

Betriebsverhalten wassereingespritzter Schraubenverdichter

Dr.-Ing. G. Hinsenkamp, Köngen

Zusammenfassung

Wassereingespritzte Schraubenverdichter realisieren eine quasi-isotherme ölfreie Verdichtung innerhalb einer Stufe bis zu äußeren Druckverhältnissen von $\Pi=15$. Der weite Bereich hoher isothermer Wirkungsgrade ermöglicht die Drehzahlregelung. Dabei ist im Bereich kleiner Umfangsmachzahlen und großer Π eine Begrenzung durch das ansteigende Drehmoment und die verschlechterte Motorbelüftung gegeben. Als sehr vielversprechend wird der Einsatz wassergeschmierter Gleitlager beurteilt, der zu einer signifikanten Verringerung der mechanischen Verluste führt und infolge des reduzierten Lagerabstands Möglichkeiten zur Optimierung der Rotorgeometrie bietet. Der prinzipielle Aufbau des wassereingespritzten Schraubenverdichters ist ähnlich dem herkömmlicher öleingespritzter Verdichtersysteme, wobei Druckluft-Nachkühler und Temperaturregler entfallen. Besonderer Aufmerksamkeit bedürfen die eingesetzten Werkstoffe in bezug auf ihre Wassertauglichkeit und Verschleißfestigkeit. Von entscheidender Bedeutung ist die Beherrschung der Wasserqualität, da infolge der halboffenen Systemcharakteristik zeit- und ortsabhängige Wechselwirkungen zwischen Umgebung, Arbeitsgas, Kreislaufwasser und Anlagenwerkstoffen auftreten.

Summary

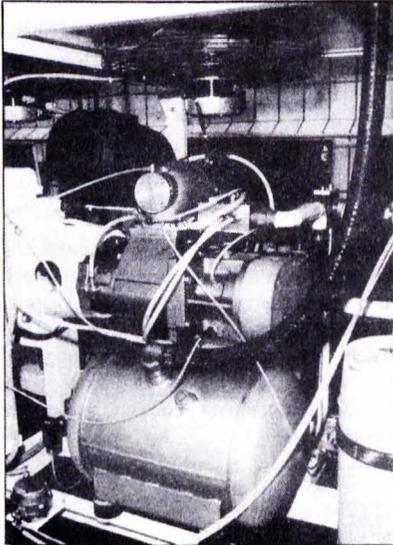
Water-injected screw compressors implement a quasi-isothermal oil-free compression within a single stage up to external pressure ratios of $\Pi=15$. A wide range of high isothermal efficiencies makes variable speed drive possible. In the range of low tip speed mach numbers and high pressure ratios there is, however, a limitation due to the increasing torque and the declining driver motor fan cooling. The employment of water-lubricated plain bearings is judged very promising due to a significant reduction of the mechanical losses and the reduction in bearing distance which provides for optimization of the rotor geometry. The principal setup of water-injected screw compressors is similar to well-known oil-injected compressor systems, except no after-cooler and temperature control valve are built in. Special care has to be taken for the materials employed in terms of their suitability for water and their wear-resistance. Of major importance is the control of water quality since the semi-open system characteristics lead to time- and location-depedent interactions between ambient conditions, working gas, circuit water und materials.

Nomenklatur / Nomenclature			
D	mm	Rotordurchmesser	Rotor diameter
L	mm	Rotorlänge	Rotor length
\dot{m}	kg/s	Massenstrom	Mass flux
M	Nm	Drehmoment	Torque
p	bar	Druck (absolut)	Pressure (absolute)
P	W	Leistung	Power
R	J/(kg K)	Spezielle Gaskonstante	Gas constant
$S = \frac{P}{6 \cdot 10^4 \dot{V}}$	kW/(m ³ /min)	Spez. Leistungsbedarf	Specific power requirement
T	K	Temperatur (absolut)	Temperature (absolute)
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit	Tip speed
V	m ³	Kammervolumen	Working volume
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom	Volume flux
γ	°	Hauptrotor-Drehwinkel	Male rotor rotation angle
κ	-	Isentropenexponent	Isentropic exponent
ν	mm ² /s	Kinematische Viskosität	Kinematic viscosity
$Ma_u = \frac{uHR}{\sqrt{\kappa RT_0}}$	-	Umfangsmachzahl	Tip speed Mach number
$\eta_{is} = \frac{P_{is}}{P_{ind}}$	-	Isentroper Wirkungsgrad	Isentropic efficiency
$\eta_{it} = \frac{P_{it}}{P_{ind}}$	-	Isothermer Wirkungsgrad	Isothermal efficiency
$\eta_m = \frac{P_{ind}}{P_x}$	-	Mechan. Wirkungsgrad	Mechanical efficiency
$\lambda = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}$	-	Liefergrad	Volumetric efficiency
$\lambda_n = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}}$	-	Massenverhältnis des Einspritzfluids	Mass flux ratio of injection liquid
$\Phi_{i, th} = \frac{V_1}{V_i}$	-	Theor. Volumenverhältnis	Built-in volume ratio
$\Pi = \frac{p_2}{p_0}$	-	Äußeres Druckverhältnis	External pressure ratio

Indices / Subscripts					
0	Umgebung	ambient	i	Öffnen Druckseite	exhaust opening
1	Saugseitenschluß	intake shutoff	ind	indiziert	indicated
2	Druckseite	pressure side	is	isentrop	isentropic
b	Beginn	begin	it	isotherm	isothermal
e	Ende	end	K	Kupplung	shaft
E	Einspritzung	injection	m	mechanisch	mechanical
el	elektrisch	electrical	opt	Kennlinienoptimum	optimum of characteristic line
fl	Einspritzfluid	injection liquid	OPT	Kennfeldoptimum	optimum of performance chart
gas	Arbeitsgas	working gas	th	theoretisch	theoretical
HR	Hauptrotor	male rotor	u	Umfang	circumferential

1. Einleitung

Wohl kaum ein anderes Verdichtungssystem hat in den letzten Jahren derart kontroverse Diskussionen ausgelöst wie der wassereingespritzte Schraubenverdichter [6]. Den unbestrittenen positiven Eigenschaften wie 100% ölfreie Verdichtung, nahezu vollständige Annäherung an die ideale isotherme Verdichtung und einstufige Bauweise stehen verständlicherweise Bedenken gegenüber, wie sie jedem neuen System entgegengebracht werden. Dieser Beitrag beschäftigt sich daher mit den baulichen Eigenschaften des neuen Systems, seiner Funktionsweise, der Gegenüberstellung zu herkömmlichen Verdichtersystemen und der Darstellung der hauptsächlichlichen Einflußparameter, deren Beherrschung Voraussetzung für einen zuverlässigen Verdichterbetrieb ist.



