

Zinčenko, V.I.

ÜBER EIN GERÄUSCH MECHANISCHEN URSPRUNGS BEI MOTOREN MIT SELBST-
ZÜNDUNG

Deutsche Übersetzung aus:

Trudy. Central'nyj naučno-issledovatel'skij institut
morskogo flota. Leningrad, 1(1955), Nr 2, S. 100 - 120.

Russ.: **О ШУМЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ
С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ**

O šume mehaničeskogo proischoždenija dvigatelej
s vosplamenenijem ot sžatija

Verbrennungsmotoren besitzen neben den Ein- und Auslaßsystemen und dem Verbrennungsprozeß noch andere starke Geräuschquellen, hauptsächlich mechanischen Ursprungs. Dazu zählen: 1) das Kurbelgetriebe; 2) das Einspritzsystem; 3) die Motorsteuerung und 4) verschiedene Hilfsmechanismen, die an den Motor und das Getriebe angeschlossen sind.

Motoren mit an sich gleichem Betriebszustand können unterschiedliche Geräuschniveaus und -spektren erzeugen. Dies hängt mit den Konstruktionsbesonderheiten, dem Werkstoff, der Schnellläufigkeit, den Abmessungen und der Anzahl der Zylinder, dem Gleichlauf und mit anderen Faktoren zusammen.

Die Geräuschstärke hängt vor allem von der zeitlichen Veränderung der Kräfte ab, die auf die beweglichen Motorteile einwirken. Diese Kräfte verursachen unterschiedliche mechanische Stöße. Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Untersuchung des mechanisch verursachten Geräusches infolge von Stößen in den Gelenken des Kurbelgetriebes.

1. Geräusch aufgrund von Stößen im Kurbelgetriebe

Die größte Bedeutung bei der Entstehung von mechanisch verursachtem Geräusch haben die Stöße im Kurbelgetriebe, und hier, wie die Versuche zeigten, hauptsächlich die Kolbenstöße beim Anlagewechsel.

Die Stärke des mechanisch verursachten Geräuschs aufgrund der Stöße im Kurbelgetriebe bestimmen die konstruktiven und dynamischen Faktoren, von denen Masse und Geschwindigkeit der zusammenstoßenden Körper abhängen, und auch die Frequenz und Stärke der Vibrationen der einzelnen Motorteile und Baugruppen. Zu diesen Faktoren sind vor allem zu zählen:

- 1) Drehzahl;
- 2) Spielgröße in den Gelenken;
- 3) Gewicht von Kolben und Pleuel;
- 4) Art der Krafteinwirkung P_s auf den Kolben [$P_s = f(P_g, P_j, G_n)$];
- 5) Verhältnis von Kurbelradius zur Pleuellänge λ ;
- 6) Werkstoff und Materialdicke von Motorblock und Zylinderdeckel;
- 7) Taktzahl;
- 8) Zahl der Zylinder;
- 9) Viskosität des Schmieröls u.a.

Es ist eine schwierige Aufgabe, jeden genannten Faktor zu untersuchen, und geht auch über den Rahmen dieser Arbeit hinaus. Deshalb untersuchen wir hier nur die wichtigsten Faktoren, deren Einfluß auf das Geräusch von Verbrennungsmotoren durch experimentelle Untersuchungen untermauert wurde.

Die auf die beweglichen Kurbeltriebeteile einwirkenden Kräfte setzen sich zusammen aus dem Gasdruck P_g , den Trägheitskräften P_j und dem Gewicht G_n . Als Beispiel betrachten wir die Veränderung der Kräfte, bezogen auf die Kolbenfläche, die im Kurbelgetriebe eines Viertaktmotor 8DR 43/61 auftreten (Abb. 1).

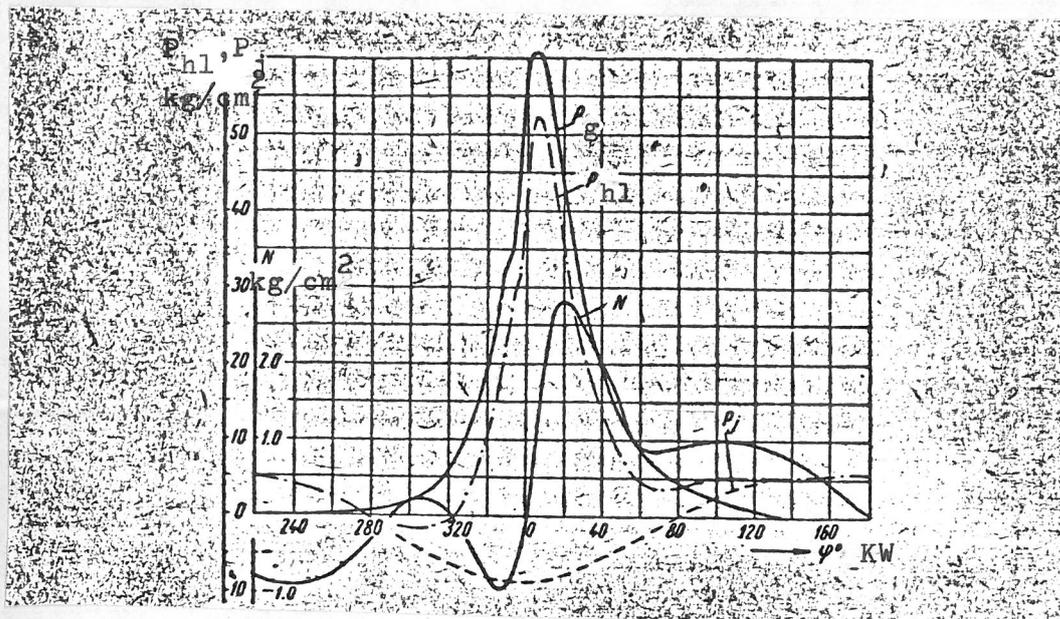


Abb. 1. Die im Kurbelgetriebe des Viertaktmotors 8DR 43/61 auftretenden Kräfte.

($N_e = 1\,800$ PS, $n = 250$ U/min)

P_g^e Gasdruck; P_{hl} Druck auf das Hauptlager; P_j Trägheitskräfte der sich hin und herbewegenden Teile; N Normalkraft.

Der Gasdruck wurde nach einem Indikatordiagramm bestimmt, das für den Zustand $N_e = 1\,800$ PS, $n = 250$ U/min aufgezeichnet wurde. Die Trägheitskräfte P_j und die Normalkraft N wurden nach der aus der Theorie über Verbrennungsmotoren bekannten Formel berechnet [1].

Aus den Kurven in Abb. 1 geht hervor, daß der Kolben aufgrund der Vorzeichenveränderung der Kraft N während einer Kurbelwellenumdrehung 4 mal von einer zur anderen Seite des Zylinders in der Bewegungsebene des Kurbelgetriebes wechselt. Aufgrund des Spiels zwischen Kolben und Buchse erfährt der Kolben während des Wechsels eine Querbewegung, die mit einem Schlag an die gegenüberliegende Zylinderwand bei der Berührung endet. Der stärkste Schlag tritt dabei im OT auf, da die Kraft N in diesem Fall die größte Anstiegsgeschwindigkeit besitzt. Dabei geht der Schlag immer zu der Seite, die der Kurbelwellendrehrichtung gegenüberliegt (Abb. 2c). Infolge der negativen Normalkomponente aus

den Trägheitskräften im "untätigen" OT ¹⁾ des Viertaktmotor verläuft der Wechsel hingegen zur gegenüberliegenden Seite der Umdrehung (Abb. 2b). Je nach Umdrehung verläuft der Kolbenschlag auch im UT in derselben Richtung.

Art und Zeitpunkt der Kolbenstöße bei anderen Stellungen der Kurbelkröpfung des Viertaktmotors kann man an der Veränderung der Kraft N und nach dem Phasendiagramm in Abb. 2a, b, c, verfolgen.

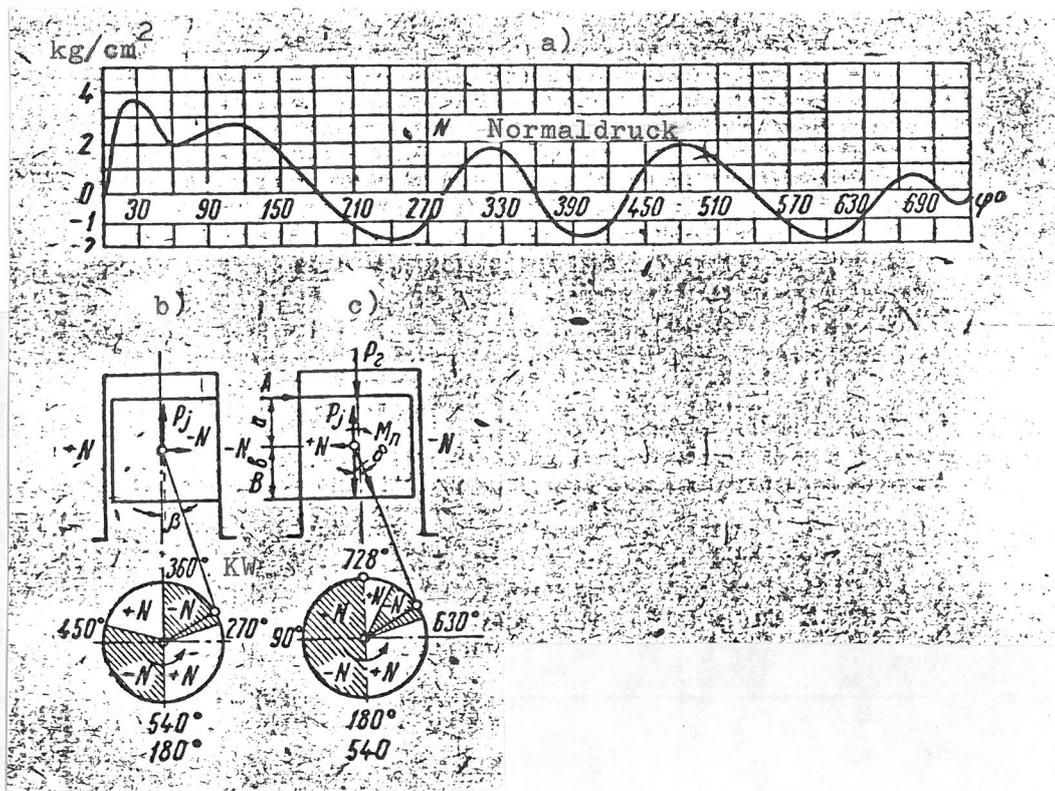


Abb. 2. Die im Kurbelgetriebe des Viertaktmotors auftretenden Kräfte.

a) Normaldruck; b) Ladungswechsel-OT; c) Zünd-OT.

¹⁾ Als untätigen OT des Viertaktmotors bezeichnen wir jenen OT in dem es zu keiner Kompressionszündung kommt, d.h. der zwischen dem Aus- und Einlaßhub liegt.

