

Schraubenkompressoranlage - Optimierung

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

Zusammenfassung

Ein hoher Wirkungsgrad einer Kompressoranlage kann nur aufgrund einer systematischen Optimierung erreicht werden. Mit Hilfe einer Computersimulation wird die Charakteristik des Schraubenverdichters und anderer Bauteile erläutert und deren Zusammenwirken in einem System aufgezeigt. Es wird der Einfluß der wichtigsten Betriebsparameter auf die volumenspezifische Arbeit der Kompressoranlage untersucht.

Summary

A high efficiency of the compressor station can only be reached by a systematic optimization. Both the characteristic of the screw compressor and further components and their common effects is explained on basis of a computer simulation. The influence of the most important effective parameters on the volum specific work of the compressor station is investigated.

1. Einleitung

Der Wirkungsgrad und die Herstellungskosten stellen die primären Anforderungen an die Entwicklung einer Kompressoranlage dar. Zwingende Voraussetzung für die Markteinführung ist die Erfüllung gesetzlicher Vorschriften hinsichtlich Betriebssicherheit /1/ und Umweltverträglichkeit /2/.

Die Betriebscharakteristik und somit auch der Wirkungsgrad einer luftgekühlten Kompressoranlage ist von der Art des gewählten Systems /3/ und von der Charakteristik sowie der Abstimmung seiner Bauteile abhängig. Im vorliegenden Beitrag wird der Einfluß einzelner Betriebsparameter auf die volumenspezifische Arbeit einer Kompressoranlage untersucht.

Weiterhin werden der Einfluß der Betriebscharakteristik einzelner Bauteile erläutert und Ansätze zur Optimierung der Kompressoranlage vorgestellt.

2. Analyse der Betriebscharakteristik einzelner Bauteile

Verwendete Symbole:

- b - Bezugsgröße	p_2 - Verdichtungsdruck	P_L - Lüfterleistung
c_u - Umfangsgeschwindigkeit	t_1 - Temp. am Kompr. Eintritt	V_K - Kühlluftvolumenstrom
λ - vol. Liefergrad	t_2 - Temp. am Kompr. Austritt	V_{OI} - Ölvolumenstrom
M - Moment	t_{OI} - Öleinspritztemp. Kompr.	W - vol. spez. Arbeit Kompressor
p_1 - Kompressoransaugdruck	t_{kEin} - Kühllufttemp. Ölkü. Ein	W_A - volumensp. Arbeit Anlage

In Abb. 1 ist das Funktionsschema der Kompressoranlage CABS Nr. 1 /3/ dargestellt. Die Baugruppen Motor, Schraubenkompressor, Lüfter, Ölkühler und Nachkühler sind im Vollastbetrieb für den Energie- und Wärme-Fluß maßgebend /3/. Seitens der Schallemission beeinflusst die konstruktive Ausführung der Kompressoranlage das Entstehen von aeropulsiv und aerodynamisch erzeugten Maschinengeräuschen und ihre Übertragung als Körper- und Luftschall. Sie wirkt sich aber nur unwesentlich auf den E- und W- Fluß aus. Zu betrachten sind allerdings die kühlflutseitigen Widerstände wie Zuluft- und Abluftschalldämpfer bzw. die Kühlluftführung.

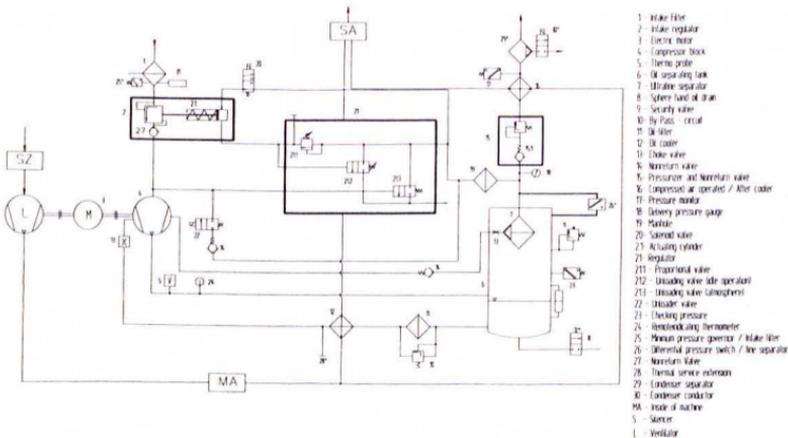


Abb. 1 Funktionsschema einer Kompressoranlage
 Fig. 1 Lay-out plan of the screw compressor station

