

# Berechnung der Belastungen und Verformungen von Schraubenverdichterläufern und -gehäusen

Prof. Dr.-Ing. **W. Fister** und Dipl.-Ing. **P. Buthmann**, Bochum

## 1. Einleitung

Die hohen Kosten bei der Entwicklung neuer Schraubenverdichterläufer zwingen den Konstrukteur bereits bei der Konzeption, das Verhalten der Maschine im Betriebszustand zu ermitteln.

Da die thermisch und mechanisch bedingten Verformungen über empirische Ansätze nur pauschal erfaßt werden können, sind zur detaillierten Betrachtung der Belastungen und Verformungen von Schraubenverdichterläufern und -gehäusen computer-gestützte Rechenverfahren entwickelt worden.

Dabei werden die Zelldrücke und -temperaturen als Ergebnis einer kinematischen und thermodynamischen Simulationsrechnung vorgegeben.

## 2. Verwendete Rechenverfahren

Um die Verformungen berechnen zu können, werden die Läufer und das Gehäuse mit finiten Elementen (Hexaederelementen mit 8 Knoten) nachgebildet, wobei mit der dabei entstehenden Netzstruktur sowohl die Temperaturverteilungen in den Bauteilen, als auch deren Verformungen berechnet werden.

Die Generierung der Netzstruktur der Läufer und des Gehäuses erfolgt mit Hilfe eines Rechenprogramms.

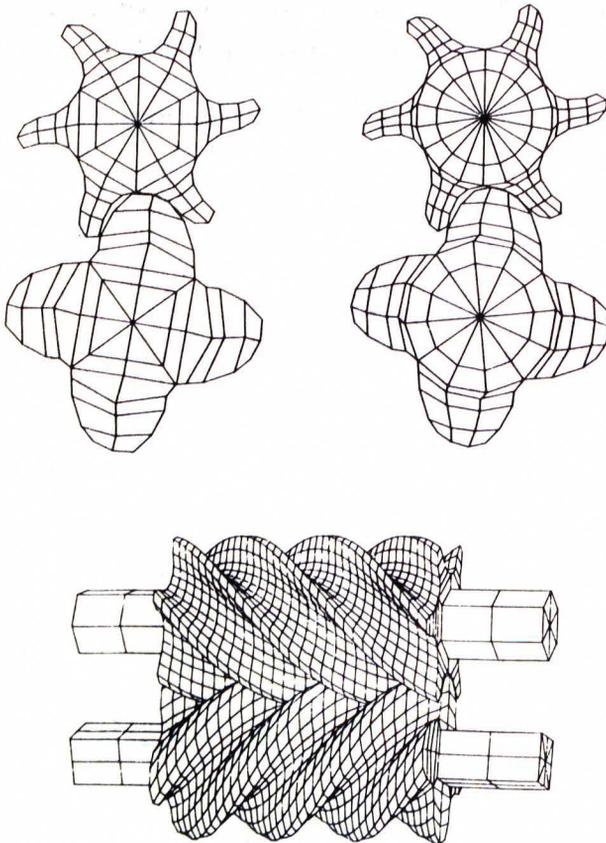


Bild 1. Unterschiedliche Netzstrukturen für die "Finite Element-Rechnung"

Die äußeren Knoten liegen dabei auf der vorgegebenen Stirnschnittkontur. Die Anzahl der Elemente und Stirnschnitte kann variiert und so dem betrachteten Problem bzw. der Rechnerkapazität angepaßt werden.

Die Nachbildung des gesamten Gehäuses, bestehend aus Einström-, Läufer- und Getriebegehäuse, ist aus Speicherplatzgründen nicht möglich. Da für die Berechnung der Spiele im Betriebszustand nur das Läufergehäuse relevant ist, wird auch nur dieses mit finiten Elementen nachgebildet.

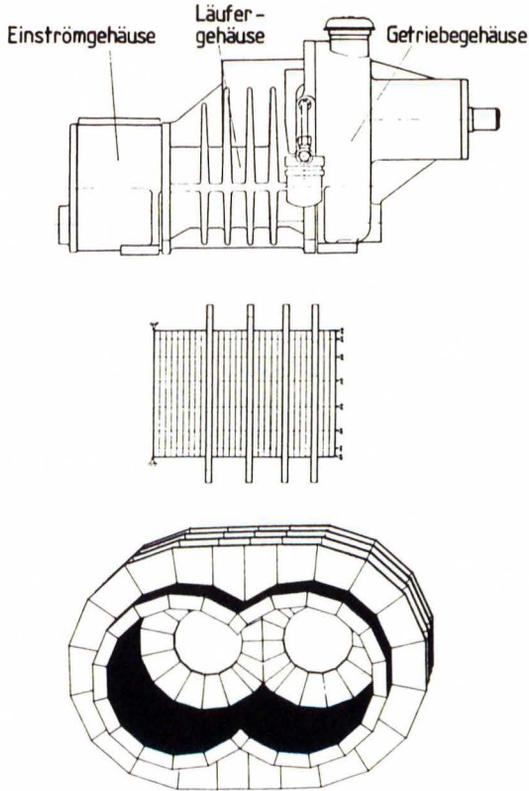


Bild 2. Nachbildung des Läufergehäuses mit finiten Elementen

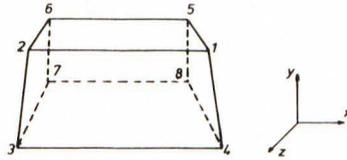
Dabei werden die Druck- und Saugseite des Läufergehäuses als unverformt angenommen, weil die daran anschließenden Einström- und Getriebegehäuse in radialer Richtung nahezu als starr betrachtet werden können. Auf der Saugseite werden allerdings Verformungen in axialer Richtung sowohl bei den Läufern, als auch beim Gehäuse zugelassen.

Aus dieser Geometrienachbildung ergeben sich die Indizes und Koordinaten aller Knoten des betrachteten Bauteils. Jedem Oberflächenknoten werden entsprechend der Winkelstellung der Läufer die jeweils vorliegenden Fluiddrücke und Temperaturen zugewiesen.

Während die Druckbelastung bei der Berechnung der Verformungen den aktuellen, der Winkelstellung der Läufer entsprechenden Zustand beibehält, werden die Fluidtemperaturen, die die Oberfläche beaufschlagen, über alle Winkelstellungen im Stirnschnitt zeitlich gemittelt, d.h. es wird eine stationäre Temperaturverteilung angenommen.

Die Fluidtemperaturen, sowie die an den Wellenstümpfen anliegenden Öltemperaturen bilden die Randbedingungen für die Berechnung der Temperaturverteilung in den einzelnen Bauteilen.

