

Betrachtung von Geometrievariationen im Einlassbereich von Schraubenmotoren

Geometrical Variations at the Inlet of Screw-Type Engines

Dr.-Ing. **C. Fost**, ehem. wiss. Mitarbeiter am Fachgebiet Fluidenergie-
maschinen, Fakultät Maschinenbau, Universität Dortmund

Kurzfassung

Frühere Experimentelle Untersuchungen an Schraubenmotoren haben gezeigt, dass wesentliche Verluste bei der Energiewandlung bereits während des Füllvorgangs stattfinden. Daher ist insbesondere eine Optimierung des Einlassbereiches für die Energiewandlung von Bedeutung. Dieser Beitrag beschäftigt sich mit einer vergleichenden quantifizierenden Bewertung geometrischer Variationen im Einlassbereich von Schraubenmotoren. Die Beurteilung der Varianten erfolgt anhand von zwei für die Energiewandlung in Schraubenmotoren wesentlicher Verlustquellen. Dies sind zum einen die Spaltverluste während der Kammerfüllung und zum anderen die Drosselung am Eintritt in den Motor.

Sowohl die zur Beurteilung verwendeten Kennzahlen, als auch einzelne Geometrien wurden bereits in einem früheren Beitrag [1] vorgestellt. Dabei konnte gezeigt werden, dass insbesondere eine konische Rotorgeometrie bezüglich der untersuchten Verlustmechanismen Vorteile gegenüber den heute üblichen zylindrischen Geometrien aufweist

Um das Betriebsverhalten von Motoren mit derartigen Rotorgeometrien leichter auch experimentell untersuchen und beurteilen zu können, erscheint es sinnvoll, sich der konischen Geometrie in einem ersten Schritt anzunähern. Dies kann durch gestufte zylindrische Rotoren mit aufgesetzten Scheiben im Einlassbereich geschehen. Die Scheiben weisen dabei gegenüber dem eigentlichen Profil eine mit der Zahnhöhe abweichende Profilierung auf. Es sind auch Unterschiede in der Steigung möglich. Die Geometrie und Funktion dieser Scheiben und ihre Bewertung im Vergleich mit konischen Rotorgeometrien werden in diesem Beitrag vorgestellt.

Abstract

By applying the methods for evaluation of the pressure loss and operative clearance widths to typical cylindrical rotor geometries with normal inlet area, no tendencies for an improvement in chamber filling can be seen. Therefore opportunities for a modification of the inlet area with regard to an improvement in chamber filling are investigated. These are *conical rotors* and *inlet discs on male and female rotors*.

The option of conical rotors shows an improvement in chamber filling which is mainly influenced by a reduction in pressure loss at the inlet. The clearance situation shows no significant differences to typical cylindrical rotor geometries. Therefore we can also expect an improvement in energy conversion by the use of conical rotors. But a final point to make is that manufacturing these conical rotors is not being investigated at present.

The option of inlet discs on the male and the female rotors is an intermediate step between cylindrical and conical rotors. In this case the advantage of improved chamber filling is combined with ease of manufacture, but without the disadvantage of an exhaust chamber like engines with only one disc [1]. However the potential for improved chamber filling is smaller compared with the conical rotors.

1 Einleitung

Grundlagen für diese Betrachtungen bilden Ergebnisse aus früheren experimentellen Untersuchungen an Schraubenmotoren [2], [3], [4]. Als zwei wesentliche Verlustquellen für die Energiewandlung wurden dabei die Spaltmassenströme während der Kammerfüllung sowie die dissipative Drucksenkung am Eintritt in den Motor festgestellt. Aufbauend auf diesen Ergebnissen können dimensionslose Kennzahlen zur rein geometrischen Beurteilung unterschiedlicher Rotorgeometrien entwickelt werden [1].

Die durchgeführten geometrischen Variationen zeigen in der Regel gegensätzliche Wirkungen auf Spaltverluste und Einlassdrosselung. Die Kennzahlen zur Beurteilung der Einlassdrosselung weisen jedoch gegenüber den Spaltkennzahlen größere Gradienten auf. Dies deutet darauf hin, dass die Gestaltung des Einlassbereichs einen stärkeren Einfluss auf die Einlassdrosselung als auf das Spaltgeschehen besitzt. Bei geometrischen Variationen ist die Drosselung daher vorrangig zu beachten [5].

Anhand der durchgeführten Geometrievariationen konnten für herkömmliche zylindrische Rotorgeometrien keine eindeutigen Tendenzen für eine Verbesserung der Kammerfüllung

gefunden werden [1]. Daher sollen nachfolgend 3 Beispiele betrachtet werden, in denen der Einlassbereich abweichend von der bisher üblichen Maschinengestaltung hinsichtlich einer verbesserten Kammerfüllung geometrisch verändert wurde.

2 Kennzahlen

In Übereinstimmung mit der üblicherweise in der Literatur verwendeten Spaltbezeichnung ist hier mit der Spaltbreite die räumliche Ausdehnung des Spaltes senkrecht zur Strömungsrichtung zu verstehen Bild 1.

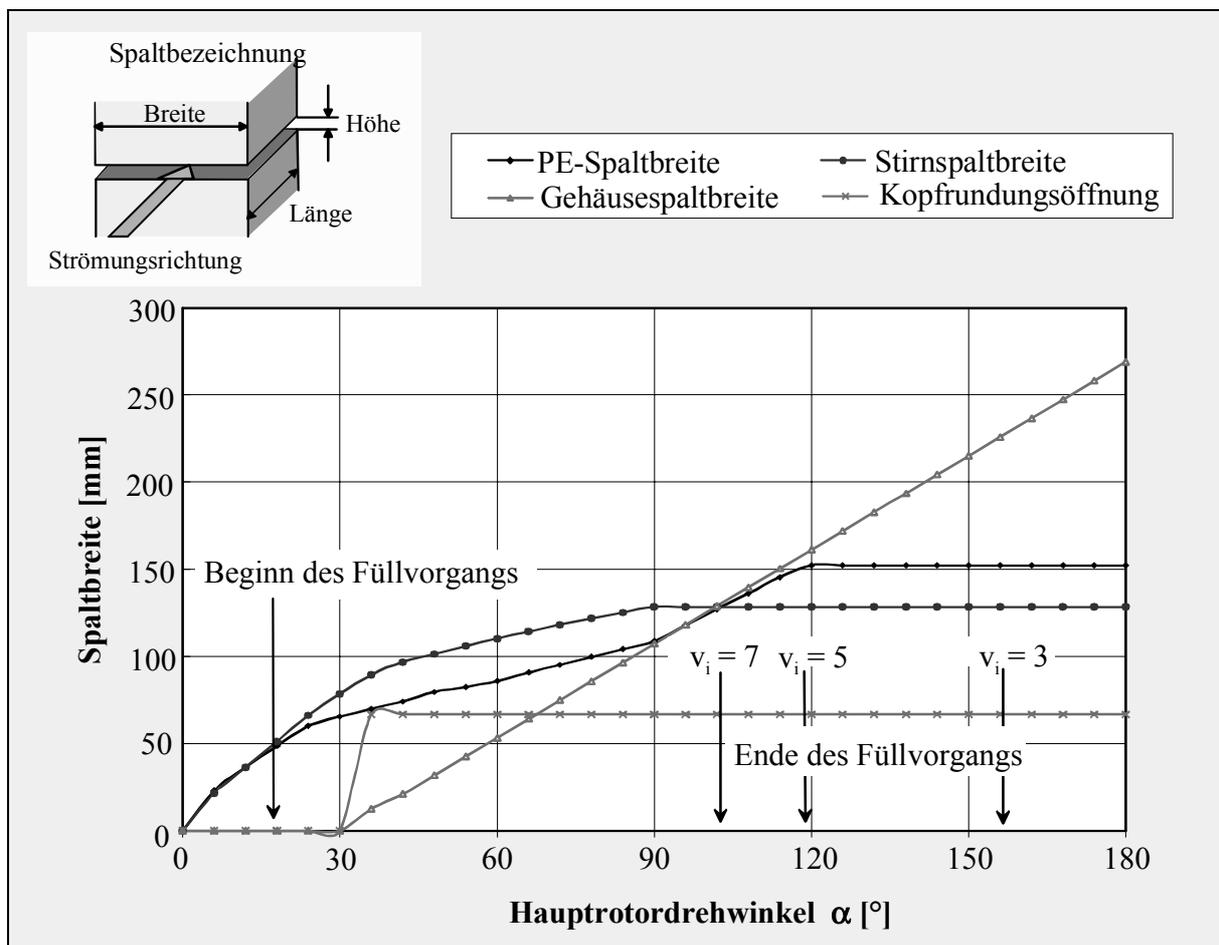


Bild 1: Spaltbreitenverläufe als Funktion des Hauptrotordrehwinkels (berechnet für das Profil: asym. SRM (4 + 6); $a = 80$ mm; $L/D = 1,5$; $\phi_{HR} = 300^\circ$)

Die während der Kammerfüllung wirksamen Spalte sind im einzelnen

- der HD-seitige Stirnspalt an Haupt- und Nebenrotor,
- der Profileingriffsspalt,

- der Gehäusespalt an Haupt- und Nebenrotor
- und die Kopfrundungsöffnung.

