## Verschleißschutz für Schraubenrotoren

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder** VDI, und Dipl.-Ing. **U. Dreischhoff** VDI, Dortmund

### Abstract

Wear-resistant screw rotors permit a reduction of construction units or the renunciation of conventual lubricants in the working chambers of screw machines. This work describes theoretical and experimental methods to determinate composite materials for this tribological system and some results are shown.

### Zusammenfassung

Der Verschleißschutz für Schraubenrotoren eröffnet eine Reduzierung der Bauteile bzw. den Verzicht herkömmlicher Schmiermittel in den Arbeitsräumen von Schraubenmaschinen. Der Beitrag beschreibt theoretische und experimentelle Vorgehensweisen zur Bestimmung von Verbundwerkstoffpaarungen für dieses Tribosystem sowie exemplarische Ergebnisse.

## <u>1.</u> Einleitung

Neue Werkstoffe und die technologische Behandlung von Werkstoffen nehmen in zunehmendem Maße immer schneller an Bedeutung zu. Dies liegt sicherlich an den stetig steigenden Anforderungen, die an Bauteile und Maschinen gestellt werden, sei es zum Zwecke einer Verbesserung bestehender Anwendungen oder um neue Einsatzgebiete zu erschließen. Häufig können die geforderten Aufgaben nicht von einem Werkstoff allein erfüllt werden, so daß angepaßte Verbundwerkstoffe bzw. Werkstoffverbunde Verwendung finden. Ein breites Einsatzspektrum für die angesprochenen Werkstoffverbunde stellt der Verschleißschutz technischer Oberflächen dar. Die zahlreichen industriell eingesetzten Beschichtungstechnologien, wie z.B. die Galvanik, das thermische Spritzen und die Dünnschichttechnologien PVD<sup>1)</sup> und CVD<sup>1)</sup> mit ihren Varianten und die daraus resultierende große Anzahl verschleiß–

1) PVD : <u>Physical Vapour Deposition</u> CVD : <u>Chemical Vapour Deposition</u> beständiger Werkstoffe, lassen aber auch den Systemcharakter von Reibung und Verschleiß erkennen, der keine einheitliche Lösung dieser Problematik gestattet. Der vorliegende Beitrag befaßt sich mit tribologischen Aspekten, die für die Entwicklung eines trockenlaufenden Schraubenkompressors ohne Synchronisationsgetriebe relevant sind<sup>1</sup>). Im Gegensatz zu den heute verwendeten synchronisierten, trockenlaufenden Schraubenkompressoren soll eine Kraftübertragung direkt über die ungeschmierten Rotorzahnflanken erreicht werden. Die durch einen derartigen Betrieb hervorgerufene mechanische und thermische Beanspruchung der Schraubenrotoren sowie die produktspezifische Verschleißprüfung bestimmen die folgenden Arbeitsschwerpunkte.

 
 2.
 Tribologisches System Schraubenkompressor

 2.1.
 Randbedingungen für den Einsatz trockenlaufender Schraubenkompressoren ohne Synchronisationsgetriebe

Aufgrund der bei einem Reibungsvorgang auftretenden komplexen Wechselwirkungen zwischen den Elementen des Tribosystems Schraubenkompressor werden zunächst zur eindeutigen Struktur- und Beanspruchungsanalyse, Bild 1, die Randbedingungen für einen bestimmten Einsatzfall festgelegt. Ein typisches Einsatzgebiet der konventionellen trockenlaufenden Schraubenmaschine mit Synchronisationsgetriebe, auf das man sich hier beschränkt, ist die Prozeßgasverdichtung. Hierbei werden serienmäßig Maschinendruckverhältnisse von  $\Pi = 5$  und Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten von u<sub>HB</sub> ≥ 95 m/s bei Wälzlagerung erzielt. Es wird davon ausgegangen, daß an den zu entwickelnden trockenlaufenden Maschinentyp ohne Synchronisationsgetriebe für den speziellen Einsatzfall mindestens äquivalente Anforderungen zu stellen sind. Als Arbeitsfluid wird Luft<sup>2</sup> gewählt. Der Ansaugzustand der Luft sei durch die Umgebungsbedingungen charakterisiert. Mit dem Ansaugzustand, dem Fluid und dem Druckverhältnis ist damit auch die maximale Verdichtungsendtemperatur festgelegt, die in diesem Fall ca. 200°C beträgt. Störeinflüsse infolge von Fremdpartikeln (z.B. abrasiv wirkende Stäube), die durch den Fluidstrom in die Maschine gelangen könnten, seien ausgeschlossen. Dies wird technisch durch eine Ansaugfilterung des Gases realisiert.

Im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 316 der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördertes Forschungsvorhaben

<sup>2)</sup> andere Arbeitsfluide sind möglich

Unter diesen Voraussetzungen kann der Reibungszustand zwischen den Schraubenrotoren nach DIN 50281 als Festkörperreibung definiert werden, genauer als atmosphärische Festkörperreibung. Die Wechselwirkungen (Verschleißmechanismen) zwischen den Rotoren können sich durch Deformation, Adhäsion, Abrasion und Oberflächenzerrüttung äußern. Des weiteren können tribochemische Reaktionen zwischen den Bauteilen und dem Umgebungsmedium Luft stattfinden.



