

Schraubenkompressor - Systemanalyse und -bewertung

Prof. Dr.-Ing. G. Benes, Friedberg

Zusammenfassung

Die Kompressoranlage stellt ein System dar, das auf unterschiedliche Arten konzipiert werden kann. Mit einer Systemanalyse wird eine Klassifizierung durchgeführt. Anhand von Simulationsrechnungen werden unterschiedliche Systeme miteinander verglichen und analysiert. Die abschließende Bewertung gibt Hinweise auf die Vor- und Nachteile der untersuchten Systeme.

Summary

The screw compressor station is to be seen as a system which may be conceived in different ways. Based on an analysis of the system a classification is carried out. By simulation calculations different systems are compared and analyzed. The final evaluation shows advantages and disadvantages of the investigated systems.

1. Einleitung

Kompressoranlagen werden heute überwiegend als kompakte, anschlussfertige Einheiten konzipiert. Sie verfügen über alle zur Drucklufferzeugung benötigten Funktionen und arbeiten völlig autark. Es handelt sich um ein komplettes System dessen Elemente miteinander unterschiedlich verknüpft sein können.

Der Wirkungsgrad eines Schraubenkompressors ist von seinen inneren (konstruktiven) und äußeren Parametern (Betriebsbedingungen) abhängig. Eingebunden in ein System, die Kompressoranlage, mit anderen Baugruppen wie Antrieb, Kühler, Gebläse, Regler usw. verändert er entsprechend den gegebenen Randbedingungen seine Betriebscharakteristik /1/. Die Betriebscharakteristik der Kompressoranlage stellt somit die resultierende Charakteristik

der Einzelemente des Systems und deren gegenseitiger Verknüpfung dar. Das bedeutet, daß nicht nur der Schraubenkompressor als Element, sondern auch das System mit allen seinen Elementen optimiert werden muß. Im vorliegenden Beitrag wird in einer Fallstudie eine Strukturierung und Klassifizierung des Systems „luftgekühlte, öleingespritzte Schraubenkompressoranlage“ durchgeführt und die Vor- und Nachteile diskutiert.

2. Systemanalyse

Bei Betrachtung des Energie- und Wärmeflusses einer beliebigen Kompressoranlage (Abb.3, 4) stellt man fest, daß die Baugruppen Motor, Schraubenkompressor, Lüfter, Ölkühler und Nachkühler für den E- u. W-Fluss maßgeblich sind. Die druckluft-, kühlluft- und ölleitenden Elemente wie Leitungen, Behälter, Filter, Abscheider usw. wirken sich nur in begrenztem Maße auf die Entalpiebilanz in Form von Druckverlusten, Strahlungs- und Konvektionswärme aus. Daher werden für die Analyse nur die erstgenannten Baugruppen herangezogen.

Aus Abb. 1 ist ersichtlich, daß die Elemente des Öl- und Druckluftkreislaufes funktionsbedingt angeordnet und ihre Parameter voneinander abhängig sind, so daß keine systembedingten Unterschiede auftreten können. Hier besteht nur die Möglichkeit der Optimierung einzelner Bauteile.

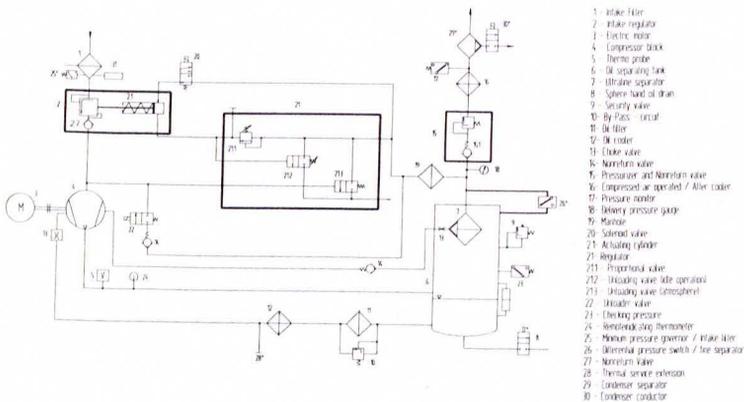


Abb. 1 Funktionsschema einer Schraubenkompressoranlage
Fig. 1 Lay-out plan of the screw compressor station

