

Sonderverzahnungen für Schraubenverdichterrotoren

Prof. Dr. L. Rinder, Wien (A)

Zusammenfassung

Neben großer spezifischer Dichtigkeit einer Schraubenmaschinenverzahnung muß auch auf kinematisch einwandfreie Lauffähigkeit in beiden Laufrichtungen geachtet werden. Für die Erfüllung beider Forderungen ist der Verlauf der Eingriffslinie im Stirnschnitt der Verzahnung von entscheidender Bedeutung.

Aussagen über die Verschleißbeanspruchung und die Freßsicherheit der Zahnflanken können mit Hilfe der Flankengleitgeschwindigkeit und mit Hilfe des Schlupfes - dem spezifischen Gleiten - an den Flanken gemacht werden.

Summary

High specific tightness and perfect cinematic running quality is necessary for all points on the tooth-flanks of a screw compressor rotor in both senses of rotation. Important for designing such rotor-flanks is the shape of the meshline in the cross section of the rotors. For making statements about the situation of wear and about the danger of scuffing on the flanks it is usable to calculate the velocity of sliding between the flanks and to determine the slip at every point of the rotor flanks.

1. Einführung

1.1 Allgemeines

Schraubenverdichtertläufer sind schrägverzahnte Zahnradpaare, die wegen der Forderung nach dichtem Abschluß der Zahnlückenräume im Verdichtergehäuse immer Sonderverzahnungen mit geringen Zähnezahlen aufweisen müssen. Die Bedeutung, die heute Schraubenmaschinen erlangt haben, ist zu

einem wesentlichen Teil auf die Entwicklung von dichten, gut lauffähigen Flankenprofilen für Schraubenmaschinläufer in den letzten 20 Jahren zurückzuführen. Allgemeine Konstruktionsrichtlinien für den Entwurf brauchbarer Verdichterverzahnungen sind aber kaum veröffentlicht und auch das Studium neuerer Patente zeigt, daß manchmal wesentliche Gestaltungsrichtlinien unbeachtet bleiben und auch aus der geschichtlichen Entwicklung der Läuferverzahnungen und den gemachten Erfahrungen keine Lehren gezogen werden.

1.2. Historische Entwicklung

Die erste Schraubenverdichterverzahnung wurde 1878 von Krigar angegeben. Wie Bild 1 zeigt, ist die Verzahnung symmetrisch, hat also unnötig lange Flankenberührungslinien. Sie besteht nur aus punkterzeugten Flankenteilen (Radlinien der Punkte P_H und P_N). Eine Berührung der Flanken von Haupt- und Nebenläufer im geometrischen Sinn mit gemeinsamen Tangenten im Eingriffspunkt, wie sie für eine lauffähige Verzahnung gefordert werden muß, ist in keinem Flankenteil gegeben. Die Eingriffslinie, die ja auch die Projektion der Flankenberührungslinien der verschraubten Zähne im Stirnschnitt darstellt, ist geschlossen und reicht bis zum Schnittpunkt der Läuferkopfkreise (Bild 1). Die Zahnücken sind dicht und ohne Blasloch.

Die Verzahnung ist nicht lauffähig und zeigt Fresser und starken Verschleiß.

1934 wurde das Krigarprofil von Lysholm dahingehend abgeändert, indem er für die Dichtflanke das Krigarprofil unverändert übernahm, die Triebflanke der Läufer aber als Kreisbogenflanke ausbildete (Bild 2). Dieses Profil ist an der Triebflanke einwandfrei lauffähig. Die nur infinitesimale Stirnüberdeckung wird durch die starke Verschraubung der Läuferzähne, also durch hohe Sprungüberdeckung kompensiert. Die Dichtflanke hat kein Blasloch und die Länge des Berührungslinienspaltes bzw. der Eingriffslinie ist durch die asymmetrische Profilgestaltung gegenüber dem Krigarprofil wesentlich verkürzt. Auch dieses Profil ist, da es

im Betrieb einer Schraubenmaschine auch an der Dichtflanke immer wieder zur Flankenberührung kommt, ohne Koppelgetriebe nicht einwandfrei verwendbar.