Mit Ausnahme der Kopfrundungsöffnung setzen sich die Spalte in einer Idealisierung aus einer Spaltbreite als Funktion des Drehwinkels und einer Spalthöhe zusammen, die sich in Abhängigkeit der jeweiligen Betriebsbedingungen einstellt. Für die Kopfrundungsöffnung wird eine fiktive mittlere Spalthöhe \bar{z}_f eingeführt, um die Fläche A_{Kopf} dieser Öffnung im engsten Querschnitt auf ein der Spaltbreite vergleichbares Längenmaß reduzieren zu können. Der Wert für \bar{z}_f kann aus den Angaben üblicher Kaltspalthöhen für Gehäuse- und Profileingriffspalte einer zugrunde liegenden Vergleichsmaschine bestimmt werden. Es soll zunächst eine *Einheitsvergleichsmaschine* definiert werden, die als ein Bezugsmaßstab den folgenden Betrachtungen zugrunde gelegt wird und durch die Indizes 11 analog der Strömungseinheitsmaschine gekennzeichnet sein soll, Tabelle 1.

Tabelle 1: Daten der gewählten Einheitsmaschine 11

	Hauptrotor	Nebenrotor
Zähnezahl	$z_{HR,11} = 4$	$z_{NR,11} = 6$
Kopfkreisdurchmesser	$D_{HR,11} = 102 \text{ mm}$	$D_{NR,11} = 102 \text{ mm}$
Achsabstand	$a_{11} = 80 \text{ mm}$	
Rotorlänge	$L_{11} = 150 \text{ mm}$	
HR-Umschlingungswinkel	$\Phi_{HR,11} = 300^\circ$	
Expansionsvolumen	$V_{Motor,11} = 7,52 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$	
Kopfrundungsradius	$r_{2,11} = 3 \text{ mm}$	
mittlere fiktive Spalthöhe	$\bar{z}_{f,11} = 0,1 \text{ mm}$	

Für eine rein geometrische Beurteilung der Spaltsituation im Schraubenmotor ist das Verhältnis der wirksamen Summenspaltfläche zum jeweiligen Kammervolumen entscheidend. Dabei sind für die einzelnen Spaltarten bzgl. ihres Anteils an dem Gesamtspaltmassenstrom neben der wirksamen Spaltbreite weitere Einflussgrößen wie die Spalthöhe und -länge sowie die Spaltgeometrie und die Zustandsgrößen des Arbeitsmediums am jeweiligen Spalt von

Bedeutung [6]. Aus diesen Größen lassen sich Gewichtungsfaktoren ermitteln, die eine Bewertung der Spaltarten ermöglichen [2]. Eine Optimierung der Spalthöhen kann durch die Abstimmung zwischen den Bauteil deformierungen aufgrund thermischer und mechanischer Belastungen und den Betriebsparametern sowie evtl. durch den Einsatz von Einlaufbeschichtungen erfolgen [7]. Im vorliegenden Geometrievergleich soll eine Minimierung der Spaltflächen durch eine *Optimierung der Spaltbreiten* erreicht werden. Für die hier vorliegende Berechnung werden übliche Werte für Kaltspalthöhen in trockenlaufenden Schraubenkompressoren verwendet. Die Beurteilung der Spaltsituation anhand von Warmspalthöhen ist jedoch ebenso möglich [8].

Ein Vergleich der Absolutwerte der Spaltbreiten, wie sie in Bild 1 dargestellt sind, liefert noch keine Aussage darüber, ob ein Rotorprofil Vorteile hinsichtlich der Spaltverluste bietet oder nicht. Entscheidend sind vielmehr die über dem Drehwinkelbereich der Kammerfüllung wirksamen (integralen) Spaltbreiten, siehe Bild 2.

Zur Beurteilung der wirksamen Spaltbreiten dient daher, in Anlehnung an die von Rinder [9] vorgeschlagene Kenngröße zur Beurteilung der Leckspaltflächen, die Summe der einzelnen integralen Spaltbreiten im Bereich der Kammerfüllung. Die Integration erfolgt über den Hauptrotordrehwinkelbereich vom Beginn des Füllvorgangs $\alpha_{\text{Füllbeginn}}$ bis zur Drehwinkellage der Steuerkanten α_{vi} und wird bezogen auf das Kammervolumen an dieser Stelle.

Für einen Vergleich von Maschinen mit gleichem Expansionsvolumen und gleicher Hauptrotordrehzahl kann somit eine dimensionslose Kennzahl

$$\Pi_{Sp,V,n_{HR}} = \frac{\int_{\alpha_{\text{Füllbeginn}}}^{\alpha_{vi}} \left(b_{St}(\alpha) + b_{PE}(\alpha) + b_{Ge}(\alpha) + \frac{A_{Kopf.}(\alpha)}{\bar{z}_f} \right) d\alpha}{2 \cdot \pi \cdot V_{Ex,th}} \cdot V_{Motor}^{2/3}$$

gebildet werden [5].

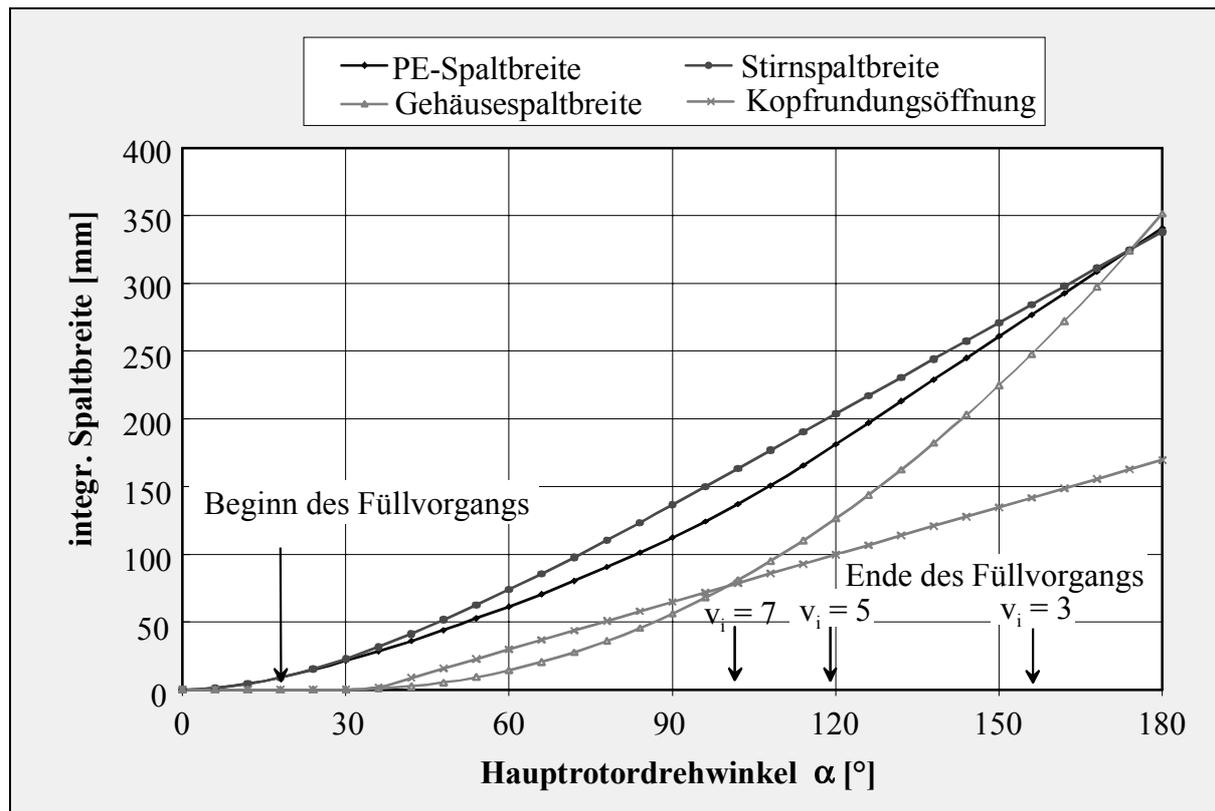


Bild 2: Über den Hauptrotordrehwinkel integrierte Spaltbreitenverläufe (berechnet für das Profil: asym. SRM (4 + 6); $a = 80$ mm; $L/D = 1,5$; $\phi_{HR} = 300^\circ$)

Neben den Spaltverlusten während der Kammerfüllung ist als weitere wesentliche Einflussgröße auf die Energiewandlung die Einlassdrosselung zu betrachten. Unter dem Begriff Drosselung wird üblicherweise die irreversible Drucksenkung an einem Strömungswiderstand also ein Entropieerzeugung verstanden, bei der weder technische Arbeit verrichtet noch die kinetische oder potenzielle Energie genutzt werden kann. Dies kann eine isenthalpe Drosselung sein, bei der die spezifischen Enthalpien vor und hinter der Drossel gleich bleiben ($\Delta h = 0$). Für ein ideales Gas, bei dem die spezifische Enthalpie nur von der Temperatur abhängt, gilt demnach auch die Bedingung einer isothermen Drosselung $\Delta T = 0$. Diese idealisierte Annahme des Drosselbegriffs gilt für Fälle, in denen die Dichteänderung aufgrund der Drucksenkung an der Drossel hinreichend klein ist, so dass eine damit verbundene Geschwindigkeitsänderung vernachlässigt werden kann. Unter der Annahme, dass die Förderung nach einer hinreichend kleinen Differenz der Strömungsgeschwindigkeiten vor dem Einlass und in der Arbeitskammer erfüllt ist, soll der Begriff der Drosselung auch auf den Einlassvorgang in den Schraubenmotor angewendet werden. Anhand des beispielhaften Druckverlaufs in Bild 3 sind zwei Bereiche der Drosselung zu unterscheiden. Die hellgraue Arbeitsfläche kennzeichnet die Flächendifferenz zwischen einer Maschine mit einer idealen Kam-

merfüllung beim Eintrittsdruck p_E bis zum Erreichen der realen Kammermasse bei Expansionsbeginn und anschließender isentroper Expansion, sowie dem Druckverlauf bei realer Kammerfüllung (dunkelgrau).