Im Kühlluftkreis dagegen können die Anordnung der Baugruppen, der Maschinensatz (Motor und Schraubenkompressor), das Gebläse, der Ölkühler und Nachkühler beliebig gewählt werden. Die 30 Variationsmöglichkeiten der Bauteilanordnung im Kühlluftkreis sind in Abb. 2 dargestellt. Für die einzelnen Elemente ergeben sich somit unterschiedliche Randbedingungen, die den Einzelwirkungsgrad beeinflussen und somit unterschiedliche Voraussetzungen für die Gesamtcharakteristik schaffen.

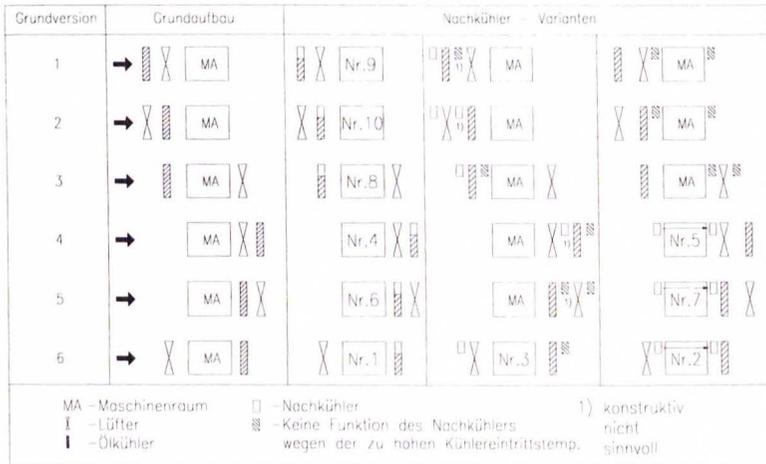
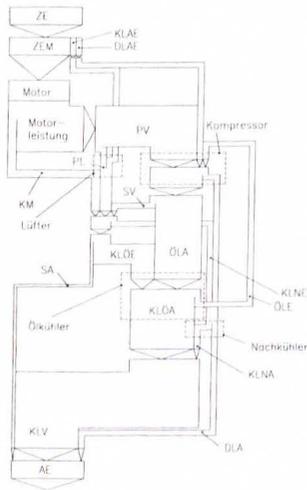


Abb. 2 Anordnung des Systemelemente im Kühlluftkreis /1/
 Fig. 2 Order of the elements of the air cooling system

Betrachtet man nur die technisch sinnvollen Möglichkeiten, ergibt sich qualitativ trotzdem eine große Anzahl der Arten des E- u. W-Flußes. Als Beispiel sind in Abb. 3 und 4 die Nachkühlervarianten 1 und 10 aufgeführt.

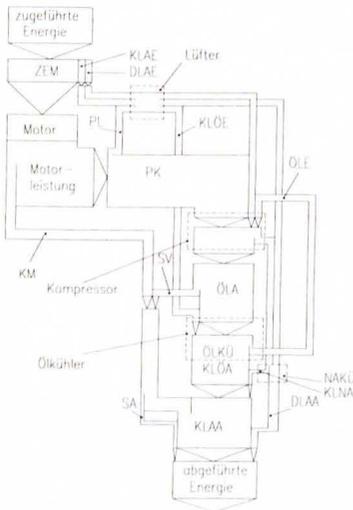
Ausgehend von dem qualitativ dargestellten Verlauf soll eine quantitative Betrachtung durchgeführt werden. Zielsetzung der Untersuchung ist, eine Aussage über den Systemeinfluß des Kühlluftkreislaufes auf die Kenndaten der Kompressoranlage zu erhalten. Zieht man die Tatsache in Betracht, daß der Nachkühler zwar einen Einfluß auf die Betriebscharakteristik der Kompressoranlage ausübt sie aber nicht prinzipiell verändert, wird von den in Abb. 2 dargestellten sechs Grundaufbaumöglichkeiten (Grundversion 1 bis 6) ausgegangen.