Die Wassereinspritzung in den Kompressionsraum ist keine "neue" Idee: aus den vergangenen Jahrzehnten sind hierzu vielfältige Versuche an verschiedenen Verdichtertypen bekannt, z.B. [1, 9, 10]. Aufgrund verschiedenster Einflüsse von Werkstoffen, Wasserchemie oder auch Firmenstrategie werden erst seit Anfang der 90er Jahre auf dem Druckluftsektor konkurrenzfähige Systeme in Japan, den USA und Europa produziert und vermarktet (Abb. 1).

Abb.1: Wassereingespritzte Schraubenverdichteranlage (Nennleistung 45 kW).

Water-injected screw compressor package (nominal power rating 45 kW).

Als vorrangige Entwicklungsziele dieser Systeme sind zu nennen:

- vollständig ölfreie, einstufige Verdichtung (Druckluftqualität entsprechend der Ansaugluft)
- Energieeinsparung durch Annäherung an die ideale isotherme Verdichtung
- Keine Entsorgung von Altöl, Ölfiltern, Ölabscheidepatronen und ölhaltigem Kondensat
- Vermeidung jeglicher Verpuffungsgefahr

Heute sind wassereingespritzte Schraubenverdichter zur Druckluftherzeugung mit Nennleistungen von 4 kW bis ca. 250 kW und Verdichtungsendrücken von 5 bis ca. 15 bar in luft- und wassergekühlten Versionen am Markt verfügbar. Alle diese Systeme realisieren einen hohen internen Wasserüberschuß, d.h. Massenverhältnisse $\lambda_{M10} \approx 10$, und nutzen damit überwiegend die sensible Erwärmung des Einspritzwassers, nicht vorrangig dessen Verdunstung oder Verdampfung. Die im vorliegenden Beitrag behandelten Verdichter

arbeiten mit reinem Wasser ohne jegliche Additive. Ähnlich wie bei den bekannten öleingespritzten Systemen übernimmt das Einspritzwasser mehrfache Funktionen:

- Wärmeabfuhr während der Verdichtung
- Schmierung von Rotoreingriff, Wellenabdichtungen und ggf. Lagern
- Abdichtung der arbeitsraumbegrenzenden Spalte

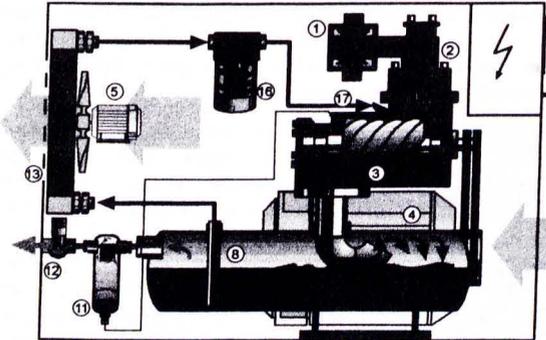


Abb. 2: Querschnittsskizze eines wassereingespritzten Schraubenverdichters

Cross section of a water-injected screw-compressor

Wasser als natürlichstes aller Fluide weist hierzu eine mehr als doppelt so große spezifische Wärmekapazität auf wie herkömmliches Kompressorenöl, was der erwünschten isothermen Verdichtung entgegenkommt. Weiterhin ist aufgrund seiner vergleichsweise hohen Wärmeleitfähigkeit von einer vollständigeren Durchwärmung des Einspritzwassers auszugehen. Die deutlich geringere Viskosität von Wasser vereinfacht Zerstäubung und Abscheidung und verringert die hydraulischen Reibungsverluste im Verdichter. Andererseits verlangt die "Dünnflüssigkeit" von Wasser zur Begrenzung der Leckverluste deutlich verringerte Spaltweiten bis hin zur Grenze des technologisch Machbaren.

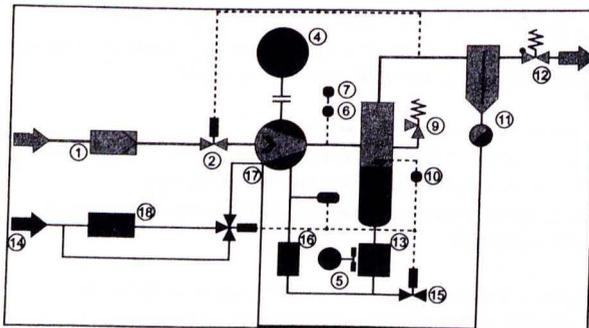


Abb. 3: Funktionsschema eines wassereingespritzten Schraubenverdichters

Working scheme of a water-injected screw-compressor

Der prinzipielle Aufbau wassereingespritzter Schraubenverdichter geht aus der Querschnittsskizze einer luftgekühlten Anlage in Abb. 2 und dem zugehörigen Funktionsschema in Abb. 3 hervor. Die Luft gelangt über den Ansaugfilter (1) und den Ansaugregler (2) in die Verdichterstufe (3), wo während der Verdichtung Wasser feinerzstäubt eingespritzt wird (17).

Der Antriebsmotor (4) überträgt seine Leistung über einen Riemen- oder Direktantrieb. Im Abscheidebehälter (8) wird die verdichtete Luft durch Umlenkung, Prall- und Schwerkraftabscheidung weitgehend vom Wasser befreit und strömt über einen zusätzlichen Feinabscheider (11) und das Mindestdruck-/Rückschlagventil in das Druckluftnetz zum Verbraucher. Der Wasserkreislauf wird durch den zwangsbelüfteten Wasser/Luftkühler, den Wasserfilter (16) und im vorliegenden Fall durch eine geregelte Wasseraufbereitung (18) vervollständigt. Die Regelung kann über konventionellen Last-/Leerlaufbetrieb oder - besonders effektiv - als Drehzahlregelung mit Asynchron- oder Reluktanzmotor erfolgen.