Als tätigen OT bezeichnen wir jenen OT, in dem es zu einer Kompressionszündung kommt (nach dem Kompressionshub).

Im deutschen Sprachraum spricht man von Ladungswechsel-OT oder Gaswechsel-OT (für "untätiger" OT) und von Zünd-OT (für "tätiger" OT). Diese gängigen Ausdrücke werden desweiteren auch verwendet. (Anm. d. Übers.)

Was das Bolzenlager betrifft, so kommt es hier infolge der starken Richtungsänderung der Gesamtkraft P_{hl} (Abb. 1, Kurve P_{hl}) zu einem Schlag:

$$P_{hl} = P_s = P_g \pm P_f + G_n \quad (1)$$

Die Kurve P_{hl} beweist, daß es im Bolzenlager von Viertaktverbrennungsmotoren im Intervall $\varphi = 285 - 330^\circ$ einer Kurbelwellenumdrehung Stöße geben kann.

Nach dem Vektordiagramm der auf den Kurbelzapfen des Motors 8DR 43/61 einwirkenden Kräfte (Abb. 3) kann man Stärke und Zeitpunkt der Stöße im Kurbellager beurteilen. Der sich jede Umdrehung wiederholende Hauptstoß kann aufgrund des Querschlages ein Klopfen des Pleuelstangenfußes gegen den Kurbelzapfen hervorrufen.

Aus der Dynamik ist bekannt, daß die Schlagstärke gekennzeichnet wird durch den Kraftimpuls

$$I = \int P dt \quad (2)$$

mit τ Schlagzeit;
 P Resultierende der auf einen sich bewegenden Körper einwirkenden Kräfte;

Die Gleichung des Schlages kann folgendermaßen beschrieben werden:

$$mv_1 - mv_2 = \int P dt \quad (3)$$

mit mv_1 und mv_2 Bewegungsgröße vor und nach dem Schlag;
 v_1 und v_2 Bewegungsgeschwindigkeiten vor und nach dem Schlag

Wenn die Werkstoffe der aufeinandertreffenden Körper bekannt sind, dann sieht die Gleichung des Schlages auf ein unbewegliches Hindernis folgendermaßen aus:

$$\int P dt = mv_1(1+k) \quad (4)$$

mit k Stoßziffer, gleich der Geschwindigkeitsrelation

$$k = \left| \frac{v_2}{v_1} \right|$$

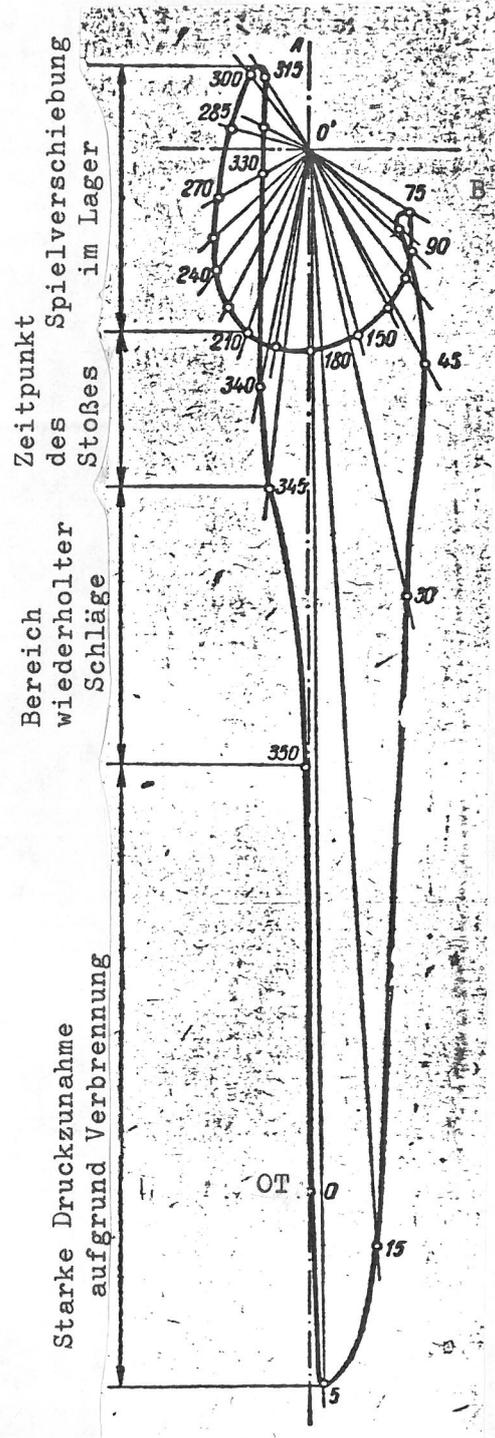


Abb. 3. Vektordiagramm der Drücke auf das Kurbellager des Zweitaktmotors 8DR 43/61.

($N = 1\ 800$ PS; $n = 250$ U/min)

A Kontakt in der unteren Kurbellagerhälfte; B Kontakt in der oberen Kurbellagerhälfte.

der Wert k liegt innerhalb von

$$0 < k < 1$$

wobei $k = 0$ den absolut unelastischen und $k = 1$ den absolut elastischen Schlag bezeichnet.

Beim Aufeinandertreffen elastischer Körper kommt es zur Oberflächenverformung, die danach in eine Vibration im Bereich der Schallfrequenzen

übergeht. Der Geräuschpegel hängt dabei von der Schlagstärke, der Amplitude, der Schwingungsfrequenz und den Abmessungen der vibrierenden Oberflächen ab.

Von ausschlaggebender Bedeutung für die Kolbenstöße ist, daß der aufschlagende Körper die unmittelbar abstrahlende Motorfläche vibrieren läßt, wobei meistens ein Schlag Eisen auf Eisen vorliegt. Der Schlag des Eisen- oder Stahlbolzens in den Lagern wird durch das weiche Lagermetall stark abgedämpft. Dabei werden die Schallschwingungen durch die gesamte Kette der Verbindungsglieder des Kurbelgetriebes, die durch den Ölfilm voneinander getrennt sind, auf die abstrahlende Oberfläche übertragen. Deshalb ist das schlagverursachte Geräusch in den Lagern bei normaler Arbeitsweise des Motors wesentlich schwächer als das durch die Kolbenstöße verursachte Geräusch. Dadurch läßt sich auch erklären, warum bei einem ausreichend großen Wert der Druckzunahmegeschwindigkeit W_{\max} und W_{mittler} , die sich direkt auf die Schlagstärke in den Kurbeltrieb belagern auswirkt, keine merkliche Geräuschverstärkung der Motoren JaAZ-204 und 3-D6 festgestellt werden konnte, oder umgekehrt: bei gleichzeitiger Zunahme von P_z und ρ (und relativ geringer Zunahme von W_{\max} und W_{mittlere}), was zur Verstärkung der Kolbenstöße beiträgt, wurde eine spürbarere Veränderung der Vibrationsstärke und des Geräuschpegels festgestellt [2].

Die Versuche zeigen, daß das durch die Kolbenstöße hervorgerufene Klopfen das Geräusch von Verbrennungsmotoren wesentlich beeinflusst.

Bevor wir die experimentelle Untersuchung dieser Frage behandeln, wollen wir die wichtigsten Kennwerte und theoretischen Abhängigkeiten darlegen, die für die Kolbensschlagstärke bezeichnend sind.

2. Herleitung der Gleichungen des Kolbenschlages

Wie oben bereits erwähnt, vollzieht sich die Querbewegung des Kolbens aufgrund der Veränderung der Normalkraft N , die nach der bekannten Gleichung

$$N = P_s \cdot \text{tg} \beta \quad \text{kg}$$

bestimmt wird. Dabei bezeichnen $P_s = P_r - P_j$ die längs der Zy-

linderachse wirkende Kraft, kg^1); P_g den Gasdruck auf den Kolben, wobei $P_g = f(p, W, P_s, \text{zünd})$

Wir nehmen für die Kraft N eine zeitlich konstante Änderung an, d.h.

$$\frac{dN}{dt} = N = \text{const.}$$

was auf das geringe Intervall vom OT bis zum Verschiebungsende zulässig ist (Abb. 1). Dann ist die auf den Kolben in horizontaler Richtung wirkende Kraft gleich

$$P = Nt$$

Nach dem 2. Satz der Mechanik nimmt die Gleichung für die Querbewegung folgende Gestalt an:

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = Nt$$

Da aber $\frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{dv}{dt}$ ist $\frac{Nt}{m} = \frac{dv}{dt}$

- Hier gilt:
- m Masse von Kolben und Pleuel;
 - s Spiel zwischen Kolben und Buchse;
 - v Geschwindigkeit der Kolbenquerbewegung.

Wir dividieren die Variablen und integrieren im Zeitintervall $\Delta t = t_s - t_0$ und erhalten den Ausdruck für die Geschwindigkeit v der Kolbenquerbewegung:

$$v = \int_{t_0}^{t_s} dtv = \int_{t_0}^{t_s} \frac{Ntdt}{m}$$

hieraus folgt:

$$v_s - v_0 = \frac{Nt_s^2}{2m} - \frac{Nt_0^2}{2m}$$

Wir berücksichtigen, daß im OT, d.h. bei $t_0 = 0$, auch $v_0 = 0$ ist, und erhalten den endgültigen Ausdruck für die Kolbengeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Schlages:

$$v_s = \frac{Nt_s^2}{2m} \quad \text{m/sec} \quad (6)$$

1) Die Gewichtskräfte der bewegten Teile vernachlässigen wir in diesem Fall.

Wir integrieren weiter und erhalten die Gleichung für den Kolbenweg:

$$s = \int_{t_0}^{t_s} v dt = \int_{t_0}^{t_s} \frac{Nt^2}{2m} dt,$$

hieraus folgt

$$s = \frac{Nt_s^3}{6m} \text{ m.} \quad (7)$$

Die Zeit für die Spielverschiebung bei Querbewegung des Kolbens ist gleich

$$t_s = \sqrt[3]{\frac{6sm}{N}} \text{ sec.} \quad (8)$$

woraus die Geschwindigkeit zum Zeitpunkt des Schlages folgt:

$$v = \frac{Nt_s^2}{2m} = \frac{N}{2} \sqrt[3]{\frac{36s^3m^2}{N^3m^3}} = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{36s^2N}{m}} \text{ m/sec.} \quad (9)$$

Der Zeitpunkt des Kolbenschlages gemessen in Graden des Drehwinkels der Kurbelwelle vom OT, ist gleich:

$$\varphi_1^0 = 6nt_s \text{ }^\circ \text{ KW} \quad (10)$$

wobei n Drehzahl der Kurbelwelle/min.