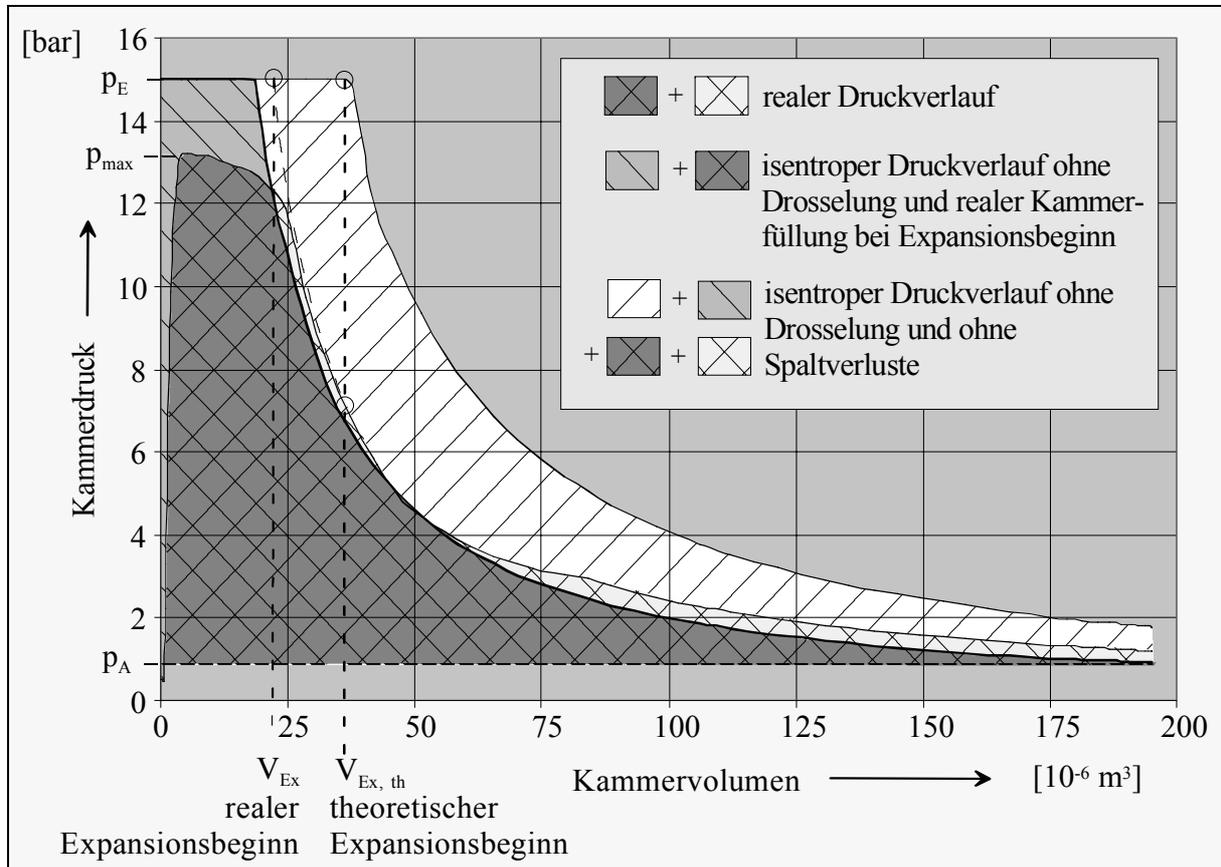


Bild 3: Darstellung der Verlustanteile aus Einlassdrosselung und Spaltverlusten anhand der Arbeitsflächen im p-V-Diagramm für einen beispielhaften Kammerdruckverlauf.

Die Drucksenkung vom Eintrittsdruck p_E auf den realen Kammerdruck in diesem Bereich des Füllvorgangs kann nur zu einem geringen Anteil in Form eines Rückgewinns (schmaler Zwischenbereich) zur Verrichtung der Wellenarbeit genutzt werden. Die hellgraue Fläche kann demnach zur Beurteilung der Einlassdrosselung dienen.

Als Beurteilungskriterium für die Drosselung soll hier der theoretische Liefergrad einer ideal dichten Maschine dienen

$$\lambda_{L,th} = \frac{\dot{m}_{\text{Ex,th}}}{\dot{m}_{\text{th}}}$$

Daraus lässt sich eine dimensionslose Kennzahl für einen Vergleich der Liefergrade ideal dichter Maschinen mit gleichem Expansionsvolumen V_{Motor} bei gleicher Drehzahl am Hauptrotor in der Form

$$\Pi_{E,\lambda_L,n_{HR}} = \frac{V_{Motor}^{1/3}}{\alpha_{vi} - \alpha_{Füllbeginn}} \cdot \int_{\alpha_{Füllbeginn}}^{\alpha_{vi}} \frac{dV_K(\alpha_{HR})}{d\alpha_{HR}} \cdot \frac{1}{A(\alpha_{HR})} d\alpha_{HR}$$

bilden [5].

Unter Verwendung der dargestellten Spalt- und Einlasskennzahlen lassen sich für eine Variation üblicher Geometrieparameter (Längen-/ Durchmesser Verhältnis, Zähnezah, Umschlingungswinkel) bei zylindrischen Rotorgeometrien keine eindeutigen Optimierungstendenzen erkennen. Die Einflüsse von Spaltmassenstrom und Drosselung verhalten sich in der Regel gegensätzlich, wobei die Einlassdrosselung stärker auf geometrische Veränderungen reagiert, so dass diese vorrangig betrachtet werden sollte [1], [5]. Im Folgenden werden daher Einlassgeometrien betrachtet, die von der herkömmlichen Maschinengeometrie abweichen.

3. Konische Rotoren

Hier soll die Variante mit konischem Hauptrotor in Verbindung mit einem zylindrischen Nebenrotor in achsparalleler Anordnung untersucht werden, Bild 4. Durch den konischen Verlauf des Hauptrotors bei sonst unveränderten Geometrieparametern verkleinert sich das Kammervolumen gegenüber der zylindrischen Maschine. Daher muss für einen Vergleich von Maschinen mit gleichem theoretischen Volumenstrom bei gleicher Drehzahl die konische Maschine unter Berücksichtigung der geometrischen Ähnlichkeitsbeziehungen mit einem Längenmaßstabsfaktor um ca. 10% vergrößert werden.

Ein wesentlicher Vorteil der konischen Variante liegt in der HD-seitigen Verbreiterung des Nebenrotorzahnkopfes. Dies führt zu einer deutlichen Vergrößerung des radialen Anteils der Einlassfläche auf der Nebenrotorseite, Bild 5. Ein Vergleich mit der zylindrischen Vergleichsmaschine zeigt bei gleichem inneren Volumenverhältnis von $v_i = 5$ eine Erhöhung im Maximalwert der Einlassfläche von 540mm^2 auf 1080mm^2 also um 100%. Dabei verschiebt sich jedoch auch die Lage der Steuerkanten von 119° auf 138° .

