. Die Isothermen verlaufen im Bereich des Rotorgehäuses

in etwa gleichen Winkeln, jedoch ist das Temperaturmaximum in der Simulation um ca. 3 cm in Richtung des Druckstutzens verschoben. Des weiteren sagt die Simulationsrechnung eine schnellere Aufheizung des Gehäuses im Hochdruckbereich voraus, bleibt dort aber im stationären Fall etwa 20 K unter den Versuchsergebnissen. Das unterschiedliche Verhalten ist Folge der differierenden Gasaustrittstemperaturen, vgl. Bild 5 die Verläufe B01. Das räumlich nach oben verschobene Temperaturmaximum kann zum einen durch zu hoch angesetzte Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenwand des HD-Stutzens, zum anderen durch das in der Simulation nicht mitmodellerte Druckrohr verursacht werden.

4.3 Gehäusespalt

Die Berechnung der Spalthöhen der Maschine gehört zu den empfindlichsten Teilen der gesamten Simulation, da sich alle Abweichungen in den Temperaturen, der Modellierung der Bauteile und deren Verknüpfung und in der Vorgabe der Randbedingung auf die Änderung der Spalte auswirken. Da einige Parameter der Spaltberechnung einen gegenläufigen Einfluß auf die Änderung der Spalthöhe haben, zum Beispiel das Temperaturfeld des Gehäuses und das der Rotoren, kann es vorkommen, daß sich Fehler bei bestimmten Betriebspunkten oder an bestimmten Stellen aufheben, sich an anderen aber verstärken.

In **Bild 8** sind die gemessenen und die berechneten Änderungen der Gehäusespalthöhe $\Delta h_{Sp,Gh}$ am Hauptrotor an drei Positionen für die vier Betriebspunkte über der Zeit t aufgetragen. Die Verläufe der berechneten Spalthöhenänderungen sind durch Linien mit Punkten dargestellt, die gemessenen durch Linien ohne Punkte. Die Kaltspalthöhe, von der aus die Änderungen gerechnet werden, beträgt $\Delta h_{Sp,Gh,kalt} = 0,12$ mm.

An fast allen Meßpositionen in Bild 4 kommt es zu einer Verkleinerung der Gehäusespalthöhe, sowohl bei der Simulation als auch im Versuch. Eine Ausnahme bildet hier die Position 3 nahe der druckseitigen Stirnfläche, an der die gemessene Spalthöhenänderung zwischen $-11 \mu\text{m}$ und $+2 \mu\text{m}$ lag. Bei den Meßstellen 1 und 2 ist die berechnete Verkleinerung der Spalthöhe zwischen $7 \mu\text{m}$ und $50 \mu\text{m}$ zu groß, der berechnete Spalt ist also kleiner als gemessen. In allen Beispielen ist die berechnete Verkleinerung des Gehäusespalteltes größer als die gemessene. Ursache hierfür können nicht hinreichend genaue Temperaturfelder des Gehäuses und der Rotoren oder die Abbildung der Rotorlagerung sein.