Bild 1:	Tribologisches System "Schraubenkompressor"			
	Einsatz der Schraubenrotoren unter atmosphärischer Festkörperrei-			
	bung			
P'- 1.	Tribalogical system "scraw compressor"			

Fig. 1: Tribological system "screw compressor" Application of screw rotors for atmospheric solid-state friction

## 2.2. Besonderheiten der Rotorverzahnung, Kontaktmodell

Die heute verwendeten Rotorprofile sind ohne Ausnahme Sonderprofile mit geringen Zähnezahlen,/1/. Ihre Zahnkontur setzt sich im allgemeinen aus mehreren analytischen Kurven, wie z.B. Geraden-, Zykloiden-, Evolventen- und Kreisbogenabschnitten zusammen. In <u>Bild 2</u> sind hierzu beispielhaft für eine Nebenrotor



## Bild 2: Zahnflankenabschnitte und zugehörige Krümmungen im Stirnschnitt für die Nebenrotorzahnlücke eines asymmetrischen Profils

## Fig. 2: Gap of the tooth and curvatures of an asymmetrical female rotor

zahnlücke eines asymmetrischen Profiles die Krümmungen der einzelnen Zahnflankenabschnitte über die Länge der Zahnkontur dargestellt. Wie bei Zahnrädern in Leistungsgetrieben kann ein Wälzvorgang und/oder Gleiten zwischen den Rotorzahnflanken auftreten. Normalkraft und Temperatur, mit der die Zahnflanken im Kontakt belastet werden, sind abhängig von den Betriebsparametern der betrachteten Verdichtergeometrie und den maschinenspezifischen Wärmeleitungsbedingungen.

Man kann für ideale, spielbehaftete Schraubenrotorgeometrien zeigen, gemeint sind Rotorgeometrien ohne Fertigungsfehler und betriebsbedingte Verformungen, daß sich ein Zahnflankenkontakt nur in diskreten Bereichen des Profileingriffsspaltes vollzieht, der hier zweckmäßiger die Bezeichnung Quasi-Eingriffslinie erhält. Die für den Eingriff relevanten Kontaktflächen und Belastungen weichen erheblich von denen schrägverzahnter Getriebezahnräder ab. Eine Bestimmung der Hertz'schen Pressung ist nicht nach den in DIN 3990 verwendeten Berechnungsgrundlagen für Zahnräder in Leistungsgetrieben durchführbar. Für den idealen, spielbehafteten Schraubenrotor ergibt sich innerhalb eines Zahneingriffes eine Kontaktzone mit einem Ausmaß von wenigen Millimetern. Diese Kontaktzonen beim idealen Rotor bestehen für jeden Eingriff in gleicher Weise und somit bestünden theoretisch über die Rotorlänge verteilt, in Abhängigkeit von Zähnezahl und Umschlingungswinkel, mehrere gleichmäßig tragende Kontaktbereiche. Der reale Schraubenrotor weist diese theoretisch gleichmäßige Trageigenschaft aufgrund bestehender

325

Fertigungstoleranzen und Bauteilverformungen, hervorgerufen durch äußere Kräfte und Wärmedehnungen, im allgemeine nicht auf. Vielmehr werden einzelne Kontaktzonen höher belastet. Da das Tragbild unter Betriebsbedingungen den Verfassern nicht bekannt ist, wird für das Kontaktmodell von einer Drehmomentenübertragung in nur einer tragenden Kontaktzone ausgegangen und somit die obere Grenze einer makroskopischen Beanspruchung festgelegt. Falls homogene Werkstoffe Verwendung finden, sollen für den Berührbereich die allgemeinen Hertz'schen Gleichungen Gültigkeit besitzen. Kommen dagegen also Werkstoffverbunde zum Einsatz, werden die beschichtete Körper, Nicht-Hertz'schen Beziehungen nach /2/ und /3/ herangezogen, die in Abhängigkeit von der Schichtdicke, der Belastung und dem Verhältnis der Elastizitätsmodule von Schicht zu Substrat ein gegenüber dem homogenen Körper geändertes Deformationsverhalten mit berücksichtigen. Dies hat eine Änderung der Werkstoffbeanspruchung im oberflächennahen Bereich zur Folge. Unabhängig von den Werkstoffeigenschaften werden, abweichend von Hertz, Tangentialkräfte infolge Reibung in der Kontaktzone zugelassen. Bild 3 verdeutlicht beispielhaft die zuvor genannten Zusammenhänge in der Kontaktzone idealer Schraubenrotoren für den Fall, daß eine Linienberührung vorliegt.

3. Ergebnisse zur Ermittlung der Kontaktzonenbeanspruchung idealer Schraubenrotoren

<u>3.1.</u> Drehmomentbelastung

Ausgangspunkt der Berechnung stellt die Ermittlung der aus den Gaskräften resultierenden Drehmomente von Haupt- und Nebenrotor dar, wobei ein Antrieb des Kompressors über den Hauptrotor vorausgesetzt wird. Ein Nebenrotorantrieb des Kompressors, eine ausgeführte übliche Antriebsvariante für konventionelle trockenlaufende Verdichter, ist hier nicht sinnvoll, da im Falle einer direkten Kraftübertragung über die ungeschmierten Rotorzahnflanken, eine dem Hauptrotormoment proportionale Kraft im Kontaktbereich wirksam ist. Bei einem Hauptrotorantrieb dagegen ist nur das aus den Gaskräften resultierende Nebenrotordrehmoment maßgebend für die Kraftübertragung, das aber im allgemeinen nur einen geringen Betrag gegenüber dem Antriebsmoment ausmacht.