2. Gegenüberstellung zu herkömmlichen Schraubenverdichtersystemen

Obwohl der prinzipielle Aufbau dem eines öleingespritzten Schraubenverdichters nicht unähnlich ist, bedingt die Wassereinspritzung bei genauerer Betrachtung eine Reihe von systembedingten Unterschieden. Auffällig ist zunächst das Entfallen des Druckluft-Nachkühlers, da die Verdichtungs-Endtemperatur unabhängig vom jeweiligen Enddruck nur ca. 10 K über der Ansaugtemperatur liegt. Auch der bislang in öleingespritzten Verdichtern eingesetzte Temperaturregler entfällt, da die Wassereinspritzung stets mit der geringstmöglichen Temperaturdifferenz zur Umgebung arbeitet und das dabei anfallende Kondensat zur Ergänzung und Erneuerung des Kreislaufwassers nutzt. Weiterhin müssen sämtliche Werkstoffe korrosionsfest und wassertauglich ausgeführt werden. Dies betrifft in besonderem Maße die Verdichterstufe in den Bereichen Rotorprofile, Wellenabdichtungen und Lager. Anfänglich wurden wassereingespritzte Verdichterstufen ähnlich den trockenlaufenden Schraubenverdichtern mit externen Synchrongetrieben zur berührungsfreien Führung der Rotorzahnflanken ausgerüstet. Neuere Werkstoffentwicklungen mit dem Ziel des direkten wassergeschmierten Zahneingriffs im Verdichtungsbereich haben sowohl für metallische bzw. keramische Beschichtungen [7] als auch auf dem Polymer- bzw. Polymerkeramiksektor [8] zum Erfolg geführt (Abb. 4).



Abb. 4: Polymerkeramische Schraubenverdichterrotoren für Wassereinspritzung

Polymer ceramic screw compressor rotors for water injection

Sämtliche neuartigen Rotormaterialien müssen sich aber im Hinblick auf Kosten und Standzeit zumindestens solange mit dem altbewährten Synchrongetriebe messen lassen, wie noch der hierfür erforderliche Schmierstoff im Lagerbereich der Stufe vorhanden ist. In diesem Zusammenhang ist der Trend klar absehbar: erste Stufen mit vollständig wassergeschmierten (Gleit-) Lagern sind bereits am Markt. Neben der vollständigen Verbannung öl- und fetthaltiger Schmierstoffe aus der Verdichterstufe gelingt damit durch Einsparung der bisherigen doppelwirkenden Wellenabdichtungen eine drastische Reduzierung des Lagerabstands und damit der Rotordurchbiegung. Wie in Abschnitt 4

detailliert erläutert wird, bringt die wassergeschmierte Lagerung weiterhin enorme Vorteile im Hinblick auf den mechanischen Wirkungsgrad der Stufe und die mit hoher Effizienz erreichbaren Maximaldrehzahlen.

Thermodynamisch betrachtet realisieren die trockene, öl- und wassereingespritzte Verdichtung 3 unterschiedliche Verdichtungsverläufe. Hierzu zeigt Abb. 5 beispielhaft die mit dem Programmsystem SVDSIM [5] numerisch berechneten indizierten Temperaturverläufe von Luft und Kühlmedium im Arbeitsraum für alle 3 Fälle anhand einer Schraubenverdichterstufe mit asymmetrischen 5/6-Profil, einem Hauptrotordurchmesser $D_{HR}=160$ mm, einem Rotorlängenverhältnis von $L/D_{HR}=1.24$ und einem eingebauten Volumenverhältnis von $\Phi_{i,th}=4.8$. Auf der Abszisse ist der Hauptrotor-Drehwinkel γ aufgetragen, der im vorliegenden Beispiel zwischen $\gamma_1=365^\circ$ (Kammerabschluß gegen Saugseite) und $\gamma_2=629^\circ$ (Öffnen gegen Druckseite) variiert. Weitere markante Winkel für die beiden flüssigeingespritzten Varianten liegen bei $\gamma_{E,b}=437^\circ$ (Einspritzbeginn auf "zweite Zahnücke" ab Saugseite) und $\gamma_{E,e}=509^\circ$ (Einspritzende). Zu Vergleichszwecken ist der isentrope Temperaturverlauf einer ideal dichten Stufe mit eingezeichnet.

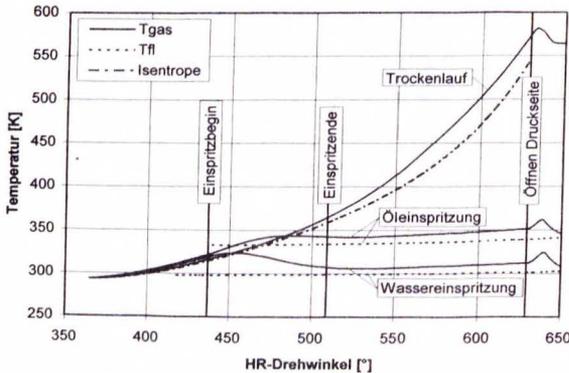


Abb. 5: Indizierte Gas- und Kühlmitteltemperaturen dreier Verdichtertypen

Indicated gas- and injection liquid temperatures for three compressor types

Der Gastemperaturverlauf in der trockenlaufenden Verdichterstufe liegt zu Beginn der Verdichtung nahe der Isentropen. Mit Annäherung an die Druckseite weicht die Gastemperatur aufgrund der zunehmenden Rückströmung von erwärmtem Gas aus der vorlaufenden Kammer bzw. der Druckseite immer stärker nach oben von der Isentropen ab. Dieser Effekt ist hier besonders ausgeprägt, weil die gewählte Umfangsmachzahl $Ma_u=0.1$ für Trockenläufer nur etwa 40% des Optimalwerts beträgt, was zugleich die sehr beschränkte Drehzahlregelbarkeit der trockenen Verdichtung verdeutlicht. Der hohe Absolutwert der Verdichtungsendtemperatur von $T_2=574$ K zeigt, daß trotz Berücksichtigung äußerer Wärmeabgabe an die Umgebung der gewünschte Enddruck von $p_2=9$ bar mit trockenlaufenden Schraubenverdichtern nur zweistufig realisierbar ist. Der hier berechnete einstufige Verdichtungsverlauf erreicht einen isentropen Wirkungsgrad von $\eta_{is}=0.815$ und einen isothermen Wirkungsgrad von $\eta_{it}=0.586$.

