

Kondrat'eva, T.F., Petrova, F.P.

METHODEN ZUR DÄMPFUNG DER DRUCKSCHWANKUNGEN IN
KOMPRESSOR-ROHRLEITUNGEN

Übersetzung aus:

Trudy. Leningradskij Naučno-Issledovatel'skij Institut
Chimičeskogo Mašinostroenija (LenNIIchimmaš).
Leningrad, 1 (1967), S. 69 - 88.

Russ.: МЕТОДЫ ГАШЕНИЯ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ
В ТРУБОПРОВОДАХ КОМПРЕССОРА
Metody gašenija pul'sacii davlenija
v truboprovodach kompressora

Druckschwankungen in Druck- und Zwischenstufenleitungen, die bei Resonanz besonders stark sind, wirken sich schädlich auf die Kompressorfunktion aus: sie rufen Leistungsminderung, höhere indizierte Leistung und Vibrationen der Apparatur und der Rohrleitungen hervor, die zur Zerstörung ihrer Abstützungen und anderer Bauteile führen [1,2].

Bei der Entwicklung von Kompressoranlagen muß berücksichtigt werden, daß große Gasdruckschwankungen auftreten können; eine Möglichkeit zur Beseitigung dieser Schwankungen besteht darin, daß man eine Rohrleitung mit einer eigenen Gasschwingungszahl, die nicht mit der Erregerfrequenz (Druck- oder Ansaugfrequenz) übereinstimmt, einplant. Mittel zur Dämpfung der Druckschwankungen können sein: Vergrößerung des Rohrdurchmessers, Einbringen von Widerständen in das Leitungssystem (Membranen), Anlage von Pufferkapazitäten in der Nähe der Erregungsquelle und von akustischen Filtern in den Rohrleitungen.

Die Anwendung von Dämpfungsmitteln ist in den folgenden Fällen notwendig:

1. Rohrleitungen mit komplizierter Anordnung, für die die Gleichungen der Gaseigenschwingungszahlen unbekannt sind.
2. Rohrleitungen, welche für mehrere Kompressoren gemeinsam sind und die mit verschiedenen Phasenverschiebungen aneinander angeschlossen werden können.
3. Rohrleitungen von Kompressoren mit regulierbarer Drehzahl, z.B. mit Antrieb von einem Gas-, Benzin- und anderen Verbrennungsmotoren.

Die Gasdruckschwankungen werden nach dem Ungleichförmigkeitsgrad des Drucks in den Rohrleitungen δ in % bewertet, der die Beziehung der Differenz zwischen maximalem und minimalem Druck zu mittlerem Druck ist:

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_m} 100\%$$

Aus der Erfahrung im Entwerfen und Einsatz von Kompressoranlagen kann man die folgenden Werte für den Ungleichförmigkeitsgrad für anwendbar halten:

- für die Saug- und Zwischenstufenleitung $\delta = 4 - 8 \%$;
für die Druckleitung bei $p > 10 \text{ Mn/m}^2$ $\delta = 2 - 4 \%$, wobei für niedrigere Drücke und leichtere Gase größere Werte zulässig sind.

Wahl der Druckeigenschwingungszahl in der Rohrleitung auf Rechenbasis

Wenn das Schema einer Druckleitung ausreichend einfach ist, um es als akustisches System zu berechnen, dann sind zur Vermeidung der Resonanz mit den Hauptharmonischen Schema und Maße der Rohrleitung so zu wählen, daß die Gaseigenschwingungszahl niedriger ist als die Haupterregerefrequenz oder um vieles größer als letztere oder nicht Vielfaches von dieser.

Im ersten und dritten Fall kann keine Resonanz auftreten, im zweiten kann die Resonanz nur mit den höheren Harmonischen auftreten, die von einer großen Schwingungsamplitude begleitet werden.

Die Gaseigenschwingungszahl in der Leitung ändert sich infolge Veränderung des Durchmessers und der Länge der Rohrleitung, der Größe des Volumens und der Zwischenstellung der Pufferkapazitäten. Die Gleichungen zur Berechnung von einigen Leitungssystemen sind in der Literatur [1,2,3] angegeben.

Man kann die Schwingungszahl auch künstlich ändern, indem man das Prinzip der Welleninterferenz in der Rohrleitung anwendet. Ein Verfahren zur Anwendung der Interferenz ist die Einbringung eines Blindtriebs in das Leitungssystem. Der Trieb für die Gasdruckeigenschwingungszahl in einer Leitung wird rechnerisch aus der Gleichung bestimmt, die dem untersuchten Schema [2] entspricht. In diesem Fall nimmt die Druckeigenschwingungszahl ab, verglichen mit der Druckeigenschwingungszahl in einer Leitung ohne Trieb, und die Resonanzschwingungsamplitude wird kleiner.

Das Prinzip der Welleninterferenz kann auch bei Anbringen einer Umführung in einem Leitungsabschnitt angewendet werden, dessen Länge um den Wert größer ist als die Länge des Hauptabschnitts, der gleich der ungeraden Halbwellenzahl ist. Dann schwächen sich die akustischen Wellen, wenn sie sich beim Austritt aus der Hauptrohrleitung und aus der Umführung treffen, mit Phasenverschiebung um die Hälfte gegenseitig ab.

Die Berechnung einer Zwischenstufenleitung, die der Erregung von der Druckseite der vorhergehenden Stufe und von der Ansaugseite der folgenden Stufe unterworfen ist, welche mit unterschiedlicher Phasenverschiebung arbeiten, können wir nur dann durchführen, wenn sie eine Kapazität einschließt, deren Größe ausreichend ist für die Aufteilung der Leitung in zwei selbständige Schwingungssysteme. In diesem Fall werden die Saug- und Druckleitung jede einzeln berechnet.

Die Pufferkapazität

Die Pufferkapazität, die in die Rohrleitung eingeschlossen ist, verändert die Gasdruckeigenschwingungszahl in der Leitung.

Die Anbringung einer Pufferkapazität im Leitungssystem ohne Berechnung braucht nicht immer zu den erwünschten Ergebnisse führen. Wenn die Pufferkapazität genügend groß ist, daß man die Rohrleitung in zwei selbständige Schwingungssysteme aufteilen kann, dann nimmt die Eigenfrequenz der Rohrleitung zwischen der Pufferkapazität und dem Kompressor zu, und es ist nicht ausgeschlossen, daß in ihr eine Resonanz der höheren Harmonischen auftreten kann, zuweilen auch der Hauptharmonischen, die von einer großen Amplitude begleitet wird; dabei können sich die Harmonischen ungünstig auf die indizierte Zylinderkapazität auswirken. In diesem Fall ist eine akustische Berechnung der Rohrleitung zwischen dem Kompressorzylinder und der Pufferkapazität notwendig.

Wenn das Volumen der Pufferkapazität nicht ausreicht, um die Rohrleitung in zwei Systeme aufteilen zu können, dann nimmt bei Anbringung einer Pufferkapazität die Eigenfrequenz der Rohrleitung ab, und wenn sie höher war als die Erregerfrequenz, dann kann Resonanz der niedrigen Harmonischen, die von einer großen Amplitude begleitet werden, auftreten.