Unter Einhaltung der elektrischen Kenndaten beeinflusst der *Elektromotor* aufgrund seines hohen Wirkungsgrades den E- und W-Fluß hauptsächlich durch seine Kühlung. Sie ist ausschlaggebend für seine Leistungsabgabe und muß bei der Auslegung berücksichtigt werden. Die Funktion der Kompressorregelung muß mit der Anlaufcharakteristik des Motors abgestimmt werden.

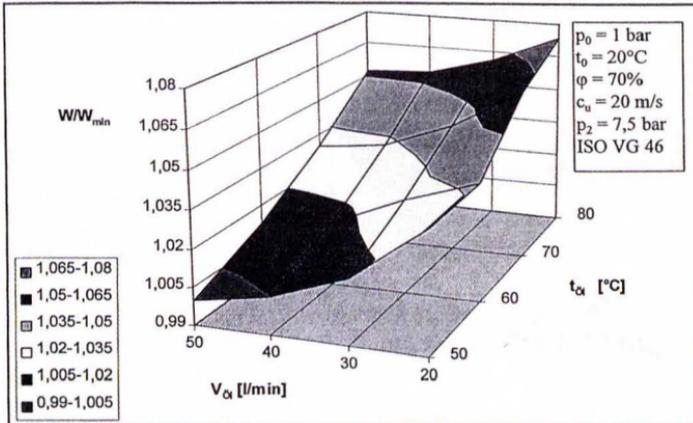


Abb. 2 Bezogene volumenspez. Arbeit W als Funktion von V_{O1} und t_{O1} bei $c_u = 20$ m/s
Fig. 2 Referred volum specific work as a function of V_{O1} and t_{O1} at $c_u = 20$ m/s

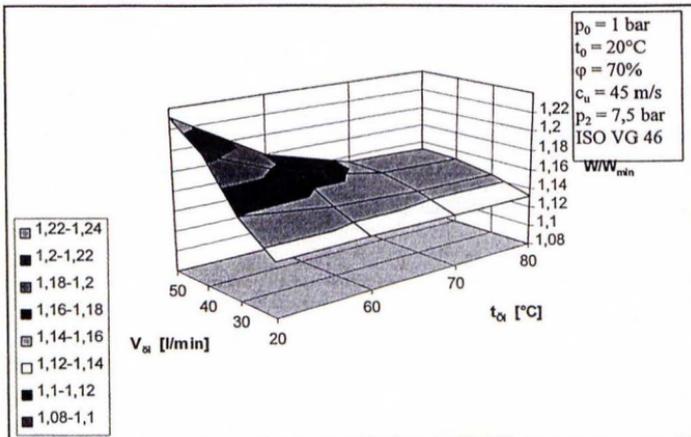


Abb. 3 Bezogene volumenspez. Arbeit W als Funktion von V_{O1} und t_{O1} bei $c_u = 45$ m/s
Fig. 3 Referred volum specific work as a function of V_{O1} and t_{O1} at $c_u = 45$ m/s

Der Schraubenkompressor weist die meisten Einflußgrößen auf. Es handelt sich um c_u , p_1, p_2 , t_1 , t_{O1} , V_{O1} und die phys. Parameter des Öls.