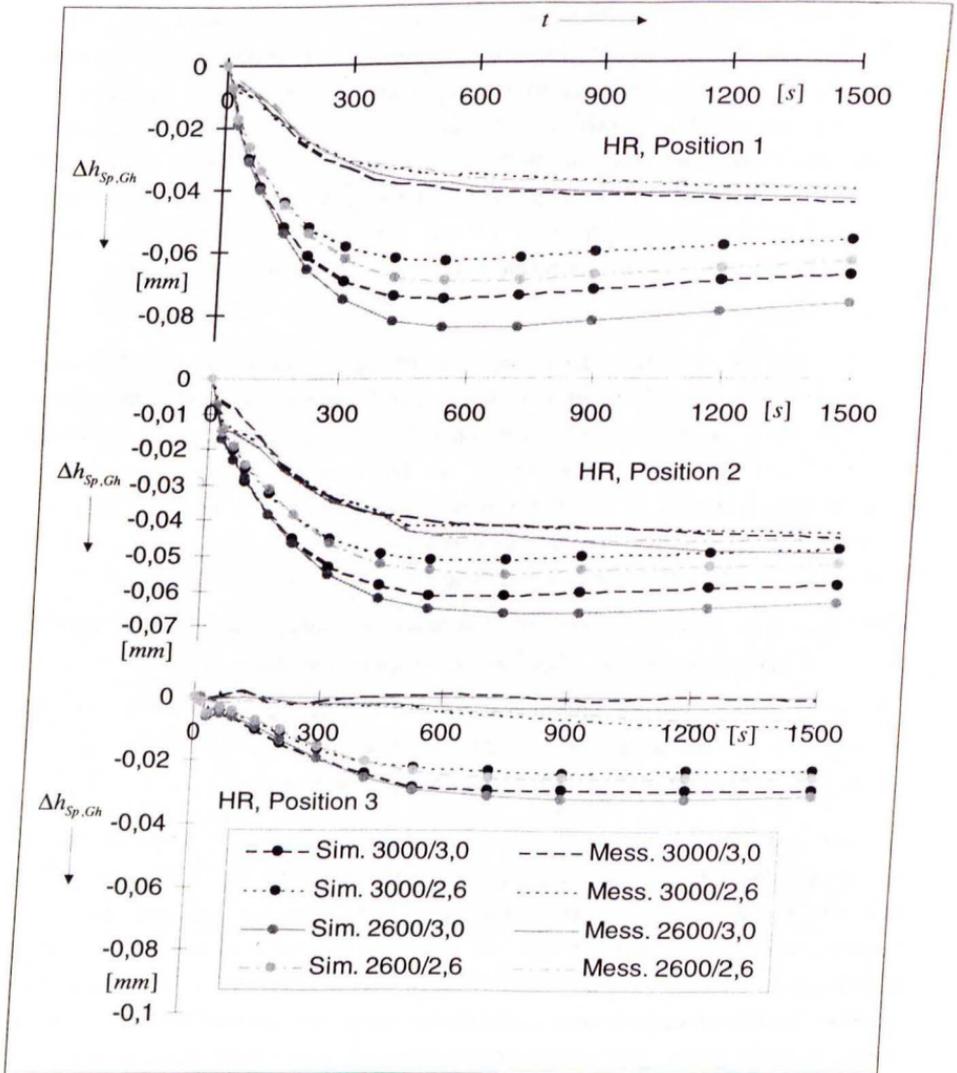


Bild 8: Berechnete (Linie mit Punkten) und gemessene (durchgezogene Linie) Änderung der Gehäusespalthöhen $\Delta h_{Sp,Gh}$ des Hauptrotors an den Positionen 1-3 über der Zeit t

Fig. 8: Calculated (lines with dots) and measured (solid line) change of housing gap height $\Delta h_{Sp,Gh}$ of the male rotor at the positions 1-3 over the time t

4.4 Stirnspalt

Sowohl am Haupt- als auch am Nebenrotorstirnspalt kommt es zu einer Spaltvergrößerung, weil die Rotorwellen in den Bereichen zwischen Stirnfläche und axialem Lagersitz wärmer sind, als das umgebende Gehäuse.

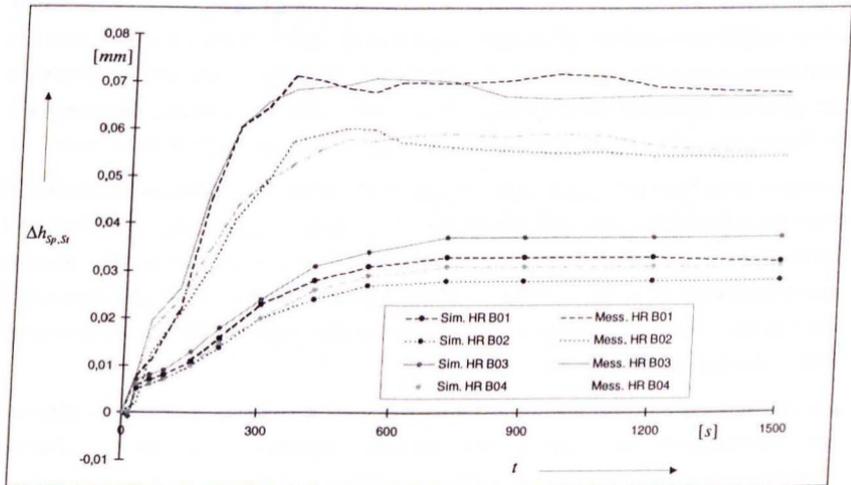


Bild 9: Berechnete (Linie mit Punkten) und gemessene (durchgezogene Linie) Änderung $\Delta h_{Sp,St}$ der Stirnspalthöhe des Hauptrotors über der Zeit t für die Betriebspunkte B01-B04

Fig. 9: Calculated (lines with dots) and measured (solid line) change of the front clearance height $\Delta h_{Sp,St}$ of the male rotor over the time t

Bild 9 stellt die Änderung der Stirnspalthöhe des Hauptrotors $\Delta h_{Sp,St}$ über der Zeit t für die Betriebspunkte B01-B04 dar. Die gemessenen Änderungen sind mit 54 μm bis 67 μm etwa doppelt so groß, wie die berechneten, die nur zwischen 28 μm und 37 μm liegen. Die Abbildungsgüte reicht heute für qualitative Aussagen, eine Beurteilung der Betriebssicherheit erfordert eine Verbesserung der verwendeten Randbedingungen für die Simulationsrechnungen.