Wenn das Rohrleitungsschema mit Pufferkapazität einfach und ihre akustische Berechnung möglich ist, dann muß die Pufferkapazität so gewählt werden daß die Eigenschwingungszahl niedriger ist als die Haupterregerfrequenz oder kein Vielfaches von ihr ist, d.h. daß sie sich in der Mitte befindet zwischen zwei Nachbarharmonischen.

Für eine Rohrleitung, die mit zwei Zylinderräumen verbunden ist, welche das Gas mit einer Phasenverschiebung um 180° zuführen, ist es zweckmäßig, daß die Winkelgeschwindigkeit ω_K mit der Frequenz der ungeraden Harmonischen der Gasdruckzwangsschwingungen in der Rohrleitung übereinstimmt. Für eine Leitung, die an drei nacheinander arbeitende Zylinder angeschlossen ist, ist es zweckmäßig, daß ω_K mit den Frequenzen der Harmonischen übereinstimmt, die nicht das Vielfache von

3 sind, d.h. 1, 2, 4, 5, 7 usw.

Wenn das Rohrleitungsschema mit Pufferkapazität kompliziert ist und es unmöglich ist, die Druckeigenschwingungszahl in ihr zu berechnen, und diese Kapazität den Abmessungen nach nicht ausreicht, um das Rohrleitungssystem aufzuteilen, dann ist der Dämpfungswirkung wegen der Leitungsabschnitt zwischen dem Zylinder und der Kapazität zu verkürzen und die letzte so nah wie möglich an die Schwingungserregungsquelle, d.h. den Kompressor, heranzubringen. Chilton und Handley [4] geben Nomogramme an zur Berechnung des Volumens einer unmittelbar am Kompressor angebrachten Kapazität, die zur Schwingungsdämpfung auf den gewünschten Wert im Saug- und Drucksystem notwendig ist.

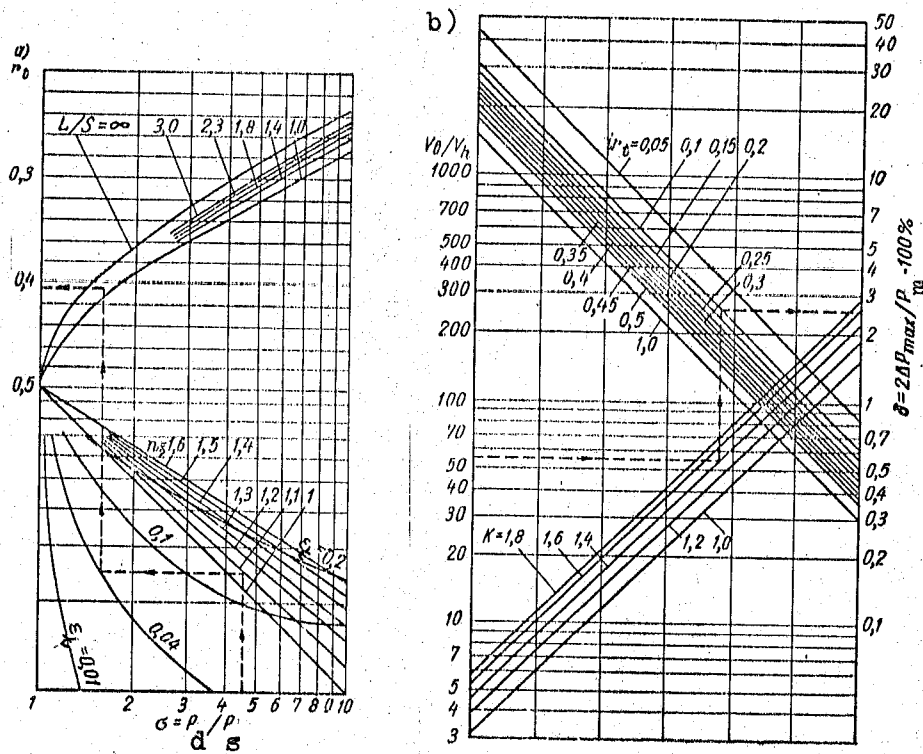


Abbildung 1. Nomogramme zur Bestimmung des Volumens des Zwischenbehälters V_B in Abhängigkeit von den Kennwerten des Kompressors und dem vorgegebenen Druckungleichförmigkeitsgrad δ für eine Ansaugleitung: a - Nomogramm zur Bestimmung des relativen Wertes der Ansaugzeit r_t in Abhängigkeit von den Größen σ , n_2 , ϵ_t und $\frac{L}{S}$; b - Nomogramm zur Bestimmung des relativen Volumens des Zwischenbehälters V_B in Abhängigkeit von den Größen δ , r_t und k .

Nach dem Nomogramm von Abb. 1a) befindet sich die Beziehung von Ansaugzeit zur Zeit einer Wellendrehung r_t in Abhängigkeit von der Beziehung von Pressdruck zu Ansaugdruck σ , der Ausdehnungspolytrope n_2 , des relativen toten Winkels im Zylinder ϵ und der Beziehung von Pleuellänge zu Kolbenhub L/S .

Nach dem Nomogramm von Abb. 1b) wird die Beziehung der Größe der Pufferkapazität beim Ansaugen zum Arbeitsvolumen des Zylinders V_B/V_h in Abhängigkeit vom Gasdruckungleichförmigkeitsgrad δ , der Beziehung r_t und dem Adiabatenindex k bestimmt. Das Nomogramm ist für den Ansaugfall mehrerer Zylinder (i) aus der Rohrleitung berechnet. Zum Wert des Pufferkapazitätswolumens V_B kommt noch die Korrektur dazu, die den Einfluß der Gaskonstante auf die Schwingungsamplitude berücksichtigt:

$$V_r = V_B \sqrt{\frac{R_B}{R_r}}$$

In Abb. 2 ist das entsprechende Nomogramm für Auspressen abgebildet.

P.A. Gladkich und S.A. Chačaturjan [1] führen eine akustische Berechnung für eine Leitung mit Kapazität an und geben die Gleichungen zur Bestimmung des Schwingungsdämpfungsgrades durch Pufferkapazitäten an. Die untere Grenzdämpfungszahl für eine Pufferkapazität muß niedriger sein als die zu dämpfende Erregerfrequenz, d. h.

$$f_{gr} = \frac{a}{\pi} \sqrt{\frac{F}{Vl}} < f = f_K i,$$

mit a - Schallgeschwindigkeit im Gas, m/S; F - Rohrleitungsdurchmesser, m^2 ; V - Pufferkapazitätswolumen, m^3 ; l - Länge der Rohrleitung, Länge der Kapazität miteingeschlossen, mm; f_K - Wellenumlauffrequenz des Kompressors, 1/s (60 U/min); i - Anzahl der Zylinder.

