

Die Berechnung des Gaswechsels eines Zweitaktmotors mit Kurbelkastenspülung

DK 621.432.4

Von Dr.-Ing. R. Stier, Mannheim

1. Einleitung

Die hier dargelegte Rechenmethode ist als Auszug der Dissertation des Verfassers entnommen, die an der TH Stuttgart am 10. 3. 1948 eingereicht wurde. Die Versuchsarbeiten wurden z. T. am Institut für Kolbenmaschinen der TH Dresden, Direktor Prof. Dr.-Ing. H. List, und zum Teil in der Versuchsabteilung der Firma Heinrich Lanz AG, Mannheim, durchgeführt. Diese Arbeit wendet die von List [1] und Pischinger [2] angeregte schrittweise Berechnungsform für den Gaswechsel von Verbrennungskraftmaschinen für den Spezialfall der Kurbelkammermaschine an und zeigt für diesen Fall die Möglichkeiten der Verallgemeinerung und Überschlagsrechnung.

2. Beschreibung des Verfahrens

Der Gaswechselfvorgang wird in eine Reihe von gleichzeitig ablaufenden Einzelvorgängen zerlegt. Das schrittweise Rechenverfahren erfaßt diese Vorgänge durch Anwendung der Strömungsregeln von Gasen, wie diese z. B. in der „Hütte“ Band 1 dargestellt sind, in Verbindung mit ebenso einfachen und im einzelnen übersichtlichen Überlegungen über den Ablauf der Schwingungen in Gasleitungen [2]. Die Berechnung beginnt mit stillstehendem Motor oder mit einem beliebig angenommenen Bewegungszustand der Maschine und der Gase in den Rohrleitungen. Setzt man die Kolbenbewegung als treibenden Faktor ein und wählt genügend kleine Intervalle zur Nachrechnung der neuen Bewegungs- und Druckzustände, so ergibt sich durch lückenloses Aneinanderreihen der einzelnen Intervallrechnungen Schritt für Schritt ein genaues Bild der im Motor sich einstellenden Strömungs- und Schwingungszustände.

Während des Intervalls $\Delta \alpha$ (Grad.-Kurbelwinkel) bewegt sich der Kolben um Δs (mm). Hierdurch wird im Kurbelkasten und im Zylinder eine Volumensänderung hervorgerufen, die in den genannten Räumen eine Druckänderung zur Folge hat. Die sich einstellenden Druckgefälle verursachen Strömungen, die einerseits Schwingungen in den Rohren entfachen, andererseits wieder auf die Drücke im Kurbelkasten und Zylinder einwirken. Alle diese Vorgänge geben ein System von Gleichungen, deren Auswertung anhand eines Rechenschemas einfach ist.

Die Endwerte des ersten Rechenschrittes sind die Anfangswerte des zweiten Schrittes usw., so daß der Gaswechsel in der Rechnung wie eine Zeitlupenaufnahme erscheint. Besonders wertvoll hierbei ist, daß nicht nur das Endergebnis greifbar ist, sondern daß jede Phase des Gaswechsels größtmäßig genau erfaßt wird und somit jeder Einzeleinfluß klar hervortritt. Wird die Rechnung über mehrere Arbeitstakte verfolgt, so ergibt sich bald ein Gleichgewichtszustand, konstante Anfangswerte und somit der Zustand der laufenden Maschine.

Die Hauptschwierigkeit der vorliegenden Methode beruht in der Unübersichtlichkeit der Rechnung, die durch die Vielzahl der gleichzeitig sich abspielenden Vorgänge bedingt ist. Es ist deshalb wichtig, bei der Aufstellung der Formeln und vor allem des Rechenschemas größte Genauigkeit walten zu lassen.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist, diese an sich zwar einfache, aber unübersichtliche und zeitraubende Rechenarbeit durch Vereinfachungen und Vernachlässigungen auf einen praktisch für die Industrie tragbaren Stand zu bringen, ohne daß das Resultat zu sehr verfälscht wird.

Es ist zweckmäßig, den Gaswechsel in drei Vorgänge zu zerlegen, die zeitlich einander folgen und ineinander übergehen:

1. Vorauspuff
2. Spülung
3. Ansaugung.

Der Vorauspuff ist ein fast ausschließlich im überkritischen Gebiet verlaufender Strömungsvorgang. Er wird von dem

vorhandenen Schwingungszustand im Auspuffrohr nur wenig berührt und ist deshalb mit genügender Genauigkeit geschlossen berechenbar. Seine schrittweise Darstellung ist jedoch zur Berechnung der anlaufenden Auspuffrohrschwingung notwendig, die den Spülungsvorgang maßgebend beeinflusst.