Wir setzen den Wert t_s aus Gleichung (8) ein und erhalten

$$\varphi_1^0 = 6n \sqrt[3]{\frac{6sm}{N}} = 10,91n \sqrt[3]{\frac{s \cdot m}{N}} \text{ }^\circ \text{ KW} \quad (11)$$

Berücksichtigt man, daß

$$N \approx P_s \cdot \text{tg } \beta,$$

wobei

$$\text{tg } \beta \approx \sin \beta,$$

kann man schreiben:

$$N \approx P_s \cdot \lambda \sin \varphi, \quad (12)$$

λ bezeichnet dabei das Verhältnis von Kurbelradius zur Pleuelstangenlänge.

Wir differenzieren (12) und erhalten den Ausdruck für die Normaldruckänderung unter der Bedingung $P_s = \text{const.}$ (Ohne großen Fehler kann letzteres gleich dem mittleren Wert P_s während der Spielverschiebung angesetzt werden):

$$\dot{N} = \frac{dN}{dt} = \omega P_s \lambda \cos \omega t \quad (13)$$

Die Versuche zeigen, daß die Zeit der Kolbenverschiebung innerhalb von $\varphi_1 = 10 - 18^\circ$ einer Kurbelwellendrehung nach OT schwankt, weshalb $\cos \omega t \approx$ durch seinen mittleren Wert in diesem Intervall ersetzt werden kann:

$$\cos \omega t \approx 0,98$$

Wir setzen den Wert N in Gleichung (11) ein und erhalten die Abhängigkeit für den Zeitpunkt des Kolbenschlages:

$$\varphi_1^0 = 10,91n \sqrt{\frac{s \cdot m}{0,98 \omega P_s \lambda}} \text{ KW,}$$

nach dem Einsetzen von $\omega = \frac{\pi n}{30} \frac{1}{\text{sec}}$ hat der Ausdruck folgende Gestalt:

$$\varphi_1^0 = 23,4 \sqrt{\frac{smn^2}{\lambda P_s}} \text{ KW,} \quad (14)$$

woraus hervorgeht, daß φ_1^0 mit zunehmender Kolben- und Pleuelstangenmasse m_1 , die an der Querbewegung beteiligt ist, zunehmender Drehzahl n und zunehmender Spielgröße s zunimmt und mit zunehmendem P_s und λ abnimmt. Eindeutig ist dabei, daß die Querbewegungsgeschwindigkeit des Kolbens umso größer und der Schlag umso stärker ist, je geringer φ_1^0 .

Nach dem Einsetzen von N in Gleichung (9) sieht der Ausdruck für die Geschwindigkeit v_s folgendermaßen aus:

$$v_s = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{36 \cdot 0,98 s^2 \omega P_s \lambda}{m}} = 0,775 \sqrt[3]{\frac{s^2 n P_s \lambda}{m}} \text{ m/sec.}$$

Die Größe des Spiels s kann durch eine lineare Funktion vom Zylinderdurchmesser D ausgedrückt werden [3]:

$$s = aD,$$

wobei a einen konstanten Faktor bezeichnet.

Deshalb gilt

$$v_s = 0,775 \sqrt[3]{\frac{a^2 D^2 n P_s \lambda}{m}} \text{ m/sec,} \quad (15)$$

Wir setzen den Wert v_s , $m = \frac{G}{g}$ und P_s in Gleichung (4) für den Stoß ein und erhalten:

$$\int P dt = 0,775 m (1+k) \sqrt[3]{\frac{a^2 D^2 n (P_r - P_f) \lambda}{m}} = 0,775 (1+k) \sqrt[3]{\frac{a^2 D^2 G^2 n (P_r - P_f) \lambda}{g^2}} \text{ kg sec.} \quad (16)$$

Hier bezeichnet G_n das Gewicht des Kolbens und des Pleuelteils, das an der Querbewegung beteiligt ist.

Im UT und Gaswechsel-OT ist der Gasdruck auf den Kolben gleich null, und die Kolbenverschiebung geschieht aufgrund der Trägheitskraft P_j deshalb ist

$$P_s = -P_j$$

wobei $P_j = m_1 r \omega^2 (\cos \varphi \pm \lambda \cos 2\varphi)$ kg ist.

Wenn man die Veränderung von P_j während eines Anlagewechsels vernachlässigt, dann gilt:

$$P_j = m_1 r \omega^2 = \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \cdot \frac{G_{n1}}{g} \cdot \frac{s}{2} \quad (17)$$

wobei:

G_{n1}	Gewicht des Kolbens und des Teils des Pleuels, der an der senkrechten Bewegung des Kolbens beteiligt ist, kg;
s	Kolbenhub, m;
n	Drehzahl/min.

Wir setzen den Wert P_j in Gleichung (16) ein und erhalten nach einigen Umformungen:

$$-\int P dt = -\frac{0,137(1+k)}{g} n^3 \sqrt{a^2 D^2 S G_n^2 G_n \lambda} \text{ kg sec} \quad (18)$$

Hieraus ist ersichtlich, daß die Kolbenschlagstärke im Gaswechsel-OT und im UT in höherem Maße als im Zünd-OT von den Abmessungen und Umdrehungen des Motors abhängt ($n^3 \sqrt{D^2 S}$). Das Minuszeichen zeigt, daß der Schlag zur Gegenseite verläuft, verglichen mit einem Schlag im Zünd-OT.

Somit hängt die von den Kolbenstößen ausgehende Geräuschstärke vor allem von den Abmessungen des Motors D , S , λ , der Drehzahl n , dem Werkstoff und Gewicht des Kolbens G_n , den Trägheitskräften und dem Gasdruck auf den Kolben P_s ab. Der Faktor K berücksichtigt den Einfluß des Werkstoffs der vom Schlag betroffenen Körper und des Ölfilms. Offensichtlich ist der Schlag umso schwächer je viskoser und dicker die Ölschicht ist.

Bei Auswertung der Metallreibestellen an den Kolbenschäften zeigt sich, daß der Schlag nicht durch die gesamte Mantellinie erzeugt wird, sondern nur durch den oberen Schaftteil, was beweist, daß ei-

ne komplizierte Querbewegung vorliegt. Der Kolben verlagert sich aufgrund der Normalkraft im Zünd-OT und erhält dabei auch eine Drehbewegung um das Bolzenlager aufgrund des Drehmoments M_p (Abb. 2):

$$M_p = P_s \delta \text{ kgm.}$$

wobei δ die Verlagerung des Bolzenlagerzentrums gegenüber der Zylinderachse (aufgrund des Spiels zwischen Schaft und Zylinderbuchse) bezeichnet.

Infolge (positiver oder negativer) Veränderung von δ stellt M_p eine komplizierte Abhängigkeit von den konstruktiven und dynamischen Faktoren des Motors dar, was auch Ursache für wiederholte Kolbenstöße ist.

Der Beginn der Drehbewegung wird bestimmt durch die Lösung der statischen Aufgabe der äußeren Kräfte, die zum Zeitpunkt des Bewegungsbeginns auf den Kolben einwirken.

Zu diesem Zweck zerlegen wir die Reaktion der Buchse von der Kraft N in die zwei Komponenten A und B (Abb. 2c), die am oberen und unteren Schaftteil angreifen und die man folgendermaßen bestimmen kann, wenn man die Reibungskräfte im Bolzenlager vernachlässigt:

$$A = \frac{P_s \delta_{\max} - Nb}{a+b} = \frac{P_s \frac{s}{2} - P_s b \operatorname{tg} \beta}{a+b} \text{ kg,} \quad (20)$$

$$B = \frac{P_s \delta_{\max} + P_s a \operatorname{tg} \beta}{a+b} \text{ kg.} \quad (21)$$

Hier bezeichnet δ_{\max} den maximalen Wert des Radialspiels zwischen Kolben und Buchse.

Offensichtlich beginnt die Drehung um den Punkt B erst, nachdem die Reaktion A gleich null ist. Deshalb kann man folgende Bedingung anschreiben:

$$M_p = M_b$$

oder

$$P_s \delta_{\max} = P_s b \operatorname{tg} \beta. \quad (22)$$

wobei $M_b = P_s b \operatorname{tg} \beta$ das Rückdrehmoment bezeichnet.

Wir ersetzen $\operatorname{tg} \beta$ in Gleichung (22):

$$\operatorname{tg} \beta \approx \sin \beta \approx \lambda \sin \varphi.$$

und erhalten den Ausdruck für den Beginn der Drehbewegung

oder

$$\sin \varphi' = \frac{P_s \delta_{\max}}{\lambda P_s} = \frac{\delta_{\max}}{\lambda b (1 - P_j/P_s)}$$
$$\varphi' = \arcsin \frac{\delta_{\max}}{\lambda b (1 - P_j/P_s)} \quad (23)$$

Nach Gleichung (23) muß die Drehbewegung vor dem OT beginnen, und früher je nachdem, wie groß δ_{\max} und wie kurz der Kolbenschaft ist. Die Berechnungen hingegen zeigen, daß bei den meisten Verbrennungsmotoren die Drehbewegung ganz nahe am OT beginnt (φ' schwankt zwischen $1 - 2^\circ$ Kurbelwinkel bis zum OT). Dies läßt die Schlußfolgerung zu, die Hub- und die Drehbewegung treten hauptsächlich gleichzeitig auf.

Bei Motoren mit kurzem Kolbenschaft kommt der Drehbewegung große Bedeutung zu: sie verstärkt den Schlag bei der Verlagerung im Zünd-OT. Anhand der theoretischen Analyse der Kolbenquerbewegung können folgende kurzgefaßte Schlußfolgerungen gezogen werden.

1. Die Kolbenquerbewegung, die aufgrund der Normalkraft N zustandekommt, erzeugt einen Schlag, dessen Stärke mit zunehmendem Durchmesser D und Kolbenhub S , der Drehzahl n der Kurbelwelle, der auf den Kolben einwirkenden Kraft P_s , des Gewichts von Kolben und Pleuel G_n und des Verhältnisses von Kurbelradius zur Pleuellänge λ größer wird.
2. Aufgrund des großen Wertes von P_s und des Drehmoments M_p erfolgt die Verschiebung des Kolbens im Zünd-OT in einem kürzeren Zeitraum, wodurch Querbewegungsgeschwindigkeit v_s und Schlagstärke zunehmen. Aufgrund der komplizierten Querbewegung erfolgt der Schlag im Zünd-OT nicht mit der gesamten Mantellinie des Kolbenschaftes, sondern nur mit seinem oberen Teil, der die größte Querbewegungsgeschwindigkeit besitzt, wodurch zum Zeitpunkt des Schlages hohe lokale Drücke und an der Schlagstelle stärkere Werkstoffverformungen erzeugt werden.
3. Die Zeit der Kolbenspielverschiebung wird bestimmt durch den Winkel φ_1 , in Graden der Kurbelwellenumdrehung (φ_1° , Kurbelwinkel) oder durch die Zeit (φ_1 m-sec), berechnet vom OT bis zum Zeitpunkt des Schlages. Bei gleichem Spiel S und bei $h = \text{const}$ ist der Wert umgekehrt proportional zur mittleren Kolbenquerbewegungsgeschwindigkeit

keit. Berücksichtigt man, daß die Drehquerbewegung im Zünd-OT grundsätzlich gleichzeitig mit der Hubbewegung erfolgt, kann der Wert gewissermaßen die Schlagstärke kennzeichnen.