Die mathematische Formulierung des stationären Wärmeleitproblems ist mit Hilfe der Variationsrechnung möglich. Dabei führt die Bedingung, daß das Funktional  $\Pi$  (Bild 3; Gleichung 3.1) über dem Volumenbereich  $V$  zum Minimum wird, auf die Gleichung 3.2.



$$\bar{\Pi} = \int_V \frac{1}{2} \{ k_x \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + k_y \left( \frac{\partial \theta}{\partial y} \right)^2 + k_z \left( \frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 \} dV \quad (3.1)$$

$$- \int_V \theta \cdot q^a dV - \int_S \theta \cdot q^s dS - \sum_i \theta_i \cdot d_i$$

$$K \cdot \theta = Q \quad (3.2)$$

$$K = \sum_m \int_{V(m)} B_{(m)}^T k_{(m)} B_{(m)} dV_{(m)} \quad (3.3)$$

$$Q = \sum_m \int_{S(m)} \alpha_{(m)} H_{S(m)}^T H_{S(m)} dS_{(m)} \theta_F \quad (3.4)$$

$$- \sum_m \int_{S(m)} \alpha_{(m)} H_{S(m)}^T H_{S(m)} dS_{(m)} \theta$$

---

$k$ - Wärmeleitfähigkeit	$q^a$ - im Element erzeugter Wärmefluß
$\alpha$ - Wärmeübergangszahl	$q^s$ - konvektiver Wärmefluß
$\theta$ - Knotentemperatur	$Q_i$ - punktförmige Wärmeströme
$\theta_F$ - Fluidtemperatur	

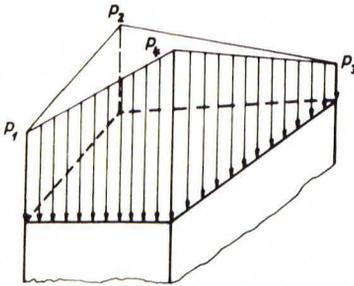
Bild 3. Gleichungen zur Berechnung der Temperaturverteilung

Unter der Voraussetzung, daß der betrachtete Körper in Form einer Struktur aus finiten Elementen vorliegt, definieren die Matrizen  $H_m$  und  $B_m$  (Gleichungen 3.3 und 3.4) die Temperaturen und Temperaturgradienten des Elements  $m$  als Funktion der Knotentemperaturen.

Bei der Berechnung des Vektors  $Q$  (Gleichungen 3.2 und 3.4) wird nur der Wärmestrom durch Konvektion berücksichtigt. Dabei ist zu beachten, daß die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  geschwindigkeitsabhängig ist, und im Bereich der Dichtspalte höhere Werte annimmt.

Nach Lösung der Gleichungen aus Bild 3 liegen die Temperaturverteilungen der Läufer bzw. des Gehäuses vor.

Aus der Druck- und Temperaturverteilung lassen sich die Verformungen der Läufer und des Gehäuses berechnen, wobei sich der Gesamtlastvektor  $F$  als Produkt aus Gesamtsteifigkeitsmatrix  $K$  und Verschiebungsvektor  $U$  darstellt (Bild 4; Gleichung 4.1).



$$K \cdot U = F \quad (4.1)$$

$$F = F_{Temp} + F_{Druck} + F_{Flieh} \quad (4.2)$$

$$K = \int_V B_{(m)}^T D \cdot B_{(m)} dV_{(m)} \quad (4.3)$$

$$F_{Temp} = \int_V B_{(m)}^T D \cdot \epsilon_{Temp} \cdot dV_{(m)} \quad (4.4)$$

$$F_{Druck} = \int_S H_{(m)}^T \cdot p \cdot H_{(m)} dS_{(m)} \quad (4.5)$$

$$F_{Flieh} = \int_V H_{(m)}^T \cdot f \cdot dV_{(m)} \quad (4.6)$$

$$f = g \omega^2 r_{(x,y)} \quad (4.6a)$$

$D$  - Elastizitätsmatrix  
 $\epsilon_{Temp}$  - Temperaturdehnung  
 $\rho$  - Dichte

$\omega$  - Winkelgeschwindigkeit  
 $r$  - Ortsvektor

Bild 4. Gleichungen zur Berechnung der Bauteilverformungen und -belastungen

Die sich durch den Lastvektor einstellenden Verschiebungen innerhalb eines jeden Elements sind durch die gewählten Formfunktionen und die Knotenpunktverschiebungen eindeutig

bestimmt. In gleicher Weise ist der Verzerrungszustand im Inneren eines Elements durch die Verschiebungsfunktionen und die Knotenverschiebung festgelegt.

Der Lastvektor setzt sich aus der Druck- und Temperatur-, und bei den Läufern zusätzlich aus der Fliehkraftbelastung zusammen (Gleichung 4.2). Der Fliehkrafteinfluß wird eingeführt, weil neuerdings die Zahnprofile stark unsymmetrisch und relativ dünn sind.

Der aus der Druckbelastung resultierende Lastvektor setzt sich dabei entsprechend Gleichung 4.5 aus der belasteten Oberfläche des Elements, der Matrix der Formfunktionen  $H$  und einem Vektor  $p$  zusammen, der die Fluiddrücke in den belasteten Oberflächenknoten mit den Formfunktionen verbindet. Auf diese Weise kann einerseits der Fluiddruck in jedem Punkt der Oberfläche berechnet und andererseits eine Änderung des Drucks über der Oberfläche berücksichtigt werden. Diese Druckänderung innerhalb einer Elementoberfläche tritt bei der Berechnung von Schraubenverdichtern besonders stark zwischen zwei verdichtenden Zellen bzw. einer verdichtenden Zelle und dem Ansaugeraum auf. In gleicher Weise wie die Drücke können auch die Temperaturen für jeden Punkt des Elements aus den Knotenpunkttemperaturen und den Formfunktionen berechnet werden.

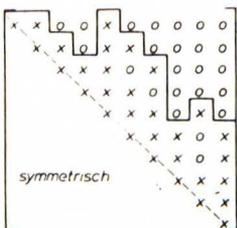
Der Lastvektor aus der Temperaturbelastung ergibt sich dabei aus Gleichung 4.4.

Die Fliehkraft ist abhängig von der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit des betrachteten Läufers, dem Ortsvektor des Elements und der Masse. Der entsprechende Lastvektor ergibt sich aus Gleichung 4.6.

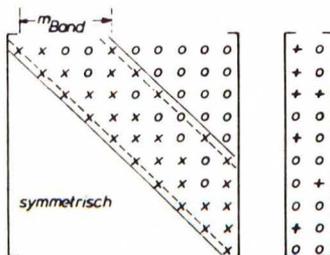
Aus den Elementsteifigkeitsmatrizen und -lastvektoren werden die Gesamtsteifigkeitsmatrix und der Gesamtlastvektor erzeugt. Die große Anzahl der Elemente, die notwendig ist, um die Läufer und das Läufergehäuse ausreichend genau nachzubilden, führt jedoch dazu, daß eine Speicherung in der herkömmlichen Weise nicht mehr möglich ist, da zum Teil

Gesamtsteifigkeitsmatrizen mit 2 Millionen Werten entstehen. Deshalb ist ein Lösungsverfahren auf der Basis der Blocklöser entwickelt worden. Während die herkömmlichen Blocklösungsverfahren die Gesamtsteifigkeitsmatrix und den Gesamlastvektor in einzelne Blöcke aufteilen und in eine Datei schreiben, wird in dem weiterentwickelten Lösungsverfahren die herkömmliche Blockstruktur durch Superblöcke überlagert, mit denen das gesamte Gleichungssystem faktorisiert und rückwärts aufgelöst wird (Bild 5).