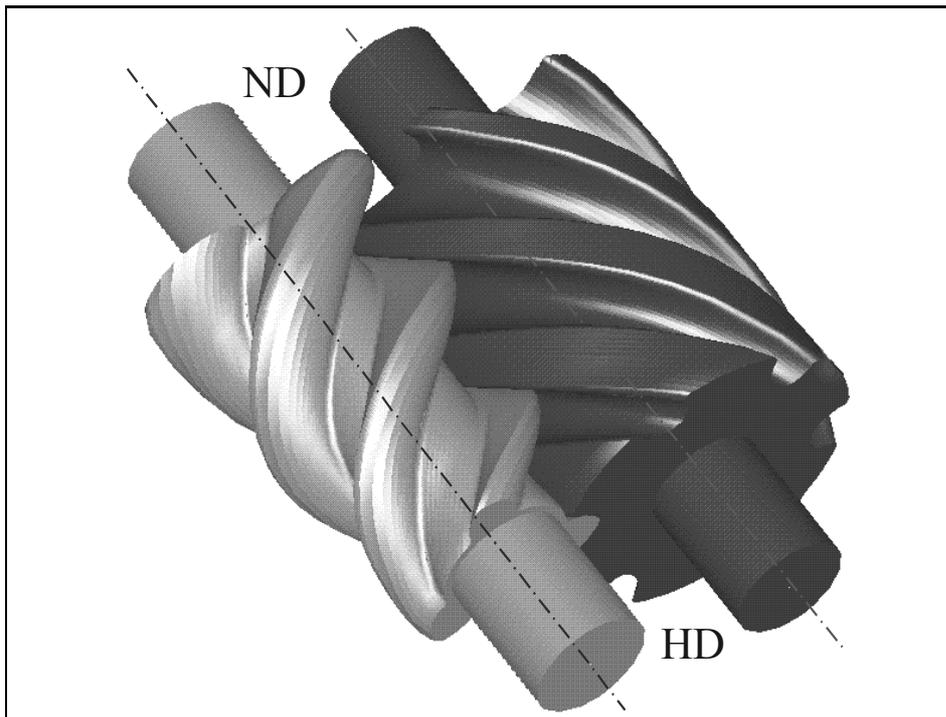


Bild 4: Beispiel für ein parallelachsiges Rotorpaar mit konischem Hauptrotor und zylindrischem Nebenrotor auf der Basis des asym. SRM-Profiles (Zähnezahl 4+6; $\Phi_{HR} = 300^\circ$; $a = 80\text{mm}$; $D_{NR} = 102\text{mm}$; $D_{HR} = 80 - 105\text{mm}$; $L = 150\text{mm}$).

Vergleicht man die Einlassflächen bei gleicher Steuerkantenlage von 119° , so ergibt sich weiterhin ein Anstieg im Maximalwert der Einlassfläche von ca. 20% gegenüber der Vergleichsmaschine. Die Einlassflächenkurven zeigen in der ersten Hälfte des Drehwinkelbereichs einen ähnlichen Verlauf, so dass hier mit einer ähnlichen Drosselwirkung zu rechnen ist. In der zweiten Hälfte, in der aufgrund des Anstiegs der Volumenkurve der Volumenstrom zunimmt, zeigt die Einlassflächenkurve für das konische Rotorpaar größere und damit verbesserte Werte. Das innere Volumenverhältnis der konischen Maschine liegt bei diesem Vergleich mit $v_i = 6,65$ gegenüber dem $v_i = 5$ der zylindrischen Maschine um 33% höher, wodurch sich der theoretische Volumenstrom am Einlass um einen entsprechenden Anteil verringert.

Bei dem dargestellten annähernd gleichen Einlassflächenverlauf führt dies zu einer geringeren fiktiven Strömungsgeschwindigkeit

$$\bar{c}_{E,f} = \frac{1}{t_{vi} - t_{\text{Füllbeginn}}} \cdot \int_{t_{\text{Füllbeginn}}}^{t_{vi}} \frac{\dot{V}_K(t)}{A(t)} dt$$

am Einlass [3]. Daher ist selbst für größere innere Volumenverhältnisse bei der konischen Maschine eine Verringerung der Einlassdrosselung gegenüber der Vergleichsmaschine zu erwarten.

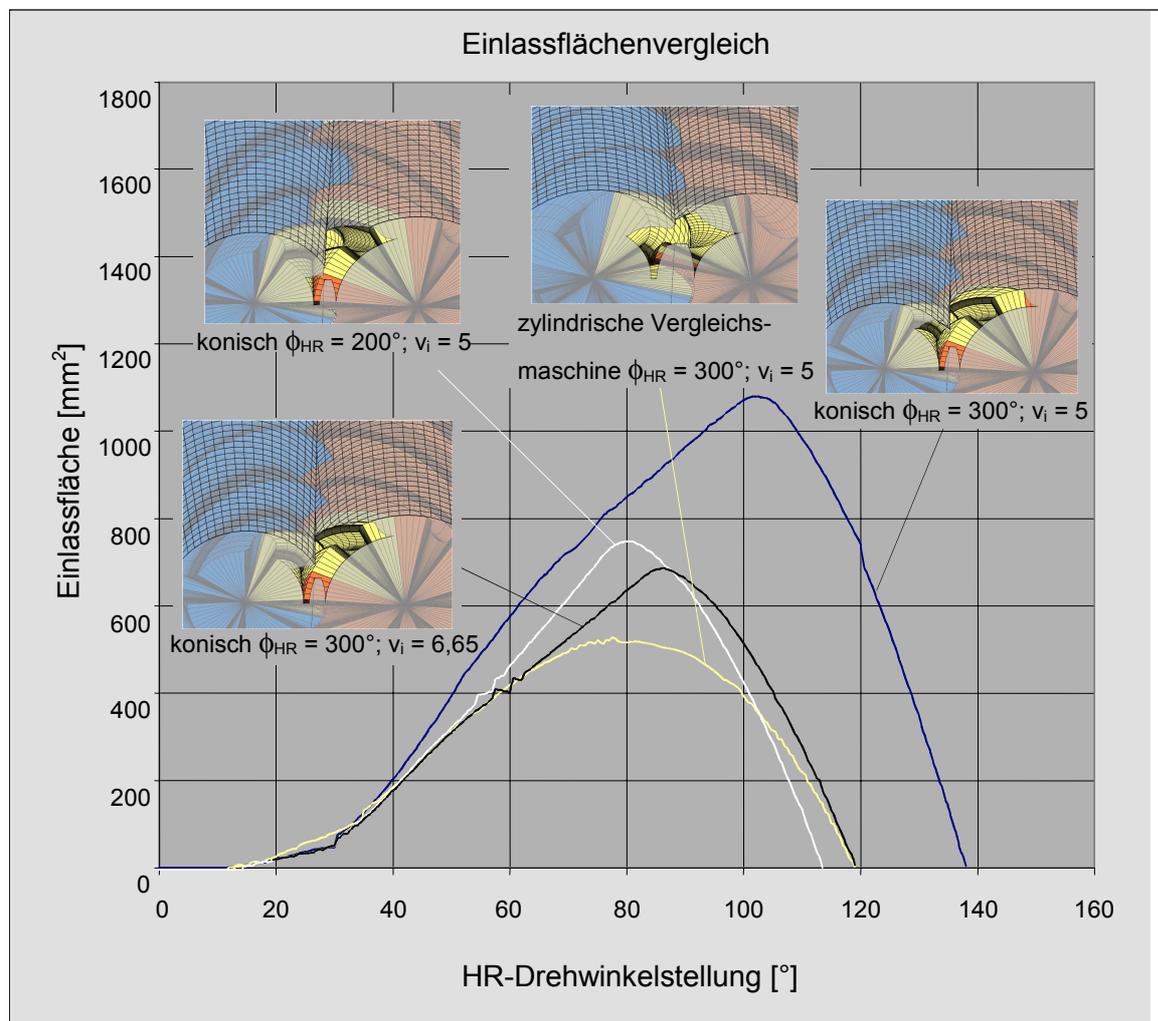


Bild 5: Vergleichende Darstellung der Einlassflächen für konische Rotoren sowie für die zylindrische Vergleichsmaschine bei gleichem Kammervolumen, gleicher Zähnezahl 4+6 und gleichem Achsabstand-/Längenverhältnis a/L .

Für einen Vergleich von Maschinen mit gleichen inneren Volumenverhältnissen kann der Drehwinkelbereich des Füllvorgangs durch eine Verringerung des Hauptrotor-Umschlingungswinkels Φ_{HR} verkleinert werden. In Bild 5 ist dies beispielhaft für ein konisches Rotorpaar mit einem HR-Umschlingungswinkel $\Phi_{HR} = 200^\circ$ bei einem inneren Volumenverhältnis von $v_i = 5$ dargestellt. Der Drehwinkelbereich reduziert sich dabei gegenüber dem konischen Rotorpaar mit einem HR-Umschlingungswinkel von $\Phi_{HR} = 300^\circ$ um ca. 21%

von 138° auf $113,5^\circ$. Gegenüber der zylindrischen Vergleichsmaschine ergibt sich eine Verringerung von ca. 5%. Dabei liegt das Maximum der Einlassfläche bezogen auf die Einlassfläche der Vergleichsmaschine um ca. 35% höher.

