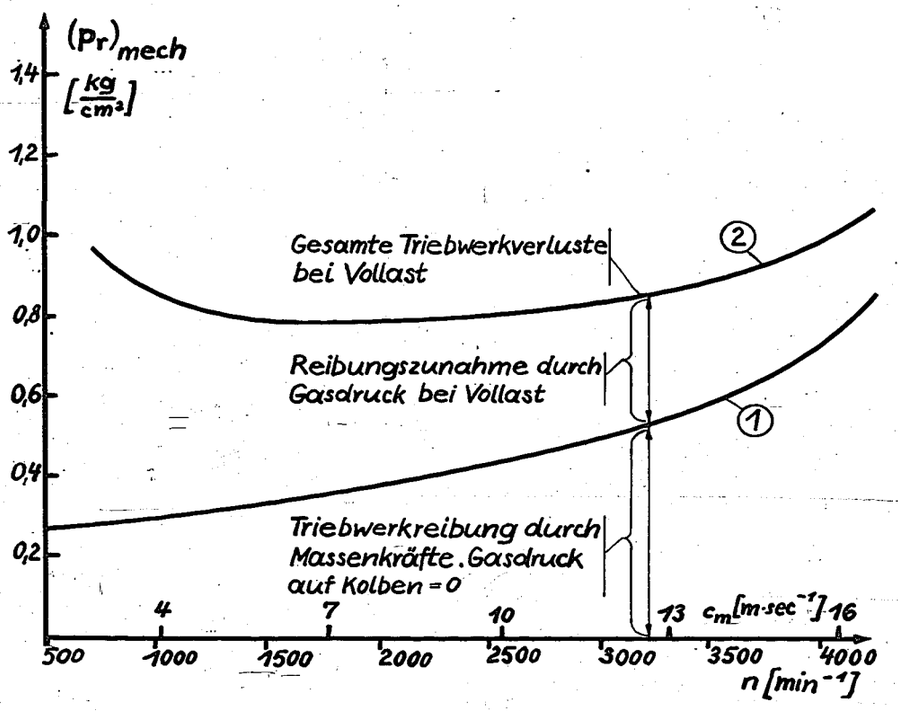



Bild 10

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck $p_r$ und aufgetragen über der Drehzahl n bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m$. Die Kurven beziehen sich auf das Zweitaktverfahren und auf eine Maschine mit Rollenlagern. (Bohrung B = 80 mm, Hub s = 117,5 mm, Zylinderhubvolumen $V_h$ = 590 $cm^3$) Die mittleren Reibungsdrücke $p_r$ sind unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck $p_e$.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung wieder, wenn kein Gasdruck den Kolben belastet, so daß lediglich die Massenkräfte wirken.

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb wieder, also einschließlich des Einflusses der den Kolben belastenden Gasdrücke.

000692



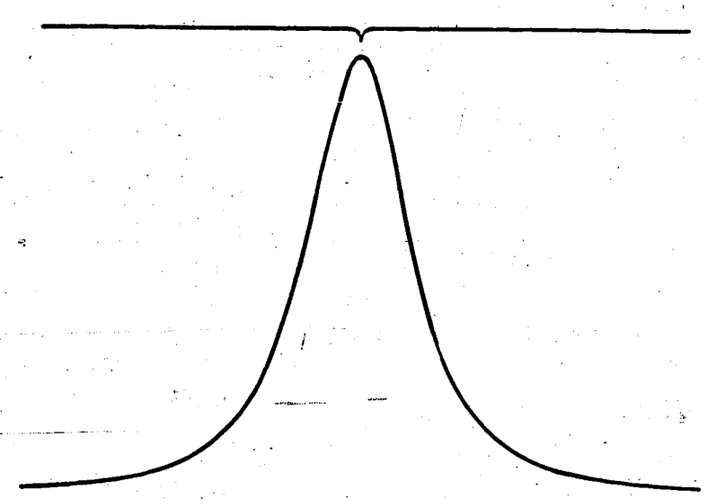


Bild 11

Ausschnitt aus einem beim Schleppversuch mit dem piezoelektrischen Druckmeßverfahren gewonnenen Druck-Zeit-Diagramm. Das Diagramm wurde an der Versuchsanlage nach Bild 1 gewonnen. Die starken Druckanstiege sind deutlich zu erkennen.

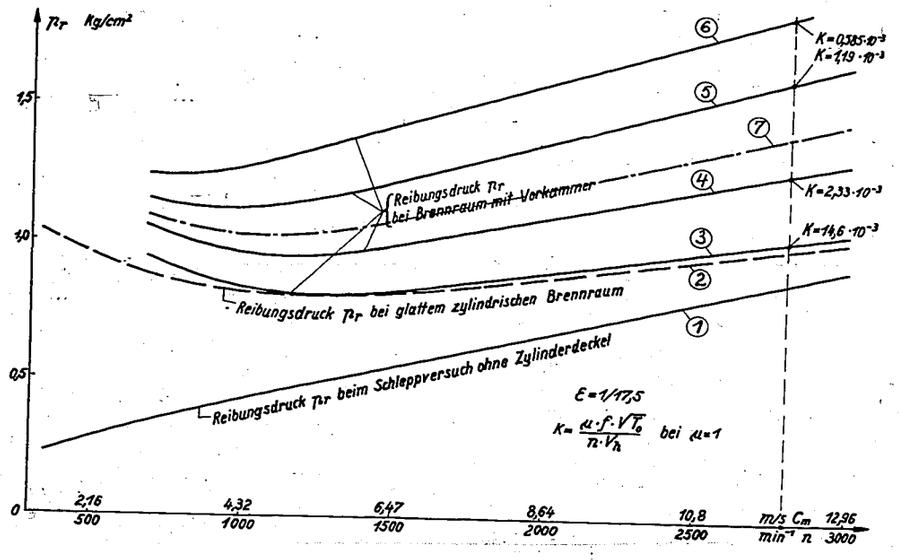



Bild 12

Abhängigkeit der durch die Vorkammer verursachten hydraulischen Überschiebverluste vom Maulquerschnitt der Vorkammer und von der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m$.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel wieder (Massenkraftreibung).