Sie beeinflussen die Kenndaten λ , M , t_2 , η_m , η_{is} und abgeleitete Größen wie die volumenspezifische Arbeit W des Schraubenkompressors. Wegen der großen Anzahl der Kenngrößen wird nur der Einfluß der wichtigsten auf die volumenspezifische Arbeit W , die sich auch am besten zur Beurteilung der Kompressoranlage eignet, erläutert.

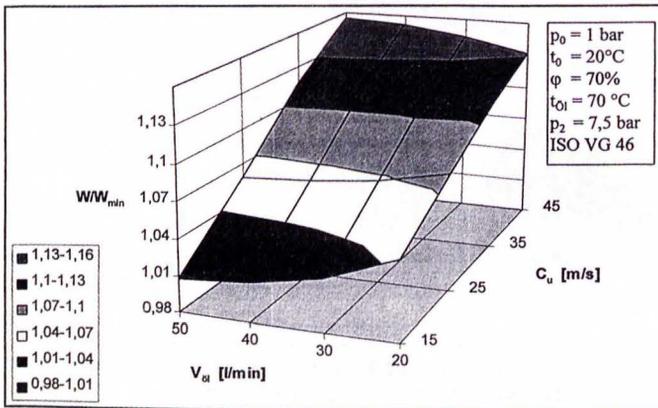


Abb. 4 Bezogene volumenspez. Arbeit W als Funktion von V_{O1} und c_u
 Fig. 4 Referred volum specific work as a function of V_{O1} and c_u

Die Abb. 2 und 3 zeigen den Einfluß des Ölvolumenstroms und der Öleinspritztemperatur. Bei niedriger Umfangsgeschwindigkeit ($c_u = 20 \text{ m/s}$) sinkt die volumenspezifische Arbeit mit steigendem V_{O1} und sinkender t_{O1} . Bei hoher Umfangsgeschwindigkeit ($c_u = 45 \text{ m/s}$) ist eine umgekehrte Tendenz erkennbar. Dies ist auf die Änderung der beiden Wirkungsgrade η_m und η_{is} zurückzuführen. Den direkten Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit bei der Öleinspritztemperatur von 70°C zeigt Abb. 4.

Das Öl beeinflusst die Kenndaten des Schraubenkompressors auch durch seine physikalischen Eigenschaften. Eine der wichtigsten ist die kinematische Viskosität $/4/$. Je nach Verwendung der Öle mit unterschiedlicher Viskositätsklasse verändern sich bei identischen Randbedingungen die Kenndaten des Schraubenkompressors. Die Änderung von λ und M ist unter anderem auf die Änderung der kinematischen Viskosität $/4/$ zurückzuführen.

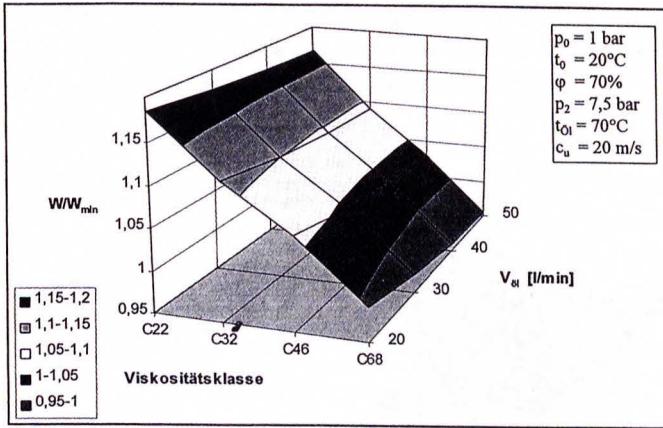


Abb. 5 Bezogene vol.spez. Arbeit W als Funktion von V_{O1} und der ISO VG bei $c_u = 20 \text{ m/s}$
 Fig. 5 Referred volum specific work as a function of V_{O1} and ISO VG at $c_u = 20 \text{ m/s}$