Abkürzungen:

- AE: abgeführte Energie Anlage
- DLAA: Druckluft Anlage Austritt
- DLAE: Druckluft Anlage Eintritt
- KLAA: Kühlluft der Anlage am Austritt
- KLAE: Kühlluft Anlage Eintritt
- KLNA: Kühlluft Nachkühler Austritt
- KLNE: Kühlluft Nachkühler Eintritt
- KLÖA: Kühlluft am Austritt
- KLÖE: Kühlluft am Eintritt Ökühler
- KM: Kühlung Motor
- ÖLA: Ölwärmestrom am Kompressoraustritt
- ÖLE: Ölwärmestrom am Kompressoreintritt
- PL: Lüfterleistung
- PK: Kompressorleistung
- SA: Strahlungswärme der Anlage
- SV: Strahlungs- und Konvektionswärme des Verdichters, DL-führender Teile
- ZE: zugeführte Energie Anlage
- ZEM: zugeführte Energie Motor

Abb. 3 Qualitativer Energie- und Wärmefluß für den CABS-Aufbau Nr.1 bzw. G 6
 Fig. 3 Qualitative energy and heat flow for the CABS-structure Nr. 1 resp. G 6



Abkürzungen:

- AE: abgeführte Energie Anlage
- DLAA: Druckluft Anlage Austritt
- DLAE: Druckluft Anlage Eintritt
- KLAA: Kühlluft der Anlage am Austritt
- KLAE: Kühlluft der Anlage am Eintritt
- KLNA: Kühlluft Nachkühler am Austritt
- KLNE: Kühlluft Nachkühler am Eintritt
- KLÖA: Kühlluft am Ökühler Austritt
- KLÖE: Kühlluft am Eintritt Ökühler
- KM: Kühlung Motor
- ÖLA: Ölwärmestrom am Kompressor Austritt
- ÖLE: Ölwärmestrom am Kompressor Eintritt
- PL: Lüfterleistung
- PK: Kompressorleistung
- SA: Strahlungswärme der Anlage
- SV: Strahlungs- und Konvektions des Verdichters, DL-führender Teile
- ZE: zugeführte Energie Anlage
- ZEM: zugeführte Energie Motor

Abb. 4 Qualitativer Energie- und Wärmefluß für den CABS-Aufbau Nr.10 bzw. G 2
 Fig. 4 Qualitative energy and heat flow for the CABS-structure Nr. 10 resp. G 2

3. Simulationsrechnung

Die nachfolgende Simulationsrechnung wurde mit Hilfe des an der FH Gießen-Friedberg entwickelten „Computerprogramms zur Auslegung und Berechnung von Schraubenkompressoranlagen (CABS)“ /1/ durchgeführt. Sie soll aufgrund konstruktiver Gegebenheiten den Einfluß des unterschiedlichen Aufbaus des Kühlkreislaufes auf die Anlagendaten aufzeigen. Ein schematischer Aufbau der Nachkühlervariante Nr.1 (Abb. 2) basierend auf der Grundvariante 6 ist mit Karosserie und Schalldämmung in Abb.5 stellvertretend für alle Versionen dargestellt. Unter Beibehaltung der konstruktiven Gegebenheiten wurden alle Varianten unter identischen Voraussetzungen betrachtet. Die Berechnung wurde ohne Nachkühler durchgeführt. Um den Einfluß des Ansaugzustandes der zu verdichtenden Luft einbeziehen zu können, wurde eine externe (atm. Bedingungen) und eine interne Ansaugung (Luftzustand im Maschinenraum) des Schraubenkompressors simuliert.

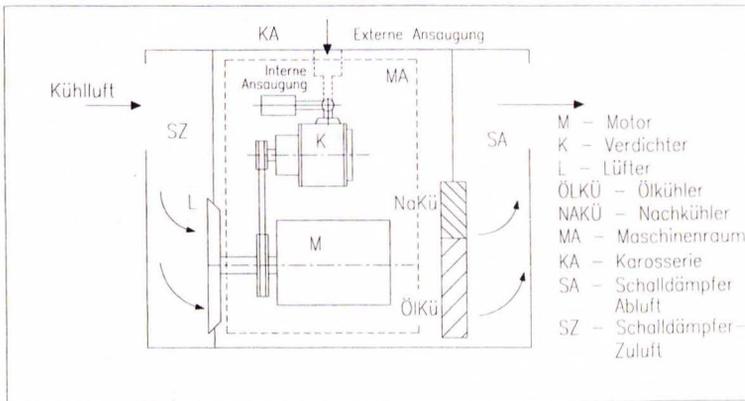


Abb. 5 Aufbau einer Kompressoranlage mit E-Antrieb
Fig. 5 Design of a compressor station with E-drive