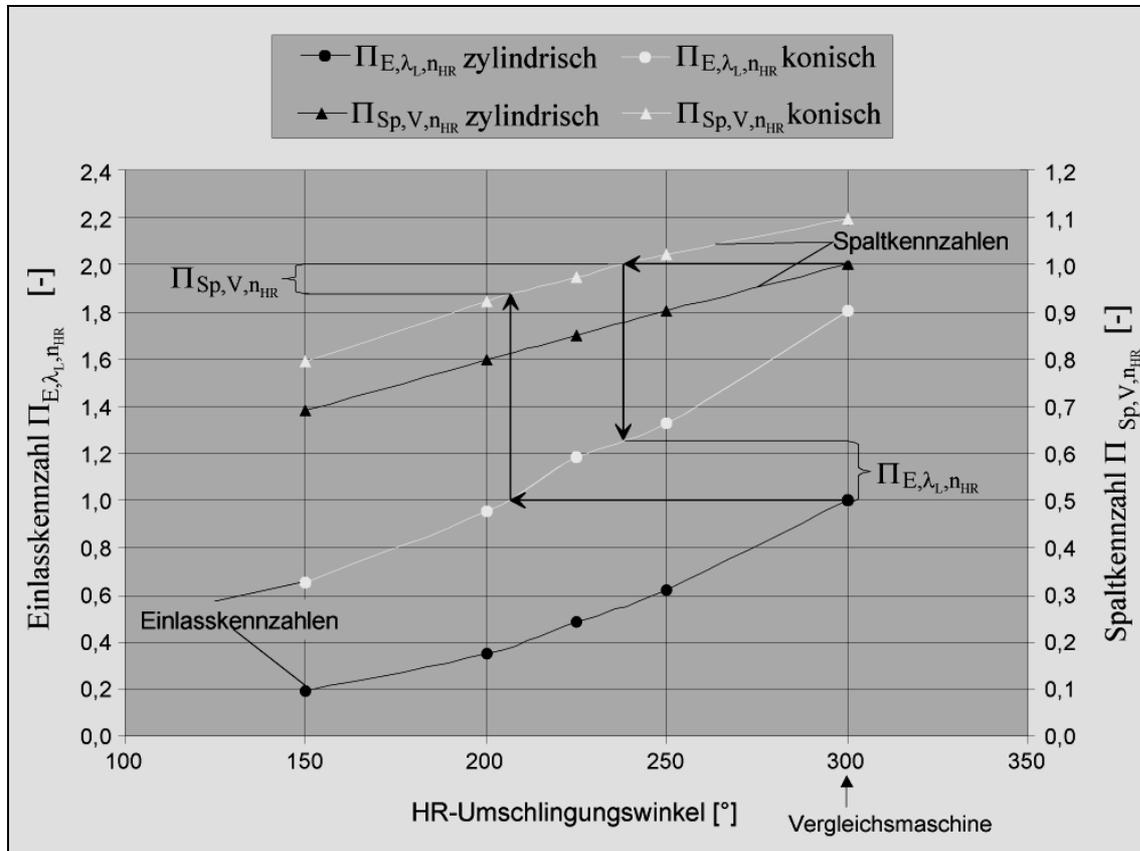


Bild 6: Spalt- und Einlasskennzahlen für ein Rotorpaar mit konischem Hauptrotor im Vergleich zu zylindrischen Rotoren (berechnet für ein asym. SRM-Profil 4+6; $\Phi_{HR} = 300^\circ$; $vi = 5$).

Dies wirkt wiederum dem negativen Einfluss auf die Drosselung am Eintritt entgegen, der sich aus einer mit dem Drehwinkelbereich verkürzenden Füllungsdauer ergibt. Daher wird ein Motor mit konischen Rotoren bei gleicher Einlassdrosselung gegenüber der zylindrischen Maschine einen geringeren Drehwinkelbereich zur Kammerfüllung benötigen. Die dadurch verkürzte Dauer der Kammerfüllung kann zu einer Verringerung der Spaltmassenströme beitragen.

Aufgrund der zuvor beschriebenen Zusammenhänge ergibt sich der in Bild 6 dargestellte Verlauf der Spalt- und Einlasskennzahlen. Darin ist eine deutliche Erhöhung der Einlasskennzahlen bei konischer Rotorgeometrie gegenüber der zylindrischen Vergleichsmaschine aufgrund der vergrößerten Einlassfläche zu erkennen. Dies stellt einen Hinweis auf eine Ver-

ringerung der Einlassdrosselung dar. Weiterhin ergeben sich größere Spaltkennzahlen als Kennzeichen zunehmender Spaltverluste. Diese sind jedoch weniger stark ausgeprägt, so dass in der Summe mit einer Verringerung der Verluste zu rechnen ist.

In Bild 7 sind der Liefergrad und der innere isentrope Gütegrad dargestellt, die sich für einen beispielhaft ausgewählten Betriebszustand anhand von Modellrechnungen für eine adiabate und ideal dichte Maschinen ergeben.

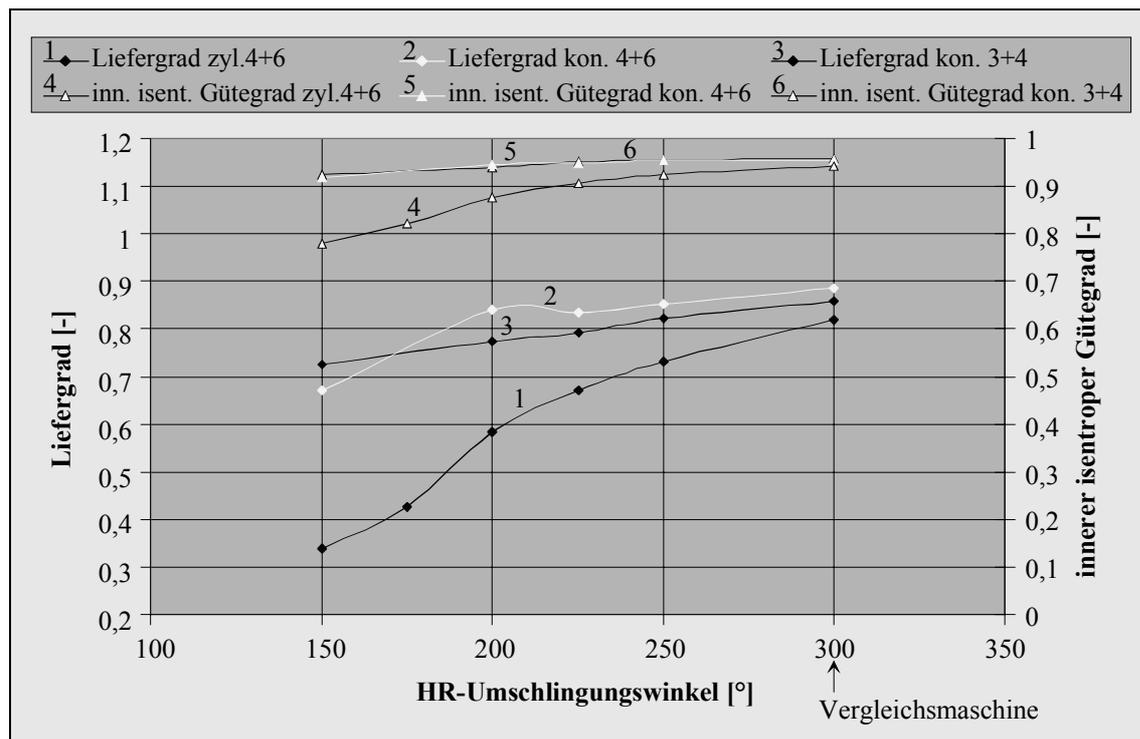


Bild 7: Vergleich der Liefergrade und der innerer isentropen Gütegrade von konischen Rotorgeometrien mit denen der zylindrischen Vergleichsmaschine anhand von Modellrechnungen für eine ideal dichte Maschine (Arbeitsmedium Wasserdampf;

$$p_E = 15 \text{ bar}; \vartheta_E = 250 \text{ °C}; \text{ angepasster Betrieb}; v_i = 5; n_{HR} = 16852 \text{ min}^{-1}.$$

Ausgangspunkt der Betrachtungen ist die zylindrische Vergleichsmaschine. Der Liefergradverlauf zeigt eine deutliche Abnahme bei einer Verkleinerung des HR-Umschlingungswinkels von 82% bei $\Phi_{HR} = 300^\circ$ auf 34% bei $\Phi_{HR} = 150^\circ$. Dabei nimmt der Gradient im Kurvenverlauf mit zunehmendem HR-Umschlingungswinkel ab. Der innere isentrope Gütegrad zeigt qualitativ den gleichen Verlauf, jedoch sind die Gradienten hier deutlich geringer ausgeprägt. Es ergibt sich lediglich eine Abnahme von 94% auf 78%. Für große HR-Umschlingungswinkel im Bereich von 250° bis 300° ist daher in dem betrachteten Betriebsfall der Einfluss der Drosselung auf die Energiewandlungsgüte weniger stark ausgeprägt. Damit

verbunden ist eine geringe Druckdifferenz zwischen dem Eintrittsdruck p_E und den maximalen Kammerdruck. Die Drosselung bewirkt hier im Wesentlichen einen vorzeitigen Expansionsbeginn bei verringerter Kammermasse, ähnlich einer Vergrößerung des inneren Volumenverhältnisses.

In einem nächsten Schritt soll zusätzlich der Einfluss der Spaltmassenströme betrachtet werden. Dazu sind in Bild 8 Kurvenverläufe für Maschinen mit und ohne Berücksichtigung der Spaltmassenströme vergleichend dargestellt. Erwartungsgemäß ist eine deutliche Zunahme des Liefergrades für die Maschine mit Spaltverlusten gegenüber der ideal dichten Maschine besonders bei großen HR-Umschlingungswinkeln zu erkennen. Dadurch bedingt sinken die Gütegrade. Mit abnehmendem Umschlingungswinkel nehmen die Spaltmassenströme und damit auch die Differenzen im Liefergrad ab, die Kurvenverläufe nähern sich einander an.