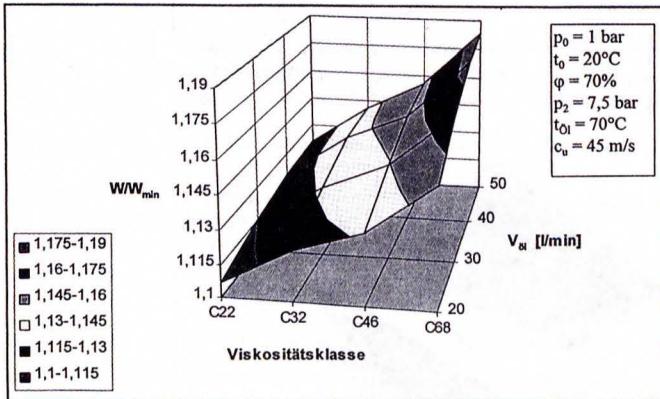


Abb. 6 Bezogene vol.spez. Arbeit W als Funktion von V_{O1} und der ISO VG bei $c_u = 45 \text{ m/s}$
 Fig. 6 Referred volum specific work as a function of V_{O1} and ISO VG at $c_u = 45 \text{ m/s}$

Die Abb. 5 und 6 zeigen den Einfluß des Ölstroms und der Viskositätsklasse des Öls nach ISO VG bei zwei unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten. Bei niedriger Umfangsgeschwindigkeit ($c_u = 20 \text{ m/s}$) sinkt mit höherer Viskositätsklasse und steigendem V_{O1} die volumenspezifische Arbeit. Bei hoher Umfangsgeschwindigkeit ($c_u = 45 \text{ m/s}$) ist die Ver-

lauf gegenläufig. Den direkten Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit und der Viskositätsklasse bei einem konstanten Ölvolumenstrom zeigt Abb. 7. Es ist offensichtlich, daß sich das Minimum für die jeweilige Viskositätsklasse bei einer anderen Umfangsgeschwindigkeit befindet.

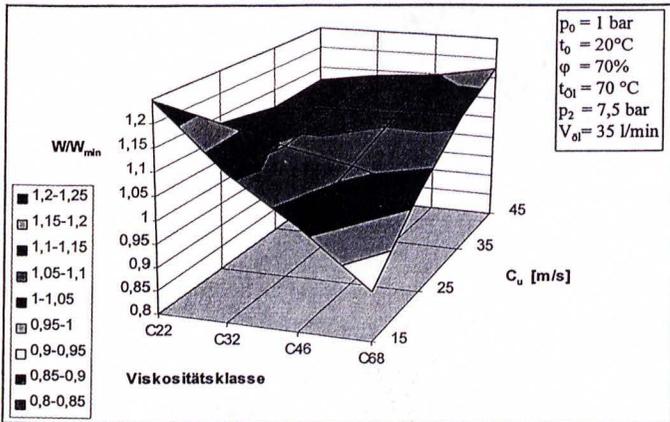


Abb. 7 Bezogene vol.spesz. Arbeit W als Funktion von V_{O1} und der ISO VG bei $V_{O1} = 35 \text{ l/min}$
 Fig. 7 Referred volum specific work as a function of V_{O1} and ISO VG at $V_{O1} = 35 \text{ l/min}$

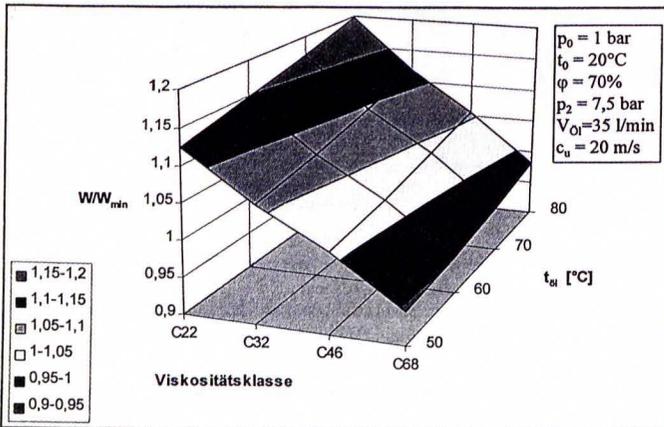


Abb. 8 Bezogene vol.spesz. Arbeit W als Funktion von t_{O1} und der ISO VG bei $c_u = 20 \text{ m/s}$
 Fig. 8 Referred volum specific work as a function of t_{O1} and ISO VG at $c_u = 20 \text{ m/s}$