Als Widerstand in der Kühlluftzuführung (Zuluft) der Kompressoranlage wurde eine zweifache Umlenkung als Schalldämpfer gewählt. Der Maschinenraum stellt ebenfalls einen Widerstand dar. Im Maschinenraum kommt es zusätzlich zur Erwärmung der Kühlluft aufgrund der Konvektions- und Strahlungswärme des Maschinensatzes sowie anderer Bauteile. Die Kühlluftabfuhr (Abluft) wurde ebenfalls mit einer zweifachen Umlenkung als Schalldämpfer simuliert. Für die Simulation gelten weitere in Abb. 6 aufgeführte Randbedingungen.

Bezugsbedingungen	$p_0 = 1 \text{ bar}$ $t_0 = 20 \text{ °C}$ $\varphi = 70 \%$	Schraubenkompressor $D_{HL} = 108 \text{ mm}$ $L/D_{HL} = 1,65$	$c_u = 20 \text{ m/sec}$ $p_2 = 7,5 \text{ bar}$ $V_{olsp} = 20 \text{ l/m}^3$
Motor	$P_{nen} = 18,5 \text{ kW}$ $n_{nen} = 2950 \text{ min}^{-1}$ Schutzkl.: IP23	Ansaugsystem Kompressor	Saugdrosselregler Luftfilter NW 70 Rohrbogen NW 70
Lüfter	$\varnothing 420/9/30^\circ$	Ölkühler	Block 289/550/94
Karosserie	siehe Abb.5	Ölsorte	Shell Tellus C46

Abb. 6 Randbedingungen für die Simulationsrechnung
Fig. 6 Boundary condition for the simulation calculation

Symbole:

c_u - Umfangsgeschwindigkeit	P_L - Lüfterleistung	V_K - Kühlluftvolumenstrom
λ - vol. Liefergrad	t_{kEin} - Kühllufttemp. Ölkü. Ein	V_L - Lüftervolumenstrom
M - Moment	$t_{öIAus}$ - Öltemperatur Ölkü. Aus	V_{OI} - Ölvolumenstrom
p_2 - Verdichtungsenddruck	$t_{öleinsp}$ - Einspritztemp. Komp.	W - vol.spez. Arbeit Kompressor
Δp - Differenzdruck	t_L - Temp. am Lüfter	W_A - volumensp. Arbeit Anlage

Die Vergleichsrechnung der sechs Grundversionen mit jeweils einer externen und internen Ansaugung des Schraubenkompressors ergab die in Abb. 7 zusammengefaßten Ergebnisse. Die auf die bei der minimalen volumenspezifischen Arbeit W_{Amin} der Grundversion 3 mit externer Ansaugung bezogenen Daten zeigen die jeweilige Abweichung der anderer Versionen zu Grundversion 3.

Grundtyp	1		2		3		4		5		6	
	extern	intern										
W_A/W_{Amin}	1.006	1.052	1.015	1.060	1	1.055	1.051	1.057	1.022	1.048	1.058	1.057
W/W_{min}	1.000	1.043	0.997	1.038	1	1.052	1.035	1.040	1.035	1.043	1.035	1.034
M/M_{min}	1.001	0.980	1.004	0.984	1	0.976	0.978	0.915	0.978	0.974	0.978	0.979
λ/λ_{min}	0.999	0.939	1.008	0.948	1	0.927	0.945	0.938	0.944	0.934	0.944	0.947
P_L/P_{Lmin}	1.042	1.044	1.146	1.146	1	1.000	1.096	1.096	1.008	1.008	1.146	1.146

Abb. 7 Bezogene Kenndaten der Grundvarianten 1 bis 6
Fig. 7 Referred characteristics of the basic variants 1 to 6