Der dargestellte Vergleich der inneren isentropen Gütegrade lässt für das konische Rotorpaar eine Verbesserung von ca. 8% gegenüber dem maximalen Wirkungsgrad der Vergleichsmaschine erkennen. Die Veränderung des Gütegrades bei Variation des HR-Umschlingungswinkels ist dabei für den konischen Fall gering, da einer Verringerung der Spaltmassenströme eine Zunahme der Drosselwirkung entgegen wirkt. Es ist ein schwach ausgeprägtes Optimum in einem HR-Umschlingungswinkelbereich zwischen 150° und 200° zu erwarten.

Für die zylindrischen Rotoren liegt bereits bei einem HR-Umschlingungswinkel von 300° eine so große Drosselwirkung vor, dass keine Verbesserung des Gütegrades durch eine Verringerung des Umschlingungswinkels mehr zu erzielen ist. Für kleine Umschlingungswinkel nehmen aufgrund zunehmender Drosselung die Kammermasse und der Kammerdruck stark ab. Dadurch vergrößert sich der Anteil des Spaltmassenstroms über die HD-ND-Verbindung des HD-Stirnpaltes am Gesamtspaltmassenstrom, da hier weiterhin das maximale Druckverhältnis anliegt. Dies wird an der Zunahme des bezogenen Spaltmassenstroms für HR-Umschlingungswinkel $\Phi_{HR} < 200^\circ$ deutlich, Bild 8. In diesem Fall müssen für eine Beurteilung der Rotorgeometrie anhand von Kennzahlen energetisch bewertete Kennzahlen verwendet werden, in denen die Druckdifferenz am Spalt berücksichtigt wird [5].

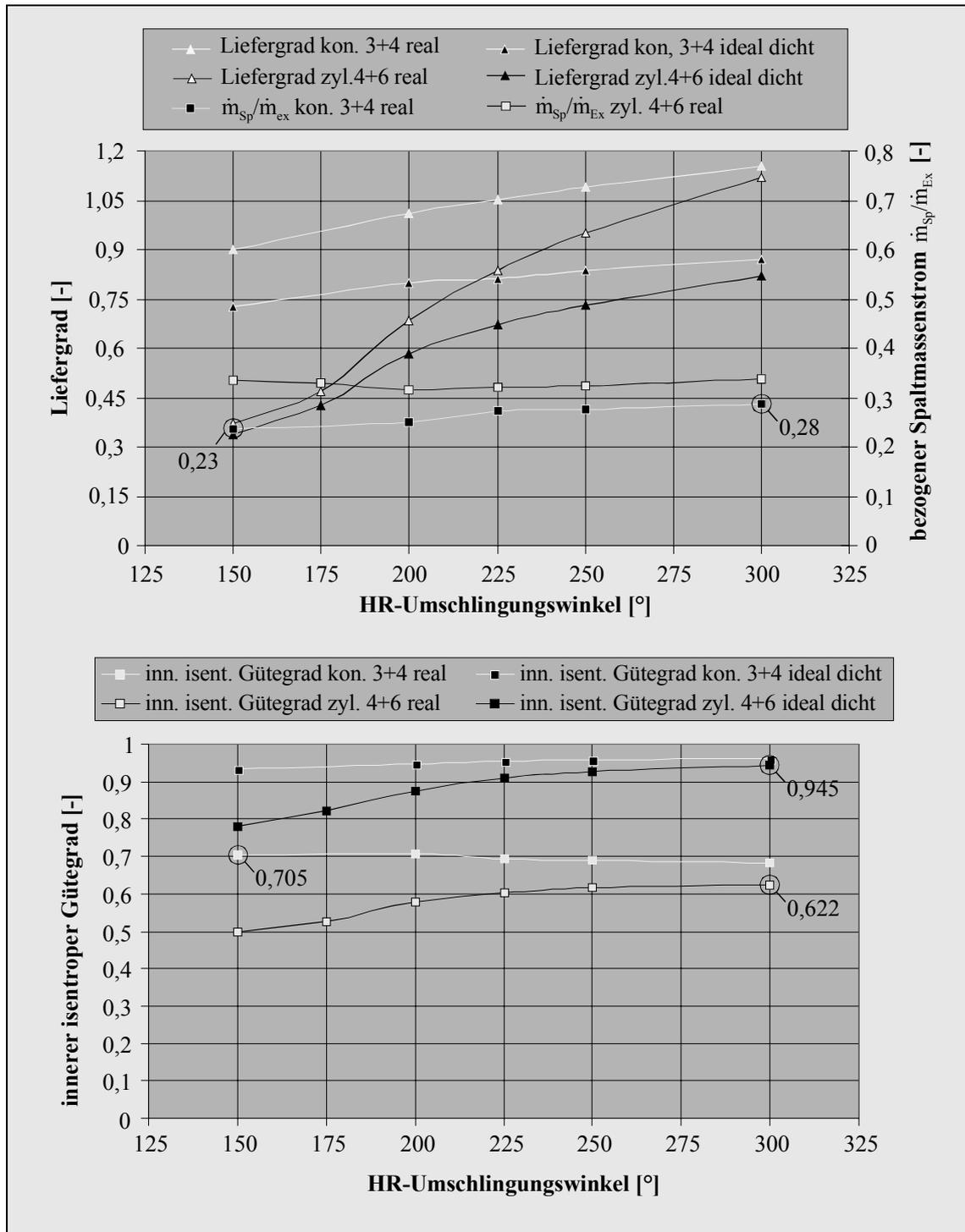


Bild 8: Vergleich von zylindrischen und konischen Rotorgeometrien bei Variation des HR-Umschlingungswinkels anhand von Ergebnissen aus Simulationsrechnungen (angenommener Betriebsfall: Arbeitsmedium Wasserdampf; $p_E = 15$ bar; $\vartheta_E = 250$ °C; angepasster Betrieb; $v_i = 5$; $n_{HR} = 16852$ min⁻¹).

4 Rotoren mit Einlassscheiben auf Haupt- und Nebenrotor

Als einen ersten Schritt in Richtung einer geometrischen Einlassoptimierung mittels konischer Rotorgeometrien ist die im Folgenden vorgestellte Variante zweier profilierter Einlassscheiben zu sehen, Bild 9.

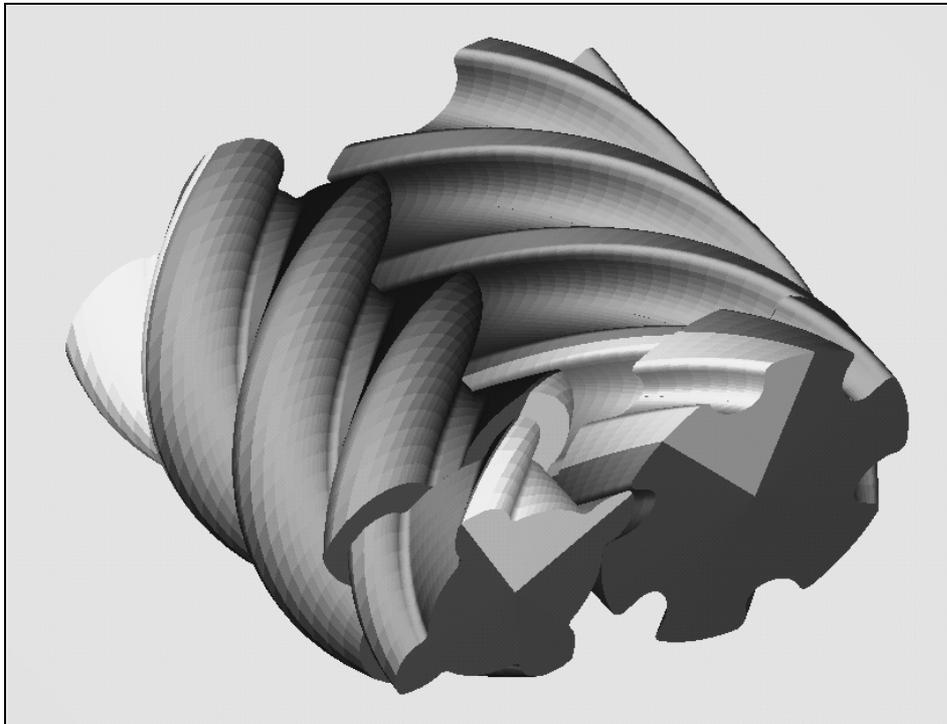


Bild 9: Beispiel für ein Rotorpaar mit profilierten Einlassscheiben auf Hauptrotor und Nebenrotor auf der Basis des asym. SRM-Profiles (Zähnezahl 4+6; $\Phi_{HR} = 300^\circ$; $a = 80\text{mm}$; $D_{NR} = 102\text{mm}$; $D'_{HR} = 86\text{mm}$ (Scheibe); $D_{HR} = 102\text{mm}$; $L = 150\text{mm}$).