Richtung und Betrag des aus den Gaskräften resultierenden Nebenrotordrehmomentes sind abhängig von dem durch die Schraubenrotorgeometrie bestimmten Profileingriffsspaltverlauf, <u>Bild 4</u>, und der daraus resultierenden betriebsbedingten drehwinkelabhängigen Druckverteilung in den Zahnlückenräumen der Rotoren.



# Bild 3: Berührungsverhältnisse im Kontaktbereich von Schraubenrotoren (Fall: Linienberührung)

## Fig. 3: Contact situation of screw rotors (case: line contact)

Erst aus der Richtung des Nebenrotordrehmomentes können die Flankenteile der Rotorzähne ermittelt werden, die im Falle einer direkten Kopplung die Normalund Tangentialkräfte übertragen müssen. In <u>Bild 5</u> sind beispielhaft die berechneten maximalen Nebenrotordrehmomente  $(M_d)_{NR,max}$  in Abhängigkeit vom Druckverhältnis II für die Profile A und B dargestellt. Die Zahlenwerte beruhen auf einem angenommenen isentropen Druckverlauf in der Maschine.

Als Ergebnis der Simulationsrechnung kann festgehalten werden, daß im betrachteten Druckverhältnisbereich von  $1,5 \le \Pi \le 5$ , die Nebenrotordrehmomente des Profiles A und des Profiles B unterschiedliche Vorzeichen besitzen. Der

326

Vorzeichenwechsel der Reaktionsmomente ist gleichbedeutend mit einer Drehrichtungsumkehr des Nebenrotors. Während beim Profil A der Hauptrotor den Nebenrotor antreibt, also definitionsgemäß die als Triebflanken bezeichneten Zahnflanken zusammenarbeiten, treibt beim Profil B der Nebenrotor den Hauptrotor. Dies bedeutet, daß die als Dichtflanken bezeichneten Flankenabschnitte von Haupt- und Nebenrotor an der Momentenübertragung beteiligt sind. Die Berechnungen zeigen weiterhin, daß das maximale Nebenrotordrehmoment des Profiles A Werte annimmt, die ca. 7% bis 7,8% des theoretischen Antriebsmomentes betragen, während man beim Profil B in der Größenordnung mit 2% bis 4% rechnen kann. Der Betrag des Nebenrotordrehmomentes stellt jedoch nur eine Einflußgröße für eine mögliche tribologische Beanspruchung dar, die sich vollständig erst in Verbindung mit den vorliegenden Eingriffsverhältnissen bei gegebenen Werkstoffdaten ergibt.

### 3.2. Eingriffsverhältnisse und Hertz'sche Pressung

Die Betrachtung der Eingriffsverhältnisse von Schraubenrotoren dient zur Ermittlung der Kontaktgeometrien und der Geschwindigkeitsverhältnisse für einen Festkörperreibungseinsatz. Die durch die Drehmomentenberechnung ermittelten Triebflanken der Rotoren werden für ein vorgegebenes Soll-Spiel, welches gleichmäßig auf Haupt- und Nebenrotor aufgeteilt ist, <u>Bild 6</u>, so weit gegeneinander verdreht, bis eine Berührung stattfindet. Bei tribologischen Vorgängen hat die Morphologie der Kontaktflächen einen entscheidenden Einfluß auf die Beanspruchung der Oberfläche bzw. der oberflächennahen Bereiche /4/. Aufgrund der Rauhigkeiten technischer Oberflächen findet, z.B. für den Fall der Festkörperreibung, eine Berührung nur in Mikrokontaktstellen statt. Dadurch erhält die Definition der Berührung bzw. die Bestimmung des tragenden Anteils der Berührfläche eine ganz besondere mikroskopische Bedeutung. Eine Berührung der Rotoren soll hier vorliegen, wenn der Abstand der Zahnflanken der Summe der Verformungen aus den Hertz'schen Gleichungen entspricht. Die Lösung erfolgt iterativ.

<u>Bild 7</u> zeigt für das Profil A und für das Profil B in Abhängigkeit vom Druckverhältnis II ermittelte Werte für die Hertz'sche Pressung  $p_{\rm H}$  in der Kontaktzone der Rotoren. Diese Berechnung ist für die in Bild 5 angegebenen maximalen Nebenrotordrehmomente durchgeführt worden.

Für das Profil A ergibt sich im Vergleich zu dem Profil B eine höhere Pressung in der Kontaktzone der Rotorzahnflanken. Bei dem Profil B ergeben sich für die betrachteten Druckverhältnisse maximale Pressungswerte, die zwischen



Bild 4:Profileingriffsspaltverläufe für die Profile A und B<br/>(Spaltbereiche kleiner 0,2 mm sind schraffiert eingezeichnet)Fig. 4:Profile meshing gaps of the profiles A and B<br/>(gap heights smaller than 0,2 mm are marked)

150 N/mm<sup>2</sup> und 365 N/mm<sup>2</sup> liegen und somit nur 45% bis 70% der Werte annehmen, die man für das Profil A erwarten kann. Die geringere Beanspruchung des Profils B basiert zum einen auf einer sich ergebenden kleineren Normalkraftbelastung, zum anderen sind es hier die Kontaktverhältnisse, die die Pressung günstig beeinflussen. Betrachtet man die sich ausbildenden Kontaktflächen, so nehmen die Berührbreiten des Profiles B zwar nur ca. 50% bis 80% derjenigen des Profiles A an, allerdings bei einem Verhältnis von Länge zu Breite der Kontaktzone von  $1/2a \approx 160$ . Beim Profil A werden im Vergleich hierzu nur Längen-Breiten Verhältnisse von  $1/2a \approx 40$  erreicht, vergl. Bild 3. Insgesamt liegen beim Profil A kleinere Kontaktzonen als bei dem Profil B vor.

