

Betreff *Kraftbedarf bei warmen Kühlwasser*

Klasse

Gaskompressorenbetrieb-Op
Abteilung

Patent

Nr.

Bericht des Herrn Dipl.-Ing. Linnartz

vom 30.9.1941

Gesehen vom Abteilungsvorstand

Gesehen von der Direktion

Zirkuliert in folgenden
Abteilungen

Empfänger	Eingang	Weiter	Unterschrift

Aufzubewahren im Archiv des
Eingegangen beim Archivar
Laufende Nr. des Archivs

Einfluß der Kühlwassereintrittstemperatur
auf den Kraftbedarf eines dreistufigen Verdichters.

I. Teilbericht.

Versuch am 18.6.41 am Schwarzkopff-Kompressor in Op 5b.

I. Aufgabe:

Es sollte untersucht werden inwieweit der Kraftbedarf und die angesaugte Menge eines Kohgaskompressors von der Eintrittstemperatur des Kühlwassers abhängt.

II. Durchführung der Versuche:

Die Untersuchungen wurden an einem elektrisch angetriebenen, dreistufigen Verdichter älterer Bauart durchgeführt, dessen Zwischenkühler erster und zweiter Stufe als Bündelkühler und der Nachkühler dritter Stufe als Schlangenkühler ausgebildet ist.

Es wurden 2 Versuche durchgeführt, A) unter normalen Betriebsverhältnissen, B) unter gleichen Ansaugverhältnissen und Drücken, jedoch mit Wasser aus dem Warmwassernetz als Kühlmittel. Die angesaugte Gasmenge wurde durch überkritische Entspannung in eine Meßstrecke mittels Normblende gemessen. Die hierfür benötigten Werte für die Wichte wurden aus der Gasanalyse errechnet. Durch Abstoppen des elektrischen Zählers wurde die Leistungsaufnahme des Asynchronmotors ermittelt.

Zur Messung der Kühlwassermenge wurde die zum Füllen eines Behälters bekannten Rauminhalts benötigte Zeit festgestellt und daraus die aus dem Kühler ablaufende Menge errechnet.

Weiterhin wurden sämtliche Stufen indiziert.

III. Gemessene Werte

Versuch		A		B	
		11 ¹⁵ - 12 ⁴⁵ h	16 ²⁵ - 16 ⁵⁵ h		
Zeitdauer					
Aufgenommene Leistung	kw	324,5	332,5		
Wassermenge am Kühler 1. St.	lit/sec	0,934	0,487		
" " " " 2. "	"	0,722	0,453		
" " " " 3. "	"	0,404	0,173		
Temp. d. Mühlwassers, Zulauf	°C	15,3	45,25		
" " " " "nach Kühler 1. St.	"	44,85	73,98		
" " " " " " 2. "	"	45,07	89,92		
" " " " " " 3. "	"	41,47	89,98		
Gastemp. 1. St. Saugseite	"	28,9	31,65		
" " 1. " Druckseite	"	137,61	153,8		
" " 2. " Saugseite	"	31,25	39,7		
" " 2. " Druckseite	"	146,35	167,5		
" " 3. " Saugseite	"	40,4	70,85		
" " 3. " Druckseite	"	129,11	157,35		
Barom. stand, korr. 15°C	mm Hg	760,5	759,5		
Druck vor der Meßstrecke	ata	28,2	28,18		
" in " "	"	1,388	1,394		
Temp. in " "	°C	48,44	71,3		
Differenzdruck	mm Hg	167,0	171		
Anaagedruck	"	13,65	13,7		
Außentemperatur	°C	25,48	28,25		

IV. Errechnete Werte.

1.) Elektrische Messung:

Gemessen wurde an einem D7-Zähler mit der Konstanten 1 kWh 3,75 Umr. - Der Wirkungsgrad des Motors im gefahrenen Belastungsbereich war mit 91,5 % angegeben.