In ähnlicher Weise wie schon bei der konischen Ausführung ist der Kopfkreisdurchmesser der Scheibe auf dem Hauptrotor kleiner als der entsprechende Durchmesser des eigentlichen Rotors. Der Scheibendurchmesser auf dem Nebenrotor stimmt mit dem des Rotors überein. Dadurch kann die Einlassfläche durch einen großen radialen Flächenanteil auf der Nebenrotorseite in der Summe vergrößert werden. Aufgrund ihrer Profilierung besitzen die Scheiben jedoch keinen Schadraum, so dass der Nachteil einer Vorkammerfüllung entfällt. Damit lassen sich wesentliche Voraussetzungen für eine Verbesserung der Energie wandlungsgüte erfüllen [5].

Im Unterschied zu der Variante der konischen Rotoren ergeben sich für die Ausführung der zylindrischen Rotoren mit zwei Einlassscheiben zwei weitere geometrische Freiheitsgrade. Dies ist zum einen die Scheibenbreite B_s und zum anderen der Kopfkreisdurchmesser der

Scheibe auf der Hauptrotorseite $D_{HR,S}$. Weiterhin ändert sich durch den un stetigen Übergang zwischen Rotor und Scheibe die Spaltsituation. Es ergeben sich zusätzliche Spaltflächen an der Übergangsstelle zwischen den Scheiben und den Rotoren [2].

Für die Beurteilung der Drosselwirkung wird zunächst der theoretische Fall einer ideal dichten Maschine betrachtet, Bild 10. Der Liefergrad für die Rotoren mit Einlassscheiben verläuft dabei oberhalb der Liefergradkurve der zylindrischen Vergleichsmaschine. Besonders im Bereich kleiner Hauptrotorumschlingungswinkel, wo sich für die Vergleichsmaschine eine deutliche Verringerung im Liefergrad als Zeichen starker Drosselung ergibt, ist für die Maschine mit Einlassscheiben eine geringere Abnahme im Liefergrad und damit eine Verbesserung zu erkennen. Die Liefergrade, die sich für eine konische Rotorgeometrie ergeben, werden jedoch nicht erreicht.

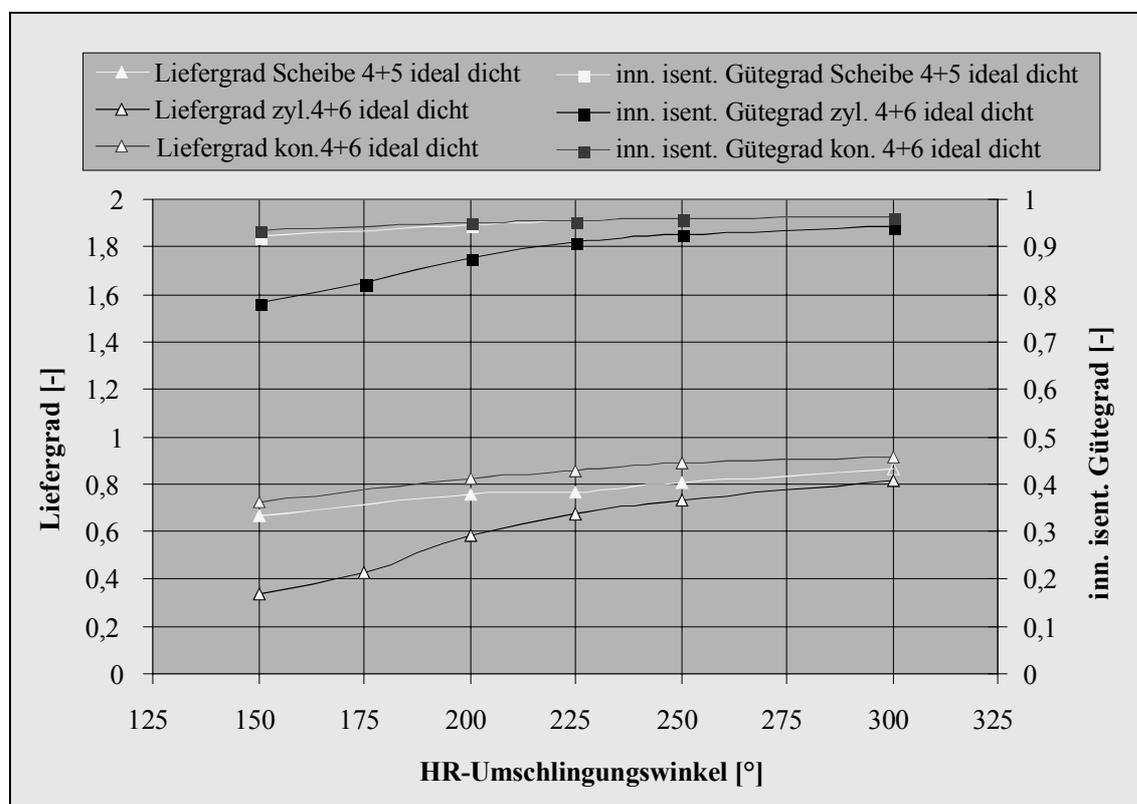


Bild 10: Vergleich von Rotoren mit Einlassscheiben mit denen zylindrischer und konischer Rotorgeometrien anhand von Liefergrad und innerem isentropen Gütegrad für den theoretischen Fall ideal dichter Maschinen (Arbeitsmedium Wasserdampf;

$$p_E = 15 \text{ bar}; \vartheta_E = 250 \text{ °C}; \text{ angepasster Betrieb}; v_i = 5; n_{HR} = 16852 \text{ min}^{-1}.$$

Gleiche Tendenzen lassen sich auch an den Gütegradverläufen ablesen, wobei hier die Differenzen zwischen den Kurven geringer ausfallen.

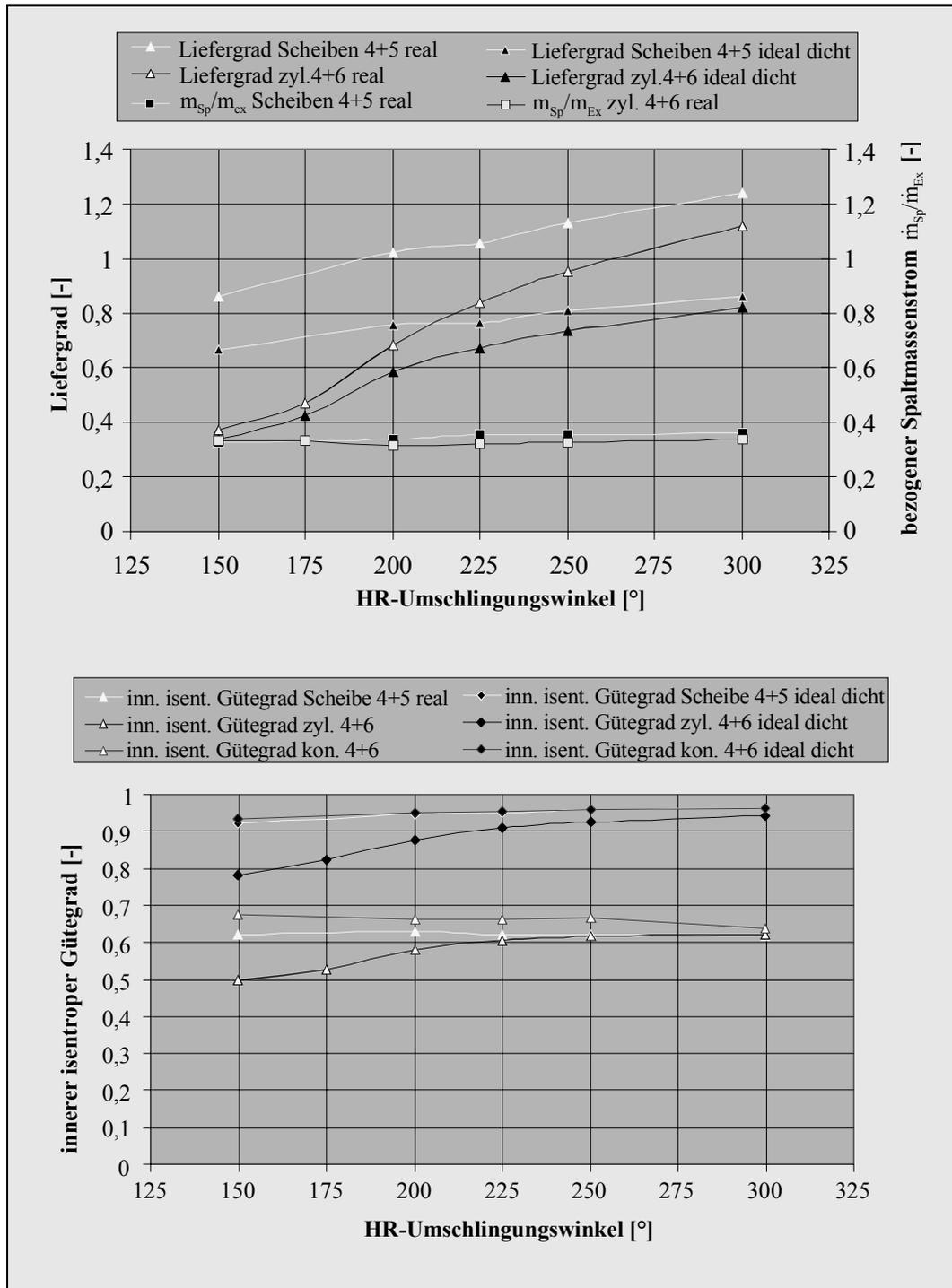


Bild 11: Vergleich der zylindrischen Rotorgeometrie mit einer Rotorgeometrien mit zwei Einlassscheiben bei Variation des HR-Umschlingungswinkels anhand von Ergebnissen aus Simulationsrechnungen für den angenommenen Betriebsfall: Arbeitsmedium Wasserdampf; $p_E = 15 \text{ bar}$; $\vartheta_E^0 = 250 \text{ °C}$; angepasster Betrieb; $v_i = 5$; $n_{HR} = 16852 \text{ min}^{-1}$.