R e c h e n b e i s p i e l f ü r e i n e P u f f e r -
k a p a z i t ä t b e i m A n s a u g e n u n d A u s -
p r e s s e n d e s K o m p r e s s o r s

Ausgangsdaten zur Berechnung:

Umlauffrequenz der Kompressorwelle $f_K = 6,25 \text{ 1/s}$ (375 U/min);
Kolbenhub $S = 0,32 \text{ m}$;
Verhältnis von Pleuellänge zu Kurbelradius $\frac{L}{R} = 4,56$;
Adiabatindex $k = 1,34$.
Ansaugleitung. Ausgangsdaten zur Berechnung:
gemittelte Kolbenfläche für zwei Zylinderräume $F_F = 0,0547 \text{ m}^2$;
relativer toter Winkel im Zylinder $\epsilon_t = 0,2$;
Pufferkapazitätswolumen $V_B = 0,3 \text{ m}^3$;
Druckverhältnis im Zylinder $\sigma = 1,66$;
Index der Ausdehnungspolytrope $n_2 = 1,34$;
Gasgemischkonstante $R_g = 1232 \text{ J/kg}\cdot\text{grad}$ (125,8 kgm/kg·grad).

Wir berechnen, ob das Pufferkapazitätswolumen ausreichend ist zur Dämpfung der Druckschwingungen, die in der Rohrleitung auftreten. Die Kapazität ist an einem doppelwirkenden Zylinder angebracht.

Nach dem Nomogramm (Abb. 1a) erhalten wir bei $\sigma = 1,66$; $n_2 = 1,34$; $\epsilon_t = 0,2$; $\frac{L}{S} = 2,28$ den Wert $r_t = 0,418$.

Der Wert r_t ist die Beziehung von Ansaugzeit zur Zeit einer Wellenumdrehung. Für zwei Zylinder oder einen doppelwirkenden Zylinder wird der Wert r_t verdoppelt. In dem Fall ist $ir_t = 2 \times 0,418 = 0,836$.

Das durch den Kolben beschriebene Volumen ist

$$V_h = F_F S = 0,0547 \times 0,32 = 0,0175 \text{ m}^3.$$

Das Verhältnis

$$\frac{V_B}{V_h} = \frac{0,3}{0,0175} = 17,1.$$

Nach dem Nomogramm (Abb. 1b) finden wir bei $ir_t = 0,836$;
 $k = 1,34$; $\frac{V_B}{V_h} = 17,1$ den Druckungleichförmigkeitsgrad für Luft

$$\delta_L = 3,74 \text{ \%}.$$

Der Druckungleichförmigkeitsgrad mit der Gaskorrektur ist

$$\delta_r = \delta_b \sqrt{\frac{R_a}{R_r}} = 3,74 \sqrt{\frac{287}{1232}} = 1,8\%.$$

Der Druckungleichförmigkeitsgrad liegt innerhalb des zulässigen Bereiches.

Druckleitung. Ausgangsdaten zur Berechnung:

gemittelte Kolbenfläche für zwei Zylinderräume

$$F_F = 0,0547 \text{ m}^2;$$

$$\text{Pufferkapazitätswolumen } V_B = 0,3 \text{ m}^3;$$

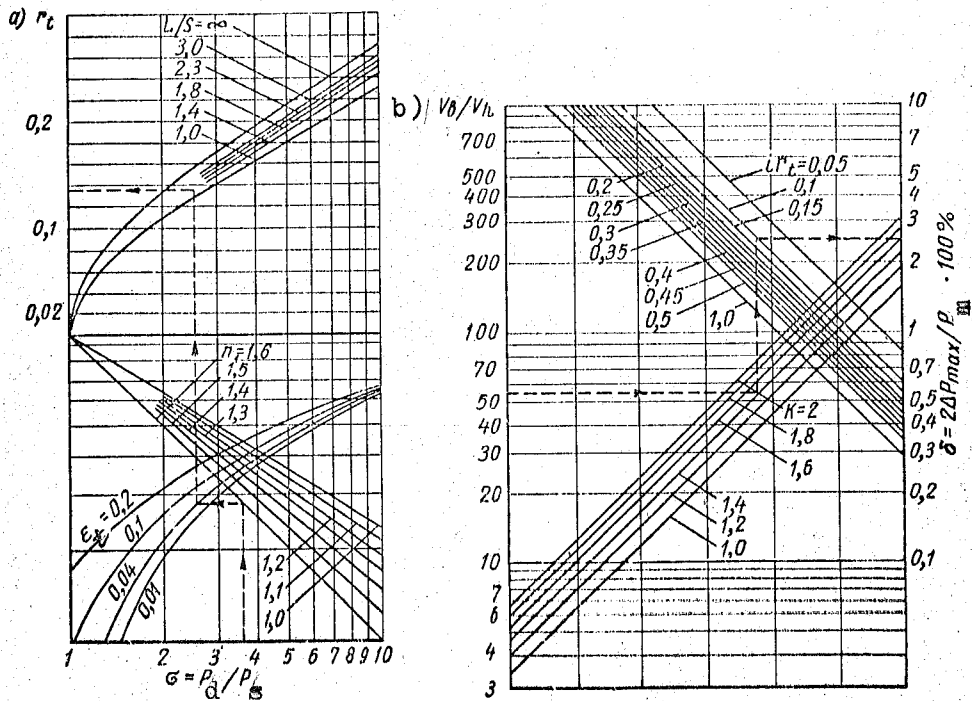


Abbildung 2. Nomogramme zur Bestimmung des Volumens des Zwischenbehälters V_B in Abhängigkeit von den Kennwerten des Kompressors und dem vorgegebenen Ungleichförmigkeitsgrad δ für eine Druckleitung: a - Nomogramme zur Bestimmung des relativen Wertes der Auspresszeit r_t in Abhängigkeit von den Größen σ , n_1 , ϵ_t und $\frac{L}{S}$; b - Nomogramm zur Bestimmung des relativen Zwischenbehältervolumens V_B in Abhängigkeit von den Größen δ , i_r_t und k .

Index der Druckpolytrope $n_1 = 1,34$;

die Pufferkapazität ist an einem doppelwirkenden Zylinder angebracht. Nach dem Nomogramm (Abb. 2a) finden wir bei $\sigma = 1,66$; $n_1 = 1,34$; $\epsilon_t = 0,2$; $\frac{L}{S} = 2,28$ den Wert $r_t = 0,263$.

Hier ist r_t das Verhältnis von Auspresszeit zur Zeit einer Wellenumdrehung. In unserem Falle ist $i_r_t = 2 \times 0,263 = 0,526$. Das Verhältnis

$$\frac{V_B}{V_h} = \frac{0,3}{0,0175} = 17,1.$$

Nach dem Nomogramm (Abb. 2b) finden wir bei $ir_t = 0,526$; $k = 1,34$;
 $\frac{V_B}{V_h} = 17,1$ den Druckungleichförmigkeitsgrad $\delta = 4,55$. Der Druck-
ungleichförmigkeitsgrad beträgt mit Korrektur

$$\delta_r = 4,55 \sqrt{\frac{287}{1232}} = 2,2\%$$

Der Druckungleichförmigkeitsgrad $\delta_r = 2,2\%$, ist
völlig zulässig.

Das akustische Filter

Die Pufferkapazitäten absorbieren die Schwingungen mit Frequenzen bis zu einer bestimmten Grenze, unter der der Durchlassbereich liegt. Eine Senkung dieser Grenze führt zu einem starken Anstieg der Kapazitätsmaße. Dieser Umstand erschwert den Einbau von Pufferkapazitäten unmittelbar am Kompressorzylinder.