Zur Vereinfachung der Analyse wird zunächst der Einfluß der Ansaugung erläutert. Die externe Ansaugung beeinflusst aufgrund ihres Widerstandes nur den Ansaugdruck des Kompressors. Die Ansaugtemperatur bleibt unverändert. Anders verhält es sich bei der internen Ansaugung. Entsprechend dem Aufbau entsteht im Maschinenraum ein Über- oder Unterdruck (Abb. 9). Damit verändert sich das Druckverhältnis am Schraubenkompressor. Bei Überdruck (Grundversionen 1,2 und 6) entsteht ein Aufladeeffekt, der sich durch einen höheren volumetrischen Liefergrad bemerkbar macht. Dieser Vorteil wird allerdings von der höheren Maschinenraumtemperatur negativ beeinflusst. Ob eine Verbesserung oder Verschlechterung des volumetrischen Wirkungsgrades und seiner Höhe vorliegt, entscheiden der Gaszustand im Maschinenraum sowie der thermodynamische Zustand des Schraubenkompressors. Unter den gegebenen Bedingungen wies nur die Grundversion 6 mit interner Ansaugung einen geringfügig verbesserten vol. Liefergrad sowie eine niedrigere volumenspezifische Arbeit der Kompressoranlage auf. Aufgrund der hohen Maschinenraumtemperatur kann bei den Grundversionen 1,2 und 3 nur eine externe Ansaugung Verwendung finden.

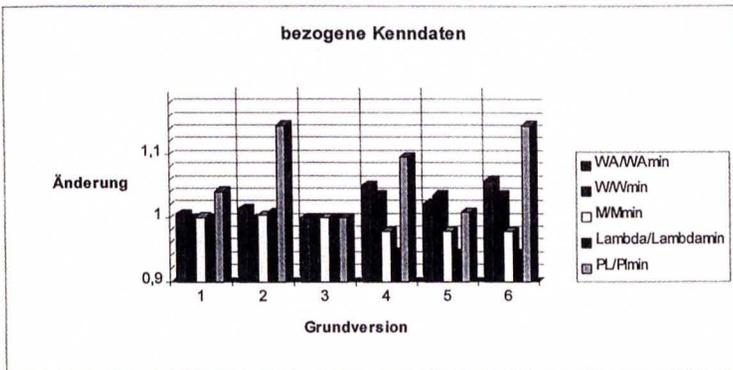


Abb. 8 bezogene Kenndaten der Grundversion 1 bis 6 mit externer Ansaugung
Fig. 8 Referred characteristics of the basic version 1 to 6 with external suction

Um den Einfluß des Ansaugzustandes der Luft auszuschalten, wurden nachfolgend nur die Versionen mit externer Ansaugung betrachtet (Abb. 8). Die niedrigste volumenspezifische Arbeit der Kompressoranlage weist die Grundversion 3 auf. Ihre Daten wurden als Bezugsdaten verwendet. Ein Vergleich der volumenspezifischen Arbeit der Kompressoranlage zeigt, daß die Grundversionen 1,2 und 3 um ca. 5 % niedrigere Werte aufweisen als die Grundversionen 4 und 6. Zu Version 5 beträgt die Differenz ca. 2 %. Die volumenspezifische Arbeit