Neben der Profilform hat die Steigung der Rotoren einen Einfluß auf die Hertz'sche Pressung. Durch die Rotorsteigung wird im wesentlichen die Länge der Berührzone verändert. In <u>Bild 8</u> sind beispielhaft die Auswirkungen einer Hauptrotor— Steigungsvariation auf die Hertz'sche Pressung für das Profil B dargestellt.



- Bild 5: Maximales Nebenrotordrehmoment (M<sub>d</sub>)<sub>NR, max</sub> in Abhängigkeit vom Druckverhältnis Π für die Profile A und B
- Fig. 5: Maximum torque of the female rotor  $(M_d)_{NR,max}$  vs. pressure ratio II of the profiles A and B



Bild 6: Zur Definition des Soll-Spieles s Fig. 6: The definition of designed clearance s



# Bild 7: Hertz'sche Pressung p<sub>H</sub> (Werkstoffe: Stahl/Stahl) in Abhängigkeit vom Druckverhältnis II für die Profile A und B Fig. 7: Hertzian pressure p<sub>-</sub> (materials: steel/steel) vs. pressure ratio II of

Fig. 7: Hertzian pressure  $p_{H}$  (materials: steel/steel) vs. pressure ratio II of the profiles A and B

Die Zahlenwerte geben die Beanspruchung wieder, die sich bei einem Druckverhältnis von II = 3 ergeben würde. Man erkennt, daß in dem betrachteten Bereich der Hauptrotorsteigung von 218,88 mm (zugehöriger Umschlingungswinkel  $\varphi_{\rm um} = 300^{\circ}$ ) und 317,7 mm ( $\varphi_{\rm um} = 210^{\circ}$ ) die Pressung mit wachsender Hauptrotorsteigung von ca. 300 N/mm<sup>2</sup> auf 260 N/mm<sup>2</sup> sinkt. Die Abnahme der Hertz'schen Pressung beruht hierbei auf einer Vergrößerung der Kontaktzone, die sich für den Fall einer unendlichen Hauptrotorsteigung (Umschlingungswinkel  $\varphi_{\rm um} = 0^{\circ}$ , Roots-Rotoren) über die gesamte Rotorlänge erstrecken würde.



- Bild 8: Hertz'sche Pressung p<sub>H</sub> (Werkstoff: Stahl/Stahl) in Abhängigkeit von der Hauptrotorsteigung h<sub>HR</sub> für das Profil B, Längen–Durchmesserverhältnis l/D = 1,6; Druckverhältnis II = 3
- Fig. 8: Hertzian pressure  $p_{\rm H}$  (materials: steel/steel) vs. pitch of the male rotor  $h_{\rm HR}$  of the profile B, length-diameter ratio l/D = 1,6; pressure ratio  $\Pi = 3$

Die Sonderverzahnungen der Schraubenrotoren reagieren im Vergleich zu Evolventenverzahnungen empfindlich auf eine geringe Kontur- und Achsabstandsänderung, analog auch zu Zykloidenverzahnungen. Für eine Berechnung der Eckdaten der Eingriffsverhältnisse genügt es deshalb nicht, sich auf Sollkonturdaten, bzw. auf Solldaten der Maschine zu beschränken. Es kann aufgrund der komplexen dynamischen Beanspruchung der Rotoren und der daraus resultierenden Verformungen zu Eingriffsstörungen dieser eng tolerierten Bauteile kommen, die die Pressungsverhältnisse im Kontakt wesentlich beeinflussen können. In Bild 9 sind die Auswirkungen veränderter Achsabstände auf die Hertzsche Pressung für das Achsabstandsvariation umfaßt einen Bereich Profil B dargestellt. Die  $-50\mu \leq \Delta a \leq 70\mu m$  um den Auslegungsachsabstand (Soll-Achsabstand). Bei einer Vergrößerung des Achsabstandes ist mit einem Anstieg der Hertz'schen Pressung zu rechnen. Diese Tendenz kann man auch bei dem Profil A erkennen. Bei einer Achsabstandsvergrößerung um 70µm können hier Pressungen treten. die um ca. 75% höher sind als die beim Soll-Achsabstand, im Vergleich zum Profil B erhält dem gegenüber eine man bei der gleichen Achsabstandsänderung Günstigere 40% erhöhte Pressung. Auslegungsachsabstand nur um ca. Pressungswerte sind für das Profil B bei einer Verkleinerung des Achsabstandes zu erwarten. Bei Unterschreitung des Soll-Achsabstandes um -10µm sinkt die Hertz'sche Pressung von ca. 300 N/mm<sup>2</sup> auf 175 N/mm<sup>2</sup>, Bild 9. Für den Bereich der Achsabstandsänderung von  $-10 \ \mu m$  bis  $-20 \ \mu m$  lassen sich keine exakten Werte für die Hertz'sche Pressung berechnen. Die ermittelten Werte liegen innerhalb des in Bild 9 gekennnzeichneten Rechteckes, hier sind die günstigsten Kontaktgeometrien zu erwarten. Bei einer weiteren Verringerung des Achsabstandes über die hier angegebene Grenze hinaus wird, wie bei der Vergrößerung des Achsabstandes, die Hertz'sche Pressung erneut ansteigen.