In den Fällen, wenn es notwendig wird, die Schwingungsamplitude des Gases in der Rohrleitung zu vermindern, und die Kapazitätshauptmaße oder ihr Gewicht begrenzt sind, wird eine akustische Kapazität verwendet, die ein akustisches Filter darstellt.

In Abb. 3 sind verschiedene akustische Filtergruppen dargestellt. Das im oberen Teil abgebildete Kammerfilter arbeitet im Niederfrequenzbereich effektiv. Die Dämpfungsbereichsgrenzen hängen von den Maßen der Kammer, von Länge und Querschnitt der Verbindungsluftleitungen ab. Die mittlere Abbildung zeigt eine Abart eines Niederfrequenzfilters.

Die untere Abbildung stellt ein Hochfrequenzfilter für Luftleitungen dar. Das Filter hat ein Rohr mit offenen Stutzen. Für Gas muß dieser Filtertyp außerhalb des Rohres eine Kammer mit großen Abmessung haben.

B e r e c h n u n g d e s N i e d e r f r e q u e n z -
f i l t e r s

Die Kammern des in Abb. 3a,b abgebildeten Filters stellen Helm-
holtz-Resonatoren dar. Die Maße der Ausdehnungskammern des Filters
dürfen nicht größer sein als die halbe Länge der Dämpfungswelle, d.h.
sie müssen kleiner sein als der Wert $\frac{a}{2f_K i}$.

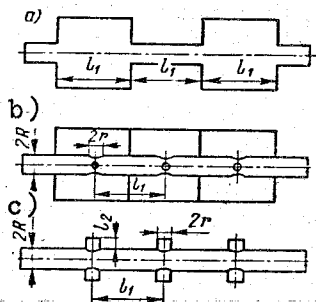


Abbildung 3. Typen akustischer Filter:
a - Niederfrequenz-Kammerfilter; b -
Niederfrequenzfilter mit Öffnungen;
c - Hochfrequenzfilter.

Die Kammer hat optimale Größe, wenn die Länge des Ausdehnungs-
abschnittes l_1 gleich einem Viertel der Wellenlänge $\left(\frac{a}{4f_K i}\right)$ oder ein
ungerader vielfacher Wert dieser Größe ist.

Der Einbau von mehreren Ausdehnungskammern in Reihe hintereinan-
der gestattet es, den Dämpfungsgrad zu erhöhen. Die Länge des Ver-
bindungsrohres l_1 muß $l_1 > \frac{a}{2f_0}$ sein, wobei die Schwingungsfrequenz in Hz

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

beträgt.

Die Grenzfrequenzen des Filters. (Abb. 3b) werden durch die fol-
genden Gleichungen bestimmt:

$$\left. \begin{aligned} \sin y &= 0; \\ \cos y &= 0; \\ \operatorname{ctg} y &= 4\beta y - \pi^2 g^2 \beta \frac{1}{y}; \\ -\operatorname{tg} y &= 4\beta y - \pi^2 g^2 \beta \frac{1}{y}; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

mit

$$y = \frac{\pi}{2} \frac{\omega}{\omega_0};$$
$$g = \frac{\omega_R}{\omega_0} = \frac{f_R}{f_0}. \quad (2)$$

Hier ist die Eigenfrequenz des Resonators

$$\omega_R = a \sqrt{\frac{C}{V}}; \quad (3)$$

die Eigenfrequenz des Verbindungskanals

oder

$$\left. \begin{aligned} \omega_0 &= \frac{a\pi}{l_1} \\ f_0 &= \frac{a}{2l_1} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Die Dämpfungsfrequenz, d.h. die Erregerfrequenz beträgt

$$\omega_a = i\omega_K. \quad (5)$$

Der Dämpfungskennwert des Filters ist

$$\beta = \frac{F_1}{Cl_1}; \quad (6)$$

bei vollem Rohrprofil

$$\beta = \frac{R_1}{2l_1},$$

mit F_1 - Querschnitt der Verbindungsrohrleitung, m^2 ; R_1 - Innenradius der Rohrleitung, m .

Die Filterkonstante beträgt

$$C = \frac{\pi r^2}{l_2 + \frac{\pi}{2} r} z M, \quad (7)$$

mit r - Radius der Öffnung, m ; l_2 - Länge des Kanals der Öffnung (Rohr- wanddicke, m); V - Kammervolumen, m^3 ; Z - Zahl der Öffnungen im Filter.

Für den konstanten Wert g kann man auf der Grundlage der Gleichungen (1) eine Graphik über die Abhängigkeit des Dämpfungskennwertes β von $\frac{\omega}{\omega_0}$ aufstellen.

In Abb. 4 sind die Graphiken für die Werte $g = 0,25; 1,0; 2,0$ abgebildet. Die Schwingungsfrequenzverzögerungszone ist gestrichelt. Jede horizontale Gerade $\beta = \text{const}$ entspricht einem bestimmten Filter. Aus den Graphiken ist ersichtlich, daß die Breite der Verzögerungsfrequenzen bei niedrigen Werten von β und bei größeren Werten von g größer ist.

Außerdem muß man berücksichtigen, daß die Grenze keinen scharfen Übergang von der Verzögerung zum Durchlassen darstellt. Deshalb muß man darum bemüht sein, daß der Dämpfungskennwert des Filters β bei gegebener Frequenz der Dämpfungsschwingungen im Zentrum des allerbreitesten Verzögerungsbereiches liegt.

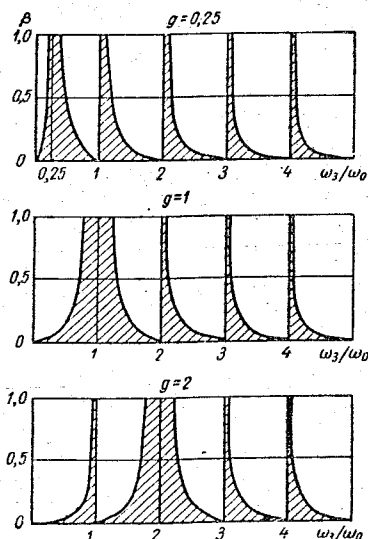


Abbildung 4. Gesamtcharakteristik des Niederfrequenzfilters $\beta = f\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)$

Bei der Konstruktion eines Niederfrequenzfilters sollten die Werte $\beta < 0,5$, und $g = 1$ oder 2 gewählt werden.

Es ist ebenfalls wünschenswert, daß die Eigenfrequenz des Resonators ω_R mit der Dämpfungsfrequenz übereinstimmt oder etwas kleiner ist nämlich: $\omega_R \leq \omega_s$.

Da man bei $\beta < 0,5$ und $g = 1$ große l -Werte erhält, gelingt es nicht immer, die empfohlenen Werte einzuhalten. In der Berechnung wird ein Abschnitt des Filters berücksichtigt; bei Zunahme der Zahl

der Abschnitt wird der Dämpfungseffekt stärker.