Für den öleingespritzten Schraubenverdichter steigt die Gastemperatur am Verdichtungsbeginn noch stärker an als beim Trockenläufer. Dies ist auf interne Rückströmung sowie auf

die hohe Öleinspritztemperatur von $T_E=333$ K zurückzuführen, welche zunächst zu einem Wärmeübergang vom Öl auf die Verdichtungsluft führt. Dies wäre nur durch Verlegung des Einspritzbeginns in Richtung Druckseite auf mindestens $\gamma_{E,b}=460^\circ$ zu umgehen. Sehr schön zu sehen ist die Begrenzung der Gastemperatur auf Werte von 10-15 K über der Öltemperatur mit leicht steigender Tendenz in Richtung Druckseite (Verdichtungswärme wird von praktisch gleichbleibender Ölmenge aufgenommen). Die Verdichtungsendtemperatur liegt bei ca. $T_i=351$ K, was einer Differenz zur Ansaugtemperatur von ca. 58 K entspricht. Die berechneten Wirkungsgrade liegen bei $\eta_{is}=0.931$ und $\eta_{it}=0.669$.

Kapitaldienst		wasser- eingespritzt	öl- eingespritzt	trocken- laufend	
1	Nettopreis Verdichteranlage	DM	110000	66000	148900
2	Abschreibungsdauer	Jahre	10	10	10
3	Kapitalzins	%	8	8	8
4	Kapitalkosten der Anlage	DM/Jahr	15400	9240	20846
Betriebskosten					
5	Liefermenge nach DIN 1945 bezogen auf 20°C, 1 bar	m ³ /min m ³ /h	11,1 666	10,6 637	11,9 716
	Endüberdruck	bar (a)	11	12,5	11
6	Elektrischer Leistungsbedarf des Kompressors	kW	75	75	90
	der Lüfters	kW	2,2	3	1,5
	der Gesamtanlage	kW	77,2	78	91,5
7	Wirkungsgrad Antriebsmotor		0,95	0,93	0,95
8	Wirkungsgrad Lüftermotor		0,81	0,82	0,75
9	Gesamtleistungsaufnahme aus dem Stromnetz	kW	81,7	84,3	96,8
10	Leerlauf-Leistungsbedarf	% kW	25 19,7	25 20,2	19 18,0
11	Spezifische Leistungsaufnahme	kW/(m ³ /min)	7,36	7,94	8,11
12	Strompreis	DM/kWh	0,20	0,20	0,20
13	Stromkosten pro Laststunde	DM/h	16,33	16,86	19,36
14	Nebenkostenanteil an Stromkosten (Wartung, Verschleißteile)	%	8	5	6
15	Nebenkosten pro Stunde	DM/h	1,31	0,84	1,16
16	Gesamtkosten pro Stunde	DM/h	17,64	17,70	20,52
17	Kosten pro m ³ Druckluft	DM/m ³	0,0265	0,0278	0,0286
Betriebsbedingungen					
18	Mittlerer Luftbedarf	m ³ /h	666	637	716
19	Betriebsstunden / Jahr	h	8000	8360	7437
20	Leerlaufstunden / Jahr	h	0	0	0
21	Gesamtluftbedarf / Jahr	m ³	5328000	5328000	5328000
Jährliche Gesamtkosten					
22	Kapitaldienst / Jahr	DM/a	15400	9240	20846
23	Nebenkosten / Jahr	DM/a	10453	7048	8639
24	Energiekosten / Jahr	DM/a	130661	140956	143984
25	Gesamtkosten /Jahr	DM/a	156514	157244	173469
26	Einsparung / Jahr	DM/a	16955	16225	0

Tab. 1: Berechnungsbeispiel der Wirtschaftlichkeit dreier Verdichtertypen
Sample computation of economy for three compressor types

Auch beim wassereingespritzten Schraubenverdichter steigt unter den gewählten Randbedingungen zu Beginn der Verdichtung die Gastemperatur um ca. 30 K an. Grund hierfür ist der zu Demonstrationszwecken viel zu spät angenommene Einspritzbeginn und die resultierende Rückströmung von erwärmtem Luft-Wasser-Gemisches. In der Realität wird der Einspritzbeginn oft bis zur Saugseite vorverlegt, um die ansonsten entstehende Gastemperaturspitze zu vermeiden. Der weitere Temperaturverlauf ist durch eine gleichbleibend niedrige Differenz zwischen Luft- und Wassertemperatur gekennzeichnet. Die

Verdichtungsendtemperatur liegt bei $T_1=312$ K, der isotherme Wirkungsgrad beträgt $\eta_{it}=0.734$.

Die beschriebenen Unterschiede in der Energieeffizienz der 3 Systeme finden praxisrelevanten Ausdruck in Wirtschaftlichkeitsberechnungen. In Tab. 1 sind beispielhaft für Nennleistungen von 75 kW (Wasser-/Öleinspritzung) bzw. 90 kW (Trockenläufer) die möglichen jährlichen Einsparungen bei Dreischichtbetrieb wiedergegeben. Kernpunkt der Betrachtung ist ein identischer jährlicher Gesamtluftbedarf (bezogen auf Ansaugzustand, Zeile 21). Im Falle des öleingespritzten Verdichters ist zu beachten, daß zur Erzeugung von ölfreier Druckluft gegenüber beiden anderen Systemen eine aufbereitungsbedingte Höherverdichtung von 1.5 bar einzurechnen ist. Als wichtiges Ergebnis bleibt festzuhalten, daß die Energiekosten aller drei Systeme über 80% der anfallenden Gesamtkosten ausmachen, während sich Kapitaldienst und Nebenkosten den zu 100% verbleibenden Rest aufteilen. In dieser Betrachtung schneidet der wassereingespritzte Schraubenverdichter aufgrund seiner energetischen Vorteile erwartungsgemäß am besten ab. Die erzielbaren jährlichen Einsparungen gegenüber dem Trockenläufer liegen im Bereich der jährlichen Kapitalkosten des Verdichters.

3. Einflußparameter wassereingespritzter Schraubenverdichter

Das Kollektiv an Einflußparametern auf den Betrieb wassereingespritzter Schraubenverdichter zählt zu den am eingehendsten studierten überhaupt. Die dem Wasser als Element des Lebens eigene Fähigkeit, Gase und Salze zu lösen, und in einer Vielzahl elektrochemischer Reaktionspfade einzubinden, stellt einen fundamentalen Unterschied zum elektrisch nichtleitenden Verdichteröl bzw. zur trockenen Luft dar. Während die chemische Zusammensetzung von Verdichterölen in weltweit verbindlichen Normen genau spezifiziert ist, variiert die Qualität und Zusammensetzung selbst von Trinkwasser oft von einer Straßenseite auf die andere, von Winter zu Sommer oder innerhalb eines Tages. Hinzu kommt, daß auch die atmosphärische Luft mit ihren variablen Feuchtigkeitsgehalten als Wasserlieferant für Verdichtungsprozesse in Erscheinung tritt. Die meisten dieser Vorgänge sind sowohl zeitlich als auch lokal von Druck und Temperatur abhängig. Hieraus wird deutlich, daß die Vielzahl an möglichen Betriebsbedingungen im Labormaßstab nur unzureichend erfaßt wird und somit die erfolgte extensive Erprobung unter Realbedingungen als unabdingbare Notwendigkeit zu sehen ist.