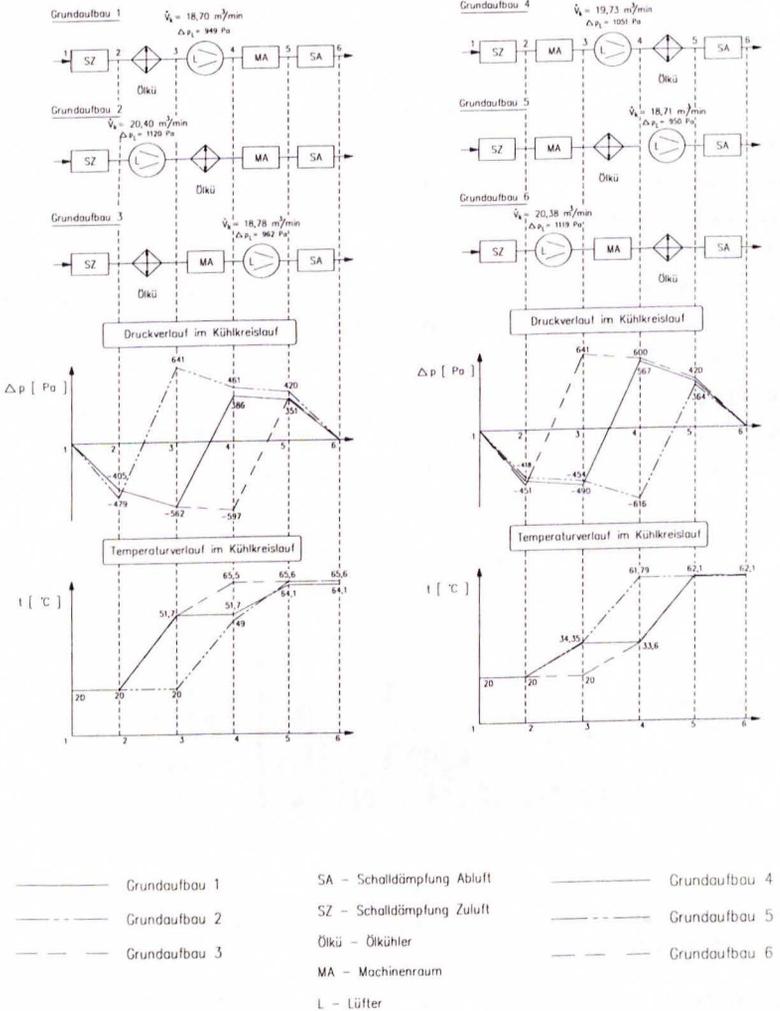


Abb. 9 Druck- und Temperaturverlauf im Kühlluftkreis
 Fig. 9 Pressure and temperature function of the air cooling system

des Schraubenkompressors folgt dieser Tendenz und weist eine Differenz von ca. 3,5 % zwischen beiden Gruppen auf.

Für die schlechteren Daten der zweiten Gruppe ist im Wesentlichen der um ca. 5 % niedrigere vol. Liefergrad verantwortlich. Aufgrund der höheren Kühllufttemperatur t_{kEin} am Ölkühler steigt die Ölaustrittstemperatur t_{oIAus} und somit die Öleinspritztemperatur des Schraubenkompressors (Abb. 10), die den vol. Liefergrad und das Moment beeinflusst /2/.

Grundtyp	1	2	3	4	5	6
t_{kEin} °C	20	20	20	33,7	34,4	33,6
t_{oIAus} °C	51,3	48,3	51,0	61,6	61,8	61,4
V_K m ³ /min	18,70	20,40	18,78	19,79	18,71	20,38
Δp_L Pa	949	1120	962	1051	950	1119

Abb. 10 Anlagedaten

Fig. 10 Characteristics of the compressor station

Die unterschiedliche Temperatur am Lüfter (Abb. 9) beeinflusst seine Charakteristik. Bei konstanter Drehzahl sinkt mit steigender Temperatur die Druckdifferenz Δp_L . So stellt sich

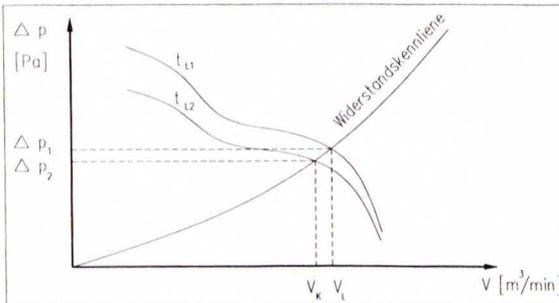


Abb. 11 Änderung der Lüftercharakteristik aufgrund der Temperaturänderung

Fig. 11 Change of the ventilator characteristic based on a change of temperature

bei fast unveränderter Widerstandskennlinie der Kompressoranlage tatsächlich ein niedrigerer Kühlluftvolumenstrom V_K ein (Abb. 11). Auch die Lüfterleistung verändert sich umgekehrt proportional den absoluten Temperaturen und beeinflusst ebenfalls die volumenspezifische

Arbeit der Kompressoranlage. Aufgrund des niedrigeren Kühlluftvolumenstroms V_k steigt bei unverändertem Konvektionswärmestrom die Temperatur innerhalb der Anlage.