## Bild 9: Hertz'sche Pressung $p_{H}$ bei Achsabstandsvariation $\Delta a$ für das Profil B, Druckverhältnis II = 3

Fig. 9: Influence of variable center distances  $\Delta a$  on Hertian pressure of the profile B, pressure II = 3

### 3.3. Spannungsverteilung in der Kontaktzone

Die komplexe Reibbeanspruchung ruft an der Oberfläche und in den oberflächennahen Kontaktbereichen der Rotorzahnflanken Spannungs- und Deformationszustände hervor, die mittels der Elastizitätstheorie zu beurteilen sind. Die Quantifizierung der Werkstoffbeanspruchung infolge des vorliegenden mehrachsigen Spannungszustandes erfolgt mit Hilfe von sog. Vergleichsspannungen, die auf bewährte Versagenshypothesen basieren. So findet z.B. die Normalspannungshypothese bei spröden Werkstoffen Anwendung, bei duktilen Materialien, die beim Auftreten plastischer Deformation versagen, zieht man meist die Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) heran, wobei die Wirkung dieser so ermittelten Vergleichsspannungen und die sich bei einachsiger Belastung ergebenden Spannungen als äquivalent angesehen werden.

In Bild 10a–c sind beispielhaft die Spannungsfelder (Linien konstanter Vergleichsspannung  $\sigma_V$  (GEH) des Profiles B für verschiedene Reibungskoeffizienten  $\mu$  darge-

stellt (vergl. hierzu auch Bild 3). Ausgehend von der Darstellung in Bild 10a, mit dem kleinsten Reibungskoeffizienten als Parameter in den hier dargestellten Beispielen, zeigen die Bilder mit steigender Reibungszahl ein Anwachsen der maximalen Vergleichsspannung. Ferner verschiebt sich das Maximum hin zur Oberfläche bei gleichzeitiger Bildung zweier lokaler Spannungsmaxima unterschiedlicher Größe. Der Verlauf der Vergleichsspannung in Bild 10a ähnelt aufgrund des sehr gering angenommenen Reibungskoeffizienten dem Spannunsverlauf bei reiner Normalkraftbelastung und würde ein Versagen des Werkstoffes hinsichtlich einer Spannungsbeanspruchung deutlich unterhalb der Oberfläche hervorrufen, wie es von der Pitting-Bildung an Zahnradflanken bekannt ist.

Im Bereich der Oberfläche wirken flächengebundene Kräfte und thermische Beanspruchungen, die mit wachsendem Reibungskoeffizienten ebenfalls ansteigen. Durch die gleichzeitige Verschiebung der größer werdenden Vergleichsspannungsmaxima hin zur Oberfläche kommt es im Oberflächenbereich zu einer Überlagerung und Steigerung der Belastungsarten.

Damit muß ein Beschichtungswerkstoff mit vergleichsweise hohem Reibungskoeffizienten im Falle seines Einsatzes die Aufnahme der genannten Beanspruchungen gewährleisten. Dagegen erlaubt ein Beschichtungswerkstoff mit niedrigem Reibungskoeffizienten eine Funktionstrennung in Form einer Übertragung der maximalen Spannungsbeanspruchung in den Grundwerkstoff und eine Aufnahme



Bild 10 a und b Fig. 10 a and b

**VDI** BERICHTE



Linien konstanter Vergleichsspannung  $\sigma_V$ (GEH) in der Kontaktzone des Profils B (Linienberührung) für verschiedene Reibungs-

koeffizienten  $\mu$  (Zahlenwerte in N/mm<sup>2</sup>)

$\Pi = 3$	
: Stahl/Stahl	
F <sub>N</sub> = 21,53 N	
$2a = 33,8 \ \mu m$	
1 = 5,43  mm	

Fig. 10:

Lines of constant stress  $\sigma_V$ (GEH) of the profile B (line contact)

iction $\mu$
$\Pi = 3$
: steel/steel
F <sub>N</sub> = 21,53 N
$2a = 33,8 \ \mu m$
1 = 5,433  mm

335

der flächengebundenen Kräfte in den Beschichtungswerkstoff, bei gleichzeitiger Reduzierung der thermischen Beanspruchung, der Vergleichsspannungen und flächengebundenen Kräfte. Die hier dargestellte Beanspruchung aus der äußeren Belastung wird im allgemeinen durch Eigenspannungen überlagert, die sich aus mehreren Eigenspannungssystemen infolge nacheinander durchgeführter technologischer Prozesse (z.B. Wärmebehandlung, Schleifen, Beschichten) zusammensetzen können.

**Bild 11** zeigt beispielhaft die Längseigenspannungen für den Vergütungsstahl Ck  $_{45}$  in A bhängigkeit vom Abstand zur Oberfläche für unterschiedliche Zustellungen beim Schleifen.