Unter der starken Vereinfachung, eine wassereingespritzte Verdichteranlage als "black box" zu betrachten, wurde in Abb. 6 der Versuch unternommen, die über die Systemgrenzen ausgetauschten Stoffströme sowie die relevanten internen Mechanismen wiederzugeben. Hierzu wird die Verdichteranlage schematisch in die Bereiche Luft, Wasser und Werkstoffe mit den entsprechenden Grenzflächen unterteilt. Als Stoffströme, welche über die Systemgrenzen ausgetauscht werden, treten kontinuierlich Ansaug- und Druckluft sowie intermittierend Zulauf- und Abwasser auf. Mit der Ansaugluft treten Wasserdampf, Aerosole, organische Verbindungen (TOC), Partikel (Staub), Mikroorganismen und Spurengase (CO_2 , NO_x , SO_x , O_3 , usw.) in den Verdichterkreislauf ein. Mit der 100% feuchtegesättigten Druckluft verlassen Anteile praktisch aller vorgenannten Stoffe den Verdichter wieder. Über das sporadisch benötigte Zulaufwasser gelangen vor allem gelöste Mineralien (Ionen) und

gelöste Gase in den Verdichterkreislauf. Die niveaugeregelte Abgabe von Abwasser enthält alle im Kreislaufwasser vorhandenen Wasserbestandteile.

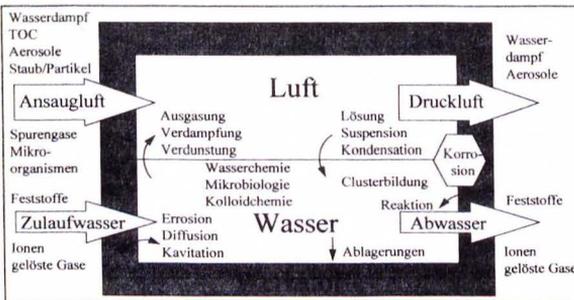


Abb. 6: Einflußgrößen wassereingespritzter Schraubenverdichter
Relevant parameters for water-injected screw compressors

Innerhalb des Verdichterkreislaufs kommt es zur partiellen Kondensation der angesaugten Luftfeuchtigkeit, was faktisch einer kontinuierlichen Kreislaufwasserregeneration gleichkommt. Weiterhin werden durch den Druckaufbau auch Anteile der angesaugten Fremdgase im Wasser gelöst. Insbesondere das CO_2 nimmt dabei als Härte- und Säurebildner eine Schlüsselrolle ein. Schließlich werden partikuläre Luftbestandteile im Wasser ausgewaschen, suspendiert oder in den kolloidalen Zustand überführt. Innerhalb des Wasserkreislaufs kommt es zu Clusterbildungen, welche ab einer bestimmten Größe in speziellen Tiefenfiltern rückhaltbar sind. Die Grenzflächen Wasser-Luft-Werkstoff sind bevorzugte Punkte für verdunstungsbedingte Mineralienablagerungen und für Korrosionsvorgänge.

Da in der Praxis wenig Einfluß auf die jeweiligen äußeren Betriebsbedingungen zu nehmen ist, wurden folgerichtig ingenieurmäßige Lösungen zur Beherrschung dieses Einflußgrößenkollektivs entwickelt. Der Beherrschung der Wasserchemie kommt dabei eine Schlüsselrolle hinsichtlich der Anlagenverfügbarkeit und Standzeit zu. Hierzu hat sich die in Abb. 3 dargestellte, zum Patent angemeldete geregelte Wasseraufbereitung bewährt, die eine stets gleichbleibende Wasserqualität sicherstellt.

Einiger gesonderter Anmerkungen bedarf aufgrund der immer wieder kursierenden Mutmaßungen und Gerüchte die Frage nach möglichen Mikroorganismen im Verdichterkreislauf. Dabei ist dieses Thema so alt wie der Verdichterbau selbst: es gibt keinen "keimfreien" Verdichter, weil atmosphärische Ansaugluft nicht keimfrei ist, und weil selbst bei Trockenläufern mit Verdichtungsendtemperaturen jenseits von 200°C die Verweilzeit in heißen Zonen des Verdichtungsraums zu kurz ist, um eine vollständige Abtötung aller Mikroorganismen sicherzustellen. Hinzu kommt, daß im Bereich des Nachkühlers, wo Kondensat ausfällt, generell die Möglichkeit für Bakterienwachstum besteht. Führende Mikrobiologen gehen sogar davon aus, daß eine vollständige Keimfreiheit in technischen Systemen praktisch nicht erreichbar ist, da selbst auf der Innenseite von Rohrleitungen für Desinfektionsmittel Biofilme mit lebensfähigen Mikroorganismen gefunden wurden [2].

Spezielle konstruktive Maßnahmen sorgen heute in wassereingespritzten Schraubenverdichtern dafür, daß eine unkontrollierte Vermehrung von Mikroorganismen nicht stattfindet. Zu nennen sind hier die gezielte Freisetzung geringer Mengen keimhemmender Kupferionen aus den eingesetzten Werkstoffen, die in unabhängigen Tests nachgewiesene keimhemmende Wirkung der integrierten physikalischen Wasserbehandlung, das Auftreten starker Scherströmungen und hoher Geschwindigkeitsgradienten im Bereich der Wassereinspritzung, die nährstoffarme Fahrweise der integrierten geregelten Wasseraufbereitung sowie der turnusmäßige Wasserwechsel durch Kondensatbildung. Nach allen bisherigen Erfahrungen und gestützt auf Gutachten unabhängiger Institute ist davon auszugehen, daß die Keimzahl in der Druckluft nach wassereingespritzten Schraubenverdichtern wie auch bei allen anderen Verdichtertypen direkt von der Belastung der Ansaugluft abhängt. Für den Anwender bedeutet dies, daß die von wassereingespritzten Verdichtern erzeugte Druckluft für vollständige Keimfreiheit in gleicher Weise aufzubereiten ist, wie bei herkömmlichen Verdichtern.