Die Berechnung des Filters wird in der folgenden Reihenfolge durchgeführt. Zuerst werden die Werte β und g vorgegeben, man bestimmt nach Gleichung (5) die Frequenz der Dämpfungsschwingungen, und nimmt für die Resonatorfrequenz $\omega_R = \omega_0$ an. Man bestimmt die Eigenfrequenz des Verbindungskanales nach Formel (2), die Länge des Verbindungskanales nach Formel (4) und die Konstante C aus Formel (7). Desweiteren erhält man das Kammervolumen V aus Formel (3). Wenn $g \approx 0$, d.h. das Kammervolumen V groß ist, dann beginnt das Niederfrequenzfilter als Hochfrequenzfilter zu arbeiten, da der Durchlassbereich der Niederfrequenzen sehr eng wird, und bei $g = 0$ der linke Grenzfrequenzast des Niederfrequenzfilters mit der Ordinatenachse eins wird.

B e r e c h n u n g d e s H o c h f r e q u e n z -
f i l t e r s

Im Hochfrequenzfilter, dessen schematische Darstellung in Abb. 3c abgebildet ist, dient als Resonator entweder die das Rohr umgebende Atmosphäre (wenn dies eine Luftleitung ist) oder Kammern mit großem Volumen, mit denen die Rohrleitung mittels Öffnungen oder Stützen verbunden ist. Dabei ist der Wert

$$g = \frac{\omega_R}{\omega_0} = \frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{C}{V}} \quad (8)$$

gleich Null oder nahe bei Null.

Die Grenzfrequenzen des Filters, das die Hochfrequenzen durchläßt, werden bei $g = 0$ aus Gleichung (1) bestimmt:

$$\left. \begin{aligned} \sin y &= 0; \\ \cos y &= 0; \\ \operatorname{ctg} y &= 4\beta y; \\ -\operatorname{tg} y &= 4\beta y. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Die Eigenfrequenz des Resonators ist

$$\omega_R = a \sqrt{\frac{c}{V}}. \quad (10)$$

Zur Sicherstellung eines breiten Sperrbereiches ist es notwendig, daß der Wert des konstanten Dämpfungskennwertes $\beta \ll 0,1$ ist. Die Eigenfrequenz des Resonators muß $\omega_R \gg \omega_s$ sein, wobei die maximale Dämpfungsfrequenz $\omega_s = 2\pi f_R i$ beträgt. Die Eigenfrequenz des Verbindungsrohres zwischen zwei Kanalöffnungen beträgt

$$\omega_0 = \frac{a}{l_1 \pi}.$$

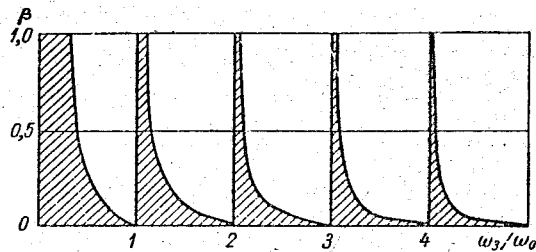


Abbildung 5. Gesamtcharakteristik des Niederfrequenzfilters $\beta = f\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right); g = 0$

In Abb. 5 ist die graphische Abhängigkeit des Dämpfungskoeffizienten β von $\frac{\omega_s}{\omega_0}$ dargestellt. Der gestrichelte Teil entspricht dem Bereich der Frequenzen, die von den Filtern unterdrückt werden.

In der Graphik entspricht jede horizontale Gerade einem bestimmten Filter mit dem entsprechenden Wert β . Dieses Filter wird alle Frequenzen von Null bis zu einer Grenzfrequenz unterdrücken, wobei die Grenzfrequenz durch den rechten Grenzbereich des Bereiches bestimmt wird. Theoretisch kann bewiesen und experimentell bestätigt werden, daß die Verzögerungsgrenze bei kleineren Werten von β einen klareren und weniger verwaschenen Verlauf hat. Deshalb empfiehlt es sich, für

das Filter kleine β -Werte zu wählen. Die Unterdrückungs- und Durchlaßbereiche des Filters können graphisch auch in Form eines Bereiches dargestellt werden, der durch die Kurve C (Leitfähigkeit des Filters) begrenzt und in Abhängigkeit von der Schwingungsfrequenz aufgebaut ist. Doch bezieht sich in diesem Fall die Charakteristik auf ein bestimmtes, konkretes Filter, da beim Aufbau des Dämpfungsbereiches die Gleichungen (1) verwendet werden, in die die Werte y und β ein-

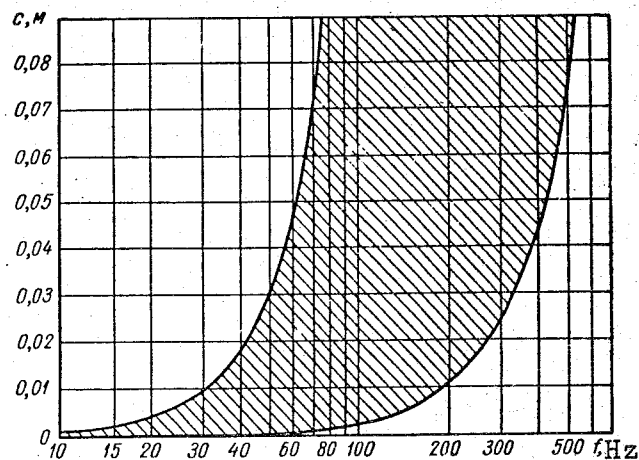


Abbildung 6. Spezialcharakteristik eines Niederfrequenzfilters $C = f(f)$ bei $g = 0,1$; $l_1 = 0,083$ m;
 $V = 0,01$ m³; $f_K = 0,0032$ m²

gesetzt werden, welche von den Maßen des jeweiligen Filters abhängen. Die Größe C kann sich jedoch nach (7) in Abhängigkeit von den Maßen der Öffnungen im Rohr des Filters und von der Anzahl der Abschnitte ändern.

In Abb. 6 ist eine solche Abhängigkeit für ein Niederfrequenzfilter bei $g = 1$ dargestellt. Der gestrichelte Bereich zeigt hier ebenfalls den Bereich der Dämpfungsfrequenzen. Nieder- und Hochfrequenzfilter stellen Bandpaßfilter mit abwechselnden Durchlaß- und Unterdrückungsbändern dar.

P.A. Gladkich [1] empfiehlt zur Dämpfung der Gaspulsation bei langsamlaufenden Kompressoren mit einer Druckpulsationsfrequenz in den Rohren von weniger als 12 Hz, eine akustische Kapazität zu verwenden, die nach dem Prinzip eines akustischen Vielzellenfilters geplant ist (Abb. 7). Alle Filtermaße werden in Abhängigkeit vom Rohrlitungsdurchmesser bestimmt. Der Durchmesser der Kapazität ist $d_k = 4 d_r$. Die Länge der Kapazität ist $l_k = 3 d_r$. In die Innere Scheidewand läßt man zwei oder drei gelochte Stutzen ein, deren Gesamtquerschnittsfläche gleich oder etwas größer sein muß als die Querschnittsfläche der Hauptrohrleitung. Der Durchmesser der akustischen Kapazität darf für die untersuchten Frequenzen nicht unter 0,4 m liegen.