Versuch			A	
Aufgenommene Leistung	N _{el}	kW	324,5	332,5
Leistung a.d. Kurbelwelle	N _{eff}	kW	297	304

2.) Mengermessung

Als Wirkdruckgeber wurde eine Normblende 65/100 mit einem Durchflußbeiwert $\xi = 0,662$ verwendet. Aus den gemessenen Werten ergibt sich das entspannte Volumen, auf den Normalzustand 15° , 735 mm Hg umgerechnet, nach folgender Formel zu

$$V_n = 1,2524 \cdot d \cdot \xi \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{p_n \cdot \gamma_{sp} \cdot \Delta p}{\rho_n \cdot T_n \cdot \gamma}}$$

worin für

$$\xi = 0,95$$

$$d = 6,5 \text{ cm}$$

$$T_n = 288 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$p_n = 735 \text{ mm Hg}$$

$$\gamma_{sp} = \text{Wichte des abschließenden Mittels (Quecksilber)} = 13,6 \text{ kg/dm}^3$$

$$\Delta p = \text{Differenzdruck in mm Hg}$$

$$\gamma = \text{Wichte des Gases}$$

$$p = \text{Druck in der Meßstrecke in ata}$$

$$T = \text{Temp. " " " " " }^\circ\text{K}$$

einzusetzen ist.

Demnach ergibt sich für

$$V_{15} = 1,2524 \cdot 0,662 \cdot 0,95 \cdot 6,5^2 \cdot \sqrt{\frac{288 \cdot 13,6 \cdot \Delta p}{735 \cdot T_n \cdot \gamma}}$$

so gewant

mit $\gamma_{15} = 0,730 \text{ kg/m}^3$ bei Versuch A und $\gamma_{15} = 0,765$ bei

Versuch B ergibt sich:

$$\text{Versuch A: } V_{15} = 2071 \text{ m}^3/\text{h}$$

" B: $V_{15} = 1982 \text{ m}^3/\text{h}$, oder nach der Zustandsgleichung für ideale Gase unter Berücksichtigung des Dampfdruckes bei

$$\text{der Ansaugtemperatur } V_a = V_n \cdot \frac{735}{p_a - p_d} \cdot \frac{1_a}{288}$$

$$\text{Versuch A: } V_a = 2144 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{" B: } V_a = 2013 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Druckverlauf.

Die den Indikatordiagrammen entnommenen Drücke sind in folgender Zahlentafel zusammengestellt:

Versuch sta	A			B		
	P	ΔP	P _g	P	ΔP	P _g
Ansaugleitung	1,054		1,054	1,051		1,051
1. Stufe Sauglinie	0,920	1,34		0,940	0,111	
1. " Drucklinie	3,58			3,79		
2. " Sauglinie	3,35	0,23	3,46	3,57	0,22	3,68
2. " Drucklinie	11,58			12,03		
3. " Sauglinie	11,40	0,18	11,49	11,95	0,08	11,99
3. " Drucklinie	29,47			29,25		
Druckleitung 3. St.	28,20	1,27	28,20	28,18	1,07	28,18

4. Indizierung.

$$\begin{aligned}
 \text{Es ist } N_{\text{ind}} &= \frac{P \cdot P_{mi} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 102} \text{ kW} \\
 &= \frac{1 \cdot 0,6 \cdot 123}{60 \cdot 102} = \frac{1}{83} \cdot P \cdot P_{mi} \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Versuch	A			B	
	P cm ²	P _{mi} (at)	N (kW)	P _{mi} (at)	N (kW)
1. Stufe vorn	2947	1,416	50,25	1,482	52,60
1. " hinten	2965	1,483	53,00	1,542	55,10
1. Stufe gesamt			103,25		107,70
2. Stufe vorn	920	4,56	50,55	4,73	52,40
2. " hinten	937	4,66	52,60	4,77	53,85
2. Stufe gesamt			103,15		106,25
3. Stufe vorn	268	10,41	33,60	10,51	33,90
3. " hinten	346	10,59	44,10	10,61	44,25
3. Stufe gesamt			77,70		78,15
Gesamt-Kompressor			284,10		292,10

5. Isotherme Leistung.

Die isotherme Leistung errechnet sich aus der Gleichung

$$N_{is} = p_a \cdot V_a \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{p_a}{p_d} \text{ kW}$$

Die Dichte des Wassers $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ und die spezifische Wärmekapazität $c_p = 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ wurde verwendet.