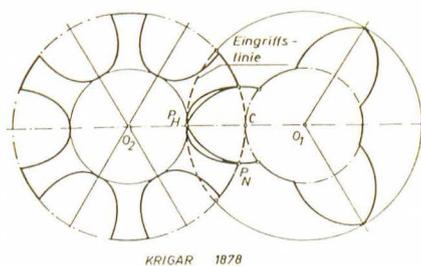


Bild 1. Erste Verdichterverzahnung von Krigar 1878
Fig.1. First rotor-profile by Krigar 1878

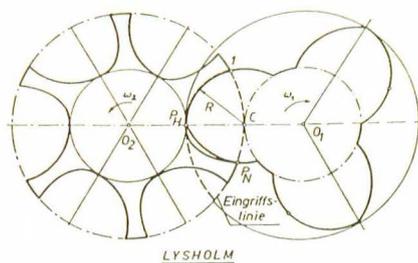


Bild 2. Asymmetrisches Lysholmprofil 1934
Fig.2. Asymmetrical Lysholmprofile 1934

1952 wurde von Nilsson das sogenannte symmetrische SRM-Profil (Bild 3) angegeben. Das Profil besteht nur mehr aus einer Kreisbogenflanke am Nebenläufer mit dem Mittelpunkt im Wälzpunkt. Die Lauffähigkeit ist bei ausreichender Verschraubung der Zähne in beiden Drehrichtungen gegeben. Der Verlauf der Eingriffslinie in Bild 3 zeigt aber, daß die Läuferzahnluke undicht ist und ein relativ großes Blasloch besitzt. Dennoch begann mit diesem Profil der Aufstieg der Schraubenverdichter, was auch zeigt, welche Bedeutung einer gut lauffähigen und genau herstellbaren Läuferverzahnung zukommt.

Der nächste Schritt der Profilentwicklung reicht schon bis in die Gegenwart. Man ging praktisch wieder zum asymmetrischen Lysholmprofil zurück und gab der Dichtflanke zumindest in einem kleinen Flankenbereich einwandfreie Laufeigenschaften, indem man die punkterzeugte Nebenläuferflanke nicht bis zum Kopfkreis führte, sondern ein kurzes Stück Geradflanke einbaute. Dies bedeutete aber zwangsweise, daß die Eingriffslinie nicht mehr bis zum Schnitt-

punkt der Läuferkopfkreise reichen konnte, was ein kleines Blasloch zur Folge hat (Bild 4).

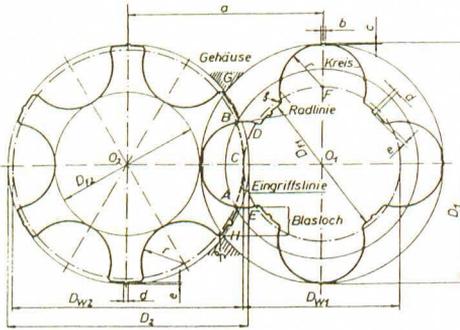


Bild 3. Symmetrisches
SRM-Profil 1952
Fig.3. Symmetrical
SRM-Profile 1952

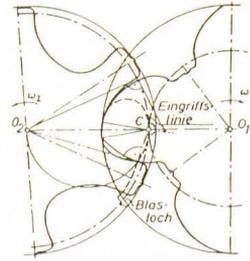


Bild 4. Asymmetrisches
SRM-Profil ca. 1970
Fig.4. Asymmetrical
SRM-Profile 1970

Auch die Triebflanke des Lysholmprofils wurde geändert. Der Mittelpunkt der Kreisbogenflanke liegt jetzt nicht mehr im Wälzpunkt C, sondern etwas verschoben. Dies führt zu einer weiteren Verkürzung der Eingriffslinienlänge und damit zu einer Verbesserung der Dichtheit. Überdies wird die Überdeckung im Stirnschnitt vergrößert. Das so entstandene asymmetrische SRM-B-Profil ist gut ohne Koppelgetriebe lauffähig, zeigt ausreichende Dichtheit, hat aber den Nachteil, daß es schlecht wälzfräsbar ist. Mit diesen Profilen wurden die langsam laufenden einspritzölgekühlten Luftverdichter kleiner Liefermenge bei vertretbaren spezifischen Leistungen erstmals ermöglicht.