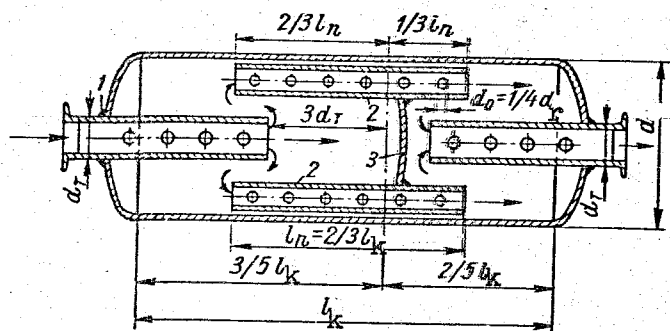


Abbildung 7. Die akustische Kapazität

Experimentelle Überprüfung der Mittel zur Dämpfung der Druckschwankungen in einer Rohrleitung

Die experimentellen Untersuchungen unter Laborbedingungen wurden an einer Druckleitung der 2. Stufe des Kompressors KSE-3m mit einer 2. Stufe und an einer Druckleitung des Kompressors ZIF-VKS-5 mit zwei Zylindern für die 2. Stufe durchgeführt, Der Pressdruck der 2. Stufe war gleich $0,6 \text{ Mn/m}^2$ (6 kp/cm^2).

Auf experimentelle Weise wurden die folgenden Mittel zur Dämpfung der Druckschwankungen untersucht: Einbau einer Membrane (eines Widerstandes) in die Druckleitung; Anbringen eines Blindtriebes an die Rohrleitung; Einbau einer Pufferkapazität; Anwendung eines akustischen Filters.

Senkung der Schwingungsamplitude mit Hilfe einer Membrane

Bei Einführung eines Widerstandes in Form einer Membrane oder eines ein wenig gedrosselten Ventils in die Rohrleitung wird die Druckschwankungsamplitude gedämpft. In der Praxis kann man bei Vibration der Rohrleitungen diese Methode zur Bestimmung der Ursache, die die Vibration hervorruft, benutzen. Wenn bei allmählichem Drosseln des Ventils (das in der vibrierenden Rohrleitung so angebracht ist, daß sein Querschnitt nicht weniger als ein Viertel des Rohrleitungsquerschnitts beträgt) die Vibrationen der Rohrleitung abnehmen, dann sind der Grund für ihr Auftreten die Gasdruckschwankungen in der Rohrleitung. Im entgegengesetzten Fall muß man diesen Grund in etwas Anderem suchen.

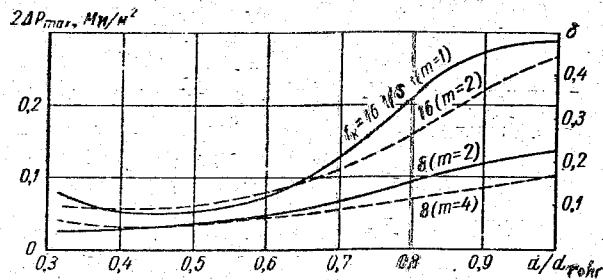


Abbildung 8. Abhängigkeit der verdoppelten Druckschwankungsamplitude und des Druckungleichförmigkeitsgrades in einer Druckleitung der 2. Stufe des Kompressors KSE-3m vom Einschnürungsgrad des Rohrquerschnitts durch eine Membrane:

- Rohrleitung $l = 5,84$ m;
- - - - - Rohrleitung $l = 2,77$ m.

Die Anwendung einer Membrane als Mittel zur Dämpfung der Druckschwankungen hat einige Druck- und Kapazitätsverluste zur Folge, die jedoch wesentlich niedriger sind als die aus den Resonanzschwingungen.

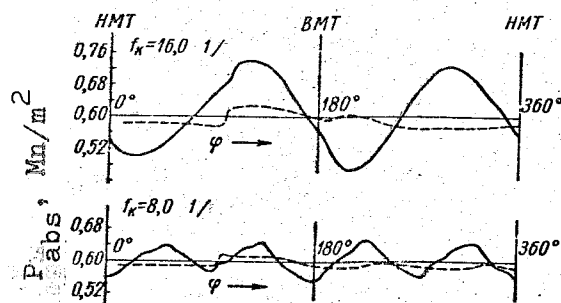


Abbildung 9. Druckschwankungsdiagramme in einer Druckleitung der 2. Stufe des Kompressors KSE-3m:

————— $\frac{d}{d_r} = 1;$

- - - - - $\frac{d}{d_r} = 0,45$

HMT - unterer Totpunkt, BMT - oberer Totpunkt

Zur Bestimmung des Dämpfungsgrades der Schwingungsamplitude durch die Membrane wurden am Kompressor KSE-3m mit einer Druckleitung der 2. Stufe mit $l = 2,77$ m und $l = 5,84$ m bei einer Wellenlaufrate von 16 und 8 1/s (960 und 480 U/min) Versuche durchgeführt. In diesem Fall trat im Rohr Resonanz auf. Die Membrane wurde in das Rohr am Stutzen des Zwischenbehälters eingesetzt. Das Verhältnis von Membranendurchmesser zu Rohrleitungsdurchmesser wurde von 1 bis 0,3 verändert.

In Abb. 8 ist die Abhängigkeit der verdoppelten Amplitude vom Einschnürungsgrad des Rohrquerschnitts durch die Membrane $\frac{d}{d_R}$ dargestellt. Die rechte Skala in der Graphik gibt den Druckungleichförmigkeitsgrad in der Leitung an. Bei $\frac{d}{d_R} \approx 0,5$ nimmt der Druckungleich-

förmigkeitsgrad auf $\delta \approx 0,1$ ab, und zwar unabhängig von jenem δ , das die Rohrleitung bis zum Einbau der Membrane hatte.

Abb. 9 zeigt die Diagramme der Druckschwankung bei Resonanz der ersten Harmonischen in einer Leitung mit der Länge $l = 5,84$, ohne Membrane und mit Membrane $\frac{d}{d_R} = 0,45$. Infolge Einbaus der Membrane nahm der Druckungleichförmigkeitsgrad in der Leitung δ von 0,465 auf 0,097 bei 16 l/s (960 U/min) und von 0,175 auf 0,06 bei 8 l/s (480 U/min) ab.

Senkung der Druckschwankungsamplitude und der Resonanzzahl der Umdrehungen mit Hilfe eines Rohrblindtriebes

Für die Rohrleitungen des Kompressors KSE-3m bei 2,77 und 5,84 m Länge führte die Verwendung eines Blindtriebes mit der Länge $l = 1,65$ m zu einer Verringerung der Eigenfrequenz der Rohrleitung, wie in der Tab. gezeigt wird. Der Trieb wurde im Abstand $l = 1,2$ m vom Zylinderangebracht.