Während der Unterschied zur zylindrischen Vergleichsmaschine deutlich zu erkennen ist, ergeben sich gegenüber den konischen Rotoren keine wesentlichen Abweichungen im Kurvenverlauf. Für die konischen Rotoren sowie die Rotoren mit Einlassscheiben ist demnach die Drosselwirkung für den hier betrachteten Betriebsfall eher gering. Die Differenzen im Liefergrad zwischen diesen Geometrien sind lediglich Anzeichen für unterschiedliche Kammermassen, die Drosselwirkung bleibt jedoch annähernd gleich.

Die mit der Verringerung der Füllungsdauer bei kleineren HR-Umschlingungswinkeln abnehmenden Spaltverluste wirken sich dabei stärker auf die Energiewandlung aus, als die zunehmende Drosselung. In Bild 11 ist ein schwach ausgeprägtes Maximum im Verlauf der Kurve des inneren isentropen Gütegrades bei einem HR-Umschlingungswinkel von ca. 200° für das Rotorpaar mit Steuerscheiben zu erkennen. Der Kurvenverlauf ähnelt dem dargestellten Verlauf der konischen Rotorgeometrie, wobei deren Gütegradwerte jedoch nicht erreicht werden.

Der Gütegradverlauf für die Rotoren mit Steuerscheiben zeigt für den optimalen HR-Umschlingungswinkel lediglich eine Verbesserung von ca. 1% gegenüber der zylindrischen Vergleichsmaschine. Der Grund für diese geringe Verbesserung des Gütegrades liegt in den deutlich erhöhten Spaltmassenströmen gegenüber der Vergleichsmaschine, die den Vorteil der verringerten Einlassdrosselung nahezu vollständig aufbrauchen. Die Zunahme der Spaltmassenströme ist anhand der bezogenen Spaltmassenstromkurven zu erkennen. Dabei liegt der bezogene Spaltmassenstrom der Rotoren mit Steuerscheiben um bis zu 9% über dem der zylindrischen Rotoren. Als Ursache ist wiederum die mit der zunehmenden Drehwinkellage der Steuerkanten ansteigende Dauer des Füllvorgangs zu nennen.

Betrachtet man den Liefergradverlauf, so liegt dieser für die Maschine mit Einlassscheiben für Umschlingungswinkel $> 200^\circ$ deutlich über 1. Dies bestätigt zum einen die hohen Spaltverluste. Aber unter Berücksichtigung der Gütegrade für die ideal dichte Maschine bedeutet dies auch eine geringe Drosselneigung. Demnach erscheint die hier betrachtete Rotorgeometrie für den zum Vergleich herangezogenen beispielhaften Betriebsfall nur wenig geeignet. Das Potenzial, das sich aus der Verringerung der Einlassdrosselung ergibt, kann hier nur unzureichend genutzt werden. Deutlichere Gütegradverbesserungen beim Einsatz von Einlassscheiben sind für den betrachteten Betriebsfall durch eine gleichzeitige Verkleinerung der Spaltbreiten zu erwarten. Dies ist durch eine Verringerung der Hauptrotorzähnezahl (3+4) zu erreichen [5] (siehe Ergebnisse konisches Rotorpaar).

Verbesserungen gegenüber den zylindrischen Rotoren sind für die Rotorgeometrie mit Einlassscheiben dort zu erwarten, wo sich die Vorteile einer deutlich verminderten Einlass-

drosselung auswirken. Dies ist z. B. bei Motoranwendungen mit größeren inneren Volumenverhältnissen ($v_i > 5$) und für einen Betrieb mit höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Fall.

5 Ausblick

Die Eignung des Schraubenmotors als Expansionsmaschine zur Energiewandlung im unteren Leistungsbereich wurde bereits in verschiedenen Prototypenanlagen nachgewiesen [2]. Die bisherigen Schraubenmotorentwicklungen waren jedoch immer eng an die Gestaltungsprinzipien des Schraubenkompressors angelehnt. Im Hinblick auf die Auslegungssicherheit, Verfügbarkeit und die Fertigungskosten war dies auch ein zunächst akzeptabler Ansatz, um die Funktion einer solchen Maschine im Motorbetrieb nachzuweisen. Eine Analyse der wesentlichen Verlustquellen der Wellenarbeit hat jedoch gezeigt, dass es für eine Optimierung des Wirkungsgrades und des Betriebsverhaltens der Maschine notwendig ist, von den so festgelegten Vorgaben der Maschinengestaltung abzuweichen [1].

Der vorliegende Beitrag versucht Ansätze für eine geometrische Optimierung des Einlassbereiches von Schraubenmotoren aufzuzeigen, um dadurch die Güte der Energiewandlung zu verbessern. Einen ersten Hinweis auf eine mögliche Entwicklungsrichtung liefert dabei die konische Rotorvariante. In einem nächsten Schritt gilt es nun, die vorliegenden theoretischen Untersuchungen experimentell oder in detaillierteren Simulationsrechnungen zu überprüfen.

Symbole

Symbol	Dimension	Bedeutung			
			V	m ³	Volumen
a	m	Achsabstand	\dot{V}	m ³ s ⁻¹	Volumenstrom
A, A^*	m ²	Fläche	v_i	-	Inneres Volumenverhältnis
b, b^*	m	Spaltbreite	z	-	Zähnezahl
B	m	Scheibenbreite	\bar{z}	m	Mittlere Spalthöhe
c	m s ⁻¹	Geschwindigkeit	α	(rad)	Drehwinkel
\bar{c}	m s ⁻¹	Mittlere Geschwindigkeit	Φ	(rad)	Umschlingungswinkel
D	m	Außendurchmesser	λ_L	-	Liefergrad
L	m	Länge	Π	-	Druckverhältnis, dimensionslose Kennzahl
M	kg	Masse	ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit
n	s ⁻¹	Drehzahl			
p	kg m ² s ⁻²	Druck			
R	m ² s ⁻² T ⁻¹	Gaskonstante			
T	K	Temperatur			
t	s	Zeit			
u	m s ⁻¹	Umfangsgeschwindigkeit			

Indizes

Symbol	Bedeutung		
E	Einlass	ND	Niederdruck
Ex	Expansion	NR	Nebenrotor
f	virtuell	PE	Profileingriffspalt
Füllbeginn	Beginn des Füllvorgangs	S	Scheibe
Ge	Gehäusespalt	St	Stirrspalt
HD	Hochdruck	th	theoretisch
HR	Hauptrotor	V	Volumen
i	inner	vi	inneres Volumenverhältnis
K	Kammer	0	start
Kopf	Kopfrundungsöffnung	11	Vergleichsmaschine
nHR	Hauptrotordrehzahl		

Literaturverzeichnis

- [1] Fost, C.: Improving Chamber Filling in Screw-Type Engines. 6. VDI-Fachtagung Schraubenmaschinen 2002, VDI-Berichte 1715
- [2] Dreißig, B.: Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren., Universität Dortmund Diss. 1990
- [3] Huster, A.: Untersuchung des instationären Füllvorgangs bei Schraubenmotoren. Universität Dortmund Diss. 1998
- [4] Zellermann, R.: Optimierung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeitseinspritzung. Universität Dortmund Diss. 1996
- [5] Fost, C.: Ein Beitrag zur Verbesserung der Kammerfüllung von Schraubenmotoren., Universität Dortmund Diss. 2003
- [6] Rinder, L.: Schraubenverdichter; Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1979
- [7] von Unwerth, Th.: Experimentelle Verifikation eines Simulationssystems für eine GASSCREW, Universität Dortmund Diss. 2002
- [8] Janicki, M., Kauder, K.: Simulation und Experiment bei der Entwicklung von Schraubenkompressoren. 6. VDI-Fachtagung Schraubenmaschinen 2002, VDI-Berichte 1715, S. 51 – 66
- [9] Rinder, L.: Optimierung und Betriebsverhalten der Läuferverzahnungen für Schraubenverdichter mit Öleinspritzkühlung. TU Wien Habilitationsschrift 1978