Ausgangsstruktur der Gesamtsteifigkeitsmatrix



Bandstruktur der Gesamtsteifigkeitsmatrix und -lastvektoren



Blockstruktur der Gesamtsteifigkeitsmatrix und der Gesamlastvektoren

x x o o x x + o	Block 1	Superblock 1 (Datei 1)
x x o x x + +	Block 2	
x x x o x + o	Block 3	Superblock 2 (Datei 2)
x x x o x o o	Block 4	
x x o x o +	Block 4	Superblock 3 (Datei 3)
x x x o o	Block 5	
x x + o		
x o o		

Gesamtsteifigkeitsmatrix

Gesamlastvektoren

x ungleich Null  
 o gleich Null  
 + ungleich Null (Gesamlastvektor)  
 $m_{Band}$  = maximale halbe Bandbreite einschließlich der Hauptdiagonalen

Bild 5. Strukturierung der Gesamtsteifigkeitsmatrix und -lastvektoren

Daraus ergeben sich die Verschiebungen aller Knoten des betrachteten Bauteils in x, y und z-Richtung. In Bild 6 werden in dreidimensionaler Darstellung die der unverformten Geometrie überlagerten Verschiebungen der Knoten eines Haupt- und Nebenläufers unter Druckbelastung gezeigt.

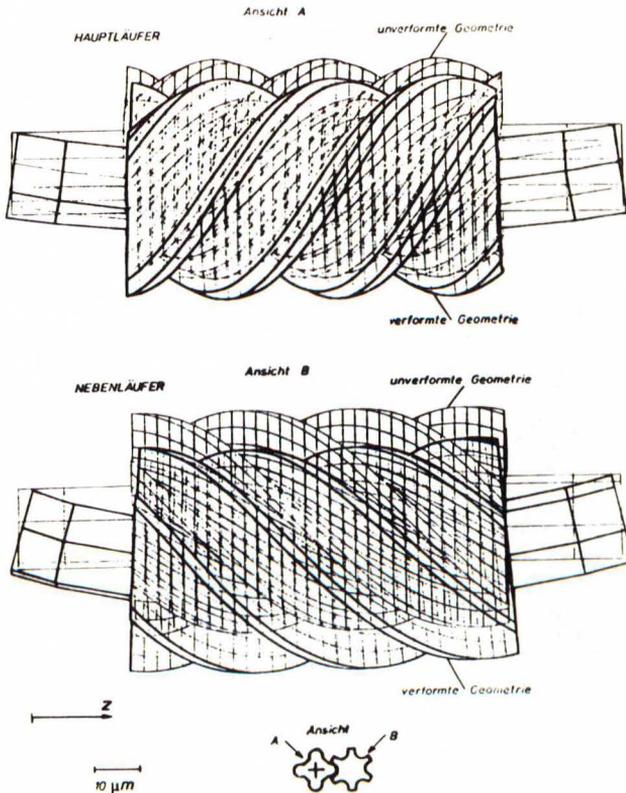
Asymmetrisches SRM Profil

Bild 6. Verformung der Läufer unter Druckbelastung

Um die minimalen Abstände zwischen den Läufern bzw. den Läufern und dem Gehäuse berechnen zu können, werden die Verschiebungen der Knoten mittels eines Interpolations- und Abbildungsverfahrens auf die normal zur z-Achse stehenden Stirnschnitte mit ihrer relativ großen Punktanzahl übertragen.

Mit Kenntnis der sich im betriebsbelasteten Zustand einstellenden Spiele, kann bewertet werden, ob dieser Verdichter für den vorgegebenen Betriebszustand berührungsfrei läuft, bzw. ob er infolge zu großer Spiele schlechte Liefergrade aufweist.

### 3. Rechenergebnisse

Das mit finiten Elementen nachgebildete Läuferpaar eines asymmetrischen SRM-Profils wird in Bild 7 gezeigt.

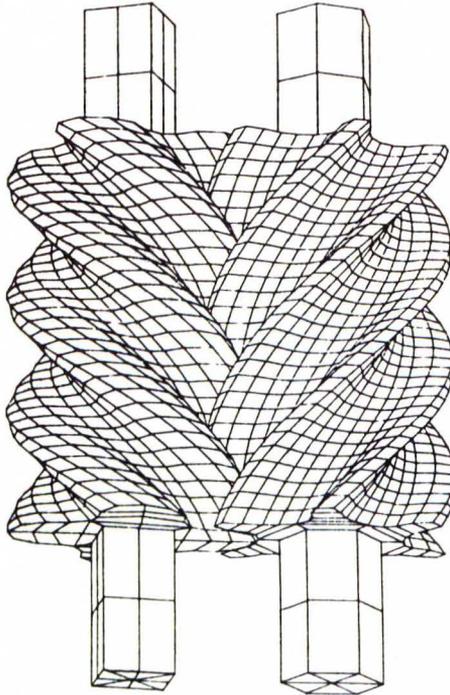


Bild 7. Nachbildung des asymmetrischen SRM-Profils mit finiten Elementen

Die berechnete räumliche Temperaturverteilung in den Läufern wird durch Isothermen in einigen Stirnschnitten gemäß Bild 8 dargestellt.

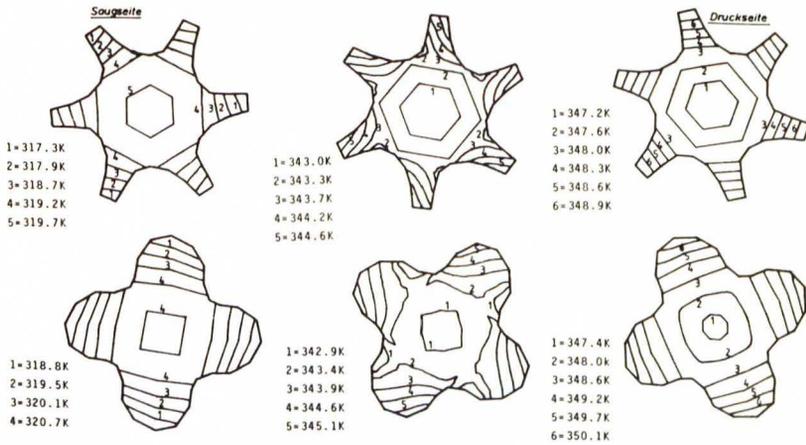


Bild 8. Temperaturverteilung im Haupt- und Nebenläufer (asymmetrisches SRM-Profil)

Fördermedium: Luft

$$p_E = 1 \text{ bar}; p_A = 3 \text{ bar}; T_E = 293 \text{ K}; N = 190 \text{ s}^{-1};$$

$$V_{th} = 0,152 \text{ m}^3/\text{s}; T_{\text{öl}} = 343 \text{ K}; \lambda_{C35} = 50 \text{ J/msK};$$

$$\alpha_{\text{Luft}} = 50\text{--}100 \text{ J/m}^2\text{sK}; \alpha_{\text{öl}} = 200 \text{ J/m}^2\text{sK};$$