Die erläuterten Zusammenhänge zeigen, warum die Grundversion 3 die niedrigste volumenspezifische Arbeit aufweist. Die Wirkung der niedrigen Kühllufttemperatur am Ölkühler wird zwar gemindert durch den niedrigeren Kühlluftvolumenstrom aber sie ist maßgeblich für den hohen vol. Liefergrad, der nur weniger als 1% unterhalb des Maximums der Grundvariante 2 liegt. Die bei Grundvariante 2 vorhandene niedrigste volumenspezifische Arbeit des Schraubenkompressors wurde aber durch die niedrigere Leistungsaufnahme des Lüfters mehr als kompensiert. So weist die Grundversion 3 die niedrigste volumenspezifische Arbeit auf. Für die restlichen Grundversionen gelten entsprechend ihren Randbedingungen vergleichbare Zusammenhänge.

4. Bewertung

Die Grundversionen 1, 2 und 3 weisen durchweg vergleichbare Werte auf. Hier ist nur die Temperatur am Lüfter und die damit verbundene Leistungsänderung entscheidend. Ein wesentlicher Nachteil aller drei Versionen ist die Beaufschlagung des Maschinenraumes durch die hohe Kühllufttemperatur. Sie kann je nach Auslegung ca. 20° bis 40°C über der Umgebungstemperatur liegen. Das bedeutet, daß der Einsatz eines E-Motors nur unter bestimmten Voraussetzungen möglich ist und seine Leistung aufgrund der schlechten Kühlung eingeschränkt ist. Auch die thermische Beanspruchung anderer Bauteile (z.B. der Elektronik) muß in Betracht gezogen werden.

Grundtyp	W_A/W_{Amin}	Leistung E-Motor	therm.Belastung der Bauteile im MA	zusätzlicher Lüfterantrieb
1	1,006	stark herabgesetzt	hoch	nein
2	1,015	stark herabgesetzt	hoch	ja
3	1	stark herabgesetzt	hoch	nein
4	1,051	höher ¹⁾	niedrig	nein
5	1,022	normal	niedrig	ja
6	1,058	am höchsten ¹⁾	niedrig	nein

1) bessere Motorkühlung

Abb. 12 Systemvergleich

Fig. 12 Comparison of basic variants

Die Grundversionen 4 und 6 zeigen vergleichbare Daten auf, wobei der E-Motor der Grundversion 6 wegen des größten Massenstroms am höchsten belastbar ist. Dem gegenüber weist die Grundversion 5 eine um ca. 3 % niedrigere volumenspezifische Arbeit auf, benötigt aber einen separaten Lüfterantrieb. Die thermische Belastung der Bauteile ist bei allen drei Versionen niedrig.

Die vorliegende Untersuchung zeigt, daß es systembedingte Unterschiede gibt, die für die gegebenen Randbedingungen eine Differenz der volumenspezifischen Arbeit von maximal 5 % aufweisen. Wie weit diese Ergebnisse auf andere Randbedingungen übertragen werden können, soll die folgende Diskussion zeigen.

Die gegebenen Betriebsbedingungen ($t_{\text{Öleinsp}} \approx 55^\circ \text{C}$, $V_{\text{Öl}} \approx 50 \text{ l/min}$, $c_u = 20 \text{ m/s}$) des Schraubenkompressors stellen die optimalen Randbedingungen für die niedrigste erreichbare volumenspezifische Arbeit dar (Abb. 13). Der Gradient der volumenspezifischen Arbeit ist bei gegebenem Ölvolumenstrom und variabler Öleinspritztemperatur am größten. Da der Systemunterschied hauptsächlich auf der Änderung der Öleinspritztemperatur und der Temperatur am Lüfter basiert, wird bei einem niedrigeren Ölvolumenstrom ein kleinerer Einfluß der Öleinspritztemperatur vorliegen. Da die Öleinspritztemperatur schon im Bereich der Taupunkttemperatur liegt, sollte sie durch Erhöhung des Kühlluftvolumenstroms nicht weiter