Resonanzfrequenz der Wellenumdrehung
 f_K , l/s (U/min)

Rohrlänge, m	Nr der Harmonischen m					
	1	2	3	4	5	6
2,77 (ohne Trieb)	—	16,0 (960)	10,7 (640)	8,0 (480)	—	5,3 (320)
2,77 (mit Trieb)	—	12,5 (750)	8,3 (500)	6,3 (375)	—	4,2 (250)
5,84 (ohne Trieb)	16,0 (960)	8,0 (480)	5,3 (320)	—	—	—
5,84 (mit Trieb)	13,3 (800)	6,7 (400)	—	—	—	—

Die Eigenfrequenz des Systems wurde nach Formel

$$\operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_a}{a} - \operatorname{ctg} \frac{\omega_0 l_b}{a} + \frac{V_0 \omega_0}{aF} + \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a} = 0. \quad (11)$$

$$1 - \frac{\omega_0 V_0}{aF} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}$$

bestimmt.

In Abb. 10 sind die Kurven der verdoppelten Druckschwankungsamplituden in einer Rohrleitung mit Trieb (durchgehende Linien) und ohne Trieb (gestrichelte Linien) abgebildet. Aus der Graphik ist er-

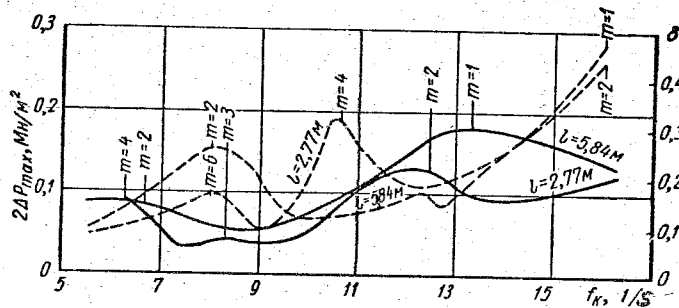


Abbildung 10. Abhängigkeit der verdoppelten Druckschwankungsamplituden und des Druckungleichförmigkeitsgrades in einer Druckleitung der 2. Stufe des Kompressors KSE-3m in Abhängigkeit von der Drehzahl:

———— mit Blindtrieb; - - - - - ohne Blindtrieb

sichtlich, daß eine Verschiebung der Eigenfrequenz eintrat, wenn ein Trieb vorhanden war, sowie eine Senkung der Schwingungsamplitude, und folglich auch des Druckungleichförmigkeitsgrades bei Resonanz mit den entsprechenden Harmonischen.

D ä m p f u n g d e r D r u c k s c h w a n k u n g e n
b e i E i n b a u e i n e r P u f f e r k a p a z i t ä t
i n d i e R o h r l e i t u n g e n

1. Die Pufferkapazität teilt die Rohrleitungen auf. Der Einbau einer Pufferkapazität, die die Rohrleitung aufteilt, gestattet es, die Druckschwankungen in der Leitung nach der Kapazität und dem Kompressor zu dämpfen.

In experimentellen Untersuchungen wurde das Mindestvolumen der Pufferkapazität, die die Leitung aufteilt, mehrmals bestimmt.

Als objektive Analyse dafür, daß die Größe der Pufferkapazität ausreicht [2,3], kann die Größe der Differenz in den Eigenfrequenzen dienen, die für eine Rohrleitung zwischen Kompressor und Trennglied errechnet wurden, unter Berücksichtigung ihres Volumens und unter der Annahme, daß ihr Volumen $V = \infty$. Im einfachsten Fall Zylinder-Leitung-Kapazität findet man die Größe $\omega_{V=\infty}$ nach der Formel

$$\operatorname{tg} \frac{\omega_{V=\infty} l}{a} = \frac{aF}{V_0 \omega_{V=\infty}},$$

und ω_V nach Formel

$$V_0 \frac{\omega_V}{aF} = \frac{V_0 \omega_V}{aF} + \operatorname{tg} \frac{\omega_V l}{a}.$$

Auf der Grundlage der Versuchsdaten kann man den Schluß ziehen, daß die Kapazität die Rohrleitung in dem Fall in zwei eigenständige Schwingungssysteme aufteilt, wenn

$$\frac{\omega_{V=\infty} - \omega_V}{\omega_V} \leq 40\%,$$

da dabei der Druckungleichförmigkeitsgrad hinter der Kapazität nicht größer ist als die zulässigen Werte.

2. Die Pufferkapazität wurde am Kompressorzylinder eingebaut. Die Dämpfung der Druckschwankungen in der Rohrleitung durch die Pufferkapazität, die am Zylinder eingebaut war, wurde experimentell an einer Rohrleitung der 2. Stufe des Kompressors KSE-3m durchgeführt.

In 0,54 m Abstand von Zylinder wurde ein Zwischenbehälter mit der Kapazität $V = 0,19 \text{ m}^3$ angebracht. Der Druckungleichförmigkeitsgrad in der Rohrleitung war nach dem Zwischenbehälter bei 960 und 480 U/min gleich und betrug 0,008. Nach dem Nomogramm von Chilton und Handley (Abb. 1) und bei $V_B/V_n = 110$ die Druckungleichförmigkeit 0,01 sein, was ziemlich gut mit dem Versuch übereinstimmt.

D ä m p f u n g d e r D r u c k s c h w a n k u n g e n
m i t H i l f e e i n e s a k u s t i s c h e n F i l -
t e r s

Im Kompressor KSE-3m wurde in einer Druckleitung mit der Länge $l = 2,77 \text{ m}$ und dem Durchmesser 0,064 m die Funktion eines akustischen Filters (Abb. 11) überprüft, das aus vier Abschnitten mit einem Volumen von jeweils $V = 0,01 \text{ m}^3$ bestand.

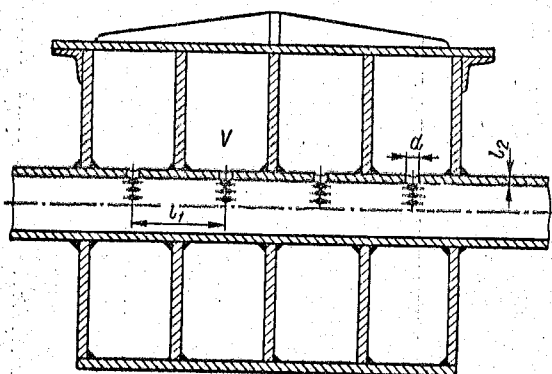


Abbildung 11. Schematische Darstellung
des akustischen Versuchsfilters

Bei einem Lochdurchmesser von $d = 0,008$ m und einer Anzahl von 5 Löchern in der Zelle hatte das Filter die folgenden Eigenschaften: $l_2 = 0,003$ m; $C = 0,0271$ m; $l_1 = 0,083$ m; $a = 400$ m/s; $\beta = 1,428$; $g = 0,0432$.

Die Größe g für dieses Filter ist deshalb so klein, damit das Filter nach seinen Eigenschaften an ein Hochfrequenzfilter herankommt. Wenn man berücksichtigt, daß die Dämpfungsgrenzen gewöhnlich verwaschen sind, und auch in Betracht zieht, daß sie umso mehr verwaschen, je größer β ist, dann ist anzunehmen, daß die Grenze zwischen Nieder- und Hochfrequenzfiltern bei kleinen g -Werten praktisch verschwunden ist. In Abb. 12 ist die Charakteristik des Hochfrequenzfilters dargestellt und der Punkt mit den Koordinaten $\beta_1 = 1,428$ und $\frac{\omega_3}{\omega_0} = 0,0138$ markiert, der diesem Filter und der zu dämpfenden Anregungsfrequenz bei einer Umdrehungsfrequenz von 16 1/s (960 U/min) und $m = 2$ entspricht.