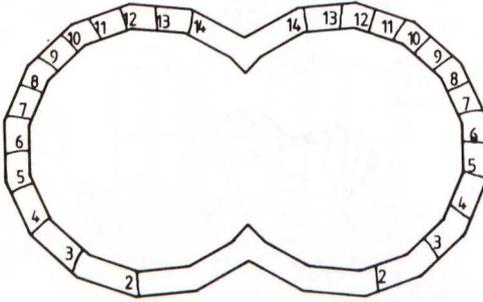
Auf der Saugseite sind die Läufer relativ gleichmäßig vom Fluid unter Ansaugbedingungen umgeben. Infolge des Wärmeflusses von der Druckseite und dem vom Öl umgebenen Wellenstumpf liegt die Temperatur im Rotorinneren in diesen Schnitten höher als auf der Oberfläche. Das Fluid nimmt Wärme vom Läufer auf. Typisch für die folgenden Schnitte zur Druckseite hin sind die Temperaturunterschiede zwischen den beiden Flanken eines Zahnes.

Im Schnitt auf der Druckseite entspricht das Isothermenbild in etwa dem der Saugseite, jedoch nehmen die Temperaturen von der Oberfläche zur Mitte hin ab. Ein Vergleich der Kerntemperaturen in den drei Schnitten zeigt, daß Wärme von der Druckseite zur Saugseite hin fließt.

Die Temperaturverteilung in dem mit Rippen versehenen, luftgekühlten Gehäuse wird gemäß Bild 9 durch die Isothermen in zwei Stirnschnitten verdeutlicht, die, wie bei

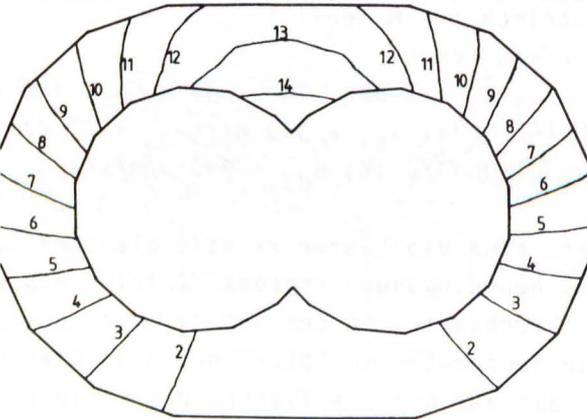
allen Rotationskolbenmaschinen, gehäusefest ist. Die heißeste Stelle liegt im Bereich des Gehäusesteges auf der Druckoberseite.

15=327.9K.  
14=326.5K  
13=325.2K  
12=323.9K  
11=322.5K  
10=321.2K  
9=319.9K  
8=318.5K  
7=317.2K  
6=315.9K  
5=314.5K  
4=313.2K  
3=311.9K  
2=310.5K  
1=309.2K



Schnitt durch Gehäuse (z=49,5 mm von der SS)

15=356.5K  
14=353.6K  
13=350.8K  
12=347.9K  
11=345.0K  
10=342.2K  
9=339.3K  
8=336.5K  
7=333.6K  
6=330.7K  
5=327.9K  
4=325.0K  
3=322.2K  
2=319.3K  
1=316.4K



SS= Saugseite

Schnitt durch Rippe (z=137,5 mm von der SS)

Bild 9. Temperaturverteilung im Läufergehäuse

Fördermedium: Luft

$p_E = 1 \text{ bar}$ ;  $p_A = 3 \text{ bar}$ ;  $T_E = 293 \text{ K}$ ;

$T_{Um} = 293 \text{ K}$ ;  $\lambda_{GG} = 54 \text{ J/msK}$ ;  $\alpha_{in} = 100 \text{ J/m}^2\text{sK}$ ;

$\alpha_{au\beta} = 10 \text{ J/m}^2\text{sK}$ ;

Die Druckverteilung auf den Läuferkonturen für eine bestimmte Winkelstellung ist in Bild 10 dargestellt.

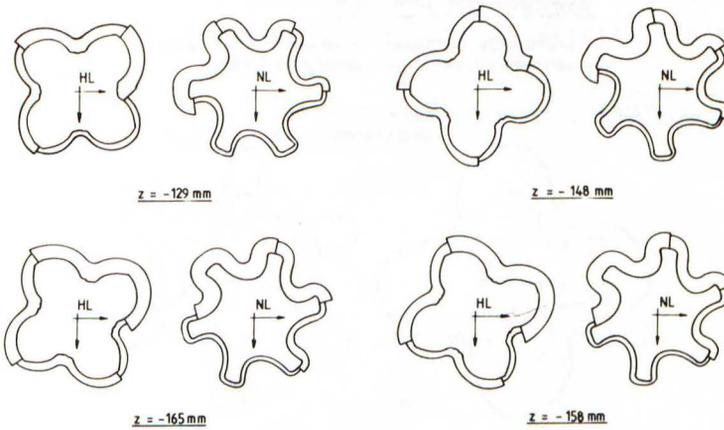


Bild 10. Druckverteilung auf der Läuferkontur  
 ( $\varphi_{HL} = 0^\circ$ ; asymmetrisches SRM-Profil;  $p_{aus} = 3 \text{ bar}$ )

Die Beaufschlagung der einzelnen Konturpunkte ist dabei in Abhängigkeit von der Winkelstellung durch einen Druckanstieg bei der Verdichtung und durch plötzliche sprunghafte Druckänderung von der Druckober- zur Druckunterseite beim Durchwandern des Profileingriffs gekennzeichnet.

Die Verformungen der Läufer durch die Einzelbelastungen Temperatur, Druck und Fliehkraft sind in Bild 11 für den saugseitigen Stirnschnitt mit gleichem Vergrößerungsmaßstab dargestellt.

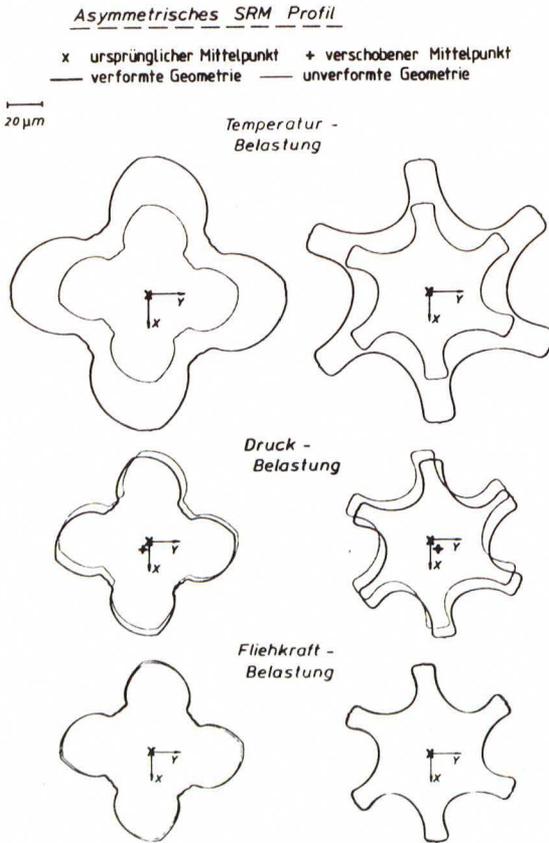


Bild 11. Verformung der Läufer durch Einzelbelastung

Den größten Einfluß auf die Gesamtverformung hat die Wärmedehnung, wobei die radiale Verschiebung des Zahnkopfes größer ist als die des Zahnfußes.