4. Die hergeleitete theoretische Abhängigkeit für den Kolbenschlag bestimmt nur die Hauptfaktoren, die sich auf den Schlag auswirken, und weist auf ihren analytischen Zusammenhang untereinander hin. Dies ist bei der Berechnung des Geräuschpegels wichtig. Aufgrund einiger unbekannter Größen kann man die quantitative Abhängigkeit des Einflusses des Kolbenschlages auf den Geräuschpegel allerdings nur anhand einer experimentellen Untersuchung bestimmen.

3. Experimentelle Bestimmung des Geräuschs aufgrund der Kolbenstöße

Die Untersuchung über die Kolbenstöße wurde an einer Reihe von Motoren durchgeführt.

Untersuchungsmethode: Messungen der Geräuschpegel und der Vibration der Oberflächen eines Motors bei unterschiedlicher Arbeitsweise, gleichzeitig oszillographische Aufzeichnung der Kennwerte des Arbeitsvorganges und der Vibration der einzelnen Motorgruppen.

Als Schwingungsmesser wurde ein piezoelektrischer Schwingungsgeber mit Integrationskreis und Verstärker verwendet. Der Schwingungsgeber arbeitete nach dem Prinzip eines gewöhnlichen Beschleunigungsmesser mit der Besonderheit, daß als Fühlelement ein Geber aus Bariumtitanatkeramik (BaTiO_3) eingesetzt wurde. Die bislang in ähnlichen Geräten verwendeten Seignett-Salz- bzw. Quarzkristalle waren ungeeignet: das Salz wegen seiner geringen Temperaturbeständigkeit und hohen Hygroskopizität; der Quarz wegen seines geringen Piezoeffekts. Bariumtitanat hat einen 25 - 30fach größeren Piezoeffekt als Quarz, ist wasserlöslich und verliert seine Piezoeigenschaft (Curie-Punkt) erst bei 120°C . Bei den Messungen wurde der Schwingungsfühler auf die vibrierende Oberfläche aufgeschraubt oder flach mit der Hand angedrückt.

Die Schwingungsbeschleunigungen wurden über einen Integrator in die Schwingungsgeschwindigkeiten und Verschiebungen integriert; über eine Schleife II. Art (Eigenschwingungsfrequenz der Schleife in Luft 10 000 - 11 000 Hz) wurden die Schwingungsbeschleunigungen oszillographisch aufgezeichnet. Das Geräusch wurde mit den objektiven Geräusch-

messern "LIOT" und "Dave Instruments" gemessen, Der Druck im Zylinder wurde mit einem vom zentralen Forschungsinstitut für Dieselmotorenbau¹⁾ konstruierten Piezoquarz-Indikator festgehalten.

Die interessantesten Ergebnisse wurden beim Motor 3-D6 erzielt. Sie werden nachfolgend ausführlich dargestellt.

Motor 3-D6

Die stärksten Vibrationen des Motorblocks 3-D6 treten zum Zeitpunkt der Kolbenstöße im OT und UT auf.

Abb. 4 zeigt die Oszillogramme mit der Aufzeichnung der Motorblockschwingung bei jeweils gleicher Meßgeschwindigkeit mit und ohne Kraftstoffzufuhr. Die Aufzeichnungen 4a) und 4b) wurden hergestellt, als der Schwingungsfühler auf der Schlagseite (Seite des Auslaßstutzens) angebracht war, und Abb. 4c) bei der gegenüberliegenden Seite. Bei Abb. 4b) sind die Hauptkennwerte angeschrieben, die die Arbeitsweise des Motors und die Motorblockschwingung im jeweiligen Zustand charakterisieren. Zu diesen Werten gehören die mittlere W_{mittlere} und maximale W_{max} Druckzunahmegeschwindigkeit, die Selbstzündungsverzugszeit τ_z , der Kraftstoffzufuhrvorkwinkel φ_{vor} , der Beginn der sichtbaren Verbrennung τ_{auf} , der Druckzunahmegrad ρ , der Kolbenschlagzeitpunkt φ_1 , die Amplitude a_1 und die Frequenz f_1 der Motorvibration zum Zeitpunkt des Kolbenschlages φ_1 im Zünd-OT.

Nach Auswertung der o.g. Oszillogramme läßt sich folgendes sagen:

1. Die Art der Motorblockschwingungen bei arbeitendem Motor verändert sich bei verschiedenen Arbeitsweisen kaum. Starke Kolbenstöße stellt man auch auf den Oszillogrammen fest, die ohne Kraftstoffzufuhr, d.h. ohne Verbrennung aufgenommen wurden.
2. Der Kolbenschlagzeitpunkt, bestimmt durch den Winkel φ_1 und berechnet vom OT bis zum Beginn der starken Zunahme der Schwingungsamplitude, tritt bei Betrieb ohne Verbrennung später ein als

¹⁾ CNIDI-Central'nyj naučno-issledovatel'skij dizel'nyj institut (Leningrad) - Anm. d. Übers.

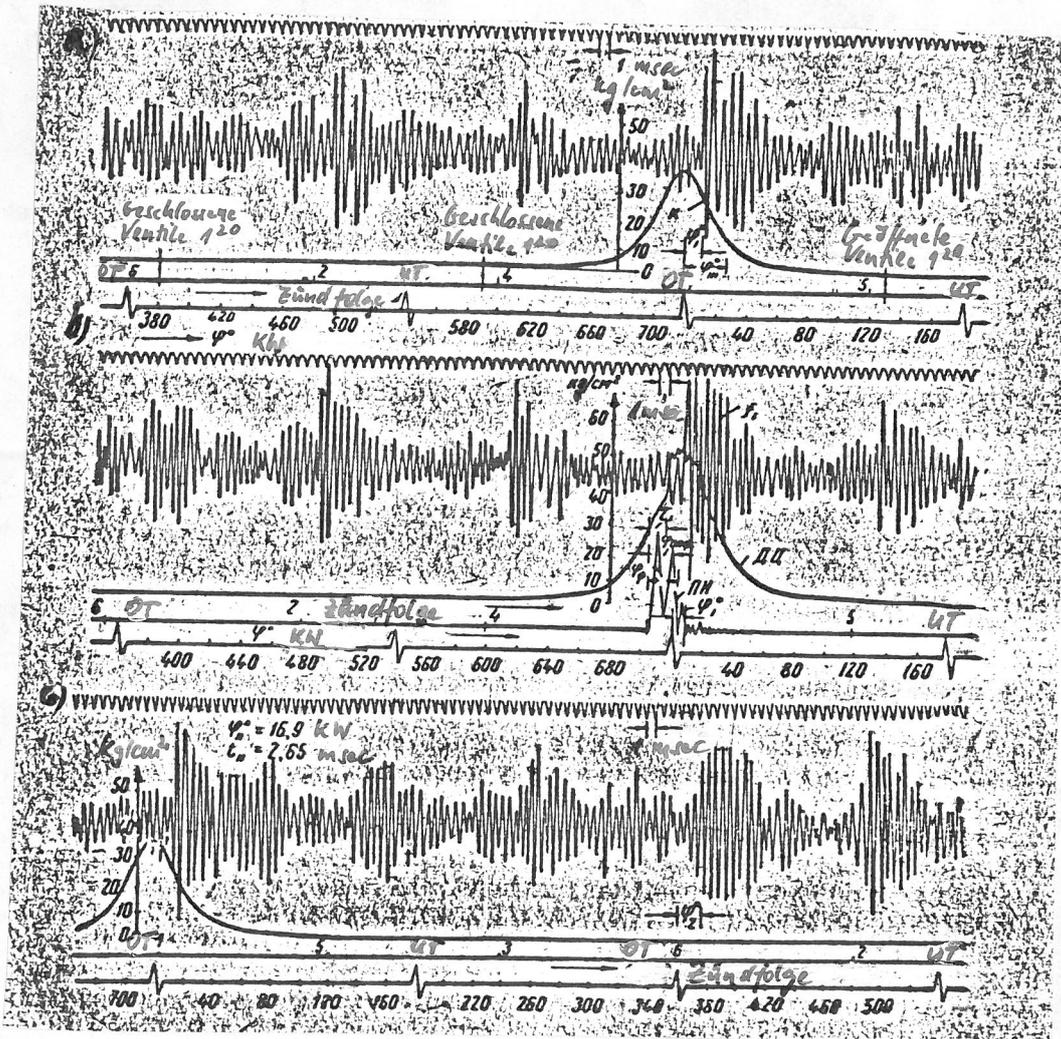


Abb. 4. Schwingungsoszillogramme des Motorblocks 3-D6.

a) Schwingung des Blocks ohne Verbrennung (Kobenschlagseite): $n = 1\ 008\ \text{U/min}$; $N_i = 0\ \text{PS}$; $P_c = 37\ \text{kg/cm}^2$; $W = 1,02\ \text{kg/cm}^2\ \text{KW}$; $\varphi_1 = 12,6\ \text{KW} = 2,1\ \text{msec}$; $f_1 = 1\ 160\ \text{Hz}$; $a_1 = 6\ 900\ \text{cm/sec}^2$.

b) Schwingung des Blocks bei normaler Verbrennung: $n = 985\ \text{U/min}$; $N_e = 106\ \text{PS}$; $P_c = 38\ \text{kg/cm}^2$; $P_z = 53\ \text{kg/cm}^2$; $\varphi_{\text{vor}} = 15,2^\circ\ \text{KW}$; $\tau_i = 11^\circ\ \text{KW} = 1,85\ \text{msec}$; $W_{\text{mittlere}} = 7,26\ \text{kg/cm}^2\ \text{KW}$; $W_{\text{max}} = 17\ \text{kg/cm}^2\ \text{KW}$; $\varphi_1 = 8,57^\circ\ \text{KW} = 1,45\ \text{msec}$; $f_1 = 1\ 440\ \text{Hz}$; $a_1 = 9\ 400\ \text{cm/sec}^2$; $\varphi_\phi = 19,2^\circ$; $R_\varphi = 0,405$; $\tau_{\text{auf}} = 4,2^\circ\ \text{KW}$.

c) Schwingung des Blocks ohne Verbrennung (kolbenschlagentgegengesetzte Seite): $N_i = 0\ \text{PS}$; $n = 1\ 001\ \text{U/min}$; $\varphi_2 = 16,9^\circ\ \text{KW}$.

bei normaler Motorfunktion. Der Wert φ_1 nahm von $8 - 9^\circ$ Kurbelwinkel = $1,45\ \text{msec}$ ¹⁾ bei voller Kraftstoffzufuhr auf $\varphi_1 = 12,6^\circ$ Kurbelwinkel = $2,1\ \text{msec}$ beim Durchdrehen des Motors zu. Die Schwingungsbeschleunigungsamplitude, die die Schlagstärke kennzeichnet,

ist im ersten Fall gleich $a_1 = 9\,400 \text{ cm/sec}^2$, im zweiten um 26,5 % geringer, nämlich $a_1 = 6\,900 \text{ cm/sec}^2$.