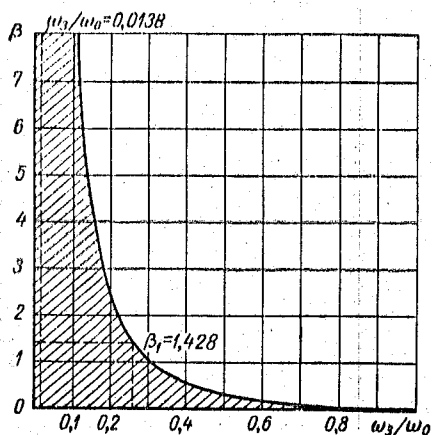


Abbildung 12. Grenzwertkurven des Hochfrequenzfilters. Charakteristik des Versuchsfilters $\beta_1 = 1,428$

In Abb. 13 sind die Diagramme des Drucks in der Druckleitung nach dem Filter in Abhängigkeit von der Anzahl der arbeitenden Abschnitte dargestellt. Aus dem Diagramm erkennt man, daß der Druckungleichförmigkeitsgrad bei $f_k = 16$ l/s stark von 0,4 bei einer Leitung ohne Filter auf 0,1 abnimmt, Wenn alle vier Filterabschnitte arbeiten. Dabei wurde kein großer Unterschied im Druckungleichförmigkeitsgrad bei einem oder vier Filterabschnitten erzielt.

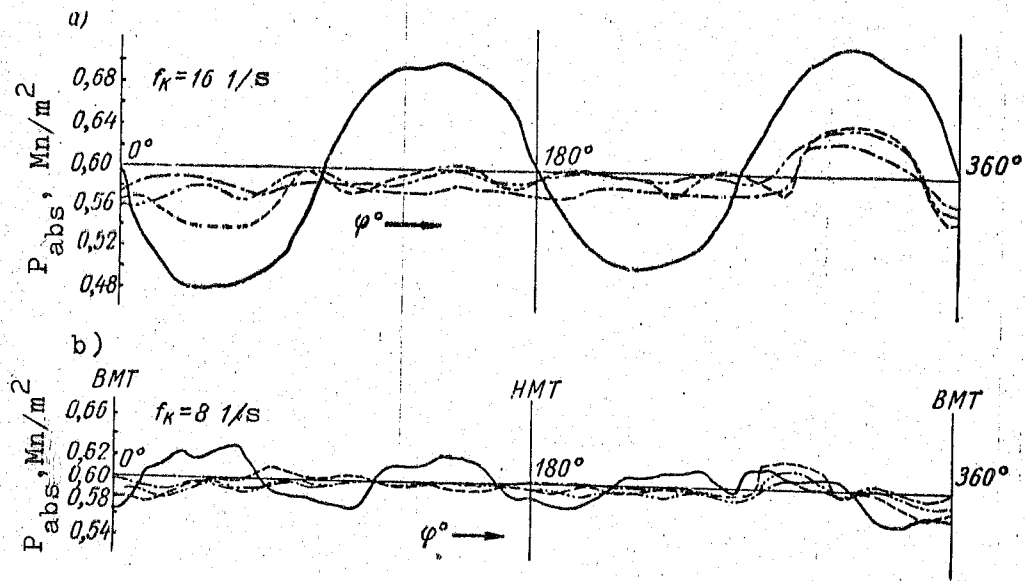


Abbildung 13. Diagramme des Drucks in einer Druckleitung der 2. Stufe des Kompressors KSE-3m nach dem akustischen Filter in Abhängigkeit von der Anzahl der eingeschlossenen Abschnitte:

— ohne Filter; - - - - ein Filterabschnitt,
- · - · - zwei Filterabschnitte; · - · - · - vier Filterabschnitte.

HMT - unterer Totpunkt; BMT - oberer Totpunkt

Schlußfolgerungen

Bei der Planung von Kompressoranlagen muß unbedingt eine akustische Berechnung der Zwischenstufenleitungen und des Gerätes durchgeführt werden, um Leistungsminderung, Kapazitätsverluste und gefährliche Schwingungen der Rohrleitungen, die eine Folge der Resonanzschwingungen des Gasdrucks sind, zu vermeiden.

Um Schwingungen des Gerätes und der Verbindungen auszuschließen ist es außerdem ebenfalls notwendig, eine Berechnung des mechanischen Systems durchzuführen.

In der Planungspraxis des Leningrader Wissenschaftlichen Forschungsinstitut für chemischen Maschinenbau (LenNIIchimmaš) sind akustische Berechnung von Zwischenstufenleitungen zu einem festen Bestandteil geworden. Einige der geplanten Maschinen sind bereits in Betrieb und bestätigen die Richtigkeit der gewählten Berechnungsmethode.

L i t e r a t u r

1. Гладких П. А., Хачатурян С. А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. М., Машигиз, 1959.

Gladkich, P.A., Chačaturjan, S.A.:

Vibracii v truboprovodach i metody ich ustraneniija.

Moskva: Gosudarstvennoe naučno-techničeskoe izdatel'stvo mašinstroitel'noj literatury, 1959.

〈Schwingungen in Rohrleitungen und die Methoden zu ihrer Verhinderung〉

2. Кондратьева Т. Ф. и Петрова Ф. П. Колебания давления во всасывающем трубопроводе и их влияние на работу поршневого компрессора. — «Химическое машиностроение», 1960, № 5.

Kondrat'eva, T.F., Petrova, F.P.: Kolebanija davlenija vo vsasyvajusćem truboprovode i ich vlijanie na raboty poršneвого компрессора.

In: Chimičeskoe mašinstroenie. Moskva, 1960, Nr 5, S. 21 - 25.

〈Druckschwankungen in der Ansaugleitung und ihr Einfluß auf die Arbeitsweise eines Kolbenkompressors〉

3. Кондратьева Т. Ф. и Петрова Ф. П. Потери мощности поршневого компрессора в результате колебаний давления в нагнетательном трубопроводе. — «Химическое машиностроение», 1962, № 1.

Kondrat'eva, T.F., Petrova, F.P.: Poteri moščnosti poršneyogo kompressora v rezul'tate kolebanij davlenija v nagnetatel'nom truboprovode.

In: Chimičeskoe mašinostroenie. Moskva, 1962, Nr 1, S. 20 - 25.
<Leistungsverluste eines Kolbenkompressors infolge Druckschwankungen in der Ansaugleitung>

4. Chilton, E., Handley, L.: Pulsations in Gas-Compressor Systems.

In: Transactions of the ASME. American Society of Mechanical Engineers. New York, 74 (1952), August, S. 931 - 943.

5. Schmidt, Thomas: Schwingungen in Auspuffleitungen von Verbrennungsmotoren.

In: Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Ausgabe A. Berlin, 5 (1934), Nr 5, S. 226 - 237.

Stuttgart, den 24. Januar 1977

übersetzt von

Ottmar Pertschi
(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer

Übersetzungsstelle
der Universitätsbibliothek Stuttgart