Da die kin. Viskosität von der jeweiligen Öleinspritztemperatur abhängig ist, soll dieser Einfluß auch erläutert werden (Abb. 8 und 9). Bei niedriger Umfangsgeschwindigkeit ($c_u = 20$ m/s) sinkt die volumenspezifische Arbeit mit höherer Viskositätsklasse und niedrigerer Öleinspritztemperatur. Bei einer hohen Umfangsgeschwindigkeit ($c_u = 45$ m/s) kehrt sich der Verlauf um. Das Minimum liegt bei der niedrigsten Viskositätsklasse aber auch bei der niedrigsten Öleinspritztemperatur. Der Einfluß der bereits angesprochenen Parameter wird im Wesentlichen noch durch den Ansaugzustand der Druckluft und durch den Verdichtungs- enddruck verändert. Dieser Einfluß wird hier nicht mehr erläutert.

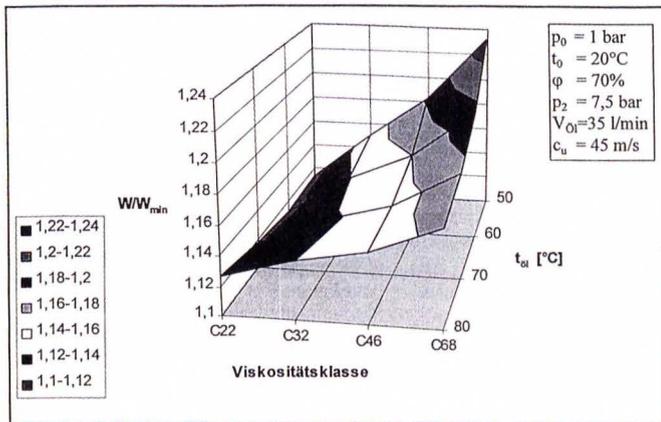


Abb. 9 Bezogene vol.spesz. Arbeit W als Funktion von t_{O1} und der ISO VG bei $c_u = 45$ m/s
 Fig. 9 Referred volum specific work as a function of t_{O1} and ISO VG at $c_u = 45$ m/s

Ein weiteres Bauteil dessen Charakteristik von Bedeutung ist, ist der *Lüfter*. Da seine Eigenschaften in der Fachliteratur detailliert beschrieben sind, wird auf weitere Erläuterungen verzichtet. Die Betriebsbedingungen wurden in /3/ beschrieben. Zu beachten ist eine mögliche Minderleistung der Lüfter aufgrund von verengten Einbaubedingungen in der Kompressoranlage /5/.

Bei dem eingesetzten *Ölkühler* handelt es sich um einen reinen Kreuzstromkühler in Blockbauweise /4/. Auch hier wird auf die Erläuterung der Betriebscharakteristik verzichtet. Zur Veranschaulichung ist in Abb. 10 die Abhängigkeit der Ölaustrittstemperatur vom Kühlluftvolumenstrom und Ölvolumenstrom dargestellt. Unter tatsächlichen Einbaubedingungen ist

eine Minderleistung des Ölkühlers aufgrund ungleichmäßiger Kühlluftverteilung am Kühlernetz und niedrigerem ölseitigem Wärmeübergangskoeffizienten (ungelöste Luft im Öl) zu berücksichtigen.