Die Leistung des Gesamtkompressors wurde als Summe der für die einzelnen Stufen errechneten isothermen Leistungen ermittelt.

Hierbei wurden die durch den Versuch gemessenen Werte für Druck, Temperaturen und Volumina eingesetzt.

Versuch A:

1. Stufe	$N_{is} = 1,054 \cdot 2144 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{3,46}{1,054} = 73,25 \text{ kW}$
2. Stufe	$t_w = 15,3 \text{ }^\circ\text{C}; p_d = 13,0 \text{ mm Hg}$
	$V_a = \frac{2071}{3,46 - 0,018} \cdot \frac{304,25}{288} = 636 \text{ m}^3/\text{h}$
	$N_{is} = 3,46 \cdot 636 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{11,49}{3,46} = 71,90 \text{ kW}$
3. Stufe	$t_w = 15,3 \text{ }^\circ\text{C}; p_d = 13,0 \text{ mm Hg}$
	$V_a = \frac{2071}{11,49 - 0,018} \cdot \frac{313,4}{288} = 197 \text{ m}^3/\text{h}$
	$N_{is} = 11,49 \cdot 197 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{28,20}{11,49} = 55,30 \text{ kW}$
	$N_{is} \text{ des Gesamtkompressors} = 200,45 \text{ kW}$

Versuch B:

1. Stufe	$N_{is} = 1,051 \cdot 2013 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{3,68}{1,051} = 72,20 \text{ kW}$
2. Stufe	$t_w = 45,25 \text{ }^\circ\text{C}; p_d = 72,5 \text{ mm Hg}$
	$V_a = \frac{1982}{3,68 - 0,10} \cdot \frac{332,7}{288} = 640 \text{ m}^3/\text{h}$
	$N_{is} = 3,68 \cdot 640 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{11,99}{3,68} = 75,75 \text{ kW}$
3. Stufe	$t_w = 45,25 \text{ }^\circ\text{C}; p_d = 72,5 \text{ mm Hg}$
	$V_a = \frac{1982}{11,99 - 0,10} \cdot \frac{343,85}{288} = 199 \text{ m}^3/\text{h}$
	$N_{is} = 11,99 \cdot 199 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{28,18}{11,99} = 55,50 \text{ kW}$
	$N_{is} \text{ des Gesamtkompressors} = 203,45 \text{ kW}$

6. Zwischenkühler, abgeführte Wärmemengen.

Der Berechnung der durch das Kühlwasser abgeführten Wärmemengen wurde $\rho_{\text{Wasser}} = 1000 \text{ kg/m}^3$ und $c_{\text{Wasser}} = 1 \text{ Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ zugrundegelegt.
 $Q = G_{\text{W}} \cdot \Delta t \text{ Kcal/h.}$

Versuch			A			B		
Stufenkühler			I	II	III	I	II	III
Wassermenge	w^1	l/sec	0,934	0,772	0,404	0,487	0,493	0,173
"	w	m^3/h	3,36	2,60	1,455	1,75	1,635	0,623
Zulauftemp. d. Wassers	t_{WZ}	$^\circ\text{C}$	15,30	15,30	15,30	45,25	45,25	45,25
Ablauf- " " "	t_{WA}	$^\circ\text{C}$	44,85	45,07	41,47	73,98	89,92	89,98
Temperaturdifferenz	Δt	$^\circ\text{C}$	29,55	29,77	26,17	28,73	44,67	44,73
Abgeführte Wärmemenge	Q^1	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	99,3	77,4	38,1	50,3	73,1	27,9
			10^3	10^3	10^3	10^3	10^3	10^3
Gesamte "	Q	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	214 800			151 300		
Leistung aller Kühler	N_k	kW	250			176		