Durch den Verdichtungsdruck im Kämbbereich werden die Läufer auseinandergedrückt. Zusammen mit den unterschiedlichen Belastungen der Druckober- und -unterseite führt das zu einer Verlagerung der Haupt- und Nebenläuferprofilmitten.

Der Einfluß der Fliehkraft ist für das betrachtete Läuferpaar, das mit Umfangsgeschwindigkeiten von ungefähr 60 m/s läuft, nur von geringer Bedeutung.

Aus der Überlagerung der Einzelbelastungen ergibt sich die Verformung der Läufer wie sie sich im Betrieb einstellt (Bild 12).

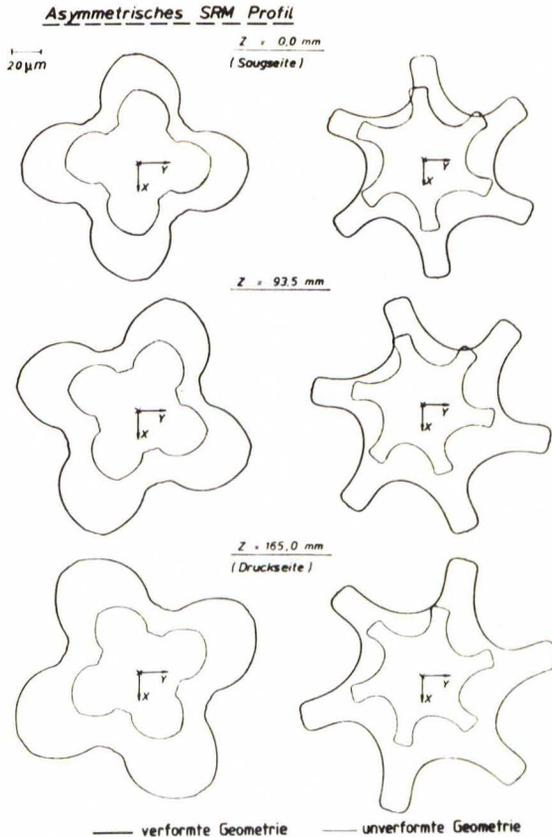


Bild 12. Verformung der Läufer durch Temperatur, Druck- und Fliehkraftbelastung

Durch die druckseitige Axiallagerung wirkt sich die axiale Wärmedehnung zur Saugseite hin aus.

Entsprechend den thermischen und mechanischen Belastungen verformt sich das Gehäuse nach Bild 13 zum einen auf der Oberseite stärker als auf der Unterseite und zum anderen mehr auf der Druck- als auf der Saugseite.

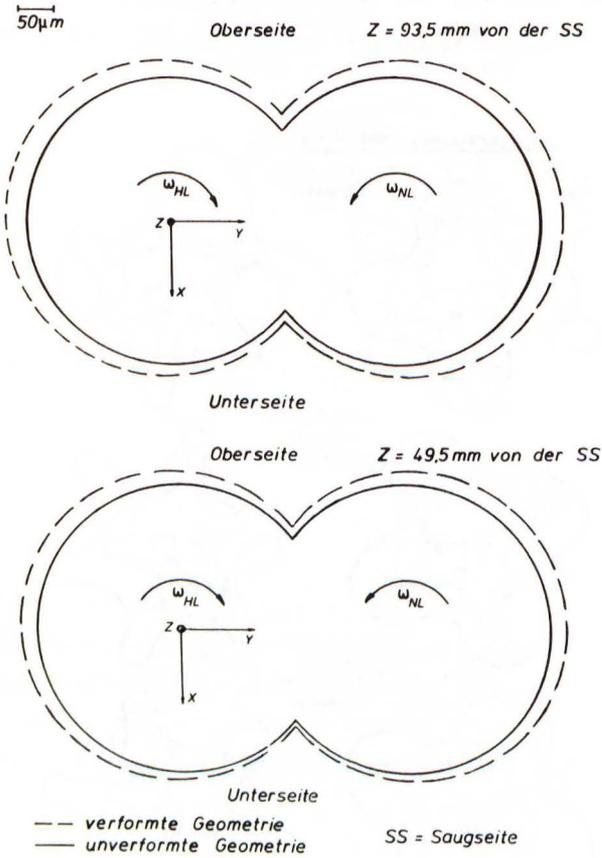


Bild 13. Verformung des Gehäuses in unterschiedlichen Stirnschnitten

Aufgrund der Randbedingungen nehmen die Verformungen jedoch insgesamt zum Einström- und Getriebegehäuse wieder ab (Bild 14).

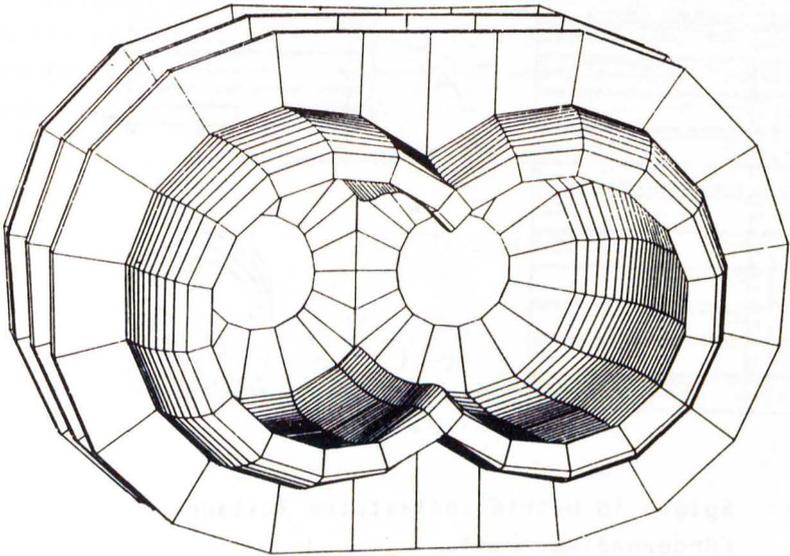


Bild 14. Dreidimensionale Darstellung des verformten Läufergehäuses

Sämtliche Spiele eines betriebsbelasteten Zustandes werden in Bild 15 über der Läuferlänge für die einzelnen Zähne bei einer Hauptläuferwinkelstellung wiedergegeben.