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei glattem zylindrischem Brennraum an (Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 17,5$).

Kurven 3, 4, 5, 6 geben die durch eine Vorkammer mit vier verschiedenen Maulquerschnitten verursachten hydraulischen Verluste an. Das Vorkammervolumen beträgt 30 % des gesamten Verdichtungsraumes. Die Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurven 3, 4, 5, 6 von Kurve 2.

Kurve 7 stellt die bei handelsüblichen Motoren mit $V_{vor} = 0,3 \cdot V_C$ zu erwartenden hydraulischen Verluste dar, da bei diesen Motoren üblicherweise eine Vorkammerkonstante von $K = 1,60$ bis $1,90 \cdot 10^{-3}$ verwendet wird. Die zugehörigen Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurve 7 von Kurve 2, wobei der abgelesene $\Delta p_r$-Wert unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck $p_e$ verglichen werden kann.





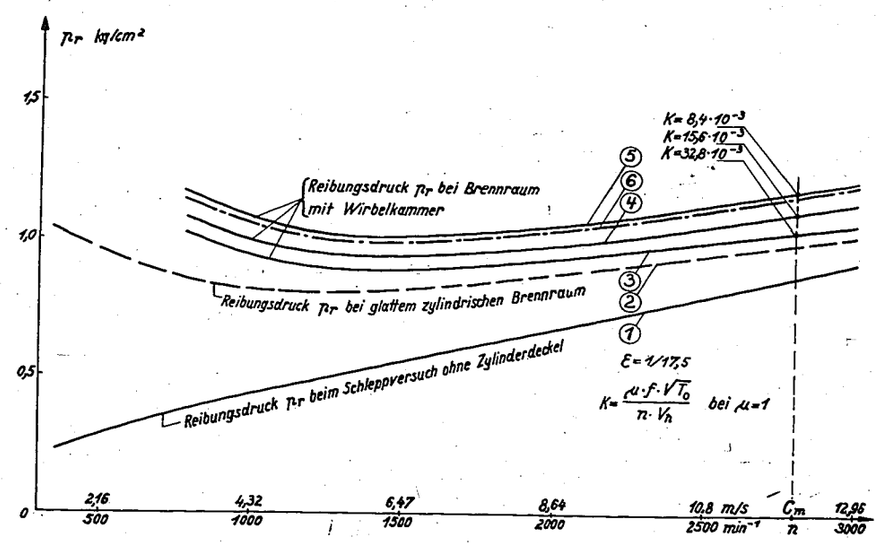



Bild 13

Abhängigkeit der durch die Wirbelkammer verursachten hydraulischen Überschiebverluste vom Maulquerschnitt der Wirbelkammer und von der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m$.

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel wieder (Massenkraftreibung).

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei glattem zylindrischem Brennraum an (Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 17,5$).

Kurven 3, 4, 5 geben die durch eine Wirbelkammer mit drei verschiedenen Maulquerschnitten verursachten hydraulischen Verluste an. Das Wirbelkammervolumen beträgt 75 % des gesamten Verdichtungsraumes. Die Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurven 3, 4, 5 von Kurve 2.

Kurve 6 stellt die bei handelsüblichen Motoren mit $V_{Wir} = 0,75 \cdot V_C$ zu erwartenden hydraulischen Verluste dar, da bei diesen Motoren üblicherweise eine Wirbelkammerkonstante von $K = 8 - 10 \cdot 10^{-3}$ verwendet wird. Die zugehörigen Überschiebverluste sind dargestellt durch den Abstand der Kurve 6 von Kurve 2, wobei der abgelesene $\Delta p_r$-Wert unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck $p_e$ verglichen werden kann.

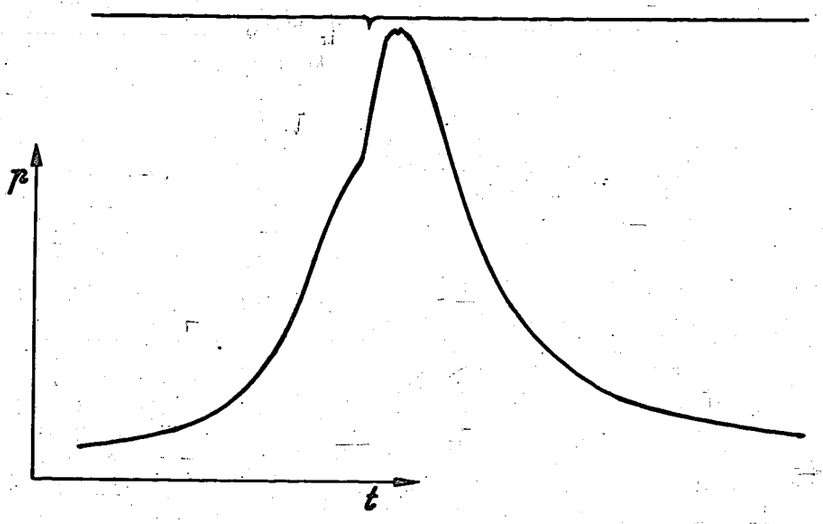



Bild 14

Ausschnitt aus einem an einem Dieselmotor bei Vollastbetrieb gewonnenem Druck-Zeit-Diagramm. Obgleich das Diagramm einen raschen Druckanstieg im oberen Totpunkt zeigt und in der Nähe des Druckmaximums gut füllig ist, ist trotzdem bei diesem Motor eine zu große Durchbrennzeit vorhanden, die den spezifischen Brennstoffverbrauch ungünstig beeinflußt.