Den Spülungsvorgang geschlossen zu berechnen, ist nur bei extrem hohen Spüldrücken mit einiger Genauigkeit möglich, da sich die Vielzahl der Einflüsse, insbesondere der Gasäulenschwingungen, nicht zusammenfassen läßt.

Die Methode der spezifischen Zeitquerschnitte kann nur eine Sammlung von Erfahrungen über *ähnliche Motoren* sein, bietet aber einen sehr guten Anhalt beim ersten Entwurf.

Durch die vorliegende Rechenmethode ist nur der mengenmäßige und zeitliche Ablauf der Spülperiode erfaßt. Sie sagt jedoch nichts über die Güte der Spülung an sich aus.

Der Saugvorgang schließt sich an den Spülvorgang an und ist wegen der auftretenden Schwingungen in den Rohrleitungen ebenfalls nicht geschlossen zu berechnen. Zur Vereinfachung des Vorganges wird angenommen, daß bei Ende der Spülung der Kurbelkasten gerade entleert ist, d. h. daß im Kurbelraum der Außendruck vorhanden ist. Diese Voraussetzung schaltet zunächst den Einfluß der Spülung und des Auspuffs auf die Ladung aus. Diese Voraussetzung ist zwar keineswegs immer erfüllt, es zeigt sich aber, daß die qualitativen Ergebnisse der Rechnung auch für andere Anfangsbedingungen stimmen. Es gibt also für verschiedene Anfangsbedingungen ein annähernd gleiches optimales Saugsystem.

Folgende Größen spielen beim Saugvorgang eine ausschlaggebende Rolle:

1. $A_s = l_s \cdot n =$ Länge des Saugrohres \times Drehzahl
2. $W_{ms} = \frac{V_H \cdot n}{30 \cdot l_s} =$ Mittlere Gasgeschwindigkeit im Saugrohr
3. $W_{mKl} = \frac{V_H \cdot n}{30 \cdot l_{Kl}} =$ Mittlere Gasgeschwindigkeit in den Saugklappen.

Durch eingehende Untersuchung konnte nachgewiesen werden, daß für selbsttätige Saugventile der Faktor A_s so groß wie möglich gehalten werden muß. Die Grenze liegt nach List [1] bei $A_s = 1000$. Wird der Faktor noch größer, so besteht die Gefahr der Eigenschwingung des Rohrinhaltes, die sich bei bestimmten Drehzahlen sehr ungünstig bemerkbar machen kann.

Man stellt für den vorliegenden Motor an Hand der konstruktiv verwirklichtbaren Querschnitte für die Saugorgane das Optimum durch sinnvolles Variieren der Größen W_{ms} und W_{mKl} fest, wobei man für diese Überschlagsrechnung $W_{mKl} = \text{const.}$ setzen kann. Das Optimum ergibt sich bei einem $W_{mKl} = 30\text{--}60$ m/sek, für $W_{ms} = 40\text{--}50$ m/sek.

3. Durchrechnung eines Beispiels und Vergleich mit Versuchsergebnissen

Mit obigem Verfahren wurde der Lanz-Schlepper-Motor D 7006, ein 25-PS-Motor mit Generatorantrieb durchgerechnet. Es handelt sich um einen rollengelagerten Zweitaktmotor mit Kurbelkastenspülpumpe, welcher nach Bild 1 das Frischgas aus dem Generator (1) in die Reinigungsanlage (2, 4, 6) saugt. Dort wird das Gas vom Kondenswasser und anderen Verunreinigungen befreit. Dann gelangt das Gas über den Kühler (8) in den Mischer (9) und wird dort mit der durch den Luftfilter (10) angesaugten Luft gemischt, nachdem durch die Luftregulierklappe (15) das Gas-Luft-Verhältnis richtig einreguliert wurde. Das Gemisch wird durch die Leistungsregelklappe (16) der erforderlichen Leistung entsprechend gedrosselt und durch die Gemischansaugeklappen (11), die aus dünnen Stahlblechen bestehen und automatisch vom Druck im Kurbelkasten gesteuert werden, in die Gasschleuse (13) gesaugt. Hierzu