3. Die Verminderung der Schlagstärke beim Durchdrehen des Motors läßt sich durch die abnehmende Querbewegungsgeschwindigkeit aufgrund des Gasdrucks erklären, da der maximale Druck von $P_z = 53 \text{ kg/cm}^2$ auf $P_c = 37 \text{ kg/cm}^2$, d.h. um 29 % abnimmt.

4. Starke Kolbenstöße stellt man auch in den anderen Zylindern fest, sie treten in bestimmten Intervallen nach den entsprechenden OT auf. Je nach Größe der Schwingungsamplitude des Motorblocks zum Zeitpunkt dieser Kolbenstöße kann man beurteilen, wie stark sie mit dem unterschiedlichen Abstand von der Geräuschquelle abklingt.

5. Das Oszillogramm in Abb. 4a) zeigt die Öffnungs- und Schließungsphasen der Ein- und Auslaßventile des untersuchten Zylinders; hier kann man eine nur schwache Trennung der Stöße zum Zeitpunkt des Schließens und Öffnens feststellen. (Mit zunehmender Drehzahl bis $n = 1\,500 \text{ U/min}$ nimmt die Vibration aufgrund der Ventilstöße etwas zu).

Es muß hinzugefügt werden, daß die Ventilstöße für den Motor JaAZ-204 beim Aufzeichnen der Motorblockschwingungen nicht registriert wurden. Dies besagt teilweise, daß das Ventilgeräusch seinem Geräuschpegel nach unter dem Geräuschpegel der Kolbenstöße liegt [2].

6. Der Kolbenschlag im Gaswechsel-OT (360° Kurbelwinkel) tritt ein aufgrund der Trägheitskräfte der bewegten Teile. Der Anlagenwechsel erfolgt in Richtung der Kurbelwellendrehung, was aus dem Vergleich der Oszillogramme (Abb. 4a) und 4b)) ersichtlich ist. Auf der Einlaßseite ist die Schwingungsamplitude im Gaswechsel-OT etwas größer als auf der Auslaßseite.

7. Im Zünd-OT beobachtet man doppelte Stöße, die nacheinander erfolgen (Abb. 4a,) $\varphi_1 = 12,6^\circ$ und $\varphi_{II} = 28^\circ$. Der Grund dafür ist nicht ganz klar, obwohl sehr wahrscheinlich ist, daß sie aufgrund wiederholter Kolbenstöße auftreten. Interessant ist, daß der Zeitpunkt des Schlages auf der entgegengesetzten Motorblockseite (Abb. 4c,) eine Zwischenstellung zwischen φ_1 und φ_{II} einnimmt, nämlich $\varphi_{II} = 16,3^\circ$.

1) 1 msec = 0,001 sec.

Aufgrund des elastischen Schlages prallt der Kolben beim Anlagewechselvorgang zurück und schlägt auf die gegenüberliegende Seite, danach wird er erneut mit der Kraft N an die Zylinderbuchse gepreßt und erzeugt dabei den 3. Schlag

8. Bei Drehwinkeln der Kurbelwelle um 270° , 450° und 630° stellt man aufgrund Vorzeichenwechsels der Trägheitskräfte im mittleren Bereich des Kolbenhubes Kolbenstöße fest. Ihre Stärke ist gering.

9. Nicht uninteressant ist, daß beim Aufzeichnen des Kompressionsdruckes, der mit einem Piezogeber¹⁾ festgehalten wurde, Schwingungen auf der Expansionskurve vorkamen (Abb. 5), wenn einige aufeinanderfolgende verbrennungslose Zyklen vorlagen. Diese Schwingungen sind rein mechanischen Ursprungs und treten zum Zeitpunkt des Kolbenschlages aufgrund starker Motorblockschwingungen auf. Die beweglichen Geberteile (Kegel, Quarz, Feder) nehmen die Trägheitskräfte auf und erzeugen Piezoströme mit der Schwingungsfrequenz des Gebers. Die Schwingungen werden bei Schwingungsbeschleunigungen um $a_1 = 8\ 000 - 9\ 000\ \text{cm/sec}^2$ durch

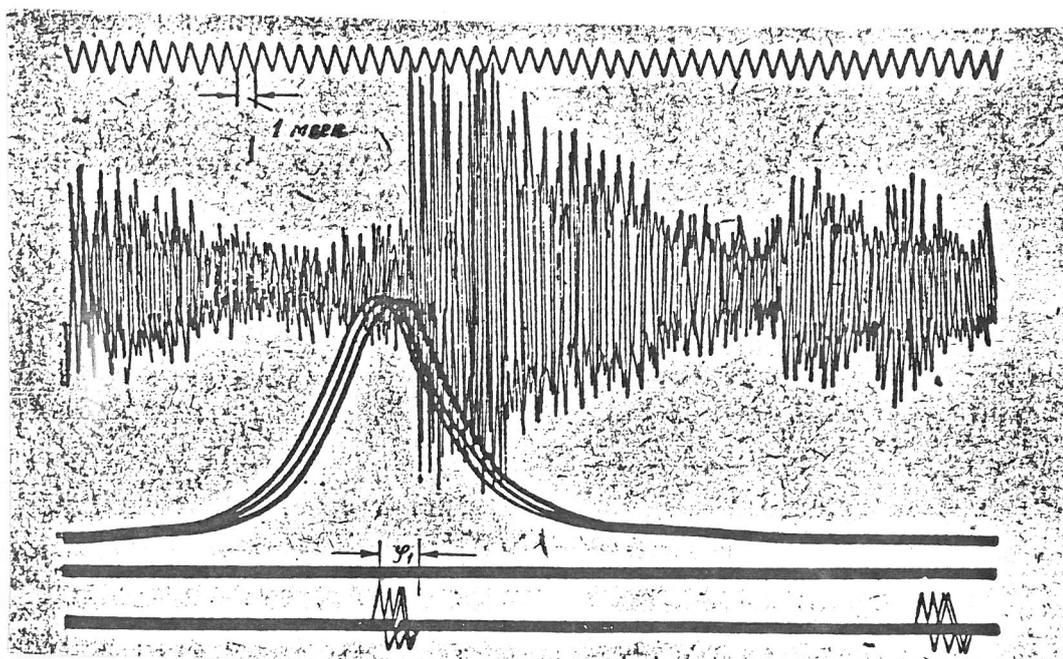


Abb. 5. Verzerrung der Druckkurve im Zylinder des Motors 3-D6 infolge Vibration des Piezoquarzgebers.

$l_1^0 = 0,1685\ \text{msec}$; $P_c = 38\ \text{kg/cm}^2$; $n = 1\ 000\ \text{U/min}$; $\varphi_1 = 12,85^\circ = 2,16\ \text{msec}$; $a_1 = 6\ 800\ \text{cm/sec}^2$.

1) Der Piezoquarzgeber wurde vom Zentralen Forschungsinstitut für Dieselmotorenbau konstruiert.

den Indikator festgehalten. Um diesen Mangel auszuschalten, müssen die beweglichen Geberteile nach Möglichkeit leichter gemacht werden, der Geber selbst muß an dem am wenigsten vibrierenden Motorteil angebracht werden.

Die Richtigkeit der gewählten Methode zur Bestimmung des Kolbenschlagzeitpunkts in Winkel φ_1 wird dadurch bestätigt, daß der Beginn der Schwingungen, die mit zwei an verschiedenen Stellen angebrachten Gebern gleichzeitig festgehalten wurden, übereinstimmt.

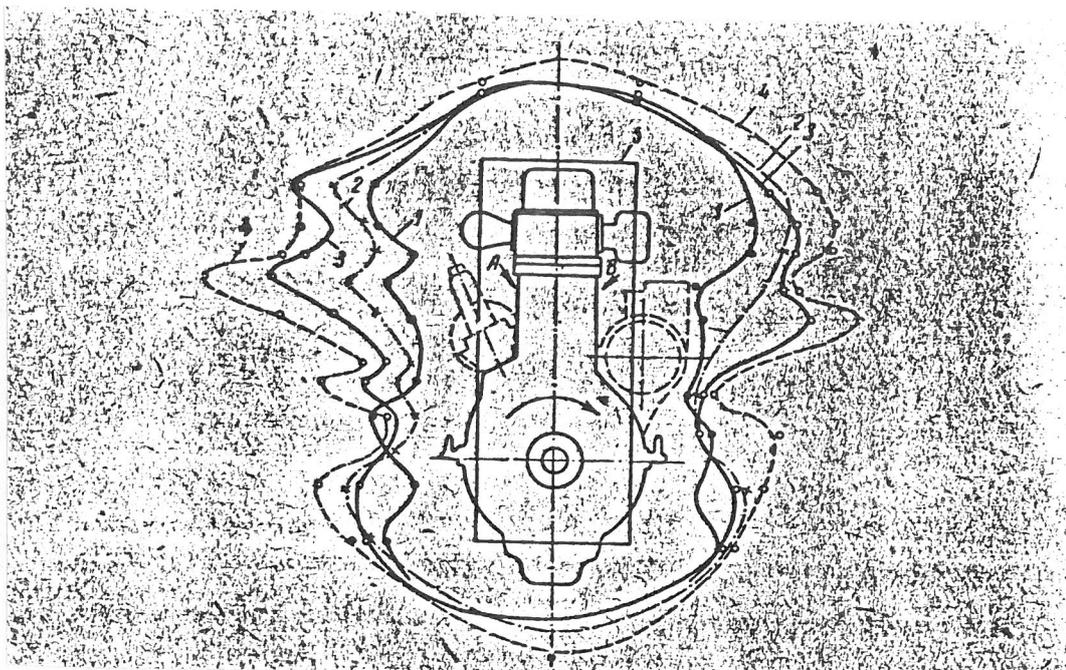


Abb. 6. Verlauf der Schwingungsgeschwindigkeiten des Motors 3-D6.

- 1) $N_e = 73 \text{ PS (70 \% P)}$, $n = 1\ 000 \text{ U/min}$;
- 2) $N_e = 102 \text{ PS (70 \% P)}$, $n = 1\ 400 \text{ U/min}$;
- 3) $N_e = 146 \text{ PS}$, $n = 1000 \text{ U/min}$, $\text{vor} = 13,0^\circ \text{ KW}$;
- 4) $N_e = 146 \text{ PS}$, $n = 1\ 400 \text{ U/min}$, $\text{vor} = 19,1^\circ \text{ KW}$;
- 5) Berechnungslinie.

Abb. 6 zeigt das Schwingungsbild des Motors 3-D6, das für die verschiedenen Betriebszustände zusammengestellt wurde. Die Kurven stellen die absoluten Mittelwerte der Schwingungsgeschwindigkeiten des Motorgehäuses dar; sie charakterisieren es als Schallenergieträger.¹⁾

¹⁾ Die Werte der Schwingungsgeschwindigkeiten wurden senkrecht zur Berechnungslinie bis zur jeweiligen Kurve berechnet.