Für die zahlreichen ausgeführten Läuferprofile der Gegenwart kann gesagt werden, daß die Zeit, wo ein Profil für alle Anwendungen vorgesehen wurde, vorbei ist. Luftverdichter, Kältemittelverdichter und Vakuumpumpen benötigen auch je nach Liefermenge spezielle Profile und Zähnezahlverhältnisse zur Erreichung optimaler Wirkungsgrade.

Zwei grundlegende Entwicklungstendenzen kann man heute unterscheiden:

Weiterentwicklung des asymmetrischen SRM-Profiles in Richtung besserer Herstellbarkeit, weiter verkürzter Berührungslinienlänge und größerer bezogener Dichtigkeit. Solche Profile haben sehr dünne Nebenläuferzähne und weite, tief eingeschnittene Zahnlücken, kurze Eingriffslinien an der Triebflanke, aber immer noch lange, punkterzeugte Flankenteile an der Dichtflanke. Die Zähnezahlen werden je nach Verwendungszweck im Bereich von 3 bis 7 gewählt. Die Blaslöcher können klein gehalten werden, sind aber unvermeidlich. Bild 5 zeigt ein solches "Schmalkopf-Profil" mit hoher relativer Dichtigkeit und guten Laufeigenschaften an beiden Flankenteilen.

Die zweite Entwicklungstendenz zielt darauf ab, der Verzahnung in jedem Eingriffspunkt gute Lauffähigkeit und einwandfreie kinematische Verhältnisse zu geben und zusätzlich das auch hier unvermeidliche Blasloch möglichst klein zu gestalten. Gute Wälzfräsbarkeit mit einfachen Werkzeugen wird angestrebt. Man kann solche Verzahnungen über die Nebenläuferkonturen im Stirnschnitt oder über das Zahnstangenprofil definieren (Riedl-Patente und Sigma-Profil oder Zahnstangen-Evolventenprofil wie Bild 6).

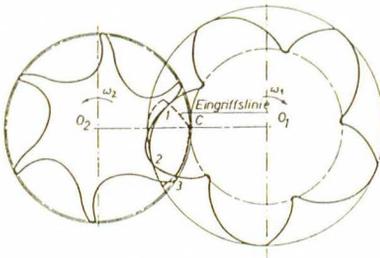


Bild 5. Schmalkopfprofil mit hoher Dichtigkeit

Fig.5. Screw compressor-profile with high tightness

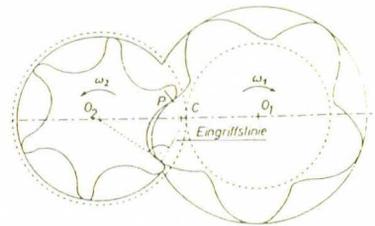


Bild 6. Zahnstangen-Evolventenprofil

Fig.6. Rack-profile with involutes

2. Anforderungen und Besonderheiten der Schraubenmaschinenverzahnungen

2.1. Allgemeines

Zu den Hauptanforderungen einer Schraubenverdichterverzahnung gehört die Forderung nach dichten Zahnflankenräumen. Genauso wichtig ist aber die Bedingung der kinematischen Lauffähigkeit in beiden Drehrichtungen. Es muß angestrebt werden, daß die Flanken keine Ecken und Spitzen aufweisen und daß die Verzahnung in keinem Punkt klemmt. Überdies muß das Profil gut wälzfräsbar sein. Die Wälzfräsbarkeit ist durch die Beurteilung des zugehörigen Zahnstangenprofils möglich.

Die bei Schraubenverdichterverzahnungen übertragenen Kräfte und Momente sind im allgemeinen klein, sollen aber etwa 10% bis 15% des Hauptläufermomentes betragen. Für die Flankenbeanspruchung der Läuferzähne ist wegen der hohen Umfangsgeschwindigkeit und der guten Flankenschmiegung der ungehärteten Flanken vorwiegend der Verschleiß und die Warmfreßsicherheit und nicht die Flankenpressung oder die Zahnfußfestigkeit maßgebend. Gerade für die Beurteilung des Verschleißverhaltens einer Verzahnung fehlen brauchbare Berechnungsmethoden. Bei den nötigen engen Toleranzen sind auch relativ kleine Verschleißvolumina unzulässig. Dies gilt besonders für kleine Läuferdurchmesser. Verschleiß tritt besonders bei punkterzeugten Flankenpartien auf.