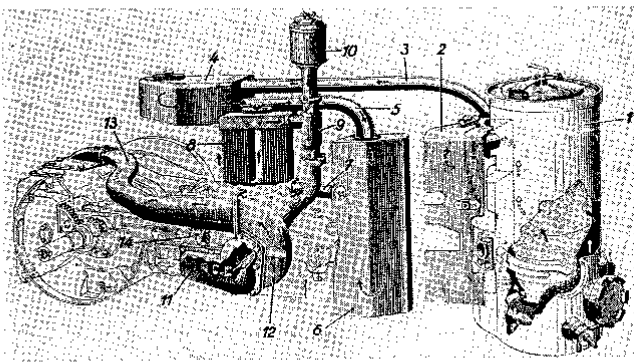


Bild 1

- | | |
|---|--------------------|
| 1 Gaserzeuger | 8 Gaskühler |
| 2 Absitz- und Kondensbehälter (Vorreiner) | 9 Gas-Luft-Mischer |
| 3 Gasrohr | 10 Luftfilter |
| 4 Absitzbehälter | 11 Gemischklappen |
| 5 Gasrohr | 12 Gasschleuse |
| 6 Absitzbehälter | 13 Schleusenrohr |
| 7 Gasrohr mit Abschlußklappe | 14 Einlaßstutzen |

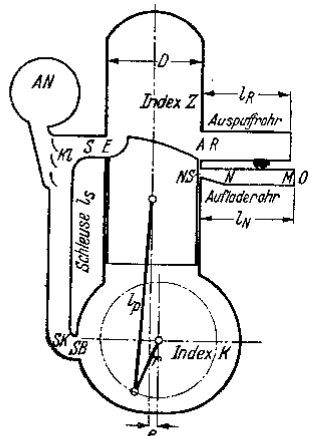
betrachte man Bild 2. Die Gemischklappen sind mit „KI“ gekennzeichnet. Da die Gasschleuse das angesaugte Gemischvolumen zur Gänze aufnehmen kann, gelangt von diesem nur ein kleiner Prozentsatz in den Kurbelraum. Hierdurch wird verhindert, daß die durch das Gas mitgeschleppten Verunreinigungen in den Kurbelraum eindringen und dort mit der Zeit übermäßigen Verschleiß und Betriebsstörungen verursachen. Von der Gasschleuse aus wird das Gas über den Einlaßstutzen (14) in den Zylinder gedrückt.

Zunächst legte man die Indizes (Bild 2) fest und errechnete die Steuerwerte. Dann wurde der Rechenkopf aufgestellt. Durch die Rechnung gewinnt man für einige bestimmte Punkte des Motors die durchfließende Gemischmenge, die Drücke sowie die Strömungsgeschwindigkeiten der Gase.

Diese durch die Rechnung gewonnenen Druckverläufe werden mit Versuchsergebnissen verglichen, die durch ein mechanisches Punktindizierverfahren gewonnen werden. Das Indizierventil ist wegen der hohen auftretenden Beschleunigungen mit möglichst kleiner Masse gebaut. Es besitzt einen eingeläppten Stempel von 4 mm Durchmesser, der auf einer Kegeldichtfläche sitzt. Die Eintrittsöffnung beträgt 1,5 mm ϕ . Die Abdichtung erfolgt mit Federdruck. Der Aufbau ist also gleich demjenigen einer geschlossenen Einspritzdüse. Das Ventil wird durch Steuernocken mittels Stahlband geöffnet. Die Öffnungsdauer beträgt 2° bis 3° Kurbelwinkel. Der Öffnungszeitpunkt kann mit Hilfe eines Differentialverstellgetriebes über den ganzen Kurbelwinkelbereich verstellbar werden.

Durch Vergleich von Versuchs- und Rechenergebnis wurden Erfahrungen über den Einfluß der Wahl der konstanten Größen sowie über die formelmäßige Berücksichtigung des tatsächlichen physikalischen Geschehens während des Gaswechsels gesammelt.

Die Wahl der γ -Werte und der Schallgeschwindigkeiten legt den Temperaturzustand des Motors fest. In Wirklichkeit schwanken diese während des Gaswechsellvorganges beträcht-



- Motordaten: D = 210 mm
2r = 210 mm
l_p = 400 mm
n = 850 U/min
- l_s = 0,90 m f_s = 0,0113 m²
l_r = 2,00 m f_r = 0,0095 m²
l_N = 1,00 m f_N = 0,0050 m²
VK = 36,2 l e = 15 mm
- Schlitzdaten: Auslaßhöhe 51,5 mm
Einlaßhöhe 39 mm
Auslaßbreite 140 mm
Einlaßbreite 140 mm
- p = Gasdruck (kg/m²)
 γ = spez. Gewicht der Gase (kg/m³)
w = Gasgeschwindigkeit (m/sek)
f = Strömungsquerschnitte (m²)