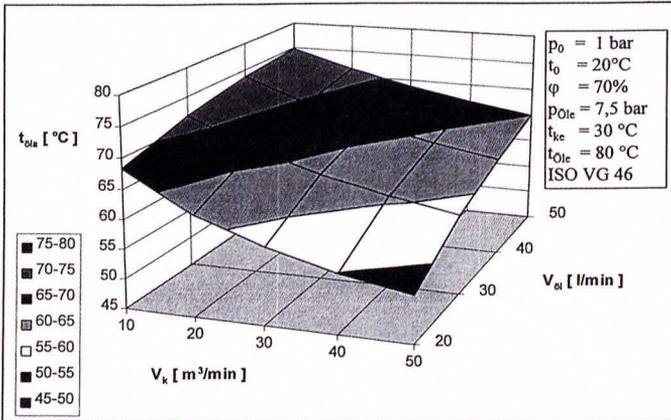


Abb. 10 Kreuzstromkühler - Ölaustrittstemperatur als Funktion von V_K und V_{O1}
 Fig. 10 Cros flow cooler - oil exhaust temperature as a function of V_K and V_{O1}

3. Simulationsrechnung

Die folgende Simulationsrechnung wurde mit Hilfe des an der FH Gießen-Friedberg entwickelten „Computerprogramms zur Auslegung und Berechnung von Schraubenkompressoranlagen (CABS)“ [1] durchgeführt. Als Anlagenaufbau wurde die Grundvariante 6 (Abb. 2, 5 und 6 in [3]) gewählt. Die Simulation erfolgt ohne Nachkühler, da sich der Gesamtkühlluftstrom entsprechend auf die parallel angeordneten Widerstände verteilt und die anstehende Betrachtung zusätzlich komplizieren würde.

3.1. Einfluß des Öl- und Kühlluftvolumenstroms

Bei der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit ($c_u = 20 \text{ m/s}$) ist mit steigendem V_{O1} und V_K aufgrund der sinkenden Öleinspritztemperatur eine sinkende volumenspezifische Arbeit zu verzeichnen (Abb. 11). Die kühlluftseitigen Widerstände sind allerdings für den Kühlluftvolu-

menstrom $V_K = 40$ und $50 \text{ m}^3/\text{min}$ so hoch, daß sie mit dem vorgesehenen Lüfter nicht darstellbar sind. Es bedarf einer Änderung der zu- und abluftseitigen Schalldämpfer.

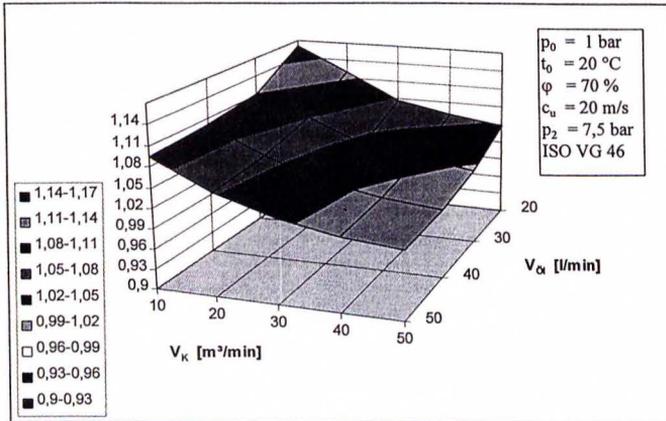


Abb. 11 Einfluß von V_K und V_{0l} auf die bezogene vol.spesz. Arbeit der Kompressoranlage
 Fig. 11 Influence of V_K und V_{0l} on referred volum specific work of the compressor station

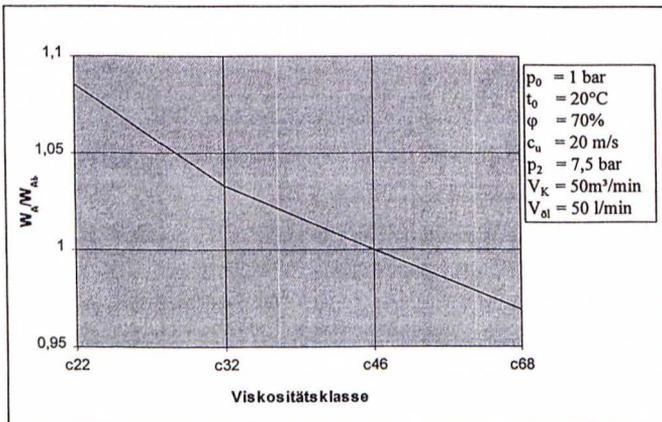


Abb. 12 Einfluß der Viskositätsklasse auf die volumenspez. Arbeit der Kompressoranlage
 Fig. 12 Influence of the viscosity class on the volume spec. work of the compressor station