2.2 Beurteilung einer Läuferverzahnung nach der Eingriffslinie

Für die Beurteilung einer Läuferverzahnung, ist nicht so sehr die Zahnflankenform, sondern vielmehr der Verlauf der Eingriffslinie entscheidend. Die Eingriffslinie ist die Menge aller Flankenberührungspunkte im Ruhesystem des Stirnschnittes und gleichzeitig die Projektion der Flankenberührungslinie. Die z-Koordinate dieser Raumkurve erhält man mit dem Schraubparameter der Zähne für jeden Eingriffslinienpunkt.

Eingriffslinienpunkt: $x_E(\alpha)$, $y_E(\alpha)$

$$z_E = (h/2\pi) \cdot \alpha(x_E, y_E) \quad (1)$$

α ... Hauptläuferdrehwinkel, h ... Hauptläufersteigung

2.2.1 Kontrolle der Verzahnungskinematik

Es läßt sich zeigen, daß nicht alle Teile einer beliebig angenommenen Eingriffslinie brauchbare Zahnflanken liefern. Verwendbare Teilstücke der Eingriffslinie werden durch jene Punkte begrenzt, deren Normale entweder durch einen der Raddrehpunkte oder durch den Wälzpunkt gehen (Bild 7).

Es gilt:

Geht die Kurvennormale eines Eingriffslinienpunktes $P(x_E, y_E, \alpha)$ durch den Raddrehpunkt O_1 des Hauptläufers, so bedeutet das eine Spitze an der Hauptläuferflanke die in P zum Eingriff kommt (Punkt 4 in Bild 7) (vgl. Bild 1, 2, 3 und 4). Gleiches gilt für den Nebenzähler (Punkt 1 in Bild 7).

Geht die Kurvennormale eines Eingriffslinienpunktes durch den Wälzpunkt C , so bedeutet das, daß in diesem Punkt die Verzahnung klemmt (Punkt 2 in Bild 7). Eine Ausnahme stellt nur jener Fall dar, wo beide Flankenkrümmungsmittelpunkte mit dem Wälzpunkt zusammenfallen, wie dies beim symmetrischen SRM-Profil und beim Lysholmprofil der Fall ist.

Die Eingriffslinie muß durch den Wälzpunkt C gehen. Schneidet die Eingriffslinie die Linie O_1O_2 außerhalb von C , so ist in diesem Punkt eine Flankenmitnahme zwischen Hauptläufer und Nebenzähler nicht möglich. Die beiden Radflanken rutschen in diesem Punkt durch (Punkt 3 in Bild 7). Durch die verschraubten Zähne stellt diese Bedingung aber keine Einschränkung für die Wahl der Eingriffslinie dar.

Vergleiche die Bilder 2 bis 6.

2.2.2 Kontrolle der Dichtigkeit

Die geometrische Dichtigkeit einer idealen Verzahnung ist dann gegeben, wenn die Flanken längs eines nicht unterbrochenen Kurvenzuges vom Zahnfuß bis zum Zahnkopf

aneinander liegen. Damit das Blasloch verschwindet, müssen die Zahnkopfpunkte vom Haupt- und Nebnläufer miteinander zum Eingriff kommen, nur dann reicht die Berührungslinie bis zum Schnittpunkt der Gehäusebohrungen.

Für die Eingriffslinie im Stirnschnitt bedeutet das, daß sie einen ununterbrochenen Kurvenzug zwischen den jeweiligen Berührungspunkten der Kopf- und Fußkreise und dem Schnittpunkt der Kopfkreise bilden muß (Bild 1 oder 2).

Da reale Verzahnungen längs der Flankenberührungslinien undicht sind, also dort, entsprechend der Spalthöhe Leckmengen aus dem Zahnlückenraum verloren gehen, muß zudem gefordert werden, daß die Länge der Flankenberührungslinie möglichst kurz wird. Gleiches gilt dann auch für die Eingriffslinie.