Bild 2. Systemzeichen des Lanz-D 7006-Versuchsmotors

lich. Zur Vereinfachung werden jedoch Mittelwerte in die Rechnung eingesetzt.

$$\begin{aligned} \gamma_K &= 1,09 \text{ kg/m}^3 & \alpha_R &= 484 \text{ m/sek} \\ \gamma_Z &= 0,59 \text{ " } & \alpha_S &= 340 \text{ " } \\ \gamma_R &= 0,59 \text{ " } & & \end{aligned}$$

Eine Variation dieser Werte zeigte nur einen geringen Einfluß auf die Rechenergebnisse. Lediglich die Größe der Schallgeschwindigkeit im Auspuffrohr ist für die Schwingung bedeutsam, da durch sie die Schwinglänge stark beeinflusst wird. Die im Auspuffrohr stehende Schwingung läuft in den Vorauspuff hinein und beeinflusst bei langen Auspuffrohren auch die Spülung stark. Zur Errechnung des „eingeschwungenen Zustandes“ muß also die Temperatur im Auspuffrohr genau bestimmt sein. Mit der Annahme eines Mittelwertes $T_R = 550$ bis 600° K wurden die besten Resultate erzielt.

Die Durchfließziffern der Rohrmündungen und Steuerquerschnitte müßten zweckmäßigerweise durch Versuche vor der Rechnung bestimmt werden. Ihre Schätzung ist bei einiger Erfahrung jedoch nicht schwierig. Es ist zu berücksichtigen, daß die Rohrreibung und die Widerstände infolge Einbauten und Krümmern im Rohr ebenfalls in die Durchfließziffern eingerechnet werden und diese dadurch mitunter beträchtlich erhöht werden. Die Wahl der Durchfließziffern legt vor allem die durchfließende Menge fest und hat auf die Schwingungsamplitude großen Einfluß. Dagegen wird die Schwinglänge weniger beeinflusst.

Die Durchfließziffern der Steuerquerschnitte wurden zu $\mu_E = 0,8$ und $\mu_A = 0,7$ eingesetzt. Auftretende Differenzen zwischen Versuch und Rechnung deuten darauf hin, daß diese Werte sich bei verschiedenen Kolbenstellungen ändern, was auch Pischinger bereits feststellte. Da die hierdurch auftretenden Differenzen gering sind, lohnt sich die Berücksichtigung dieser Veränderungen nur, wenn exakte Messungen hierüber vorliegen.

Wegen der starken Krümmungen im Schleusenrohr mußte die Durchfließziffer an der Schleusenrohrmündung in den Kurbelkasten mit $\mu_{SB} = 0,5$ eingesetzt werden, um Übereinstimmung zu erzielen.

Für vorliegende Rechnung war nur der Verlauf von $\mu_{KI} \cdot f_{KI}$ abhängig vom Druckverhältnis durch Versuch festgestellt worden (Bild 3). Alle anderen Durchfließziffern wurden geschätzt.

Von großer Wichtigkeit für die Fortführung der Untersuchungen war die Erkenntnis, daß die Schleusenrohrschwingung die Auspuffrohrschwingung sehr stark beeinflusst. So verkürzte sich durch Einbau einer kürzeren und weiteren Schleuse die Auspuffschwingung beträchtlich. Durch Verlängern des Auspuffrohres war diese Verkürzung der Auspuffrohrschwingung nicht auszugleichen. Die Rechnung zeigt ganz deutlich, daß nicht nur die Rohrlänge, sondern auch die Schlitzdaten und die Schleusenschwingung großen Einfluß auf die Auspuffrohrschwingung haben. Der Inhalt beider Rohre führte im wesentlichen Schwingungen um den Zylinderdruck aus, der wiederum durch die Strömungen im Ein- und Auslaß bestimmt wird. Da das einströmende Medium ein wesentlich höheres spezifisches Gewicht als das ausströmende Medium hat und außerdem wegen der geringeren Länge der Gasschleuse die zu beschleunigende Masse kleiner als beim Auspuff ist, wird jede anlaufende Unterdruckwelle aus dem