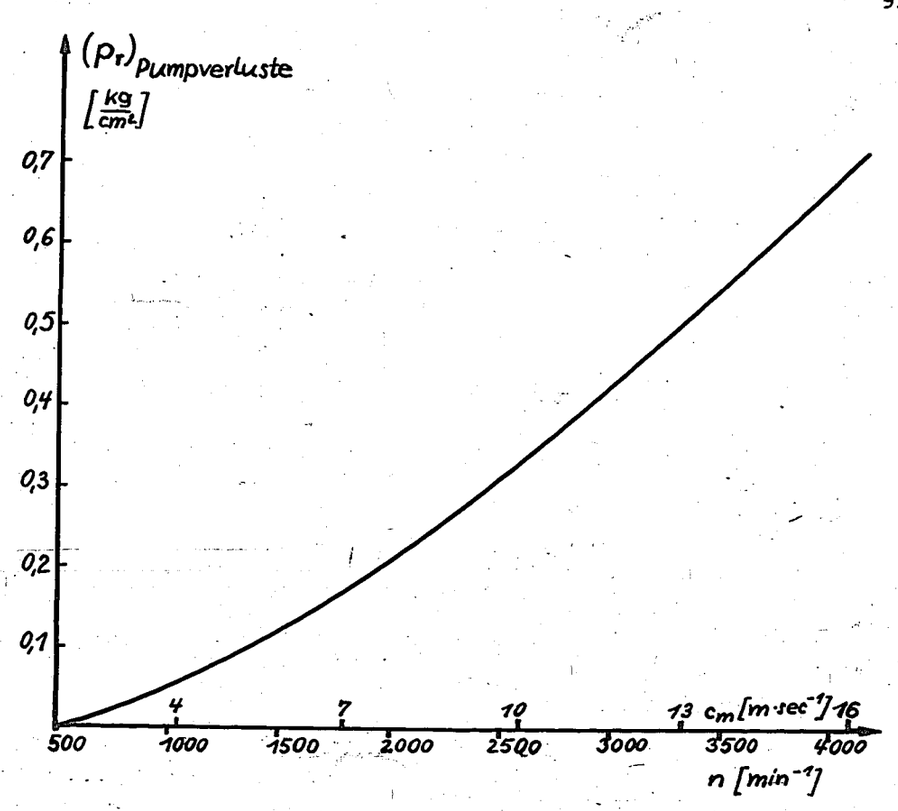



Bild 15

Abhängigkeit der Pumpverluste ausgedrückt durch $(p_r)_{Pumpverlust}$ von der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m$ bzw. von der Drehzahl n. Es ist zu erkennen, daß bei höheren Drehzahlen bzw. Kolbengeschwindigkeiten mit einem raschen Anwachsen der Pumpverluste zu rechnen ist.

000695



## 7. Neuere Erkenntnisse über Strahlbildung und Strahlzerfall

Von Dr.-Ing. O s c h a t z

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

Die Brennstoffdüse nimmt eine hervorragende Stellung innerhalb des Gemischbildungs- und Verbrennungsvorganges der kompressorlosen Dieselmaschine ein. Von dem Zusammenwirken der drei Vorgänge: Brennstoffeinspritzung, Gemischbildung und Durchbrennen, die sich im Motor teilweise überlagern, hängt unter Berücksichtigung noch verschiedener Nebeneinflüsse im wesentlichen die Wirtschaftlichkeit des Arbeitsverfahrens der Dieselmaschine ab. Es erschien daher angezeigt, zunächst unabhängig vom Motor, Strahl und Düse in einer mit kalter, ruhender Luft gefüllten Bombe zu untersuchen.

In der Versuchsdurchführung war man bestrebt, außer dem Einfluß von Luftbewegung und Temperatur alle sonst im Verbrennungsraum auftretenden Einflüsse auf den Flüssigkeitsstrahl mit zu erfassen. Die Versuche sollten aufzeigen:

1. den Einfluß der Anfangsstörung der Düse;
2. den Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit (Oberflächenspannung, Dichte, Viskosität);
3. den Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft (Luftdichte, Luftzähigkeit);
4. den Einfluß der Strahlgeschwindigkeit (Abspritzdruck) auf die Strömungsform des Strahles, den Strahlzerfall und die Brennstoffverteilung innerhalb des Strahles. Es sollten ferner Aufschlüsse über die Tropfenbildung und Tropfengröße in Abhängigkeit von den unter 1. bis 4. genannten Einflüssen gewonnen werden.

Die folgenden Ausführungen bringen nur das wesentlichste der Versuche und ihrer Ergebnisse in Form eines gedrängten Überblickes [1].

Die Untersuchungen wurden hauptsächlich mittels funkenfotografischer Aufnahmen durchgeführt. Es wurde ein fotografisches Lupenvergrößerungsverfahren für Strahlaufnahmen entwickelt, das den Erfolg der Untersuchungen überhaupt erst sicherstellte. Bild 1 zeigt die Versuchsanlage.

Neben den Strahlaufnahmen wurden Brennstoffmengenmessungen im Strahlkern vorgenommen, um vergleichsmäßige Aufschlüsse über die Brennstoffverteilung im Strahlquerschnitt zu erhalten. In gleichbleibender Entfernung von der Düse gemachte Plastilinabdrükke vom Strahl ergänzten die Versuche.

---

1) Ausführlicher Bericht siehe Heft 57 der Deutschen Kraftfahrtforschung.