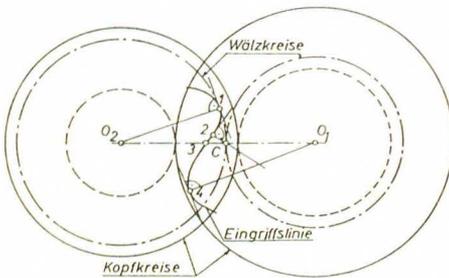


Bild 7. verwendbare Teile
einer Eingriffslinie
Fig.7. usable parts of a
meshline

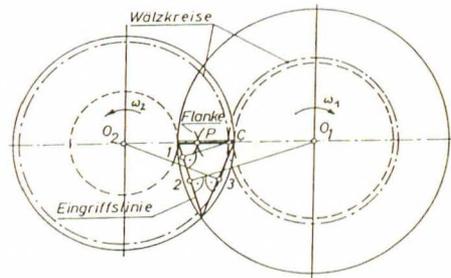


Bild 8. kürzeste, dichte
Eingriffslinie
Fig.8. shortest closed
meshline of rotors

Die Länge des Berührungslinienspaltes ist übrigens die einzige wirksame Spaltlänge die durch die Flankenform zu beeinflussen ist. Alle anderen Dichtspalten sind weitgehend unabhängig von der Flankenform.

Bild 8 zeigt den Verlauf der kürzest möglichen Eingriffslinie. Die in 2.2.1 aufgestellten Regeln über den verwendbaren Teil einer Eingriffslinie zeigen aber, daß eine solche, ideal kurze Eingriffslinie in weiten Bereichen

kinematisch unbrauchbar ist (Punkte 1, 2, 3 und der gesamte Triebflankenteil zwischen O_1 und O_2). Außerdem wird klar, daß eine kinematisch einwandfreie Verzahnung immer ein Blasloch haben muß.

Der Hauptläuferkopfpunkt muß zweimal zum Eingriff kommen (Bild 8), einmal am Zahngrund des Nebenläufers und einmal am Zahnkopf des Nebenläufers. An beiden Eingriffspunkten erhält man aber eine andere Flankennormalen- und Tangentenrichtung für den gleichen Hauptläuferkopfpunkt (Die Flankennormale geht durch den Wälzpunkt C - Verzahnungsgesetz).

Am Haupt- bzw. Nebenläuferkopf ist demnach nur eine Spitze oder Ecke als Flanke denkbar und dies widerspricht der Forderung nach geometrischer Flankenberührung (Bild 1 und 2).

Man kann also die in Bild 8 angegebene Eingriffslinie zusammen mit kinematisch einwandfreiem Lauf der Verzahnung nicht realisieren sondern diese nur annähern. Wie weit dies heute gelingt, zeigen die Bilder 4, 5 und 6. Weiters wird deutlich, daß durch Änderung der Flankenform in Zukunft kaum mehr Verbesserungen im Wirkungsgrad zu erwarten sind.

3. Beurteilung der Verschleiß- und Freßgefahr einer Läufer- verzahnung

3.1 Allgemeines

Schraubenverdichterläufer werden mechanisch durch Reibverschleiß und fallweise durch Warmfressen unbrauchbar. Grübchenbildung und Zahnbruch kommen praktisch nie vor.

Versuche an einem Luftverdichter mit Läufern aus Kugelgraphitguß und mit einem mild legiertem Öl VG32 als Schmieröl ergaben an den Triebflanken spezifische Verschleißwerte von etwa 0,5 mg/kWh und eine Freßsicherheit im Normalbetrieb von etwa 5 bis 6. Die Dichtflanke ist jedoch wesentlich verschleiß- und freßgefährdeter.

Die für Evolventenverzahnungen in DIN 3990 genormte Freßsicherheitsberechnung ist auf Sonderverzahnungen nicht anwendbar. Außerdem befindet sich im Schmierspalt der Läufer

ein Öl- Luftgemisch und es existiert ein beachtlicher Druckunterschied in benachbarten Zahn­lücken, sodaß auch die Anwendung der EHD-Schmiertheorie nicht möglich ist. Das Auftreten von Verschleiß zeigt auch, daß eine vollhydrodynamische Schmierung mit Schmier­spal­thöhen größer als die Rauhtiefe nicht zutrifft.