Das eingesetzte Öl der Viskositätsklasse ISO VG 46 ist für eine Umfangsgeschwindigkeit von $c_u = 20$ m/s nicht optimal gewählt. Der Einsatz der Viskositätsklasse ISO VG 68 bringt eine Verbesserung von 3 % (Abb. 12).

3.2. Einfluß des Ölkühlers

Der Ölkühler spielt eine zentrale Rolle an der Schnittstelle zwischen Öl- und Kühlluftkreislauf. Die in Abb. 11 dargestellte Abhängigkeit gilt nur für den Kühler mit den Abmessungen $289 \times 550 \times 94$ mm (keine Umlenkung). Das tats. Verhältnis der Kühlerhöhe H (Länge der Passagen) zur Kühlerbreite B (Anzahl der Passagen) beträgt $H/B = 1,9$. Abb. 13 zeigt den Einfluß des Verhältnisses H/B auf die bezogene volumenspezifische Arbeit der Kompressoranlage bei konstanter Kühleranströmfläche.

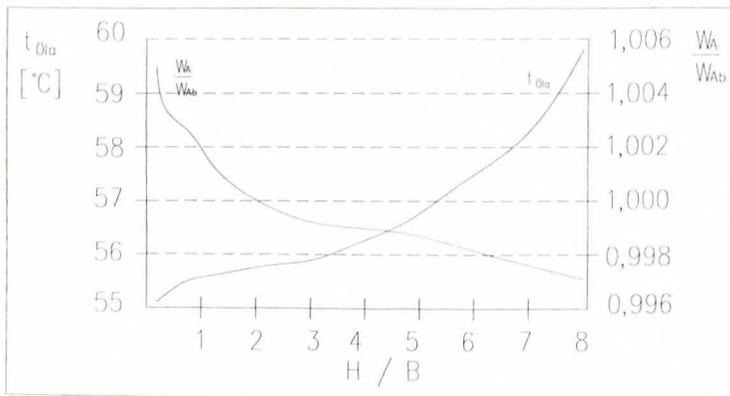


Abb. 13 Einfluß des Ölkühlerverhältnisses H/B auf t_{OL} und W_A/W_{Ab}
 Fig. 13 Influence of oilcooler ratio H/B on t_{OL} and W_A/W_{Ab}

Es zeigt sich, daß eine Änderung des Verhältnisses H/B z.B. mittels einer Umlenkung auf $H/B = 7,8$ bei identischer Anströmfläche eine nur unwesentliche Verbesserung bringt.

Ob unter den gegebenen Voraussetzungen durch eine Kühlervergrößerung eine weitere Verbesserung erreicht werden kann, zeigt Abb. 14. Ausgehend von einer konstanten Kühlerbreite ($B = 289$ mm) wurde die Kühlerhöhe ($H_b = 550$ mm) jeweils im bestimmten Verhält-

nis geändert. Auch die Kühltiefe wurde variiert, wobei die Bezugtiefte $T_b = 94$ mm betrug. Die Berechnung wurde für die ursprünglichen Auslegedaten der Anlage $V_{O1} = 34$ l/min und $V_K = 20$ m³/min durchgeführt. Die Simulation zeigt, daß sowohl die Vergrößerung der Kühlerhöhe als auch der Kühltiefe keine wesentlichen Verbesserungen bringen. Die Vergrößerung der Kühlerauschtauchfläche erfolgt bei gleichzeitigem Rückgang der Kühlluftgeschwindigkeit in den Kühlluftpassagen und unter gleichzeitiger Senkung des Wärmeübergangskoeffizienten.