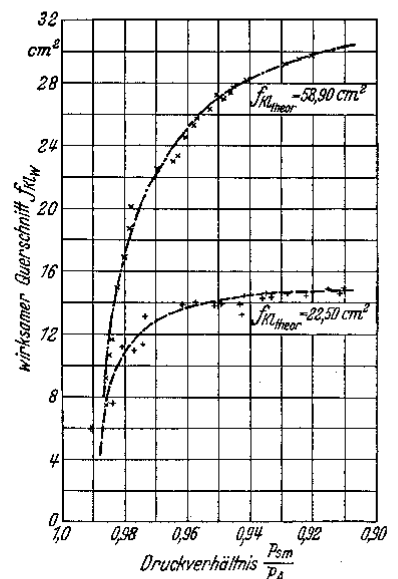


Bild 3. Wirksamer Querschnitt der Ansaugklappen

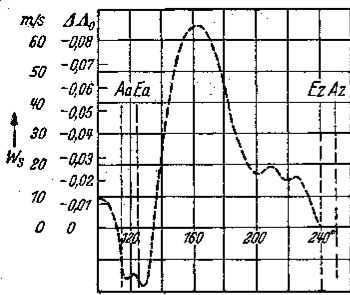


Bild 4. Einströmgesetz.
Luftgeschwindigkeit im Schleusenrohr

von 120 mm und einer Länge von 900 mm miteinander verglichen. Die Übereinstimmung ist gut, obwohl die Durchfließziffern geschätzt wurden. Der errechnete Durchsatz ist 0,63, während die Messung $\Delta_0 = 0,60$ für diesen Fall ergab.

4. Ergebnisse der Leistungsversuche

Nachdem das Verfahren durch Vergleich mit Meßwerten überprüft war, wurde an Hand der aus dem Rechenverfahren

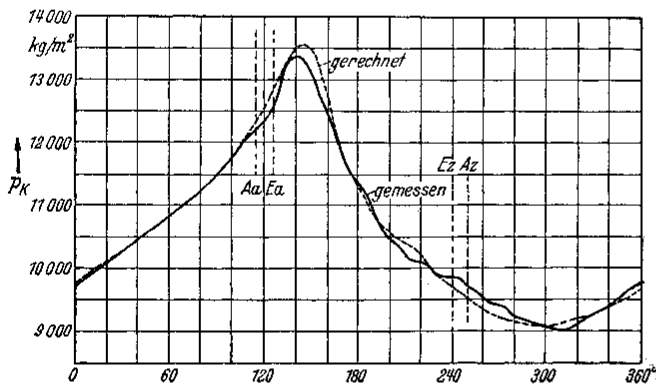


Bild 5. Druckverlauf im Kurbelkasten

zu gewinnenden Erkenntnisse über den Gaswechsel der vorhin genannte Motor D 7006 der Firma Lanz bezüglich Leistung und Verbrauch weiterentwickelt. Dieser Motor hatte eine zu niedrige Leistung und mit 3500 kcal/PSH einen zu hohen Verbrauch. Außerdem war die starke Unterdruckempfindlichkeit des Motors zu beanstanden, die sich schon bei geringen Wartungsfehlern des Generators störend bemerkbar machte. Die Versuchsziele waren:

1. Leistungssteigerung,
2. Milderung der Unterdruckempfindlichkeit,
3. Senkung des Verbrauchs.

Alle Versuche wurden bei Nenndrehzahl $n = 850$ U/min durchgeführt. Die Drehzahlabhängigkeit wurde jeweils nachgeprüft. Um ein Bild über die Unterdruckempfindlichkeit des Motors zu erhalten, wurden bei konstanter Drehzahl Drosselkurven gefahren und die Leistung sowie der Spülmittelaufwand über dem Mitteldruck vor den Saugklappen aufgetragen. Dieser Mitteldruck wurde durch Anschluß einer Wassersäule an den Raum vor den Klappen gemessen. Man erhält bei dieser Messung nicht den exakten Mitteldruck, sondern nur einen Anhalt für die Unterdruckempfindlichkeit des Motors. Um die einzelnen Versuchswerte miteinander vergleichen zu können, wurden die Ergebnisse auf Normalheizwert umgerechnet.

In Bild 8 und 9 sind Leistung und Spülmittelaufwand über dem Unterdruck vor den Klappen für die verschiedenen Versuchsstufen aufgetragen. Der Ausgangszustand wird durch Kurve 1 wiedergegeben.

Um zunächst einen Überblick über die Größenordnung des zu erwartenden Spülmittelaufwandes zu erhalten, wurde für die Ausgangsführung des Motors der Spülmittelaufwand ohne Berücksichtigung der Schwingungen errechnet (Bild 9,

Auspuff noch vor Erreichen des Unterdruckmaximums durch vermehrte Einströmung ausgefüllt, so daß die Welle stets verkürzt erscheint. Sie wird um so kürzer, je weniger Einströmwiderstände der Einlaß bietet.