Will man dennoch zumindest vergleichende Aussagen über das Verschleiß- und Freßverhalten von verschiedenen Läufer­ver­zahnungen oder Flankenpartien erhalten, muß man auf, aus dem Getriebebau bekannte, charakteristische Kennwerte zurückgreifen. Es zeigt sich, daß die Flankengleit­geschwindigkeit ein Maß für die Reibung, Erwärmung und Freßbeanspruchung einer Verzahnung ist, während man den Schlupf oder das spezifische Gleiten der Flanken als Kriterium für die Verschleißbeanspruchung ansehen kann /4/.

In Bild 9 ist die Ermittlung der Flankengleitgeschwindigkeit v_g in einem beliebigen Eingriffspunkt dargestellt. Es gilt mit Bild 9:

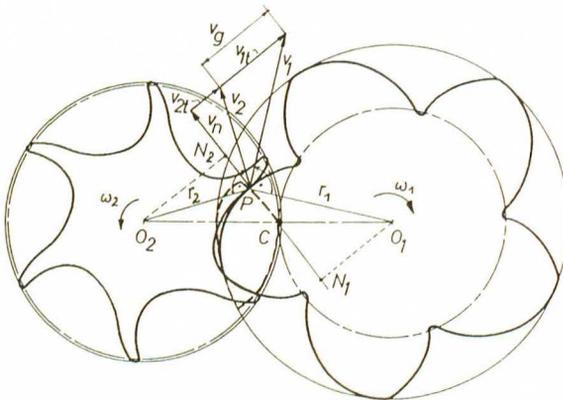


Bild 9. Ermittlung der Flankengleitgeschwindigkeit einer Verzahnung

Fig.9. Velocity of sliding between the flanks of a gear-wheel

Geschwindigkeit im Eingriffspunkt: $v_1 = r_1 \cdot \omega_1$, $v_2 = r_2 \cdot \omega_2$

$$\text{Tangentialgeschwindigkeiten: } v_{1t} = \omega_1 \cdot \overline{N_1 P} \quad v_{2t} = \omega_2 \cdot \overline{N_2 P} \quad (2)$$

$$\text{Gleitgeschwindigkeit: } v_g = v_{1t} - v_{2t} = \pm \overline{CP} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \quad (3)$$

Unter dem Schlupf einer Verzahnung versteht man den Ausdruck:

$$\text{Hauptläuferschlupf: } \zeta_1 = (v_{1t} - v_{2t}) / v_{1t} = v_g / v_{1t}$$

$$\text{Nebenläuferschlupf: } \zeta_2 = (v_{1t} - v_{2t}) / v_{2t} = v_g / v_{2t} \quad (4)$$

Große Schlupfwerte bedeuten, daß ein kleiner Abschnitt der betrachteten Flanke mit einem großem Abschnitt der Gegenflanke kämmt. Die Reibungsarbeit wirkt also auf einen kleinen Bereich der betrachteten Flanke, aber auf einen großen Bereich der Gegenflanke. Der Schlupf ist demnach ein gewisses Maß für die Verschleißbeanspruchung eines Flankenpunktes /4/.

3.2 Vergleich zweier Läuferverzahnungen

Zwei unterschiedlich generierte Flankenprofile wurden hinsichtlich Gleitgeschwindigkeit und Schlupf verglichen. Es wurde ein 5:6 Schmalkopfprofil (Bild 5) mit punkterzeugten Dichtflankenteil und einem Achsabstand von 116 mm verglichen mit einem 5:6 Zahnstangenprofil mit dem gleichen Achsabstand. Beim Zahnstangenprofil sind die Verzahnungsgesetze in allen Punkten erfüllt, lediglich die Dichtflankenevolvente wird beim Nebenläufer bis zur Spitze ausgenutzt (Bild 6). Ermittelt man den Verlauf der Gleitgeschwindigkeiten (Bild 10 und 11) so erkennt man, daß diese für beide Profile etwa gleich sind. Die größte Gleitgeschwindigkeit tritt am Hauptläuferkopf und entsprechend den 2 Eingriffsstellungen im Nebenläuferzahngrund und in der Nähe des Nebenläuferkopfes an der Dichtflanke auf. Die größte Freßgefahr besteht demnach für eine Drehwinkelstellung von ca. -25° für die Dichtflanke am Nebenläuferkopf und für den Hauptläuferkopf.