4. Kennfelder und Drehzahlregelung

Weitergehende Aussagen zum Betriebsverhalten und zur Drehzahlregelung wassereingespritzter Schraubenverdichter lassen sich aus den nachfolgend präsentierten Kennlinien und dimensionslosen Kennfeldern für konstante Stufengeometrie herleiten.

Zunächst wird die Zuverlässigkeit des numerischen Zeitschrittverfahrens SVDSIM anhand der in Abschnitt 2 bereits beschriebenen marktüblichen wassereingespritzten Schraubenverdichterstufe überprüft. Die Auftragung der erhaltenen Ergebnisse bei einem Verdichtungsdruck von $p_2=9$ bar für Umfangsgeschwindigkeiten $16 \text{ m/s} \leq u_{HR} \leq 32 \text{ m/s}$ zur Plausibilitätsüberprüfung erfolgt zunächst in dimensionsbehalteter Form. Eine Gegenüberstellung der berechneten Liefermengen mit abgesicherten Messwerten aus einer drehzahlgeregelten Versuchsanlage ergab für diesen Bereich eine mittlere Abweichung von 2%. Das resultierende Leistungsdiagramm (Abb. 7) läßt einige interessante Schlußfolgerungen zu.

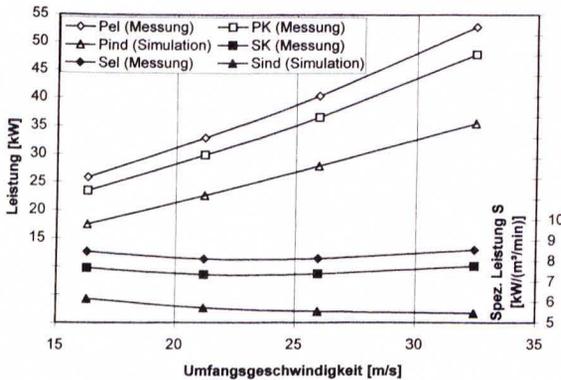


Abb. 7: Leistung und spezifische Leistung eines drehzahlgeregelten wassereingespritzten Schraubenverdichters (konventionelle Wälzlagerung)

Power and specific power of a speed controlled water-injected screw compressor (conventional roller bearings)

Über der Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen sind die Messreihen der elektrischen Leistungsaufnahme P_{el} am Frequenzumrichter und der Kupplungsleistung P_K der

Verdichterstufe sowie die numerisch berechnete indizierte Leistung P_{ind} . Während die Umrichter- und Antriebsverluste prozentual praktisch unverändert bei ca. 9% liegen, fällt vor allem der niedrige mechanische Wirkungsgrad der Verdichterstufe auf, der im ganzen Bereich etwa $\eta_{mech}=0.75$ beträgt. Dieser zunächst überraschende Befund wird bei Betrachtung der konventionellen öl- bzw. fettgeschmierten Wälzlagerung dieser speziellen Verdichterstufe plausibel. Neben der mechanischen Reibung in 4 Schrägkugel- und 2 Zylinderrollenlagern tragen nicht weniger als 4 Gleitringdichtungen und 5 Radial-Wellendichtringe zu dieser Energiebilanz bei. Betrachtet man die deutlichen wirtschaftlichen Vorteile einer derart aufgebauten Stufe in Tab. 1 gegenüber anderen konventionellen Verdichtersystemen, so wird das enorme Verbesserungspotential deutlich, welches über diesen Stand hinaus noch im Einsatz wassergeschmierter Gleitlager liegt. Mechanische Wirkungsgrade von $\eta_{mech}=0.9$ sind mit dieser neuen Technologie erreichbar, was einer Verbesserung der Energiebilanz gegenüber konventionell gelagerten Stufen von rund 15% entspricht. Darüber hinaus erlauben die nahezu halbierten Lagerabstände bei wassergeschmierten Gleitlagern eine signifikante Erhöhung des Rotor-Längenverhältnisses ohne Überschreitung der zulässigen Rotordurchbiegung, was zu einer weiteren Effizienzsteigerung der Verdichterstufe führt.

Last but not least bewirkt der Einsatz wassergeschmierter Gleitlager eine Verschiebung des optimalen Betriebsbereichs zu deutlich höheren Drehzahlen, was einer Erhöhung der Leistungsdichte der Verdichterstufe entspricht und dementsprechend den Einstandspreis der Stufe für eine geforderte Liefermenge merklich senkt. Hierzu zeigt Abb. 7 den spezifischen Leistungsbedarf der bereits vorgestellten wälzgelagerten Stufe über der Umfangsgeschwindigkeit. Während das gemessene Optimum der spezifischen Leistungsaufnahme S_{ai} und des spezifischen Kupplungsleistungsbedarfs S_k bei einer Umfangsgeschwindigkeit von rund 24 m/s liegt, erreicht die numerisch berechnete spezifische indizierte Leistungsaufnahme S_{ind} ihren Bestpunkt erst oberhalb von 32 m/s. Letztere Größe ist als Grenzwert bei verschwindender mechanischer Verlustleistung der Stufe zu interpretieren, so daß für Stufen mit wassergeschmierter Gleitlagerung eine Annäherung des spezifischen Kupplungsleistungsbedarfs an diese Kurve zu erwarten ist. Entsprechende weiterführende Untersuchungen sind derzeit im Gange.

Einflußgröße	Abhängig von	Festlegung für Berechnung
Einspritzmenge	Geometrie, p_2 - p_E , T_E	$\lambda_n=10$
Einspritztemperatur	Kühlerauslegung, T_0	25°C
Einspritzdruck	Einspritzort	Freistrahlabedingung
Einspritzort	Auslegung, T_E	2. Zahnücke
Tropfengröße	Zerstäubungsparameter	0.1 mm
Restgasgehalt	Ausgasung, v_n	0
Einspritzgeschwindigkeit	Geometrie, p_2 - p_E , T_E	-

Tab. 2: Relevante Einflußgrößen der Wassereinspritzung
Key parameters of water injection

Der Übergang zu dimensionsloser Darstellung des Betriebsverhaltens wassereingespritzter Schraubenverdichter erfordert über die in [3] hergeleiteten Kenngrößen des Trockenläufers

hinaus die Berücksichtigung der in Tab. 2 zusammengestellten relevanten Einflußgrößen der Wassereinspritzung.