In Bild 4 bis 7 sind die gerechneten und gemessenen Druckverläufe für den Motor D 7006 mit einem Schleusenrohrdurchmesser

Kurve 16). Der beträchtliche Unterschied der Kurven 1 und 16 zeigt, daß im Gaswechselsystem sehr ungünstige Schwingungen auftreten. Auch die übermäßige Unterdruckempfindlichkeit ist auf Schwingungen zurückzuführen, da die gerechnete Kurve flacher verläuft als die gemessene. Die Schwingungen können in der Auspuffleitung, der Gasschleuse und in der Saugleitung vor den Klappen auftreten.

Zunächst wurde die Auspuffschwingung untersucht. Mit Hilfe der Rechnung war festgestellt worden, daß eine Unterdruckwelle bei Abschluß der Schlitze vom Auspuff her den Zylinder leersaugt (Bild 7). Dieses Ergebnis wurde durch die Indizierung Bild 10 bestätigt. Ein Kontrollversuch ohne Auspuff ergab höhere Leistung und günstigeren Verbrauch (Bild 8, Kurve 4). Es wurde angestrebt, bei Abschluß der Schlitze eine Druckwelle vor dieselben zu lagern, um eine gewisse Aufladewirkung zu erzielen. Ein 2 m langes Auspuffrohr ergab die gewünschte Schwingung (Bild 11) und den günstigen Verbrauch von 2700 kcal/PSH. Vor allem konnte festgestellt werden, daß der spezifische Verbrauch des Motors über alle Belastungsstufen konstant blieb, was auf die Aufladewirkung der Auspuffschwingung zurückzuführen ist.

Durch die Rechnung wurde der Spülmittelaufwand mit 0,35 für einen mittleren Unterdruck vor den Klappen von 500 mm WS ermittelt.

Zunächst war aber bei diesem Unterdruck überhaupt kein regelmäßiger Lauf des Motors zu erreichen, und der Spülmittelaufwand lag bei 0,2. Erst die Beseitigung der ungünstigen Schwingung vor den Saugklappen durch einen Beruhigungsbehälter von 100 bzw. 20 l Inhalt ergab für 500 mm WS Unterdruck noch einen sauberen Lauf der Maschine und einen Spülmittelaufwand von $\Delta_0 = 0,33$.

Eine Indizierung des Schwingungsablaufes im Gaswechselsystem ergab die in Bild 12 gezeigten Druckverläufe vor den Einlaßschlitzen in der Schleuse, hinter den Auslaßschlitzen, im Auspuffrohr und im Kurbelgehäuse. Die Übereinstimmung von Schleusen- und Auspuffschwingung verhindert eine wirkame Spülung und beeinträchtigt dadurch die Leistung der Maschine. Ferner zeigt der hohe Unterdruck in der Kurbelkammer, daß die Saugklappenquerschnitte zu klein sind.

Die Rechnung wies auf eine Vergrößerung der Querschnitte hin. Um die Resonanz zwischen Auspuff und Schleuse zu beseitigen und größere Querschnitte zu erhalten, wurde die