Berechnet man den Verlauf von Hauptläufer- und Nebenläufer-

schlupf für die oben erwähnten Verzahnungen erhält man die Bilder 12 und 13.

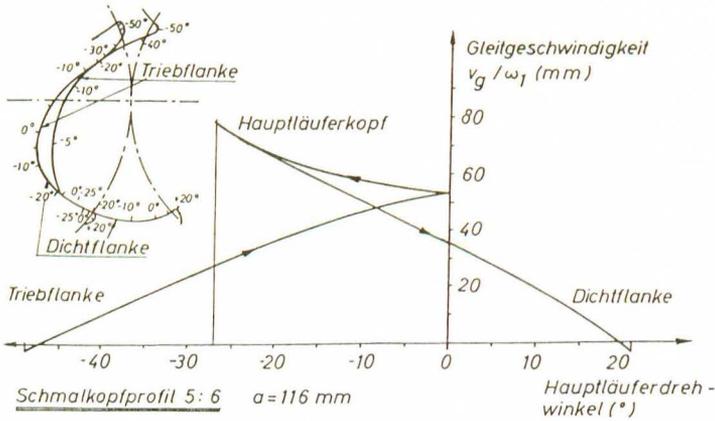


Bild 10. Verlauf der Gleitgeschwindigkeit beim Schmalkopfprofil

Fig.10. Velocity of sliding between flanks of a profile acc. Fig.5.

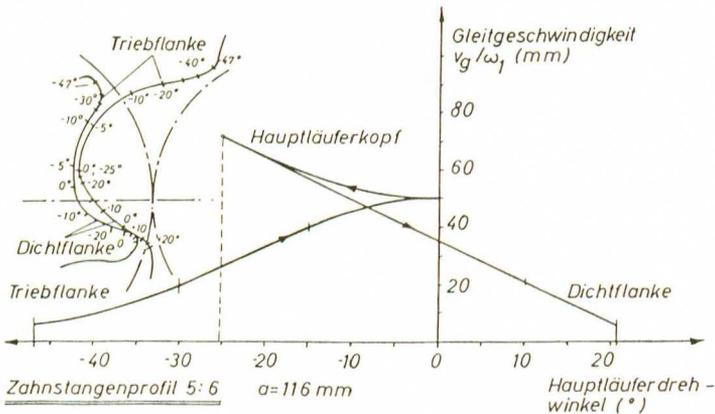


Bild 11. Verlauf der Gleitgeschwindigkeit bei einem Zahnstangen-Evolventenprofil

Fig.11. Velocity of sliding between flanks of a profile acc. Fig.6.

Für beide Profile können folgende Aussagen gemacht werden:

Die gesamte Hauptläuferflanke ist kaum verschleißgefährdet. Der Schlupf ist relativ gleichmäßig über Trieb- und Dichtflanke verteilt.

Die Nebenläufertriebflanke zeigt den größten Schlupf etwa in Flankenmitte für Drehwinkel von etwa -10° .

Die größte Verschleißgefahr tritt an der Dichtflanke des Nebenläufers auf und zwar für Drehwinkel von ca. -25° . Dies entspricht Punkten der Nebenläuferdichtflanke in der Nähe des Kopfkreises.