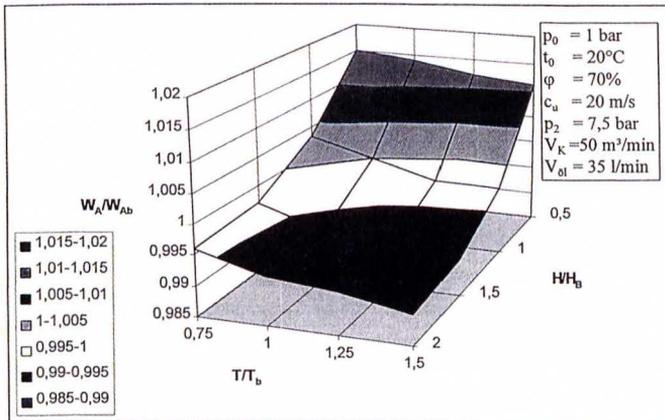


Abb. 14 Einfluß der Kühlergröße auf die bezogene vol.spec. Arbeit der Kompressoranlage
Fig. 14 Influence of cooler size on the referred vol.spec. work of the compressor station

4. Zusammenfassung

Es zeigt sich, daß bei der Optimierung bzw. Auslegung einer Kompressoranlage eine Abstimmung des gesamten Systems erfolgen muß. Partielle Eingriffe wie die Vergrößerung des Kühlers ergaben kein befriedigendes Ergebnis. Hier bedarf es der Anpassung der kühlluftseitigen Widerstände unter Beachtung der Schallemission. Eine Vergrößerung des Lüfterrades würde nur unter In-Kauf-Nahme einer wesentlich höheren Leistungsaufnahme des Lüfters eine Verbesserung bringen. Das bedeutet, daß nur eine Gesamtbetrachtung des Systems zum gewünschten Ziel führt. Nicht zu vernachlässigen ist die Wahl der Viskositätsklasse des Öls. Sie ist nicht nur von der Umfangsgeschwindigkeit des Hauptläufers, wie im dargestellten Fall gezeigt, abhängig, sondern auch vom Betriebsdruck und dem vorliegenden

Temperaturniveau. Im gegebenen Fall wurde der Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit nur am Rande behandelt. Jede gewählte Umfangsgeschwindigkeit weist ihr Optimum bei einem bestimmten Ölvolu-menstrom, einer bestimmten Öleinspritztemperatur und Ölviskosität /4/ auf. Daher ist eine exakte Prüfung der Wärme- und Energiebilanz des Systems notwendig.

Die vorgestellte Untersuchung zeigt, welche Möglichkeiten bei der Optimierung einer Kompressoranlage bestehen. Die dargestellten Einflüsse stellen keinesfalls allgemeine Aussagen dar, sondern beziehen sich auf die gegebenen Rahmenbedingungen.

Literatur

- [1] Benes, G. Regelungskonzepte und deren Einfluß auf den Gesamtwirkungsgrad und die Betriebssicherheit der Anlage.
VDI-Berichte 859, S 237 -251, Düsseldorf, VDI-Verlag 1990

- [2] Benes, G. Schall - das Auslegekriterium für ölüberflutete Schraubenverdichteranlagen, VDI-Berichte 640, S. 107 - 119, Düsseldorf, VDI-Verlag 1987

- [3] Benes, G. Schraubenkompressor - Systemanalyse und - bewertung
VDI-Berichte dito., Düsseldorf, VDI-Verlag 1998

- [4] Benes, G. Betriebsparameter eines öleingespritzten Schraubenkompressors,
VDI-Berichte 1135, S. 213 -224, Düsseldorf, VDI-Verlag 1994

- [5] Vogel, U. Einfluß der Kühlluftführung auf die Betriebsparameter einer Schraubenverdichteranlage, Dipl.-Arbeit, FH Gießen-Friedberg 1993/94