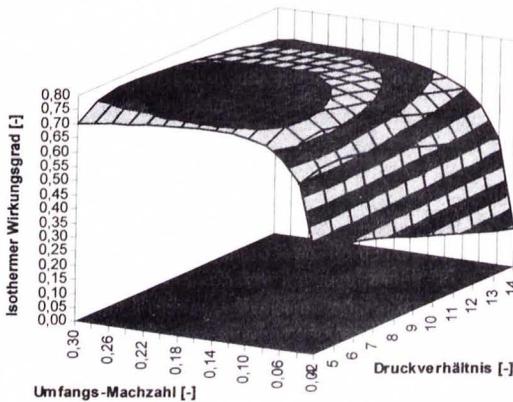


Abb. 8: Indizierter isothermer Wirkungsgrad wassereingespritzter Schraubenverdichter (Simulationsrechnung)
Indicated isothermal efficiency of a water-injected screw compressor (numerical simulation)

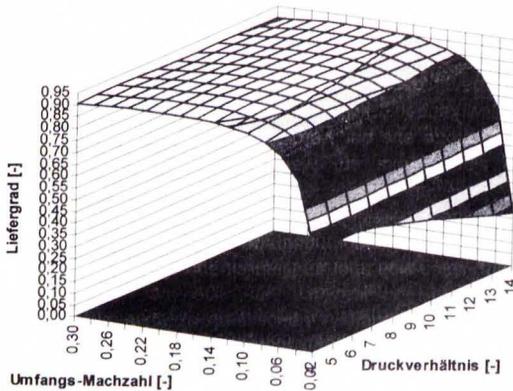


Abb. 9: Liefergrad wassereingespritzter Schraubenverdichter (Simulationsrechnung)
Volumetric efficiency of a water-injected screw compressor (numerical simulation)

Unter diesen Voraussetzungen liefert eine numerische Berechnung von insgesamt 165 Betriebspunkten der beschriebenen Stufengeometrie das in Abb. 8 wiedergegebene Kennfeld des indizierten isothermen Wirkungsgrads η_{it} als Funktion des äußeren Druckverhältnisses Π und der Umfangsmachzahl Ma_u . Der aufgetragene Bereich der Umfangsmachzahlen entspricht für die beschriebene Stufengeometrie Umfangsgeschwindigkeiten von $7 \text{ m/s} \leq u_{HR} \leq 103 \text{ m/s}$. Das Kennfeldmaximum $\eta_{it}=0.796$ ergibt sich bei $Ma_{u,OPT}=0.18$ und $\Pi_{OPT}=6$. Bei höheren Umfangsmachzahlen schließt sich für isobare Schnitte ein ausgedehnter Bereich hoher Wirkungsgrade an. Dagegen führen Umfangsmachzahlen unterhalb von ca. 40% des Optimalwerts $Ma_{u,OPT}$ aufgrund der stark zunehmenden Rückströmverluste zu drastischen Wirkungsgradeinbrüchen, die sich bei Abweichung vom optimalen Druckverhältnis Π_{OPT} noch verstärken. Die Betrachtung von Linien konstanter Umfangsmachzahl zeigt, daß für $Ma_u < Ma_{u,OPT}$ aufgrund der zunehmenden inneren Leakage-

verluste die Werte des isothermen Wirkungsgrads stark zurückgehen, wobei sich das jeweilige Kennlinienmaximum $\eta_{i,opt}$ zu kleineren Druckverhältnissen hin verschiebt. Für $Ma_u > Ma_{u,opt}$ liegt im Bereich höherer Druckverhältnisse nur eine relativ schwache Veränderung des isothermen Wirkungsgrads vor. Bei kleinen äußeren Druckverhältnissen Π hingegen kommt es bei allen Umfangsmachzahlen aufgrund der inneren Überverdichtung zu starken Wirkungsgradeinbußen.

Das zugehörige Kennfeld des Liefergrads in Abb. 9 zeigt ein sehr flaches Optimum $\lambda_{OPT}=0.927$ bei $Ma_{u,opt}=0.18$ und $\Pi_{OPT}=6$. Dieser Maximalwert tritt gegenüber dem indizierten isothermen Wirkungsgrad erst bei einer höheren Machzahl auf, da die bestmögliche Spaltabdichtung bereits in einem Betriebsbereich merklicher hydraulischer Reibung zu liegen kommt. Der drastische Abfall des Liefergrads hin zu kleinen Umfangsmachzahlen sowie die Verschiebung der zugehörigen Kennlinienmaxima des Liefergrads zu kleineren Druckverhältnissen resultieren wie in Abb. 8 aus den mit fallenden Ma_u stark zunehmenden inneren Leckverlusten.

Aus energetischer Sicht ist bei der Auslegung eines drehzahlgeregelten wassereingespritzten Schraubenverdichters laut Abb. 8 und Abb. 9 als untere Machzahlgrenze ein Wert von ca. 40% der Machzahl beim Kennfeldoptimum vorzusehen. Zur Vergrößerung des nutzbaren Regelbereichs bleibt also nur eine Erhöhung des Machzahl-Maximalwerts, was zwar hinsichtlich der Energiewandlung im Arbeitsraum ohne weiteres möglich ist, bei herkömmlich wälzgelagerten und abgedichteten Stufen jedoch infolge stark zunehmender mechanischer Verluste begrenzt ist (vergl. Abb. 7). Hinzu kommt, daß höhere Drehzahlen mit Frequenzumrichtern und herkömmlichen Drehstrom-Asynchronmotoren ohne weitere Antriebsübersetzung nur sehr begrenzt nutzbar sind, da sie zwischen 100% und 200% der Nennfrequenz im Feldschwächungsbereich des Motors arbeiten und daher eine Regelung nur bei konstanter Leistung erfolgen kann, was wiederum bei Schraubenverdichtern nicht gegeben ist. Die Realisierung höherer Umfangsmachzahlen erfordert daher weitergehende Maßnahmen (größere Rotordurchmesser, Übersetzungsgetriebe, Riemenantrieb oder Hochfrequenzmotor). Folglich ist die Drehzahlregelung nur bei Verdichterstufen sinnvoll, deren Umfangsmachzahl im 100%-Punkt der Liefermenge oberhalb des Kennfeldmaximums liegt.