Für die Untersuchungen wurde eine Versuchsmethode angewendet, die es gestattet, die oben angeführten, auf den Strahl einwirkenden Einflüsse, teils getrennt und teils relativ zueinander zu erfassen, um auf diese Art die Ergebnisse einer vergleichenden Beurteilung unterziehen zu können. Die Untersuchung des Einflusses der Anfangsstörung der Düse in ihrem Zusammenwirken mit den molekularen Flüssigkeitskräften verlangte die Ausschaltung der von außen auf den Strahl einwirkenden Luftkräfte. Daher wurden unter Verwendung von Düsen verschiedener Anfangsstörungen die sich dadurch einstellenden Strömungsformen des Strahles zunächst bei Verwendung ein und derselben Spritzflüssigkeit (in diesem Falle Gasöl) im Vakuum (bei rd. 30 - 40 mm Hg) untersucht. Vergleichsweise wurden dieselben Untersuchungen dann mit Flüssigkeiten verschiedener physikalischer Eigenschaften wiederholt, wodurch sich der Einfluß der unterschiedlichen Flüssigkeitseigenschaften auf die Strömungsform des Strahles bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen erkennen ließ. Die Bilder 2 a und 2 b zeigen die für die Untersuchungen verwendeten Düsen. Auf Bild 2 a und 2 b ist die Düsennadel stets in angehobenem Zustand gezeichnet. Die gestrichelten Linien stellen Stromfäden der ausfließenden Spritzflüssigkeit dar.

Ausgehend von der Strömungsform des Strahles wurde sodann durch Variation des Gegendruckes und der Strahlgeschwindigkeit in der Bombe der Einfluß der Luftdichte auf den Strahlaufbau und den Strahlzerfall untersucht. Bild 3 zeigt die Luftdichte in Abhängigkeit vom Druck bei konstanter Lufttemperatur von 20°C an. Demnach entspricht die im Dieselmotor bei Kompressionsende erreichte Luftdichte etwa einem Druck von 15 ata in der Bombe.

Zum Kenntlichmachen des Einflusses der Gaszähigkeit wurden dieselben Versuche bei den gleichen Gasdichten mit einem Gas von gegenüber Luft kleinerer Gaszähigkeit wiederholt. Die Bombe wurde mit Äthan gefüllt, das bei 20°C etwa die halbe Zähigkeit gegenüber Luft besitzt.

Die Versuche wurden alle bei gleichbleibender Spritzmenge von 30 mg/Hub sowie gleichem Einspritzsystem (Pumpe, Leitung) und gleicher Pumpendrehzahl von n = 1000 U/min durchgeführt, so daß das Einspritzgesetz weitgehend konstant gehalten und somit ein zusätzlicher fälschender Einfluß von dieser Seite her vermieden wurde.

Im folgenden seien kurz die wichtigsten Ergebnisse der Arbeit wiedergegeben:

### 1. Untersuchung der Strömungsform des Strahles im Vakuum

Die Basis, auf der alle weiteren Untersuchungen aufbauen, ist die Strömungsform des Strahles. Die aus der Hydrodynamik der Rohrströmung bekannten Ausdrücke laminar und turbulent kann man auf den frei in Luft sich bewegenden Strahl nicht übertragen, da hier das Reynolds'sche Ähnlichkeitsgesetz nicht anwendbar ist. Denn die Strömungsform des sich frei in Luft bewegenden Strahles ist in Düsennähe stets eine Funktion der Anfangsstörung. Es zeigt sich, daß man abhängig von der Anfangsstörung beim frei sich bewegenden Strahl unterscheiden muß zwischen geballter (Bild 4)

000696



und aufgelockerter Strömung (Bild 5). Auf den gezeigten Strahlphotos befindet sich links auf dem Bilde die Düse. Der Strahl bewegt sich also stets von links nach rechts.

Als eine besondere Form des Strahlzerfalles kann man die Auflösungserscheinung eines Flüssigkeitshäutchens bezeichnen. Der Zerfall setzt hier im Vakuum bereits unter dem Einfluß der Oberflächenspannung der Spritzflüssigkeit ein (Bild 6).

Aus den Bildern 4 bis 6 ist schon deutlich ersichtlich, daß die Anfangsstörung auch maßgebend für die Flüssigkeitsverteilung im Strahl ist. Eine weitere Strahlauflösung findet im Vakuum infolge Fehlens der äußeren, strahlauflösend wirkenden Luftkräfte nicht statt. Es tritt lediglich eine geringe Tropfenbildung auf, die jedoch nur auf den Einfluß der Oberflächenspannung zurückzuführen ist. Man kann daraus schließen, daß nur die äußeren Luftkräfte für die eigentliche Strahlauflösung und damit für intensive Tropfenbildung verantwortlich sind. Es wird damit sachlich richtiggestellt, daß die Düse selbst nicht zerstäubt. Die Düse schafft lediglich durch Erzeugen der Strömungsform des Strahles die wichtigste Voraussetzung für das mehr oder weniger rasche Aufteilen und Zerstäuben der Spritzflüssigkeit, dessen Durchführung jedoch ausschließlich den von außen auf den Strahl einwirkenden Luftkräften (dynamischen Luftkräften) vorbehalten bleibt. Dies wird durch die später folgenden Ausführung noch weiter belegt werden.

Die Zähigkeit der Flüssigkeit wirkt sich hemmend und verzögernd auf Strahlbildung und Strahlzerfall aus (Vergleich zwischen Bild 7 und Bild 8), während die Oberflächenspannung der Spritzflüssigkeit die Strahlauflösung und die Tropfenbildung in Zusammenarbeit mit den Luftkräften fördert.