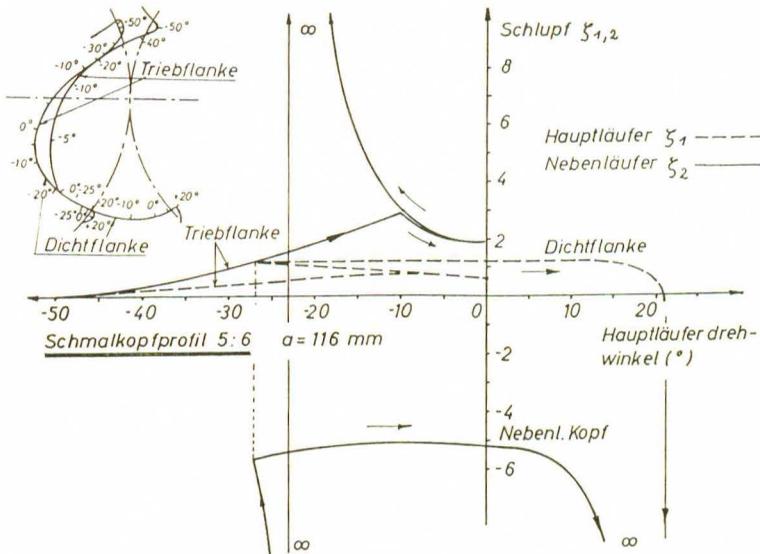


Bild 12. Schlupf beim Schmalkopfprofil

Fig.12. Slip between flanks of a profile acc. Fig.5.

Hinsichtlich des Schlupfes schneidet das Zahnstangenprofil besser ab. Hier gibt es nur in einem einzigen Punkt unendliche Schlupfwerte. Dies rührt daher, daß die Evolventenflanke bis zum Grundkreis benutzt wurde, um die Verzahnung mit hoher Dichttheit auszustatten. Das Schmalkopfprofil (Bild 5) zeigt große Schlupfwerte im gesamten Nebenläuferkopfbereich der Dichtflanken für Drehwinkel von -25° bis $+21^\circ$ (Bild 12).

Untersuchungen an einspritzölgekühlten Luftverdichterrotoren haben gezeigt, daß die beiden Kenngrößen Gleitge-

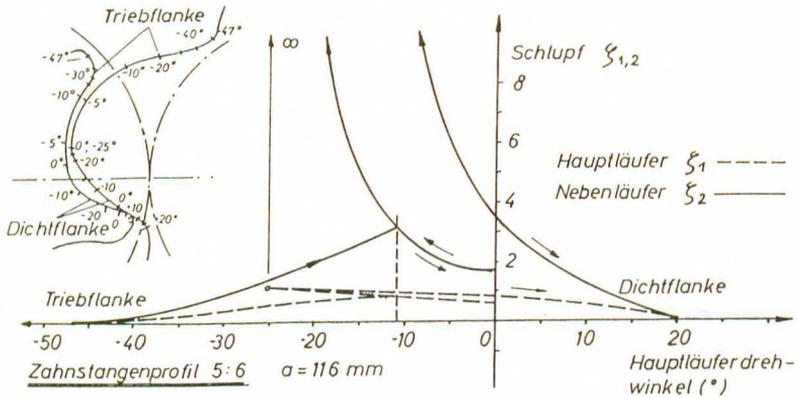


Bild 13. Schlupf beim Zahnstangen-Evolventenprofil
 Fig.13. Slip between flanks of a rack-profile acc. Fig.6.

schwindigkeit und Schlupf relativ gut, die tatsächliche Verschleißsituation an Rotorflanken beschreiben. Sie können bei Neuentwürfen von Verzahnungen als verlässliche Vergleichskennwerte herangezogen werden.

4. Schrifttum

- /1/ Fisher W. Production Design of a Modern Axial-Flow Positive Displacement Rotary Compressor. ASME (1959)
- /2/ Rinder L. Schraubenverdichter, Wien, New York: Springer-Verlag 1979
- /3/ Wunderlich W. Ebene Kinematik BI-Hochschultaschenbücher 447/447a, Mannheim, Wien, Zürich: Bibliographisches Institut 1970
- /4/ Niemann G. Maschinenelemente 2. Auflage Bd. 2, Winter H. Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo: Springer-Verlag 1985
- /5/ Rinder L. Schraubenverdichterläufer mit Evolventenflanken. VDI-Berichte 521, Düsseldorf, VDI-Verlag 1984
- /6/ Rinder L. Schraubenverdichter berechnen unter Berücksichtigung der inneren Leckverluste, Riegler G. Maschinenmarkt 85 Jg. (1979)