Abstand von der Oberfläche ——— [mm]

Bild 11: Tiefenverteilung der Längseigenspannungen nach dem Schleifen von vergütetem Ck 45 /5/

Fig. 11: Residual stress vs. distance from surface after grinding of heat-treated Ck 45 /5/

Vergleicht man die hier gemessenen Eigenspannungen mit den berechneten Lastspannungen in Bild 10, so ist zu erkennen, daß unter ungünstigen Fertigungsbedingungen Eigenspannungen auftreten können, die die Größenordnung der Lastspannungen erreichen oder diese überschreiten. Ein Werkstoffversagen kann so vorprogrammiert sein. Andererseits läßt sich unter diesen Aspekten aber auch bei bekannten Lastspannungen durch einen gezielten Einbau von Eigenspannungen die Lebensdauer eines Bauteiles erhöhen. Die Voraussetzung der Einsatzmöglichkeit von beschichteten Schraubenrotoren wird damit durch die Eigenschaften von Grund- und Beschichtungswerkstoff, durch die Größe der äußeren Belastungen in Form von Gaskräften, durch die Rotorgeometrie und -kinematik sowie durch die fertigungstechnologischen Parameter in hohem Maße festgelegt.

 4.
 Tribologisches Versuchsmodell

 4.1.
 Voraussetzungen für die Durchführung der Verschleißversuche

Ausgehend von einer System- und Beanspruchungsanalyse der Maschine Schraubenkompressor ist in den vorherigen Kapiteln die theoretische Beanspruchung der am Verschleiß beteiligten Bauteile –Schraubenrotoren- aufgezeigt worden. Zur Beschreibung der Kontaktbeanspruchung dienen charakteristische Kenngrößen, wie z.B.

die Hertzsche Pressung, vergl. Kapitel 3.2.,

- die Gleitgeschwindigkeit, die als Proportionalitätsfaktor in der im Reibkontakt umgesetzten Reibleistung eingeht, (Gleitgeschwindigkeiten v<sub>g</sub> im Reibkontakt bei Achsabstandsvariation, vergl. Bild 9,
  - für das Profil A:

 $v_g = 2.5 \div 9\%$  der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit,

- für das Profil B:

 $v_g = 4 \div 6\%$  der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit)

oder

 die Blitztemperatur nach Blok /6/, die die makroskopisch größte Temperaturerhöhung im Hertz'schen Kontakt darstellt.

Diese theoretisch ermittelten Kennwerte geben allerdings die reale Beanspruchung in der Kontaktzone nur unvollständig wieder, da diese Ergebnisse auf Modellvorstellungen und vereinfachten Annahmen beruhen.

Die Oberflächenrauhigkeit hat z.B. einen entscheidenden Einfluß auf die Pressungsverteilung im Kontakt /7/, /8/ zweier Körper, die unter Umständen extrem von der Hertz'schen Verteilung abweichen kann. Des weiteren können, wie gezeigt, Bearbeitungseigenspannungen, die durch die Endbearbeitung, z.B. durch Schleifen hervorgerufen werden, u.a. den Oberflächenzustand eines Bauteils beeinflussen. Darüber hinaus ist wenig bekannt, wie der Spannungszustand einer technische<sup>ft</sup> Oberfläche durch eine Wälz-/Gleitbeanspruchung verändert wird.

Nicht zuletzt sind es die unterschiedlichen Beschichtungsparameter, die die Schichteigenschaften beeinflussen und damit die Güte einer technischen Oberfläche bestimmen. Knotek /9/ zeigt diesen komplexen Zusammenhang am Beispiel der Kathodenerstäubung von Dünnfilmen. Hierbei sind als entscheidende Prozeßparameter

- Druck der Inert– und Reaktivgase,
- Substrattemperatur,
- elektrische Substratvorspannung (Bias) und
  - Leistung (Kathodenspannung und –strom)

zu nennen. So können Eigenschaften, wie z.B. die Haftfähigkeit, die Struktur und die Dichte sowie die Gleichmäßigkeit der Schicht stark beeinflußt werden. Wie stark sich diese angesprochenen Parameter auf das Reibungs- und Verschleißverhalten der Werkstoffe auswirken, muß häufig im Experiment ermittelt werden.

Aus den angesprochenen Gründen ist zur Charakterisierung des Verschleißverhaltens von Werkstoffen in Verschleißapparaturen eine umfassende Parameterdokumentation erforderlich, die ausgehend von der Herstellung der Bauteile bis zu den Montage- und Einsatzbedingungen reicht.



Bild 12:Verwendete tribologische PrüfsystemeFig. 12:Used tribological testing machines

Zur Auswahl verschleißbeständiger Werkstoffsysteme, die sich unter atmosphärischen Festkörperreibungsbedingungen im Kompressoreinsatz bewähren sollen, findet keine standardisierte Labor–Verschleißprüfung, wie z.B. das Stift–Scheibe– Tribometer, Verwendung. Vielmehr kommen, um die Maschinennähe zu simulieren, produktspezifische Verschleißprüfeinrichtungen, bestehend aus Modell–, Bauteil– und Maschinenverschleißprüfung, Bild 12, zum Einsatz. Die Basis für das zu wählende Beanspruchungskollektiv in den Modell–, Bauteil– und Maschinenuntersuchungen bilden die aus dem mechanischen Beanspruchungsmodell der Rotoren hergeleiteten Belastungen, wobei identische Werkstoffe und Herstellbedingungen (z.B. Bearbeitung, Wärmebehandlung, Vorbehandlung, Beschichtungsverfahren) vorauszusetzen sind.