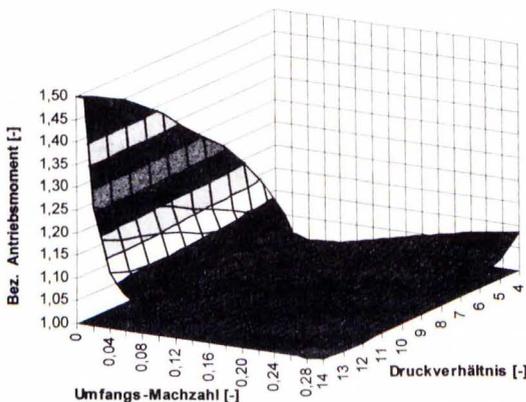


Abb. 10: Bezogene Drehmomentenverläufe für jeweils konstantes Π (Simulationsrechnung)

Relative torque for constant external pressure ratios Π (numerical simulation)

Da die am häufigsten bei der Drehzahlregelung eingesetzten eigenbelüfteten Asynchronmotoren unterhalb 30-50% ihrer Nenndrehzahl infolge der verschlechterten Wicklungskühlung nur mit reduziertem Drehmoment gefahren werden dürfen, ist als weiteres wichtiges Auslegungskriterium für drehzahlgeregelte Schraubenverdichter der Momentenverlauf an der Antriebswelle zu beachten. Abb. 10 zeigt hierzu das berechnete Kennfeld des bezogenen Drehmoments an der Verdichterwelle für die beschriebene Stufengeometrie. Die Interpretation dieses Kennfelds erfolgt gemäß dem Anwendungsfall bei konstantem Druckverhältnis und variabler Umfangsmachzahl. Der Bereich minimaler Drehmomente liegt für alle Druckverhältnisse bei der jeweiligen optimalen Umfangsmachzahl. Eine Momentenüberhöhung im Bereich kleiner Umfangsmachzahlen tritt vor allem bei großen äußeren Druckverhältnissen auf. Deutlich ist für diesen Fall bei $\Pi=14$ mit Nachverdichtung im Druckstutzen aufgrund des zu kleinen $\Phi_{1,th}=4.8$ der stark überhöhte Kammerdruckverlauf bei kleiner Umfangsmachzahl. Als umgekehrter Effekt zeigt sich bei hohen Umfangsmachzahlen eine stark verbesserte Spaltabdichtung, was zu einem niedrigen Druckverlauf bei kleinen Hauptrotor-Drehwinkeln nahe der Saugseite und entsprechend höheren Kammerdruckwerten nahe der Druckseite führt. Im Hinblick auf die Drehzahlregelung folgt, daß der Regelbereich bei großen äußeren Druckverhältnissen mit herkömmlichen eigenbelüfteten Asynchronmotoren nach unten hin sehr beschränkt ist.

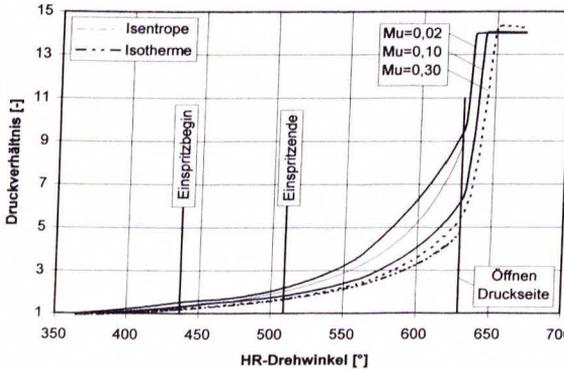


Abb. 11: Indikator-diagramm für $\Pi=14$ (Simulationsrechnung)
Indicated pressure curves for $\Pi=14$ (numerical simulation)

Abb. 10 zeigt weiterhin eine leichte Momentenüberhöhung für Kennlinien mit kleinen Werten $\Pi=Const.$, die auf die innere Überverdichtung aufgrund des konstruktiv vorgegebenen inneren Volumenverhältnisses von $\Phi_{1,th}=4.8$ zurückzuführen ist. Bei kleinen Umfangsmachzahlen kann ein Druckausgleich am Verdichtungsende durch stark anwachsende Spaltleckagen erfolgen: die innere Überverdichtung ist weit weniger ausgeprägt als bei höheren Ma_p . Als Konsequenz für drehzahlgeregelte Verdichterstufen bleibt festzuhalten, daß eine sorgfältige Abstimmung des inneren Volumenverhältnisses auf den zu realisierenden Wert des äußeren Druckverhältnisses Π besonders im Bereich hoher Umfangsmachzahlen von Bedeutung ist.

5. Literatur

- [1] **Bremi, Th.:** Ölfreier Rotationskompressor mit Wassereinspritzung. Technische Rundschau Sulzer, Nr. 1, 1965.
- [2] **Flemming, H.-C. und Schaule, G.:** Bekämpfung von Biofouling in wässrigen Systemen. Werkstoffe und Korrosion, Nr. 45, 1994.
- [3] **Hinsenkamp, G.:** Berechnung und Optimierung adiabater Schrauben-Expansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1993.
- [4] **Hinsenkamp, G.:** Kennfeldoptimierung adiabater Schrauben-Expansionsmaschinen beim Einsatz unterschiedlicher Arbeitsfluide. Forschung im Ingenieurwesen - Engineering Research, Bd. 59, Nr. 1/2, 1993.
- [5] **Hinsenkamp, G.:** Energiewandlung in wassereingespritzten Schraubenkompressoren und Gegenüberstellung zu herkömmlichen Verdichtersystemen. In: VDMA-Fachblatt Deutsche Pumpen Kompressoren Vakuumpumpen, Frankfurt 1996.
- [6] **Kaeser, K. und Kirsten, G.:** Wassereinspritzung für Schraubenverdichter - das System der Zukunft?. Produktion Nr. 13/1997.
- [7] **Kauder, K. und Dämgen, U.:** Wassereinspritzung in Schraubenkompressoren. In: VDI-Berichte Nr. 1135, Düsseldorf, 1994.
- [8] **Kirsten, G.:** Verfahren zur Herstellung von Rotoren für Schraubenverdichter. Patentschriften DE 3903067, 1989 und DE 19502323, 1995.
- [9] **Kirsten, G.:** Mit Wasser zur idealen Verdichtung. Produktion, Nr. 6, 1991.
- [10] **Seidel, G.:** Erweiterung der Einsatzgrenzen für einstufige ölfreie Schraubenverdichter auf 5 bar Überdruck. In: VDI-Berichte Nr. 640, Düsseldorf, 1987.