Eine Abschätzung bezüglich der Temperaturdehnung der Rotoren ergibt, daß eine solche Abweichung zustande kommen könnte durch ein im Versuch gegenüber der Rechnung durchschnittlich 25°C wärmeres Temperaturniveau des Wellenteils zwischen der Hauptrotorstirnfläche und dem druckseitigen Sitz des Axiallagers. Die Überprüfung der Rotortemperaturen wird hier weiteren Aufschluß geben.

5 Probleme und Ausblick

Die angesprochenen Ungenauigkeiten der Gasaustrittstemperatur sowie der Veränderung der Gehäuse- und Stirnspalthöhen machen quantitative Aussagen über das Betriebsverhalten oder gar die Betriebssicherheit eines Schraubenkompressors beim aktuellen Stand sehr schwierig. Probleme ergeben sich zum Teil aus versuchstechnisch schwer bestimmbareren Betriebsparametern, wie der Größe des Profileingriffsspalt oder den Wärmeübergangskoeffizienten in der Arbeitskammer. Auch kann das Simulationssystem zum gegenwärtigen Zeitpunkt nur diskrete Lastwechselsprünge nachbilden, wohingegen in der Realität eine Änderung der Betriebsparameter stets eine endliche Zeit beansprucht.

Auf der anderen Seite stellt das Simulationssystem ein komplexes Gebilde von Modellen der technischen Wirklichkeit dar, das sich an der Praxis lassen messen muß. Kein Ingenieur würde ein Meßinstrument bauen und erwarten, daß es, ohne vorher kalibriert zu werden, exakte und verlässliche Werte liefert. Mit den hier vorgestellten Versuchsdaten wurde erstmals ein umfassender Vergleich der Simulationsergebnisse mit dem Betriebsverhalten einer realen Schraubenmaschine möglich.

Zur Verifikation der verwendeten Wärmeübergangsmodelle wird eine telemetrische Messung der Rotortemperaturen während des Betriebs angestrebt, die die bestehenden Unsicherheiten über die Spalthöhen und Gasaustrittstemperaturen klären soll.

Eine mögliche Fehlerquelle im Simulationssystem sind zudem die nicht mit einbezogenen gasdynamischen Vorgänge im Ein- und Austrittsstutzen, hier liegen mit [5] neue Erkenntnisse vor. Eine Untersuchung der Strömungsvorgänge an den Gehäuse- und Profileingriffsspalten wird zur Zeit vorgenommen, [6].

6 Literatur

- [1] Dreifert, T. *Thermisches Verhalten der Rotoren von Schraubenkompressoren*. Dissertation, Universität Dortmund, 1996
- [2] Dreißig, B. *Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren*, Dissertation, Universität Dortmund, 1989
- [3] Gödde, R. *Simulation des instationären Betriebes von Schraubenkompressoren*, Fortschrittsberichte VDI Reihe 1 Nr. 231, Düsseldorf, VDI Verlag, 1993
- [4] Janicki, M. *Ein Programm zur Profileingriffsspaltberechnung von verformten Schraubenmaschinen*, In: Schraubenmaschinen Nr. 3, S. 108 – 112, Universitätsdruckerei Dortmund, 1995
- [5] Kauder, K., Huster, A. *Zur Dynamik des Füllvorgangs von Schraubenmotoren*, In: Schraubenmaschinen Nr. 5, S. 59 – 71, Universitätsdruckerei Dortmund, 1997

- [6] Kauder, K.,
Sachs, R. *Gasspaltströmungen in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell*, In: Schraubenmaschinen Nr. 5, S. 113 – 134, Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [7] Keller, G. *Simulationsgestützte Entwicklung des Motors einer Heißgasschraubenmaschine*. Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- [8] Naujoks, R. *Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich von Rechnung und Experiment*. Dissertation, Universität Dortmund, 1982
- [9] Rofall, K. *Ein Beitrag zur Verifizierung eines Simulationssystems für trockenlaufende Schraubenkompressoren*. Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- [10] Rosenberg, J.
Zeman, V.
Markov, P.
Dupal, J. *Dynamische Analyse und Optimierung von Schraubenkompressoren*. In: Schraubenmaschinen Nr. 3, S. 51 - 64, Universitätsdruckerei Dortmund, 1995
- [11] Kauder, K.,
et al. Beschreibung eines Schraubenkompressor-Versuchsstandes an der Universität Dortmund,
Tagungsband Schraubenmaschinen '98, Anhang