### 2. Untersuchung des Einflusses der Luftdichte und Luftzähigkeit auf den Strahl

Der weitaus stärkste Einfluß auf die Strahlbildung und die Strahlauflösung ist der Luftdichte bzw. dem Gegendruck der Luft zuzuschreiben. Zur Ermittlung des Einflusses der Luftdichte auf den Strahl wurden Mengenmessungen im Strahlkern vorgenommen. Das Bild 9 zeigt den Aufbau eines aus einer Lochdüse gespritzten Strahles. Danach kann der Strahl zerlegt werden in einen kompakteren Strahlkern, um den herum sich ein aus abgespalteten Brennstoffteilchen bestehender Strahlmantel befindet. Auffangmengenmessungen im Strahl haben Aussicht auf Genauigkeit n u r im Strahlkern, wie sich aus oberflächlicher Überlegung bereits ergibt. Der prozentuale Anteil der aufgefangenen Kernmenge am insgesamt pro Hub eingespritzten Brennstoff vermittelt ein anschauliches Bild über die Strahlauflösung und damit über den Einfluß der äußeren Luftkräfte auf den Strahl. Die Auffangversuche wurden mit einer dem Strahlkerndurchmesser angepaßten Rohrsonde in gleichbleibender Entfernung von der Düse ausgeführt. Die Anordnung war so getroffen, daß der Strahl durch die Sonde in keiner Weise gestört oder beeinflußt wurde. Bild 10 zeigt Ergebnisse der Auffangversuche.

Bei geballter wie auch bei aufgelockerter Strömung tritt mit vom Vakuum an zunehmender Luftdichte ein Zusammendrücken des

Strahles auf, das für Gasöl bei etwa 5 ata Luftdruck das Maximum erreicht (Bild 10). Die im Strahlkern befindliche Flüssigkeitsmenge nimmt zu, eine Strahlauflösung findet - abgesehen von Tropfenbildung am Strahlrand - nicht statt. Bis zu diesem Punkt überwiegt der Einfluß des s t a t i s c h e n - Luftdruckes. Die d y n a m i s c h e n Luftkräfte, die durch die Relativgeschwindigkeit Strahl-Luft erzeugt werden, sind noch nicht groß genug, um die inneren molekularen Flüssigkeitskräfte zu überwinden und damit eine Strahlauflösung herbeizuführen. Erst mit von 5 ata an weiter steigender Luftdichte werden immer größere strahlauflösend wirkende dynamische Luftkräfte durch die Relativgeschwindigkeit Strahl-Luft erzeugt, die eine zunehmende Strahlauflösung herbeiführen.

Diese Erscheinung der Strahlkernzunahme und -abnahme läßt sich durch Plastilinabdrücke vom Strahl anschaulich bestätigen.

Die tiefere Ursache für diese Abhängigkeit der Strahlauflösung von der Luftdichte ist in dem Größenverhältnis der inneren Flüssigkeitskräfte zu den von außen auf den Strahl einwirkenden Luftkräften zu suchen, das sich mit steigender Luftdichte verändert.

Die bei gleicher Einspritzmenge pro Hub durchgeführten Mengenmessungen ergeben ferner, daß die Anfangsstörung der Düse entscheidenden Anteil an der Brennstoffverteilung im Strahl besitzt (Bild 10). Beispielsweise betrug die bei ungünstigster Luftdichte (5 ata) und sonst gleichen Bedingungen im Strahlkern aufgefangene Brennstoffmenge bei geballter Strömung etwa 68 %, bei aufgelockerter Strömung etwa 23 % der insgesamt pro Hub eingespritzten Menge. Der jeweilige Rest von 32 % bzw. 77 % befindet sich in Form von bereits abgespalteten Flüssigkeitsteilchen im Strahlmantel und kann allgemein als Maßstab für die Beurteilung der Brennstoffverteilung im Strahlquerschnitt angesehen werden. Das hiermit aufgezeigte unterschiedliche Verhalten der beiden Strömungsarten ist im Hinblick auf die Verbrennung im Motor von großer Bedeutung.

Auch bezüglich der Tropfenbildung unter Lufteinfluß zeigen beide Strömungsformen ein unterschiedliches Verhalten, wie aus den zwei folgenden Bildern 11 und 12 hervorgeht. Die aufgelockerte Strömungsform des Strahles zeigt ein sofortiges intensives Einsetzen der Tropfenbildung.

Interessant ist auch das volumenmäßige Verhalten der beiden Strömungsformen des Strahles unter dem Luftdichteeinfluß (Bild 13). Die aufgelockerte Strömung zeigt eine ausgeprägtere Abhängigkeit des Strahlvolumens von der Luftdichte als die geballte. Sie ist jedoch volumenmäßig der geballten Strömung überlegen.

Unter Zugrundelegung des zur Verbrennung erforderlichen theoretischen Luftbedarfes, also für $\lambda = 1$, enthält der a u f g e l o c k e r t e Gasölstrahl bei 15 ata in der Bombe (also bei dieselmotorischer Luftdichte) 70 %, der Strahl mit g e b a l l t e r Strömung nur 38 % der nötigen Luftmenge.

Die bei gleichbleibender Luftdichte, jedoch verschiedener Strahlgeschwindigkeit durchgeführten Auffangmessungen zeigen, daß es für die geballte Strömung eine für die Strahlauflösung günstigste Strahlgeschwindigkeit gibt (Bild 14).

000697



Diese Tatsache wird mit dem Übergang von dynamischer zu statischer Oberflächenspannung und der dadurch mit steigender Strahlgeschwindigkeit eintretenden Verschiebung des Verhältnisses der inneren zu den äußeren Strahlkräften erklärt. Bei aufgelockerter Strömung ist diese ausgeprägte Abhängigkeit der Strahlauflösung von der Strahlgeschwindigkeit nicht vorhanden, da diese Strömungsform weit günstigere Voraussetzungen für die Strahlauflösung mit sich bringt, als es bei der geballten Strömung der Fall ist.

Bild 15 zeigt die Abhängigkeit der Luftzähigkeit von der Temperatur. Die im Motor bei rd. 650°C Kompressionsendtemperatur vorhandene Zähigkeit der Luft (Punkt B) ist rd. 4,5 mal so groß als die von Äthan bei 20°C (Punkt C). Die Äthanzähigkeit ist etwa halb so groß als die der Luft bei 20° C (Punkt A). Bild 16 gibt die Ergebnisse der Auffangmessungen bei geballter Strömung in Äthan und Luft wieder. Diese Ergebnisse lassen den Schluß zu, daß die im Dieselmotor während des Einspritzvorganges herrschende Luftzähigkeit die Strahlauflösung stark behindert. (Die Streuung der Meßpunkte der Äthankurve von etwa 6 ata an hat besondere Gründe, auf die hier nicht näher eingegangen sei.)