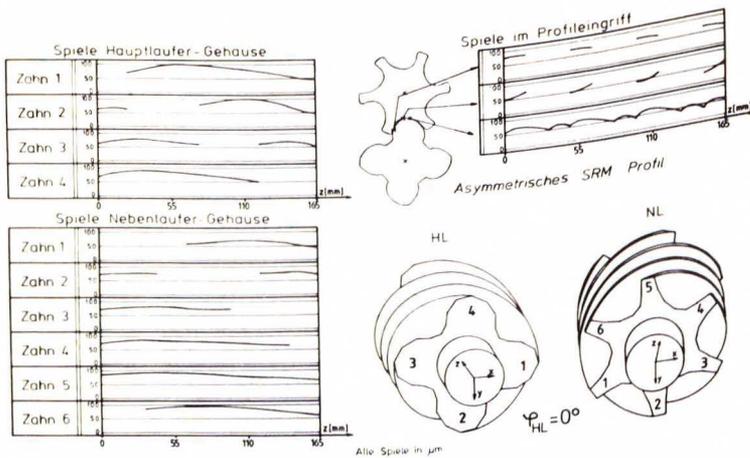


Bild 15. Spiele im betriebsbelasteten Zustand

Fördermedium: Luft

$p_E = 1 \text{ bar}$ ;  $p_A = 3 \text{ bar}$ ;  $T_E = 293 \text{ K}$ ;  $N = 190 \text{ s}^{-1}$ ;  
 $V_{th} = 0,152 \text{ m}^3/\text{s}$ ; (sonstige Bedingungen gemäß  
 Bild 8-10)

Während die radiale Ausdehnung der Läufer durch die Dehnung des Gehäuses kompensiert wird, werden die Spiele zwischen Haupt- und Nebenläufer in einigen Bereichen sehr klein. Der Abstand zwischen den Läufern wird immer dann minimal, wenn der Zahnkopf des einen in den Zahngrund des anderen Läufers eingreift.

Die periodisch auftretenden minimalen Spiele zwischen den Läufern werden durch die zur Druckseite hin ansteigende Temperatur und die dazu proportionale Dehnung kleiner. Eine Berührung der Läufer findet für das untersuchte Läuferpaar im betrachteten Betriebspunkt nicht statt.

Über die in Bild 15 dargestellte Hauptläuferwinkelstellung sind auch andere Winkelstellungen untersucht worden. Es ergeben sich jedoch keine wesentlichen Änderungen, so daß der Spielverlauf für die Winkelstellung  $\varphi_{HL} = 0^\circ$  als repräsentativ gelten kann.

Im Vergleich zu dem beschriebenen asymmetrischen SRM-Profil ist ein neuentwickeltes Profil SLF446 (Bild 16) bei gleichem Druckverhältnis, Volumenstrom und gleicher Hauptläuferdrehzahl untersucht worden.

Profil SLF446

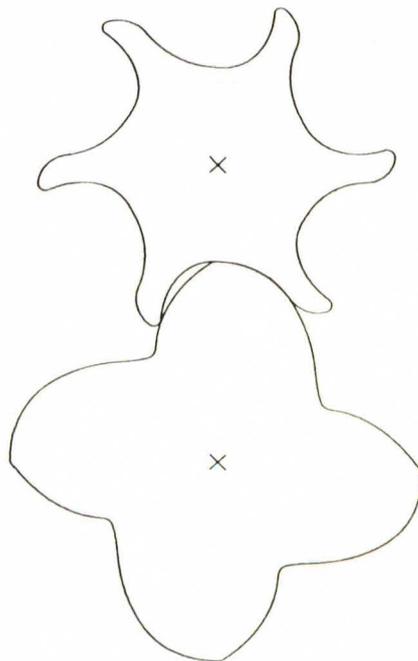


Bild 16.

Neuentwickeltes  
Profil SLF446

Die gerechnete Temperaturverteilung entspricht nahezu der des asymmetrischen SRM-Profiles.

Die Spiele zwischen dem Hauptläufer und dem Gehäuse unterscheiden sich unter Voraussetzung gleichen Betriebszustandes bei dem neuentwickelten Profil SLF446 und dem asymmetrischen SRM-Profil kaum, wie Bild 17 zeigt.

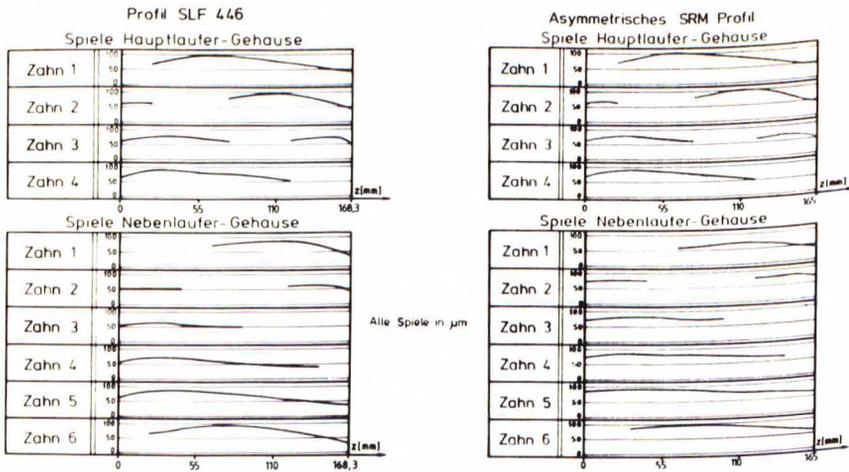


Bild 17. Spiele zwischen den Läufern und dem Gehäuse

Fördermedium: Luft

$p_E = 1 \text{ bar}$ ;  $p_A = 3 \text{ bar}$ ;  $T_E = 293 \text{ K}$ ;  $N = 190 \text{ s}^{-1}$ ;  
 $V_{th} = 0,152 \text{ m}^3/\text{s}$ ; (sonstige Bedingungen gemäß  
 Bild 8-10)

Der Nebenläufer des Profils SLF446 biegt sich jedoch aufgrund des kleineren Grundkreises und der kleineren Zahndicke besonders auf der Druckseite stärker durch, so daß die Spiele auf der Druckunterseite kleiner und auf der Druckoberseite größer werden als beim asymmetrischen SRM-Profil.

Im Profileingriff unterscheiden sich die Spiele des betriebsbelasteten asymmetrischen und neuentwickelten Läuferpaares kaum. Somit tritt auch für das neuentwickelte Profil keine Berührung auf.

Der polytrope Wirkungsgrad und Liefergrad des Profils SLF446 liegen ca. 1,6% über dem des asymmetrischen SRM-Profils.

Um bei einem luftgekühlten Gehäuse den Einfluß der Rippenstärke auf die Verformungen zu prüfen, sind zwei unterschiedliche Läufergehäuse mit finiten Elementen nachgebil-

det worden, wobei bei dem Gehäuse entsprechend Bild 18a vier Rippen in ungleichem Abstand, dagegen bei dem zweiten Gehäuse entsprechend Bild 18b die Rippen mit doppelter Stärke gleichmäßig über das Gehäuse verteilt sind.