### 4.2. Ergebnisse aus Gleitverschleißuntersuchungen

Die hier beispielhaft aufgeführten Ergebnisse aus den Modellverschleißuntersuchungen befassen sich mit einem Beschichtungswerkstoff, der unter atmosphärischen Festkörperreibungsbedingungen neben einem hohen Maß an Verschleißbeständigkeit auch sehr günstige Reibungseigenschaften erwarten läßt. Es handelt sich dabei um das System Metall-Kohlenstoff (Me-C). Diese im Bereich von 1 bis 5  $\mu$ m dicken Schichten werden mittels der Technologie des reaktiven Sputterns, einer PVD-Verfahrensvariante, auf den Probekörper abgeschieden.

Für den hier untersuchten Werkstoffverbund kommen als Grundwerkstoff der Einsatzstahl 16 MnCr5 (1.7131) und als Schichtwerkstoff Wolframcarbid–Kohlenstoff (WC–C) zum Einsatz. Bild 13 gibt in einer Übersicht einige wichtige Fertigungsschritte für die Herstellung dieses verwendeten Werkstoffverbundes an.

Die WC-C Schichten sind multilamellar aufgebaut, es wechseln sich auf einer Dicke von ca. 5  $\mu$ m carbidreiche Lamellen mit kohlenstoffreichen ab. Die Härte der Schicht kann mit ca. 1500 HV25 angegeben werden. Die Schicht ist bis 300°C beständig (Versuchsbedingungen: Glühzeit 1000 h bei 300°C, Reaktionsschichtbildung etwa 0,5  $\mu$ m).

Die Werkstoffverbunde wurden in Gleitverschleißuntersuchungen bei Raumtemperatur und bei einer Umgebungstemperatur von 200°C unterschiedlichen Belastungen ausgesetzt. Zu Vergleichszwecken werden folgende Werkstoffpaarungen betrachtet:

16 MnCr5	gegen	16 MnCr5	(unbeschichtet/unbeschichtet)
WC-C	gegen	16 MnCr5	(beschichtet/unbeschichtet)
WC-C	gegen	WC-C	(beschichtet/beschichtet).

Werkstoffverbund	Substrat Schichtwerkstoff		: 1 6MnCr5 (1.7131) : WC—C	
• Drehen der zy	lindrischen Probe			
• Wärmebehandlung		⇒	<u>Einsatzhärten:</u> Härtetiefe Anlaßtemperatur Härte in der Lauffläche	: ca. 1 mm : 190°C : 57 HRC
• Schleifen		⇒	<u>erzielte Rauhigkeiten:</u> Zehnpunkthöhe arithmetische Mittenrauhigkeit	$R_z: 1 - 1.5 \ \mu m$ $R_a: 0.15 - 0.2 \ \mu m$
Oberflächenv • (Oberflächen Beschichtung	orbehandlung reinigung) ;sprozeß	⇒	<u>reaktives</u> <u>Sputte</u> Schichtdicke Schichthärte Beschichtungs—	<u>m</u> : ca. 5 μm : 1500 HV 25
			temperatur	: ca. 180°C

## Bild 13: Fertigungsschritte für den untersuchten Werkstoffverbund 16MnCr5/WC-C

## Fig. 13: Manufacturing steps of the composite material 16MnCr5/WC-C

Die Belastungsparameter sind dem Bild 14 zu entnehmen.

Die Versuche ergaben für die Werkstoffpaarung WC-C/WC-C sowohl das beste Reibungs- als auch das günstigste Verschleißverhalten im Vergleich zu den beiden anderen Paarungen.

In Bild 15 sind beispielhaft die gemessenen Reibungskoeffizienten der Werkstoffpaarungen zusammengestellt.

Die höchste Reibungszahl bei größtem Verschleiß der Probekörper ist bei der Kombination 16 MnCr5/16 MnCr5 festzustellen. Die hier unter den Belastungen in Bild 14 bei Raumtemperatur auftretenden Reibungskoeffizienten schwanken im Bereich von  $\mu = 0,42$  bis  $\mu = 0,47$ . Nach einer Laufzeit von 20 h kann ein Verschleiß in Form einer Durchmesseränderung von ca. 20  $\mu$ m bei beiden Proben angegeben werden. Für die Paarung 16 MnCr5/WC–C liegt der Reibungskoeffizient mit  $0,2 \le \mu \le 0,25$  schon erheblich unter denen der unbeschichteten Paarung. Während man bei der unbeschichteten Probe eine Durchmesseränderung im Bereich von 10  $\mu$ m bis 20  $\mu$ m erhält, liegt der Verschleiß bei der beschichteten Probe bei nur ca. 1  $\mu$ m.



## Bild 14:Belastungsparameter für die untersuchten WerkstoffpaarungenFig. 14:Testing load of the discussed materials

Das günstigste Reibungs- und Verschleißverhalten zeigte bei diesen Versuchsreihen die Paarung WC--C/WC--C. Für diese Werkstoffkombination lassen sich Reibungskoeffizieten  $\mu \leq 0,1$  bei Raumtemperatur und  $\mu \leq 0,01$  bei 200°C angeben, der Verschleiß liegt bei beiden Proben bei etwa 1  $\mu$ m. Außerdem ist hier das vergleichsweise beste Einlaufverhalten festzustellen, das aufgrund der lamellaren Schichtstruktur der Reibpartner begünstigt wird. Nach den Versuchsreihen sind, ähnlich wie bei Molybdändisulfid-Beschichtungen (MoS<sub>2</sub>), bessere Oberflächenrauhigkeiten als zu Versuchsbeginn meßbar.