Das Schwingungsbild veranschaulicht die relative Stärke der verschiedenen mechanischen Geräuschquellen, die eine Vibration des Motorgehäuses hervorrufen. Die größten Schwingungsgeschwindigkeiten, die bekanntlich die Stärke des von der vibrierenden Oberfläche ausgehenden Geräusches bestimmen, entsprechen den Bereichen der Kolbenstöße A und B. Auf der Seite A (Zünd-OT) stellt man dabei die stärkste Vibration fest.

Zur Erhärtung der theoretischen Schlußfolgerungen über Stärke und Zeitpunkt der Kolbenstöße wurden einige Oszillogramme untersucht, die für verschiedene Betriebszustände des Motors aufgezeichnet wurden. Die wichtigsten Daten über die Vibration zum Zeitpunkt des Kolbenschlages und einige Kennwerte, die nach den Oszillogrammen errechnet wurden, enthält Tab. 1.

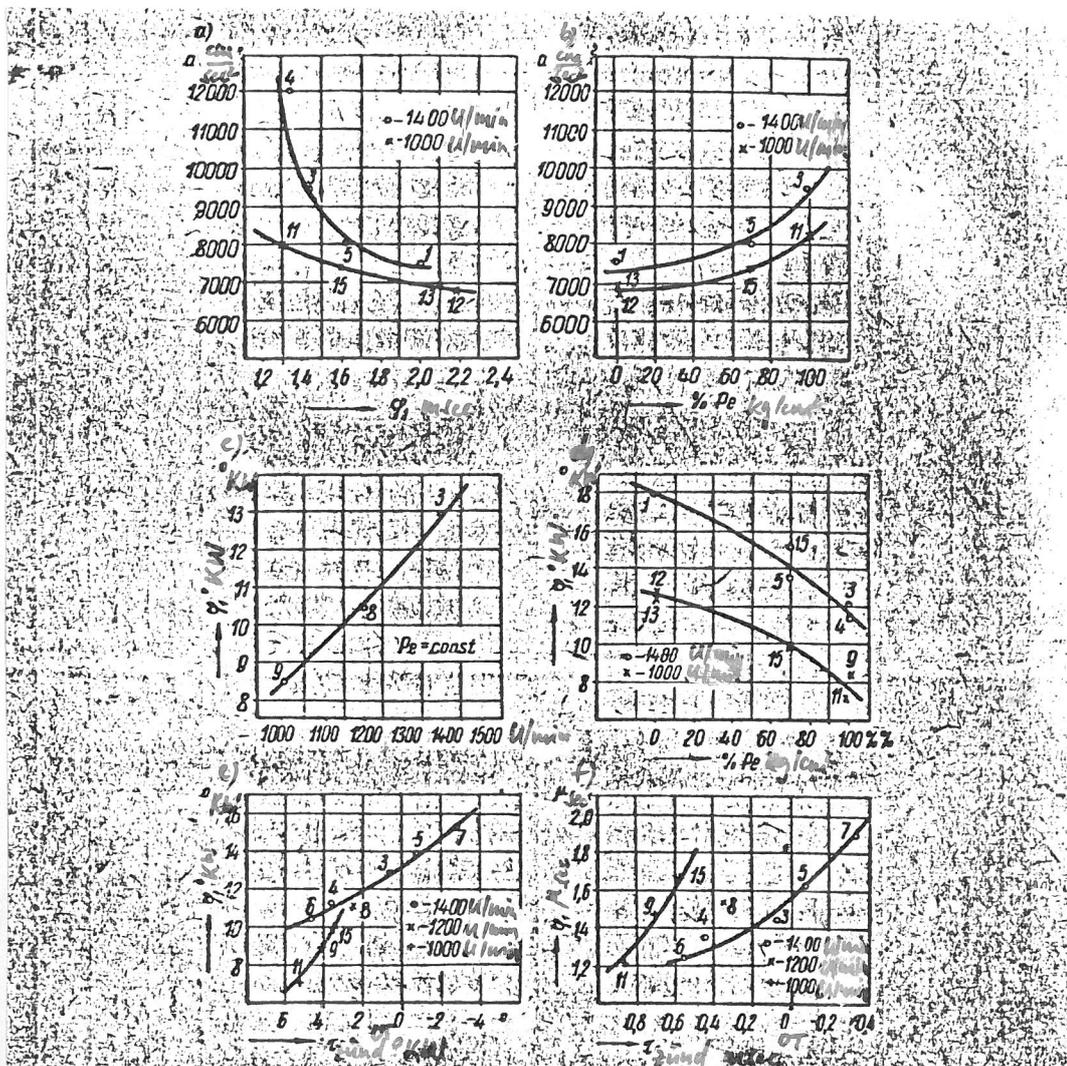


Abb. 7. Ergebnisse der Auswertung der Kolbenstöße des Motors 3-D6.

In Abb. 7a) ist die Abhängigkeit der Vibrationsstärke des Motorblocks zum Zeitpunkt des Schlages von der Größe φ_1 msec dargestellt. Wie bereits erwähnt, bewirkt die geringere Verschiebungszeit, daß die Querbewegungsgeschwindigkeit des Kolbens und die Schlagstärke zunehmen, was auch durch die Abbildung bestätigt wird.

Bei verschiedenen Geschwindigkeiten wird die Schwingung jedoch nicht gleichermaßen stärker. Dies hängt mit dem Einfluß der Umdrehungen und der verschiedenen P_s aufgrund der Trägheitskräfte P_j sowie mit der Schlagfrequenz zusammen, da die Schwingungsamplitude bei höherer Schlagfrequenz insgesamt größer wird.

Die Abhängigkeit der Schlagstärke bei unterschiedlicher Belastung und verschiedenen Drehzahlen ist in Abb. 7b) dargestellt. An der Abszisse ist der Wert des mittleren effektiven Drucks P_e in Prozenten angeschrieben (mit geringerem P_e nimmt der Gasdruck P_g ab und entsprechend auch der auf den Kolben wirkende P_s , wodurch der Schlag weicher wird). Wie zu erwarten war, verläuft die Schwingungskurve bei geringerer Drehzahl ($n = 1\ 000$ U/min) tiefer.

Abb. 7c) zeigt die Veränderung des Kolbenschlagzeitpunkts φ_1° Kurbelwinkel, gemessen in Graden einer Kurbelwellenumdrehung, in Abhängigkeit von der Drehzahl n (bei Funktion des Motors nach der äußeren Kennlinie, $P_e = \text{const}$). Hieraus geht hervor, daß die Versuchswerte φ_1° mit den nach Gleichung (14) bestimmten theoretischen Werten übereinstimmen. Die stärkere Abhängigkeit $\varphi_1^\circ = f(n)$ in der Abbildung läßt sich durch den Einfluß von P_s (mit geringerer Drehzahl nimmt P_s zu) erklären, aber auch durch den Einfluß der Kolbendrehbewegung, die anscheinend um so früher beginnt, je größer $\tau_{\text{zünd}}$, d.h. je früher der Druck stark zunehmen beginnt. Wir erinnern daran, daß der Kolben des Motors 3-D6 einen sehr kurzen Schaft hat und deshalb auf die Drehbewegung äußerst empfindlich reagiert. Durch diesen Umstand läßt sich insbesondere erklären, daß die in Millisekunden gemessene Anlagewechselzeit φ_1 msec sich beim Motor 3-D6 bei abnehmender Drehzahl kaum ändert. Bei gleichen Bedingungen nimmt φ_1 msec mit zunehmendem n zu (siehe 2. Abschnitt), was man auch den Abb. 7d) und den Oszillogrammen 1, 12 und 13 (Tab. 1) entnehmen kann. Die Abb. 7d) zeigt auch die Veränderung von φ_1° Kurbelwinkel unter dem Einfluß von P_s und n U/min.

Interessant ist die Abhängigkeit φ_1° Kurbelwinkel und φ_1 msec vom Zündzeitpunkt $\tau_{\text{zünd}}^\circ$ und $\tau_{\text{zünd}}$ msec (Abb. 7e, und 7f,). Je früher der Verbrennungsprozeß beginnt, umso geringer ist der Wert φ_1° Kurbelwinkel bzw. φ_1 msec. Mit zunehmender Drehzahl wird diese Abhängigkeit immer deutlicher. Diese Abbildungen zeigen, welchen Einfluß die Kolbendrehbewegung hat.

Der Zündbeginn $\tau_{\text{zünd}}$ beeinflusst den Kolbenstoß; einerseits schafft er die Bedingungen für einen früheren Beginn der Kolbenquerbewegung, andererseits bestimmt er die Größe des Gasdrucks im OT, was bekanntlich für die Zunahme des Normaldrucks N verantwortlich ist.

Die Zweitakt- und Viertaktmotoren JaAZ-204, 4DR 30/50, GFR u.a.

Die Kolbenstöße des Motors JaAZ-204 kann man nach dem Oszillogramm in Abb. 8 auswerten. In diesem Fall ist die dem Kolbenstoß entspre-

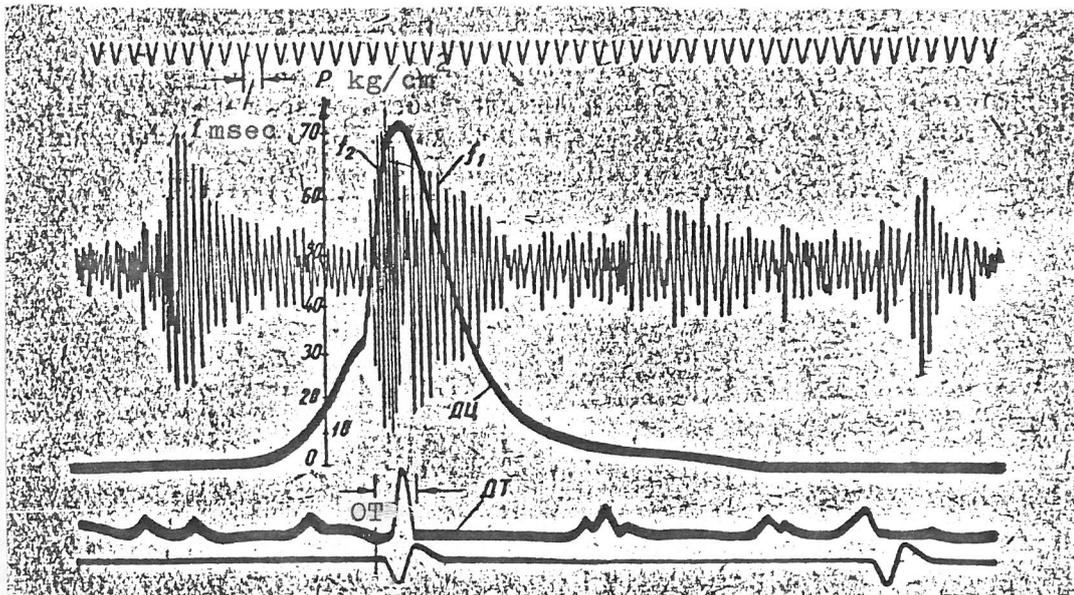


Abb. 8. Oszillogramme der Motorblöckschwingungen des hochtourigen Zweitaktmotors JaAZ-204.