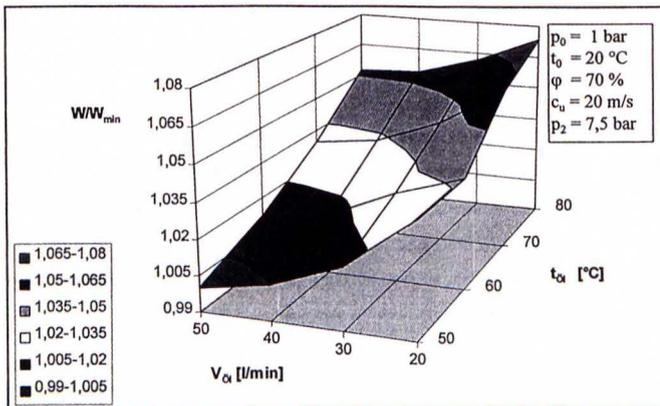


Abb. 13 Volumenspez. Arbeit bei der Umfangsgeschwindigkeit $c_u = 20 \text{ m/s}$
 Fig. 13 Volumenspec. work at a peripheral speed of $c_u = 20 \text{ m/s}$

gesenkt werden. In diesem Fall würde die Maschinenraumtemperatur noch zusätzlich sinken und das Temperaturniveau würde sich angleichen. Bei einer hohen Umfangsgeschwindigkeit der Schraubenkompressors ist der Einfluß der beiden Parameter auf die volumenspezifische Arbeit gerade umgekehrt (Abb. 14). Bei vergleichbaren Einbaubedingungen würden die Grundversionen 3, 4 und 6 wegen der höheren Öleinspritztemperatur eine niedrigere volumenspezifische Arbeit aufweisen. Unter Einbeziehung der Lüfterleistung würde die Grundversion 5 die niedrigste volumenspezifische Arbeit aufweisen. Dies wäre bei den Grundversionen 1,2 und 3 ebenfalls zu erreichen, indem die Kühlerleistung, bei gleichzeitiger Kostensenkung, gemindert wird.

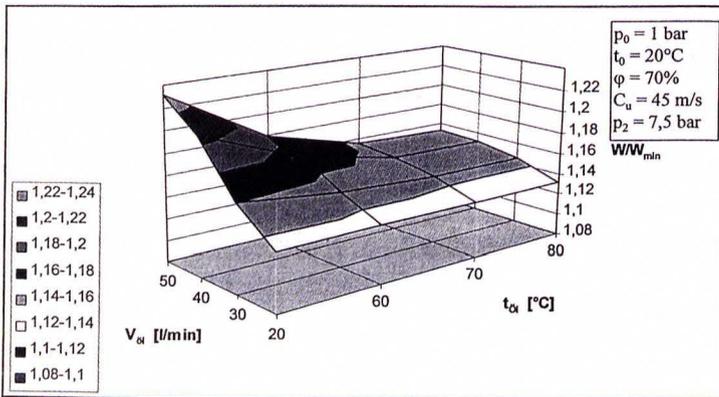


Abb. 14 Volumenspez. Arbeit bei der Umfangsgeschwindigkeit $c_u = 45$ m/s
 Fig. 14 Volume spec. work at a peripheral speed of $c_u = 45$ m/s

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die Grundversionen 1,2 und 3 bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten eine niedrigere volumenspezifische Arbeit von maximal 5 % aufweisen, die aber mit einer hohen thermischen Belastung von wichtigen Baugruppen und einer niedrigen Belastbarkeit des E-Motors, also höheren Kosten, erkaufte werden muß. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten muß der Kühlkreislauf kleiner als bei der Grundversion 4, 5 und 6 ausgelegt werden, um vergleichbare Werte zu erzielen.

Einen guten Kompromiß bietet die Grundversion 5, die allerdings über einen separaten Lüfterantrieb verfügen muß. Über die zu wählende Bauart 4, 5 und 6 entscheidet nicht zuletzt auch die konstruktive Ausführung der Ansaugung des Schraubenkompressors.

Literatur

- [1] Benes, G. Auslegung von öleingespritzten Schraubenverdichteranlagen, Simulation der Betriebsbedingungen, VDI-Berichte 1135, S. 405-417
Düsseldorf, VDI-Verlag 1994

- [2] Benes, G. Schraubenkompressoranlage - Optimierung
VDI-Berichte dito, Düsseldorf, VDI-Verlag 1998