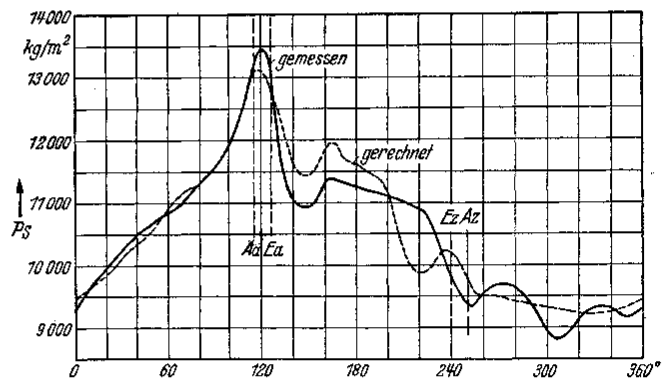


Bild 6. Druckverlauf in der Gasschleuse hinter den Einlaßschlitzen

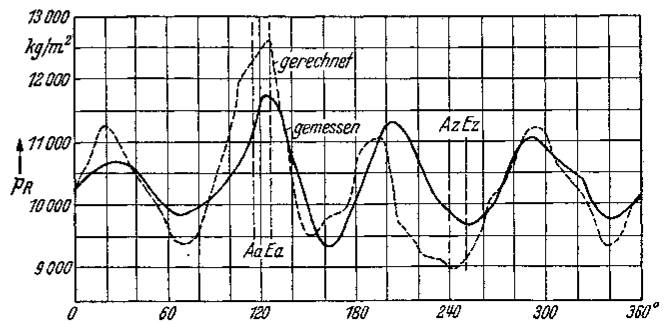


Bild 7. Druckverlauf im Auspuffrohr

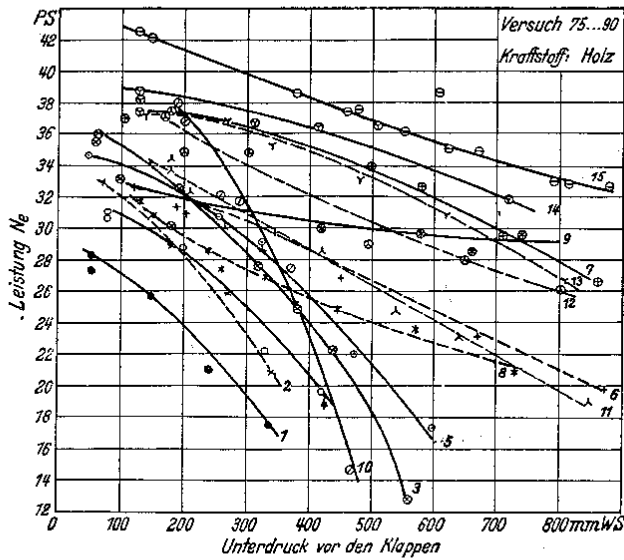


Bild 8.

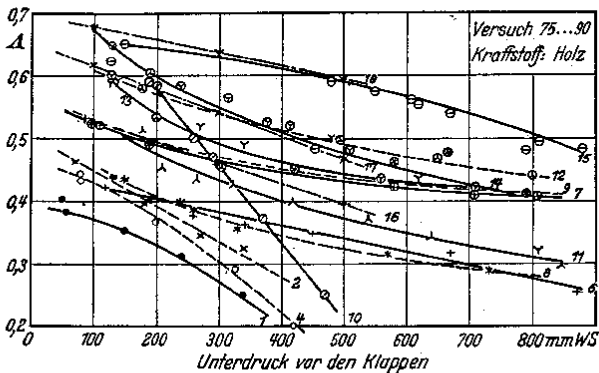


Bild 9.

Schleuse von 1,20 m auf 0,90 m Länge und von 80 mm ϕ auf 120 mm ϕ verändert. Ferner wurde der Klappenquerschnitt von 22,5 cm² auf 58 cm² vergrößert. Für 500 mm WS Unterdruck ergibt sich jetzt bei Berücksichtigung der Schwingung $\lambda = 0,53$. Ohne Schwingungsberücksichtigung erhält man die Kurve 17 auf Bild 9. Der gemessene Bestwert liegt bei diesem Unterdruck um $\lambda = 0,5$. Kurve 13 zeigt mit Kurve 17 gute Übereinstimmung. Das Bild der indizierten Druckverläufe (Bild 13) zeigt ein wesentlich günstigeres Schwingungsverhalten und höhere Spüldrücke.

Bei einem Zweitakt-Gasmotor normaler Bauart wird das Gas und die Luft im Mischer zusammengebracht, nachdem in üblicher Weise die Luft auf den Gasdruck abgedrosselt ist. Durch Versuche wurde nun festgestellt, daß der Mischer überflüssig ist und die Mischung erst in der Gasschleuse oder im Zylinder erfolgen kann. Das Generatorgas steht unter dem durch den Generatorprozeß bedingten Unterdruck. Durch fol-