$N_e = 60$ PS; $n = 1\ 130$ U/min; $P = 72$ kg/cm²; $W_{\text{mittlere}} = 3,9$ kg/cm² 1° KW = 26,5 kg/cm² 1 msec; $W_{\text{max}} = 16,6$ kg/cm² 1° KW = 113 kg/cm² 1 msec; $f_1 = 2\ 280$ Hz; $f_2 = 4\ 550$ Hz; $a_1 = 4\ 700$ cm/sec²; $a_2 = 6\ 800$ cm/sec²; $\varphi_1^\circ = 15,4^\circ$ KW = 2,26 msec.

chende Vibration wie beim 3-D6 und hat Hauptbedeutung. Vergleicht man die Geräuschpegel, die durch den Verbrennungsprozeß (Schwingungen mit der Frequenz f_2) und die mechanischen Stöße nach der Amplitude für die Schwingungsbeschleunigungen erzeugt werden, liegt der Geräuschpegel aufgrund der mechanischen Stöße um 3 - 7 dB höher. Für Abb. 8 gilt z.B.

$$\Delta L = 20 \lg \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{f_2}{f_1} = 20 \lg \frac{4700}{6800} \cdot \frac{4550}{2280} = 3,0 \text{ dB.}$$

Beim Motor JaAZ-204 schwankt der Wert φ_1^0 Kurbelwinkel zwischen 15 - 20° Kurbelwinkel und nimmt mit abnehmendem P_z und zunehmendem n zu. Ungeachtet der Zunahme von φ_1^0 Kurbelwinkel nimmt die Verschiebungszeit φ_1 msec mit zunehmendem n hingegen ab. Infolgedessen nimmt die Schlagstärke zu, was den o.g. theoretischen Schlußfolgerungen entspricht.

Die insgesamt geringere Vibration des JaAZ-204 im Vergleich zum 3-D6 läßt sich hauptsächlich mit folgendem erklären:

- a) mehr als zweimal geringeres Durchmesserspiel zwischen Kolben und Buchse;
- b) dickere Zylinderwand;
- c) verlängerter Schaft, wodurch hauptsächlich die Drehbewegung des Kolbens verhindert wird.

Eine charakteristische Besonderheit der Kolbenstöße von langsamlaufenden Motoren ist, daß die Werte φ_1^0 Kurbelwinkel zwischen 12 - 16° Kurbelwinkel gleich bleiben, d.h. gleich wie bei den hochtourigen Motoren. Die Kolbenquerbewegungsgeschwindigkeit ist bei ihnen jedoch wesentlich niedriger, was die großen Anlagewechselzeiten beweisen (Tab. 2). Hier ist φ_1 msec = 8 - 10 msec, d.h. 4 - 6 mal größer als beim 3-D6 und JaAZ-204. Dies läßt sich durch die (4 - 6 mal) geringeren Drehzahlen der genannten Motoren erklären.

Tabelle 2

	Motorart			
	3-D6	JaAZ-204	4DR 30/50	8DR 43/61
Drehzahl, U/min	1400	1500	300	250
φ_1^0 KW	11-12	15-20	16-18	12-16
φ_1 msec	1,4-1,6	1,7-2,0	8-12	8-11

Trotz der größeren Kolbenmasse und des größeren Durchmesserspiels ($s = 0,4 - 0,6$ mm) ist die Schlagstärke bei den langsamlaufenden Motoren (Abb. 9) infolgedessen geringer als bei den hochtourigen. Bei gleicher Drehzahl und Belastung erzeugen Hochleistungsmotoren demzufolge immer höhere Geräuschpegel.

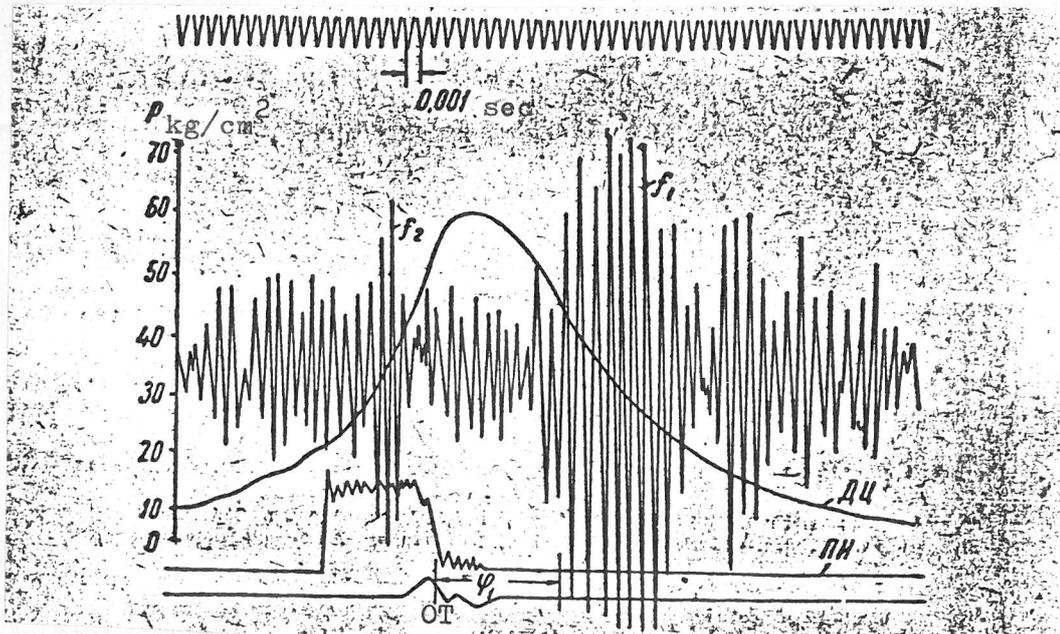


Abb. 9. Schwingungsoszillogramm des Motorblocks des langsamlaufenden Motors 4DR 30/50.

$N_e = 400$ PS; $n = 300$ U/min; $P_z = 61$ kg/cm²; $\tau_1 = 5^\circ$ KW =
 = 2,76 m/sec; $\left[\frac{dp}{dt}\right]_{\max} = 3,25$ kg/cm² l⁰; $\left[\frac{dp}{dt}\right]_{\max} = 5,9$ kg/cm²
 msec; $W_{\text{mittlere}} = 2,6$ kg/cm² l⁰; $\rho = 2,26$; $R = 0,702$;
 $\tau_{\text{zünd}} = 10,8^\circ$; $\varphi_1 = 16,5^\circ = 9,15$ msec; $f_1 = 900$ Hz; $f_2 =$
 = 1 400 Hz; $a_1 = 2\ 700$ cm/sec²; $a_2 = 750$ cm/sec².

Charakteristisch ist, daß die Motorblockschwingungen des langsamlaufenden 4DR-30/50 wie beim JaAZ-204 auf der Schlagseite in zwei Bereiche zerfallen: zum Zeitpunkt der Verbrennung und zum Zeitpunkt des Kolbenschlages. Im ersten Fall ist die Schwingungsfrequenz, die mit gasdynamischen Vorgängen im Zylinder zusammenhängt, dabei $f_2 =$
 = 1 400 Hz, im zweiten, hervorgerufen durch den Kolbenschlag, $f_1 =$
 = 900 Hz.

Abschließend sei einiges über die Ergebnisse der Versuche gesagt, die beim Durchdrehen der Motoren JaAZ-204 und GFR über Elektromotoren mit

lfd. Nr.	Motorart nach GOST	N _e PS	n U/min	Geräuschpegel, dB	
				d. Motors	am Einlaß
1	8DR 42/61	2000	250	108	118
2	4DR 30/50	400	300	103-104	118
3	6DR 30/50	600	300	106-107	116
4	6G 31,8/32	900	740	114	^{120/112} 1)
5	6CR 40/46	2000	520	113	^{120/114} 1)
6	6DKR 54/90	1500	130	103	108
7	8CR 32,4/40,6	500	225	107	112
8	8DR 30/50	800	300	107-108	114
9	8DD 45/120	3500	105	97	—
10	6CR 37,5/55	700	300	108,5	115
11	8DKR 68/120	3000	100	95	—
12	8D 52/70	3000	250	107-108	—
13	6C 21,6/31	400	800	112	—
14	3C 29/43	155	300	105	—
15 ²⁾	6CN 14,6/15,24	300	2000	119	^{130/118} 1)
16	1C 10,5/13	10	1500	103-104	—
17	2C 10,5/13	20	1500	107	120
18	4C 10,5/13	40	1500	109	—
19 ²⁾	6C 15/18	150	1500	116	118
20	6C 15/18	150	1500	112	118
21	4C 8,9/14	30	1450	111-112	114
22	8C 21,6/31,0	600	1150	116	—
23	2C 11,4/11,2	11	850	92	100
24	4D 10,8/12,7	112	2000	109	^{130/108} 1)
25	8CRN 39/68	1700	275	110	—
26	6C 12,4/15,2	140	1500	110	—
27	4C 13,0/16,0	48	1000	109	115-117
28	2C 13,0/16,0	24	1000	107	—
29	12C 15/18	450	1750	120	—
30 ³⁾	4C 17,6/22,5	110	850	105	—
31 ³⁾	3C 12,5/16	30	750	96	105
32	4C 17,5/24,0	90	600	107	112
33	6CR 33,0/40,0	400	325	106	108
34	6DR 40,6/50,8	1400	300	108	—
35	4C 16,0/18,5	80	1000	108	—
36	8C 21,6/31,0	400	750	112	—
37	6CR 32/48	400	275	105	105
38	6D 10,8/12,7	110	1500	111	—
39	3C 17/27	30	320	89	—
40	4C 8,5/11	20	1500	106	110
41 ⁴⁾	4C 8,2/10	52	3500	107	—
42 ⁴⁾	6C 10,16/11,43	90	2700	111	—
43	10D 20,64	2000	810	114	—
44	8D 42/50	2000	360	111	—
45	2C 21/30	43	350	99	—
46	4C 17,5/24	100	750	107	—
47	1C 8,25/11,4	—	900	86-87	—
48 ⁵⁾	8D 34/57	1625	325	108-109	—

+ GOST - Gosudarstvennyj obščesojuznyj standart - Staatlicher Unions-Standard (Anm.d.Übers.)

- 1) Geräuschpegel mit und ohne Dämpfung
- 2) Motorblock aus Duraluminiumguß
- 3) Motoren mit versetztem Kurbelgetriebe
- 4) Motoren mit Funkenzündung
- 5) Motoren mit Zweiphaseneinspritzung

ausgebauten Kolben und Pleuel erzielt wurden. Die Versuche wurden durchgeführt, um die quantitative Abhängigkeit des Geräuschpegels von den Kolbenstößen des Kurbelgetriebes feststellen zu können.