Die Versuche und ihre Ergebnisse zeigen die grundsätzliche Richtung auf, in der von seiten der Düse her das Problem des Erreichens guter Gemischbildung im Motor anzufassen ist. Es ist damit ferner erwiesen, daß dem konstruktiven Aufbau der Düse, in erster Linie den Nadelsitz- und Ausflußverhältnissen der Düse ausschlaggebende Bedeutung bezüglich der Brennstoffverteilung im Strahl und vor allem auch im Hinblick auf die weitere, durch die Luftkräfte erfolgende Strahlauflösung zukommt.

Unter Zugrundelegung der hier aufgezeigten grundsätzlichen Ergebnisse der Strahluntersuchung sind Versuche am Motor selbst geplant, die zunächst das Ziel haben, die in der Bombe erhaltenen Erkenntnisse auf ihre Gültigkeit im Motor zu prüfen. Das unterschiedliche Verhalten der einzelnen Strahlen wird sich dabei sehr klar bei hohen Drehzahlen zeigen. Als wichtigster Vergleichsmaßstab für das Verhalten der einzelnen Düsen und Strahlen im Motor ist die Dauer der Verbrennung unter sonst gleichen Bedingungen anzusehen. Die ermittelte Verbrennungszeit zusammen mit Druckindizierung werden die gewünschten Aufschlüsse ergeben.

Das Endziel dieser motorischen Untersuchungen ist es, die im Motor zu leistende Gemischbildungsarbeit mehr und mehr der Düse selbst zuzuschieben und so nur mit einem unbedingt notwendigen Minimum an Luftbewegung im Verbrennungsraum auszukommen. Dadurch würde die bisher in verschiedenen Motortypen vom Motor selbst noch zu leistende Gemischbildungsarbeit, die beträchtliche Werte annehmen kann, wegfallen bzw. der Nutzleistung zugute kommen. Es ist ferner in diesem Zusammenhang erstrebenswert, die Verbrennungszeit bei hohen Drehzahlen so weit als möglich zu verkürzen, um dadurch die Wirtschaftlichkeit des motorischen Arbeitsverfahrens zu erhöhen. Denn nur die in der Nähe des oberen Totpunktes umgesetzte Brennstoffenergie hat maßgeblichen Anteil am thermodynamischen Wirkungsgrad der Maschine.

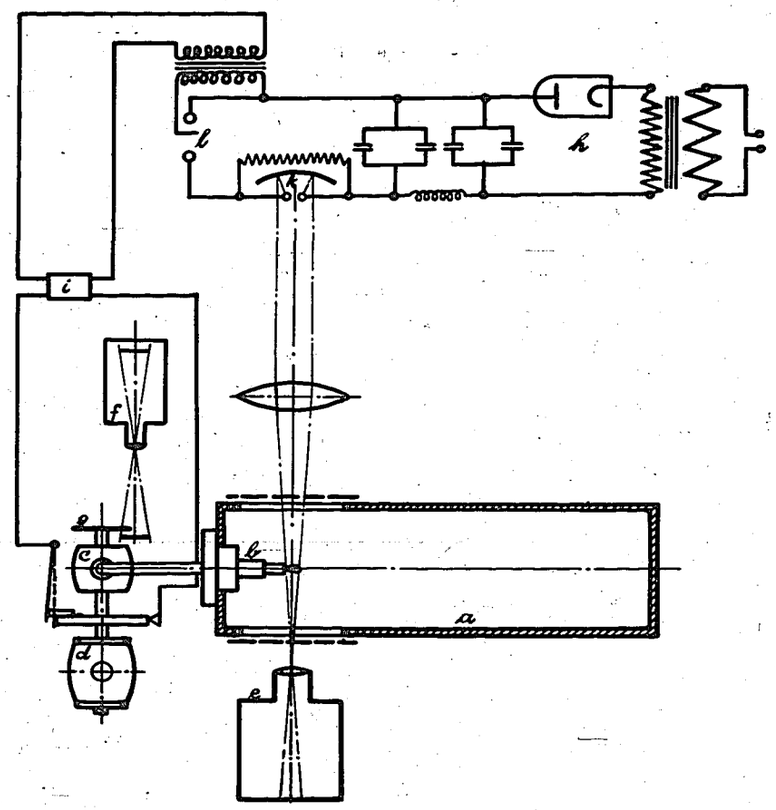



Bild 1. Versuchseinrichtung für Strahluntersuchungen.

a) Einspritzbombe
b) Düsenhalter mit Düse
c) Einspritzpumpe
d) Elektromotor
e) Photographische Kamera zur Aufnahme der Strahlen
f) Photographische Kamera zur Aufnahme der mitrotierenden Kurbelwinkelmarke g
g) Marke zwecks Ermittlung der mit e photographierten Strahlstadien
h) Elektrische Anlage zur Erzeugung der Belichtungsfunken
i) Steuergerät für den Belichtungsfunken
k) Belichtungsfunkenstrecke
l) Steuerfunkenstrecke

000698



Zapfendüse

Nadeldüse

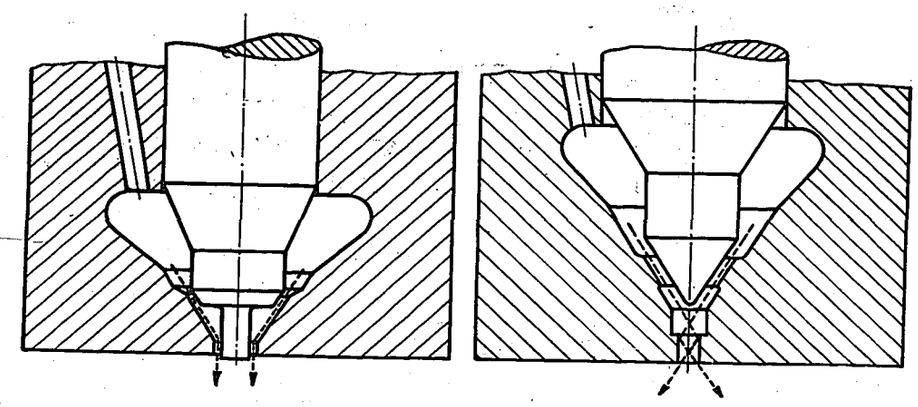


Bild 2a. Einspritzdüsen.