7. Wirkungsgrade.

Versuch			A	B
Volumetrischer Wirkungsgrad	η_{vol}	%	89,7	88,7
Isotherm-indizierter	$\eta_{\text{is-ind}}$	%	70,5	69,6
Isotherm-effektiver	$\eta_{\text{is-eff}}$	%	67,5	66,9
Gesamt -	η_{ges}	%	61,8	61,2
Indizierter Kraftbedarf je Normal m^3	N_{spez}	$\frac{\text{kWh}}{\text{m}^3}$	0,1372	0,1474
Mehrverbrauch	ΔN_{sp}	"	0,0	0,0102
"	ΔN_{sp}	%	0,0	7,43

8. Zusammenfassung und Kritik.

Es sollte durch einen Versuch erwiesen werden, daß der Kraftbedarf eines mehrstufigen Verdichters mit der Kühlwasserzulauf-temperatur steigt.

Zu erwarten war, daß durch die geringere Rückkühlung des Gases nach der 1. Stufe die 2. Stufe ein kleineres Gasgewicht ansaugt und daher der Druck in der 1. Stufe steigt. Als Folge hiervon verläuft die Rückexpansionslinie flacher und der volumetrische Wirkungsgrad der 1. Stufe wird kleiner. Damit fällt auch das von der 1. Stufe angesaugte Volumen. Diese Erwartungen sind durch den Versuch bestätigt worden.

Nicht ohne weiteres vorauszubestimmen war die Frage der Kraftaufnahme des Kompressors. Es war anzunehmen, daß sie stieg, doch konnte die kleinere angesaugte Menge auch eine Abnahme bedingen. Gefunden wurde, daß bei gleichem Ansaug- und Enddruck, bei einer Temperaturerhöhung um 30°C , die Gasmenge von 2071 auf $1982\text{ m}^3/\text{h}$ (15° , 1 ata), d.h. um $4,29\%$ fällt. Dabei steigt die indizierte Leistung von $284,1$ auf $292,1\text{ kW}$, d.h. um $2,81\%$.

Um beide Werte zu vereinigen wurde die spezifische Leistung, d.h. Kraftbedarf je komprimierten Kubikmeter gebildet. Im Fall des Betriebes mit warmen Kühlwasser steigt sie um $7,43\%$.

Hierbei wurde die indizierte Leistung zugrunde gelegt. Es bestehen nämlich Zweifel an der Richtigkeit der elektrischen Messung. Der Isotherm-effektive Wirkungsgrad kann bei einer Maschine dieses Alters den Wert von rund 67% nicht erreichen. Wie auch eine Reihe früherer Versuche zeigte, liegt er vielmehr bei etwa 61% . Es stellte sich tatsächlich heraus, daß die zum Abstoppen des Kilowattzählers benutzte Uhr, wohl infolge verharzten Öles, falsch angezeigt hatte. Aus demselben Grunde liegen die Werte für die Kühlwassermenge und damit die in den Kühlern abgeführten Wärmemengen zu hoch. Ein Vergleich dieses Wertes mit der zu diesem Zwecke errechneten adiabatischen, bzw. polytropischen Arbeit (im Fall A: rd. 220 kW) bestätigte die Vermutung.

Es wird vorgeschlagen bei einer Wiederholung der Versuche die Wassermessung durch Zähler zu bewerkstelligen. Hierdurch läßt sich auch die Menge in beiden Versuchen gleich groß halten, so daß ein Vergleich leichter möglich wird. - Bei gleicher Gelegenheit könnte der D7 kW-Zähler gegen einen D15 - Zähler ausgetauscht werden.

Summary