Der Geräuschpegel des Motors GFR, bei dem $n = 900$ U/min ist, beträgt 87 - 88 dB, und beim Durchdrehen über einen (verbrennungslosen) Elektromotor 84 - 85 dB. Nach dem Ausbau von Kolben und Pleuelstange fiel der Geräuschpegel auf 75 - 77 dB, d.h. auf jenen Pegel, der durch das Kraftstoffeinspritzaggregat, die Ventilsteuerung und andere Geräuschquellen erzeugt wird.

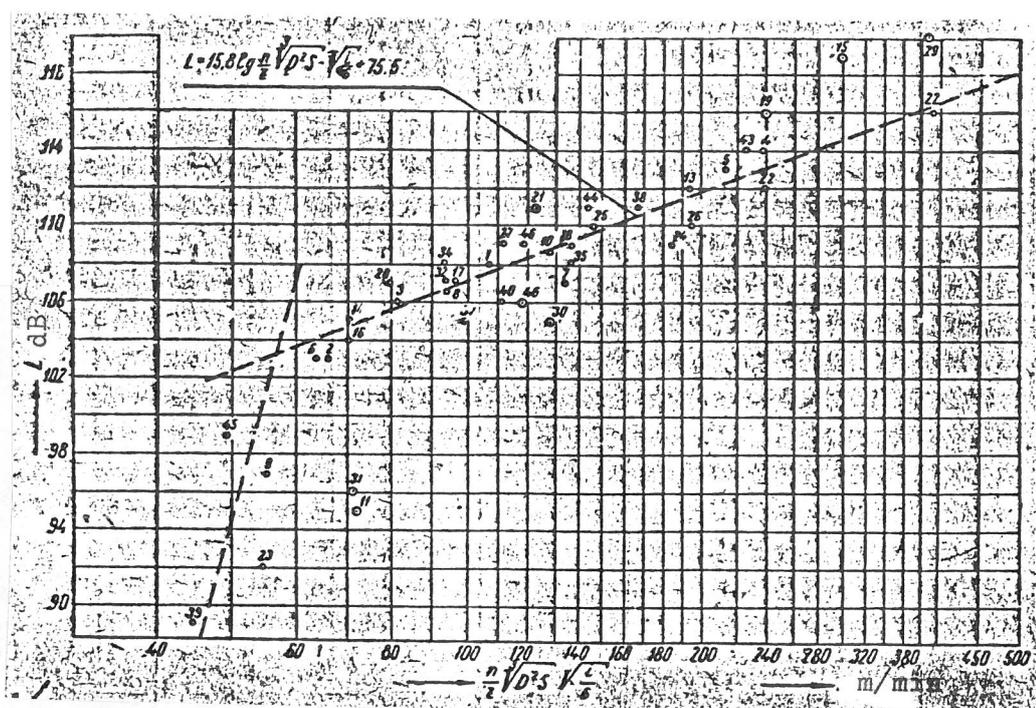


Abb. 10. Veränderung des Geräuschpegels von Motoren mit Selbstzündung.

Bei Normalbetrieb des Motors JaAZ-204 ($n = 2000$ U/min) beträgt der Geräuschpegel 109 - 110 dB, beim Durchdrehen über einen Elektromotor 108 - 107 dB. Nach Entfernung von 4 Kurbeltriebeteilen (Kolben, Pleuelstangen und Kurbelwelle) fiel der Geräuschpegel auf 101 - 102 dB, d.h. um 5 - 7 dB bei Nullförderung des Kraftstoffeinspritzungsaggregats, und auf 104 - 106 dB bei voller Förderung.

Somit bestätigen die Versuche das bereits Gesagte, nämlich daß die mechanischen Stöße im Kurbelgetriebe die hauptsächliche Geräuschquelle ist. Ihr Geräuschpegel liegt 5 - 9 dB über dem Geräuschpegel der anderen mechanisch verursachten Geräuschquellen.

Anhand der ausführlichen Analyse der Motorblockschwingungen mehrerer Motoren, ebenfalls beim Durchdrehen der Motoren JaAZ-204 und GFR über eine Nebenantriebsquelle, kann man sagen, der allgemeine Geräuschpegel von Verbrennungsmotoren werde hauptsächlich durch die Kolbenstöße bei ihrem Anlagewechsel bestimmt.

In Abb. 10 und Tab. 3 ist dargestellt, welche Ergebnisse die Geräuschpegelmessung von über 40 vom Verfasser untersuchten Motoren ergaben. Die Geräuschpegel wurden an den Stellen gemessen, die 0,5 m vom Motor entfernt auf seiner Mittellinie lagen. Tab. 3 gibt auch die wichtigsten Motordaten und Geräuschpegelwerte am Einlaß an (aerodynamisch verursachtes Geräusch).

Anhand der Kurve in Abb. 10 kann man feststellen, daß die Geräuschpegel eines Motors einer bestimmten Gesetzmäßigkeit unterliegen, die durch die Funktion $L = f\left(\frac{n^3}{z} \sqrt{D^2 \cdot S} \cdot \sqrt{\frac{i}{6}}\right)$ dargestellt wird. Diese Funktion schließt die Parameter n , D und S ein, die auch zu Gleichung (18) des Kolbenschlages gehören.

Bei den meisten Motoren kann der Geräuschpegel nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$L = 15,8 \lg \frac{n^3}{z} \sqrt{D^2 \cdot S} \cdot \sqrt{\frac{i}{6}} + 75,5 \text{ dB}, \quad (24)$$

- mit
- n Zahl der Kurbelwellenumdrehungen des Motors pro min;
 - D Zylinderdurchmesser, m;
 - S Kolbenhub, m;
 - i Zylinderzahl des Motors;
 - z Faktor zur Berücksichtigung der Ventilsteuerung (bei Zweitaktmotoren mit Schlitzspülung ist $z = 1,3$, bei Viertaktmotoren $z = 1$).

Die ermittelte Gesetzmäßigkeit über den Geräuschpegel bestätigt die oben aufgestellte These über die Art des mechanisch verursachten Geräusches von Verbrennungsmotoren: Hauptquelle sind die Kolbenstöße.

Aus Abb. 10 geht hervor, daß diese Gesetzmäßigkeit für L nicht für einige Verbrennungsmotoren gilt, was sich folgendermaßen erklären läßt [2]:

- a) die Gehäuse der hochtourigen Motoren 19, 15 und 29 bestehen aus Leichtmetalllegierungen (Duraluminium), was durchschnittlich zu einem um 3 - 5 dB stärkeren Geräusch führt;
- b) die Motoren 30 und 31 haben ein versetztes Kurbelgetriebe, ihr Geräuschpegel ist um 5 - 7 dB niedriger;
- c) der Motor 46 steht auf Gummiklötzen (Motorschiff "V. Čkalov"); derselbe Motor, direkt auf eine Metallgrundlage gestellt, erzeugt ein 3 - 4 dB stärkeres Geräusch.
- d) der Motor 11 hat einen Kreuzkopf, deshalb ist die Art der Kolbenstöße bei ihm anders als bei Tauchkolbenmotoren.

Die allgemeine Streuung der Versuchspunkte in Abb. 10 läßt sich durch den Einfluß erklären, den außer G_{n_1} , P_2 , λ auch andere Faktoren haben, z.B. Motorblockwanddicke, 1 Geräusch der Hilfsmechanismen, die am Motor hängen, Meßgenauigkeit u.a.

Gleichung (24) zeigt, daß das Motorengeräusch praktisch nicht von seiner Leistung abhängt, weshalb I.I. Slavins Schlußfolgerungen [4], die Leistung von Verbrennungsmotoren zähle zu den Hauptfaktoren, die das Geräusch eines Motors beeinflussen, nicht nur unbegründet sondern auch unrichtig sind.

Schlußbetrachtung

Die Untersuchung zeigt, daß der Hauptgrund für das mechanisch verursachte Motorengeräusch das Kurbelgetriebe ist. Insbesondere bestimmen die Kolbenstöße beim Anlagenwechsel des Kolbens den Gesamtgeräuschpegel von Motoren mit Selbstzündung. Letzteres wurde sowohl theoretisch als auch experimentell (Aufzeichnung der Gehäuseschwingungen des Motors aufgrund der Kolbenstöße sowie Untersuchung des Geräusches von Verbrennungsmotoren beim Durchdrehen über eine Nebenantriebsquelle) nachgewiesen.

Der Schlüssel zur Senkung des Geräuschpegels liegt in der Minderung der Kolbensschlagstärke. Dies kann erreicht werden, indem man das Spiel zwischen Kolbenschaft und Buchse verringert (dies ist bei Motoren der Serie D6 sehr günstig), und indem man die Kolbenmasse vermindert, ebenfalls durch Verwendung eines versetzten Kurbelgetriebes (geringere Normalkraft N während der Kolbenverlagerung) und durch Einsatz eines Kreuzkopfes im Kurbelgetriebe.

Da der Geräuschpegel praktisch nicht von der Leistung des Verbrennungsmotors abhängt, ist es bei Herstellung von geräuscharmen Klein- und Hochleistungsmotoren zweckmäßig, sie nicht hinsichtlich Drehzahlen und Dimensionen zu erhöhen, sondern durch Vorverdichtung mit entsprechender Schallisolation des Kompressors.

Literatur

1. Петровский Н. В., Судовые двигатели внутреннего сгорания. Изд. "Морской транспорт", 1955.

Petrovskij, N.V.

Sudovye dvigateli vnutrennego sgoranija.

Leningrad: Verlag "Morskoj transport", 1955.

<Verbrennungsmotoren von Schiffen; russ.>

2. Зинченко В. И., Исследование факторов, влияющих на шум судовых ДВС. ЦНИИМФ, диссертация, 1955.

Zinčenko, V.I.

Issledovanie faktorov, vlijajuščich na šum sudovyh DVS.

Central'nyj naučno-issledovatel'skij institut morskogo flota, dissertacija, 1955.

<Untersuchung der geräuschverursachenden Faktoren von Schiffsmotoren, Dissertation; russ.>

3. Смирнов С. А., Износы судовых механизмов. Речиздат, 1948.

Smirnov, S.A.

Iznosy sudovyh mechanizmov.

Moskva: Rečizdat, 1948.

<Verschleiß von Schiffsmechanismen; russ.>

4. Славин И. И., Борьба с шумом на судах. "Морской Флот", № 1, 1955.

Slavin, I.I.: Bor'ba s шумом na sudach.

In: Morskoj flot. Moskva, 1955, Nr 1, S. 21 - 24.

<Geräuschbekämpfung auf Schiffen; russ.>

Stuttgart, den 3. April 1981

übersetzt von

Ottmar Pertschi

(Ottmar Pertschi)

Dipl.-Übersetzer