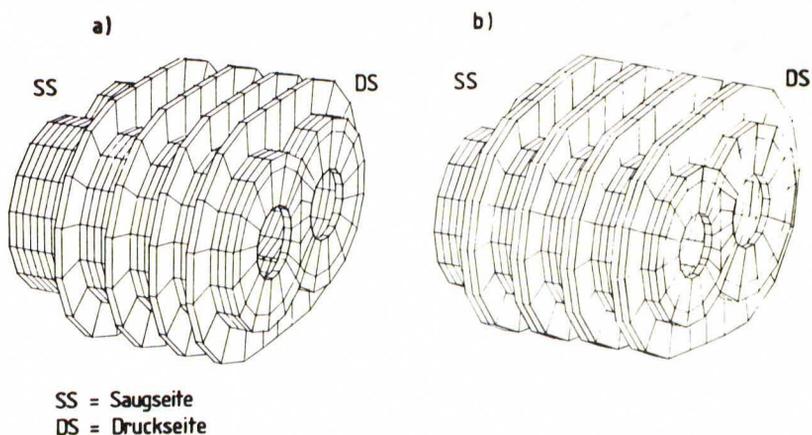


Bild 18. Variation der Gehäusegeometrie

Während bei der Kombination des Läuferpaares SLF446 mit dem Läufergehäuse nach Bild 18a die Spiele bereits in Bild 17 dargestellt sind, ergeben sich für das gleiche Läuferpaar im Gehäuse nach Bild 18b infolge der steiferen Rippen auf der Druckoberseite um 1,7% verkleinerte Spiele.

Um den Einfluß des Umschlingungswinkels auf die Verformungen der Läufer zu untersuchen, ist entsprechend Bild 19 für das Profil SLF446 bei gleicher Läuferlänge der Umschlingungswinkel reduziert worden.

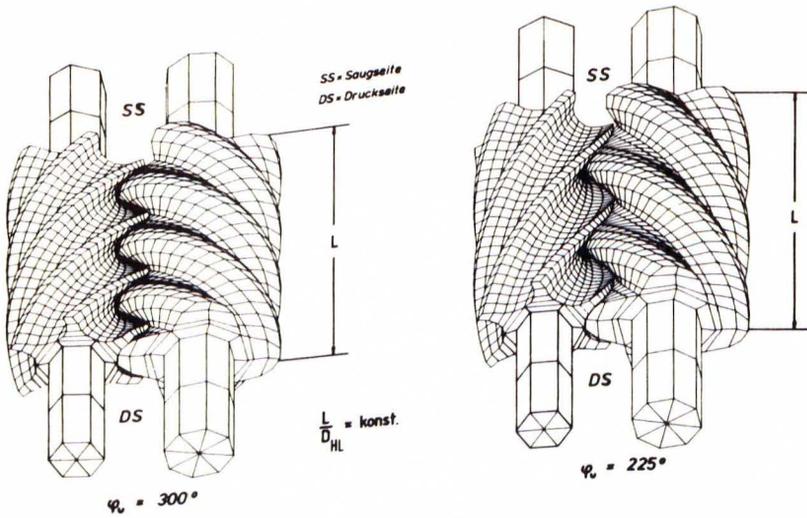


Bild 19. Profil SLF446 mit unterschiedlichen Umschlingungswinkeln

Bei dem Läuferpaar mit kleinerem Umschlingungswinkel ( $\varphi_U = 225^\circ$ ) sind dabei die von den Zahnflanken gebildeten, den Verdichtungsraum eingrenzenden Flächen kleiner, als bei dem Läuferpaar mit dem ursprünglichen Umschlingungswinkel ( $\varphi_U = 300^\circ$ ), was sich besonders in den Temperaturverteilungen der Läufer zeigt (Bild 20).

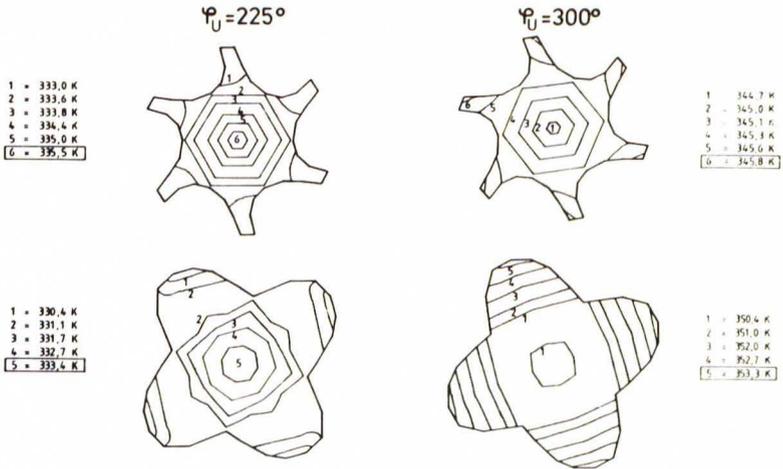


Bild 20. Temperaturverteilung für unterschiedliche Umschlingungswinkel

Fördermedium: Luft

$p_E = 1 \text{ bar}$ ;  $p_A = 3 \text{ bar}$ ;  $T_E = 293 \text{ K}$ ;  $N = 190 \text{ s}^{-1}$ ;  
 $V_{th} = 0,152 \text{ m}^3/\text{s}$ ; (sonstige Bedingungen gemäß Bild 8-10)

Im Vergleich zu den Temperaturen des Profils mit dem ursprünglichen Umschlingungswinkel liegen die Maximaltemperaturen des Profils mit dem kleineren Umschlingungswinkel beim Hauptläufer um 20 K und beim Nebelläufer um 10 K tiefer. Dabei ist zu beachten, daß der bessere Liefergrad des Profils ( $\varphi_U = 225^\circ$ ) mit zu dieser Temperaturabsenkung beiträgt.

Durch diese relativ niedrigen Läuferfertemperaturen wird auch die Dehnung der Läufer entsprechend niedriger. Die betriebsbedingten Spiele des Läuferpaares SLF446 mit den beiden Umschlingungswinkeln sind für den Bereich des Profileingriffs in Bild 21 gegenübergestellt.

## Profil SLF 446

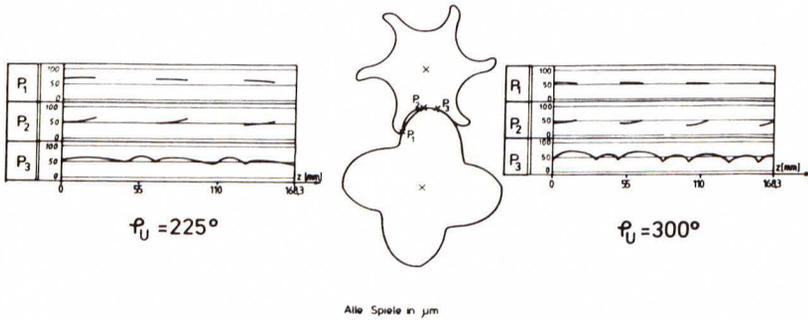


Bild 21. Spiele im Profileingriff bei unterschiedlichen Umschlingungswinkeln

Fördermedium: Luft

$p_E = 1 \text{ bar}$ ;  $p_A = 3 \text{ bar}$ ;  $T_E = 293 \text{ K}$ ;  $N = 190 \text{ s}^{-1}$ ;  
 $V_{th} = 0,152 \text{ m}^3/\text{s}$ ; (sonstige Bedingungen gemäß Bild 8-10)

Während bei dem Läuferpaar ( $\varphi_U = 300^\circ$ ) ein minimales Spiel von ca.  $37 \mu\text{m}$  erreicht wird, stellt sich bei dem Läuferpaar ( $\varphi_U = 225^\circ$ ) ein minimales Spiel von ca.  $43 \mu\text{m}$  ein.