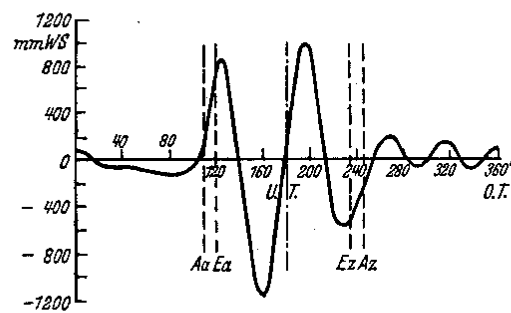


Bild 10. Auspuffröhrschwingung $n = 850$ U/min, Rohrlänge 1,10 m

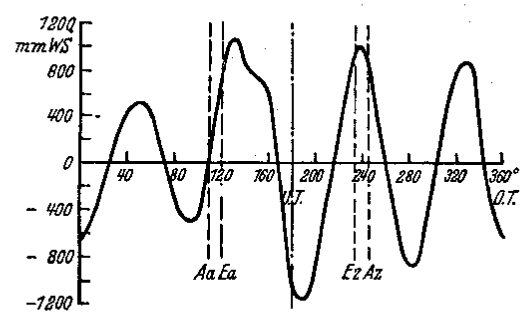


Bild 11. Auspuffröhrschwingung $n = 850$ U/min, Rohrlänge 2,00 m

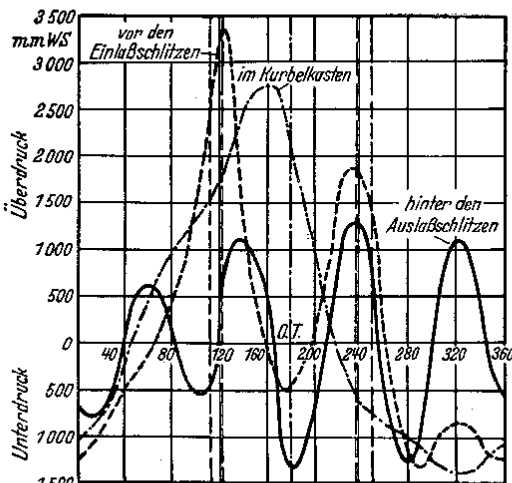


Bild 12

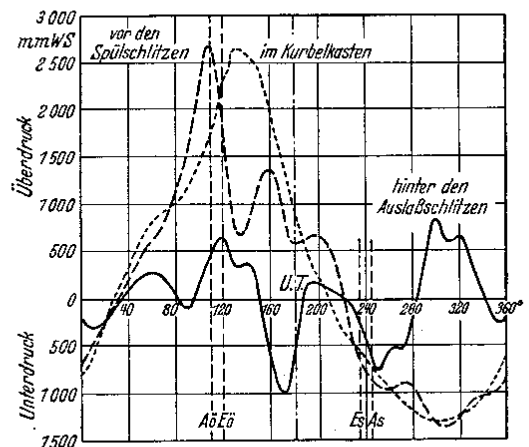


Bild 13
Druckverlauf im Kurbelkasten, vor den Einlaßschlitzen und hinter den Auslaßschlitzen

gende Anordnung vermeidet man die Drosselung der zur Verbrennung notwendigen Luftmenge (Bild 2):

Der Motor saugt zunächst durch die Saugklappen das zum Betrieb benötigte Gas an. Dann gibt die Kolbenunterkante um den OT herum Schlitze (NS) frei, durch die unter Außen- druck stehende Luft in das Kurbelgehäuse einströmen kann.

Die Anbringung eines Aufladeschiebers als Ersatz für den kolbengesteuerten Schlitz ergab rechnerisch in Bild 9 die Kurve 18 und der Versuch brachte mit Kurve 15 eine gute Übereinstimmung. Der verwendete Rohrschieber hatte eine Öffnungsdauer von 60° Kurbelwinkel, 135 mm Breite und 26 mm Schlitzhöhe. Der Einschnürungsfaktor des vollgeöffneten Schiebers wurde durch Versuch mit 0,74 festgestellt. Der Schieber erfüllte vollkommen seinen Zweck. Eine ähnliche Aufladung durch kolbengesteuerten Schlitz ist bei selbstsaugenden Generatorgas-Zweitakttern im Zusammenhang mit Klappen oder Ventilansaugung vorteilhaft.

Der Einsatz eines 20-l-Beruhigungsbehälters erwies sich als zur Schwingungsdämpfung nicht vollkommen ausreichend. Man benötigt für diesen Zweck die 7- bis 10fache Menge des Hubvolumens. Besonders interessant ist, daß sich die Wirkung der Beruhigungsbehälter erst bei Drosselung zeigt. Somit trägt der Beruhigungsbehälter wesentlich zur Beseitigung der Unterdruckempfindlichkeit bei.

Abschließend darf zu den Leistungsversuchen gesagt werden, daß alle Versuchsziele voll erreicht wurden. Kurve 15 erreicht ein p_e von 3,0 und damit 42 PS und ist unempfindlicher gegen Unterdruck als ein normaler Viertakter. Der Brennstoffverbrauch liegt bei der Ausführung 2 bis 8, wo die Auspuffabstimmung in Ordnung war, unter 3000 kcal/PSH.

Alle Erfolge sind ausschließlich durch Maßnahmen an den Rohrlängen und Querschnitten sowie an den Steuerorganen erreicht. Der Motor, der keineswegs ein Optimum in seinen Schlitzabmessungen darstellt, ist völlig unverändert geblieben. [4276]

Schrifttum

- [1] List, H.: „Die Erhöhung des Liefergrades durch Saugrohre bei Dieselmotoren.“ Mitt. Techn. Inst. Tungchi-Universität, Woosung, China, 1932.
- [2] Pischinger, A., Graz: „Bewegungsvorgänge in Gassäulen.“ Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, 6. Jahrgang (1935).