# Bild 15:Reibungskoeffizienten der untersuchten WerkstoffpaarungenFig. 15:Coeffizients of friction

Bild 16 a und b zeigt jeweils vor und nach den Versuchen einen Ausschnitt aus der Lauffläche der WC-C beschichteten Probe.

Man erkennt deutlich in Bild 16a die durch die Endbearbeitung hervorgerufene Oberflächenmorphologie, die durch die Beschichtung konturgetreu abgebildet wird. Bild 16b zeigt einen typischen Bereich aus der bereits gelaufenen Oberfläche der Probe. Bis auf eine im Vergleich zu Bild 16a stärkere Einebnung und Glättung der Rauhigkeiten, gleichen sich die Abbildungen, es kann auch keine Rißbildung oder eine andere Schädigung des Werkstoffverbundes an der Oberfläche oder im oberflächennahen Bereich nachgewiesen werden.

Die in weiteren Dauerversuchen auf der Modellverschleißversuchseinrichtung ermittelte Standzeit der Paarung WC-C/WC-C liegt im Bereich von 80 bis 130 h (Vergleich: herkömmlicher Rotorwerkstoff C35N → wenige Minuten Standzeit),

wobei die kürzeren Zeiten für die Belastung nach Bild 14 bei einer Umgebungstemperatur von 200°C zu erwarten sind. Das Versuchsende ist sowohl bei Raumtemperatur als auch bei einer Umgebungstemperatur von 200°C durch einen signifikanten Anstieg des Reibungskoeffizienten gekennzeichnet. Die Änderung im



Reibungsverhalten vollzieht sich bei der höheren Temperatur von 200°C in schnellerem Maße als bei Raumtemperatur, gleichzeitig wird ein höherer Verschleiß festgestellt. Für die Paarungen, die bei Raumtemperatur untersucht wurden, sind Schichtwerkstoffbestandteile auf der gesamten Lauffläche der Proben nachweisbar, d.h., die Schicht ist hier noch nicht vollständig abgetragen. Die Proben, die bei der höheren Temperatur eingesetzt wurden, weisen dagegen eine größere Schädigung auf, hier sind Oberflächenbereiche zu erkennen, bei denen die Schicht vollständig entfernt ist.

Der exemplarisch dargestellte Werkstoffverbund stellt aufgrund seines niedrigen Reibungskoeffizienten und der daraus resultierenden vergleichsweise geringen Beanspruchung des Werkstoffverbundes und der guten Verschleißeigenschaften für die Zukunft ein interessantes Konstruktionselement bei gleichzeitig relativ kleinen Reibleistungen zwischen den Rotoren im Falle des Einsatzes in Schraubenmaschinen dar. Die auf der Modellverschleißprüfeinrichtung erzielten Verschleißbeträge und Standzeiten können nicht im Verhältnis 1:1 auf die reale Maschine übertragen werden, da das verwendete Kontaktmodell von maximalen Belastungen ausgeht, während in der realen Maschine niedrigere, dem Berechnungsmodell nicht zugängliche, Belastungen zu erwarten sind. Daher sollen diese Ergebnisse mit den Ergebnisen der in Kürze geplanten Maschinenuntersuchungen korreliert werden, um Absolutwerte für die Standzeiten im realen Schraubenkompressor zu erhalten.

## 5. <u>Literaturverzeichnis</u>

/1/ Rinder, L.
 Sonderverzahnungen für Schraubenverdichterrotoren.
 in: VDI-Berichte 640, Schraubenmaschinen-Tagung
 '87 (1987), Düsseldorf, VDI Verlag

/2/ Barovich, D. Kingsley, C. Ku, T.C.
 Ku, T.C.
 Stresses on a thin strip or slab with different elastic properties from that of the substrate due to elliptically distributed load. In: Int. J. Engng. Sci, Vol. 2, S. 253-268.Pergamon Press (1964) Great Britain

/3/ Gupta, P.K.
 Walowit, J.A.
 Contact stresses between an elastic cylinder and a layered elastic solid. In: Transactions of the ASME Journal of Lubrication Technology, S. 250-257 (1974)

/4/	Kloos, K.H.	Werkstoffpaarungen und Gleitreibungsverhalten in Fertigung und Konstruktion. In: Fortschrittberichte der VDI Zeitschriften, Reihe 2, Nr. 25 (1972), Düsseldorf, VDI Verlag
/5/	Hoffmann, J. Starker, P. Macherauch, E.	Bearbeitungseigenspannungen. In: Eigenspannungen und Lastspannungen, (1982). Beiheft zu den Härterei–Technischen Mitteilungen, München, Wien, Carl Hanser Verlag
/6/	Theyse, F.H.	Die Blitztemperaturhypothese nach Blok und ihre praktische Anwendung bei Zahnrädern. In: Schmier- technik, 14. Jg. Nr. 1 (1967)
7	C.C.Lo	Elastic contact of rough cylinders. In: Int. I. mech. Sci., Vol. 11, Pergamon Press (1969), Great Britain
/8/	Greenwood, J.A. Tripp, J.H.	The elastic contact of rough spheres. In: Journal of Applied Mechanics (1967)
/9/	Knotek, O.	Grundlegende Eigenschaften PVD-abgeschiedener Schichten. In: Plasmagestützte Verfahren der Oberflächentechnik. Düsseldorf (1989), VDI Verlag