Zusätzlich zu den bisher betrachteten Geometrieänderungen der Läufer und des Gehäuses soll beispielhaft eine Laständerung durch eine Erhöhung des Druckverhältnisses von  $\pi = 3$  auf  $\pi = 5$  untersucht werden. Diese Untersuchung wird für das bereits beschriebene Profil SLF446 mit einem Umschlingungswinkel von  $\varphi_U = 300^\circ$  durchgeführt.

Entsprechend der Änderung des eingebauten Druckverhältnisses steigen mit den Fluidtemperaturen auch die Temperaturen der Bauteile an. Die Maximaltemperaturen der einzelnen Bauteile erhöhen sich dabei um ca.  $30 \text{ K}$  (Bild 22).

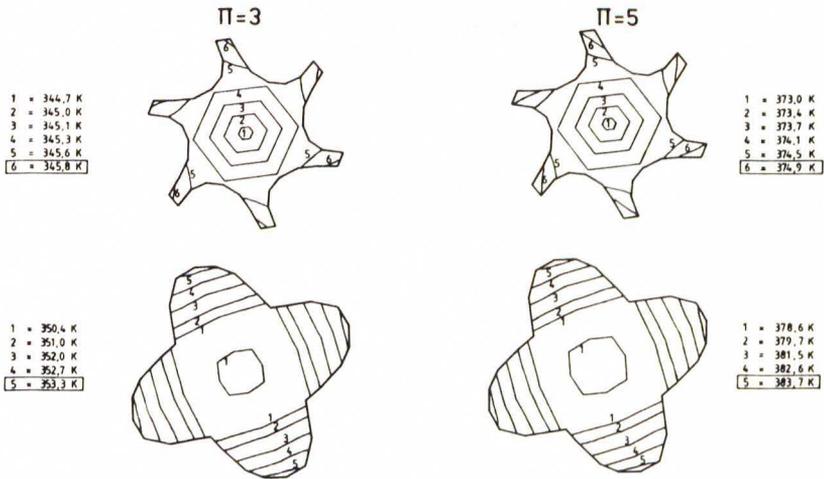


Bild 22. Temperaturverteilung für unterschiedliche Druckverhältnisse

Fördermedium: Luft

$$p_E = 1 \text{ bar}; T_E = 293 \text{ K}; N = 190 \text{ s}^{-1};$$

$$V_{th} = 0,152 \text{ m}^3/\text{s}; \text{ (sonstige Bedingungen gemäß Bild 8-10)}$$

Entsprechend den hohen Temperatur- und Druckbelastungen vergrößern sich auch die Läufer- und Gehäuseverformungen. Dadurch verkleinern sich zur Druckseite hin die Spiele zwischen den Läufers, wie in Bild 23 dargestellt.

## Profil SLF 446

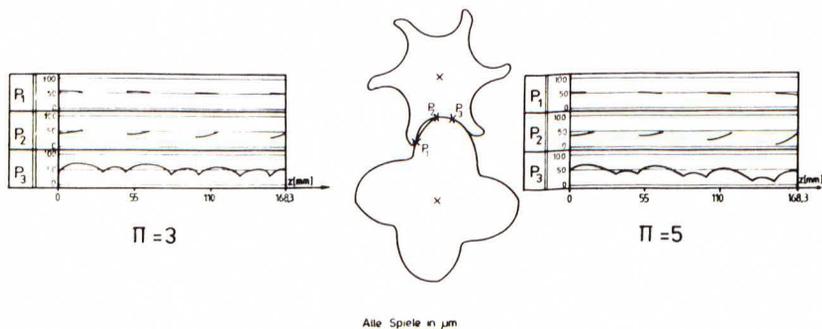


Bild 23. Spiele im Profileingriff bei unterschiedlichen Druckverhältnissen

Fördermedium: Luft

$$p_E = 1 \text{ bar}; T_E = 293 \text{ K}; N = 190 \text{ s}^{-1};$$

$$\dot{V}_{th} = 0,152 \text{ m}^3/\text{s}; \text{ (sonstige Bedingungen gemäß Bild 8-10)}$$

Eine Berührung zwischen den Läufern tritt noch nicht auf. Jedoch ist das Minimalspiel von  $37 \mu\text{m}$  bei dem ursprünglichen Druckverhältnis bei dem höheren Druckverhältnis auf  $10 \mu\text{m}$  abgesunken.

#### 4. Zusammenfassung

Die dargestellten Untersuchungen haben gezeigt, daß es nicht ausreicht, neuentwickelte Profile für Schraubenmaschinen nur bezüglich ihrer Kaltsollgeometrie zu prüfen, da je nach Geometrie oder Belastung der Bauteile die betriebsbedingten Verformungen so groß werden können, daß ein berührungsfreier Lauf nicht mehr sichergestellt ist. Aus diesem Grund ist es notwendig, bei der Entwicklung neuer Profilformen die thermisch und mechanisch bedingten Belastungen genau zu kennen, um Bauteilberührungen bereits bei der Konzeption der Maschine sicher ausschließen zu können.

Ein Rechenverfahren, das die betriebsbedingten Verformungen von Schraubenverdichterläufern und -gehäusen liefert, ist eine Hilfe bei der Entwicklung neuer Profilformen und der Berechnung ihrer Einsatzgrenzen.

Dazu ist ein Rechenverfahren auf der Basis der "Finiten Element-Methode" entwickelt worden, wobei die Belastungen aus Druck, Temperatur und Fliehkraft berücksichtigt werden.

Einige Parameterstudien zeigen die Aussagefähigkeit dieses Verfahrens.

## 5. Schrifttum

- /1/ Bathe, K.-J., Wilson, E.L.: Numerical Methods in Finite Element Analysis. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey (1976).
- /2/ Fister, W.: Forschungsarbeiten am Schraubenverdichter. Vortrag am Leningrad Polytechnic Institut (1984).
- /3/ Gordon, J., Grootzeit, C.: COIFES - An Efficient Structural Graphics Program Using the Hidden Line Technique. Computer and Structures, Vol 12, pp. 699-712, Pergamon Press (1980).
- /4/ Gröber, Erk, Grigull: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Springer Verlag (1981).
- /5/ Segerlind, L.J.: Applied Finite Element Analysis. John Wiley & Sons, Inc. New York.
- /6/ Wilson, E.L., Bathe, K.-J., Peterson, F.E.: Finite Element Analysis of Linear and Nonlinear Heat Transfer. Paper L 1/4, Second International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Berlin (1973).
- /7/ Wilson, E.L., Bathe, K.-J., Doherty, W.P.: Direct Solution of Large Systems of Linear Equations. Computer and Structures, Vol. 4, pp. 363-372, Pergamon Press (1974).