Flachsitzdüse

Zapfendüse mit Kegel

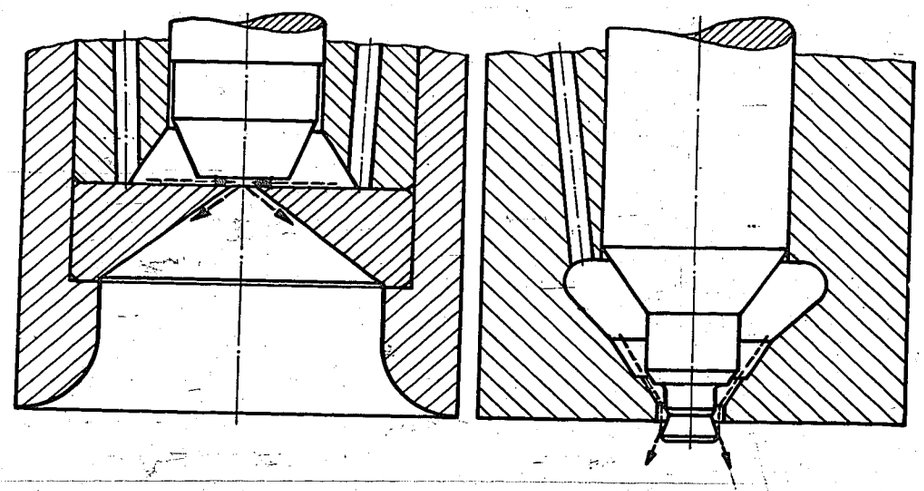


Bild 2b. Einspritzdüsen.

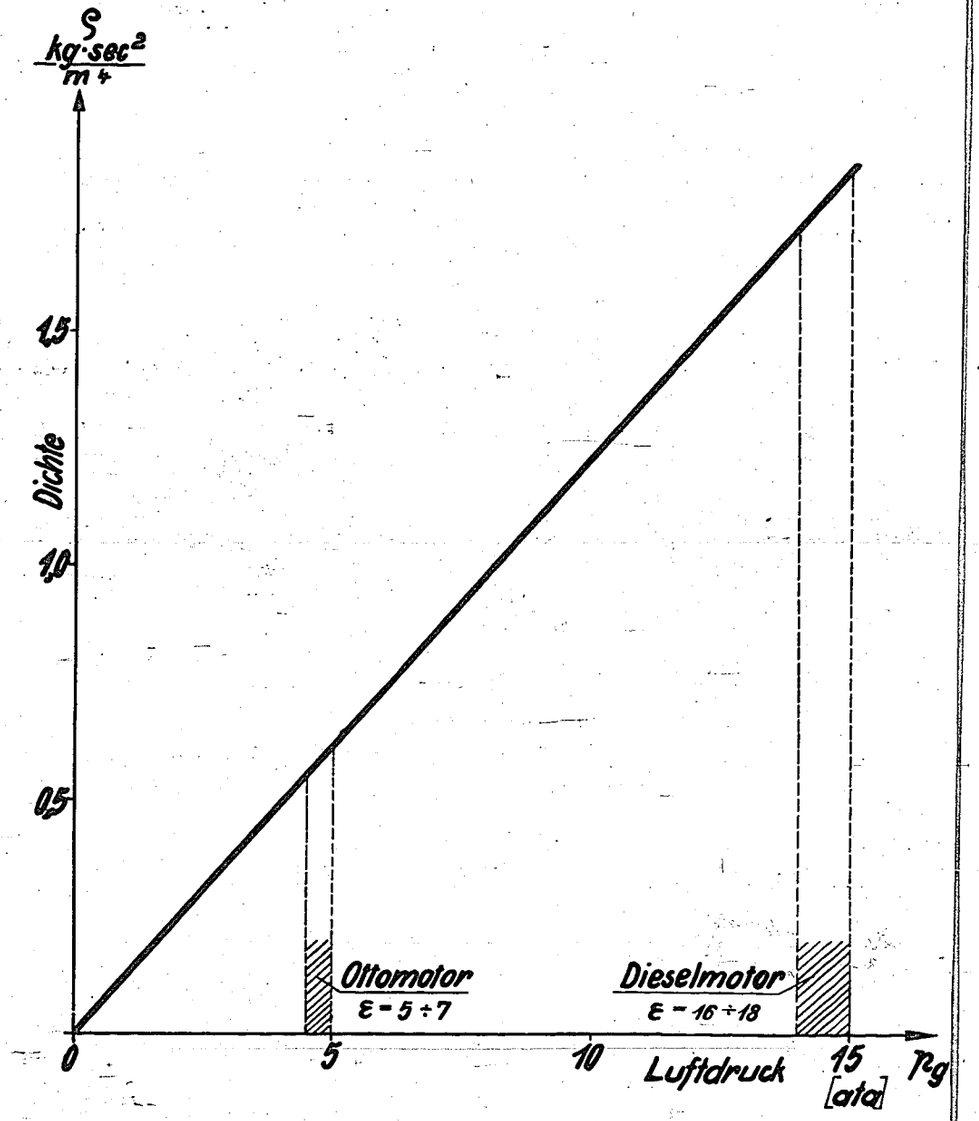



Bild 3. Abhängigkeit der Luftdichte vom Druck. ($t_1$ = 20° C)





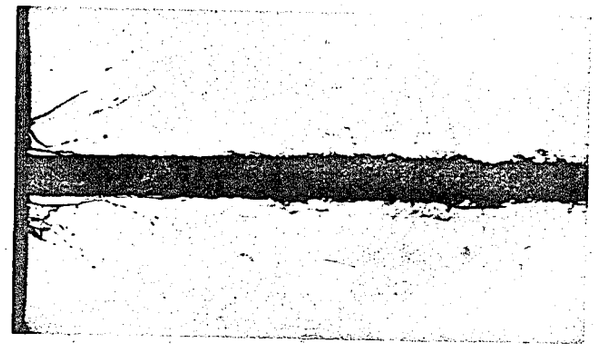


Bild 4. Geballte Strömung, Zapfendüse Bild 2a, Gasöl, Vakuum. Bildmaßstab 8 : 1.

Bild 5. Aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Bild 2b, Gasöl, Vakuum. Bildmaßstab 8 : 1.

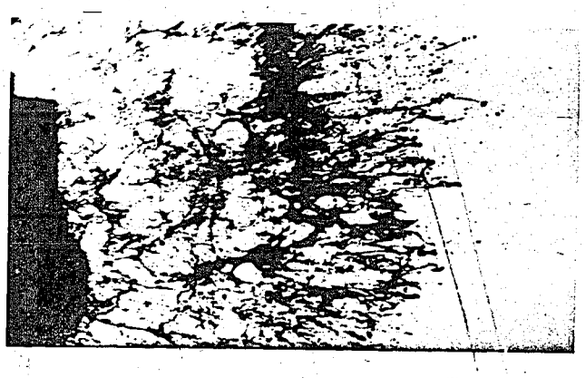


Bild 6. Häutchenbildung und -zerfall, Gasöl, Vakuum. Bildmaßstab 8 : 1.

Bild 7. Zapfendüse mit Kegel Abb. 2b, sehr zähes Schmieröl, Vakuum, Spritzbeginn. Bildmaßstab 2 : 1.

Die Spritzflüssigkeit verläßt infolge ihrer großen Zähigkeit die Düse in Form eines zusammenhängenden kreiskegelförmigen Häutchens.

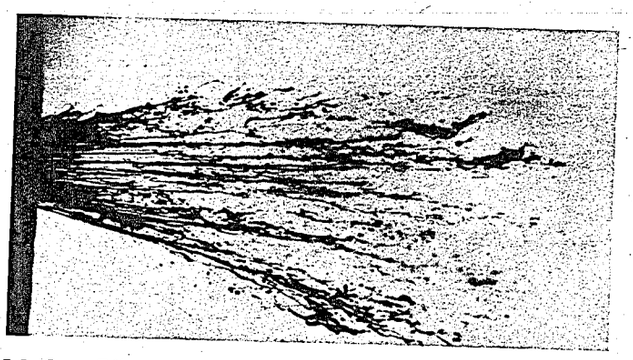


Bild 8. Düse wie Abb. 7, Vakuum, Spritzbeginn, jedoch Gasöl als Spritzflüssigkeit. Bildmaßstab 8 : I.

Das verwendete Gasöl besitzt eine vielfach kleinere Zähigkeit gegenüber dem Schmieröl Abb. 7. Daher kann sich - deutlich wahrnehmbar auf dem Bild - die Oberflächenspannung der Flüssigkeit voll auswirken. Unter ihrem Einfluß zerfällt die aus der Düse austretende Spritzflüssigkeit in einzelne Kerne, welche ihrerseits zur Zertropfung führen. Die große Zähigkeit des in Abb. 7 verwendeten Schmieröls verhinderte dort das Auftreten dieser Erscheinung.

000700



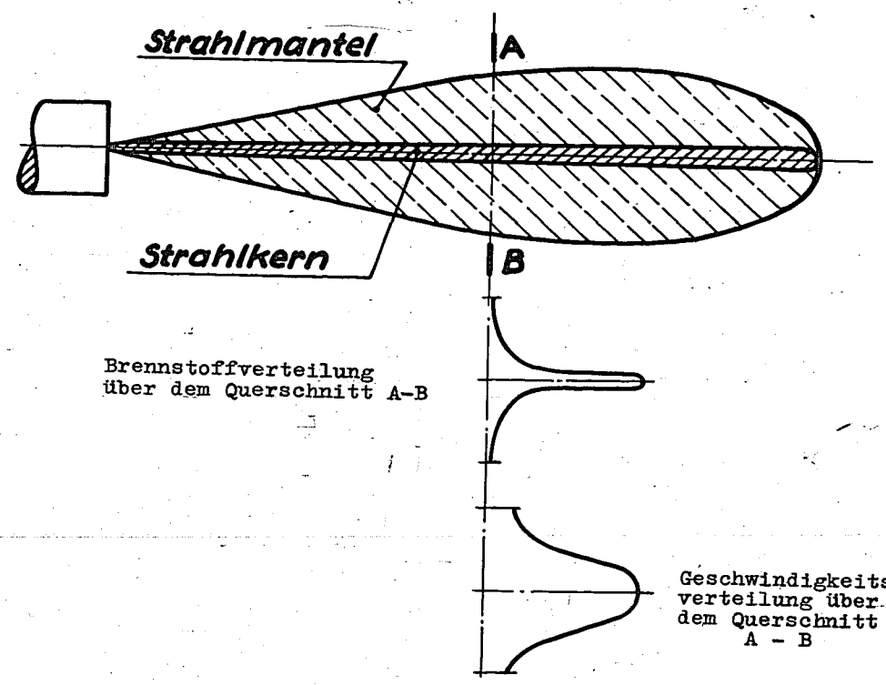



Bild 9. Strahlaufbau (Lochdüse).

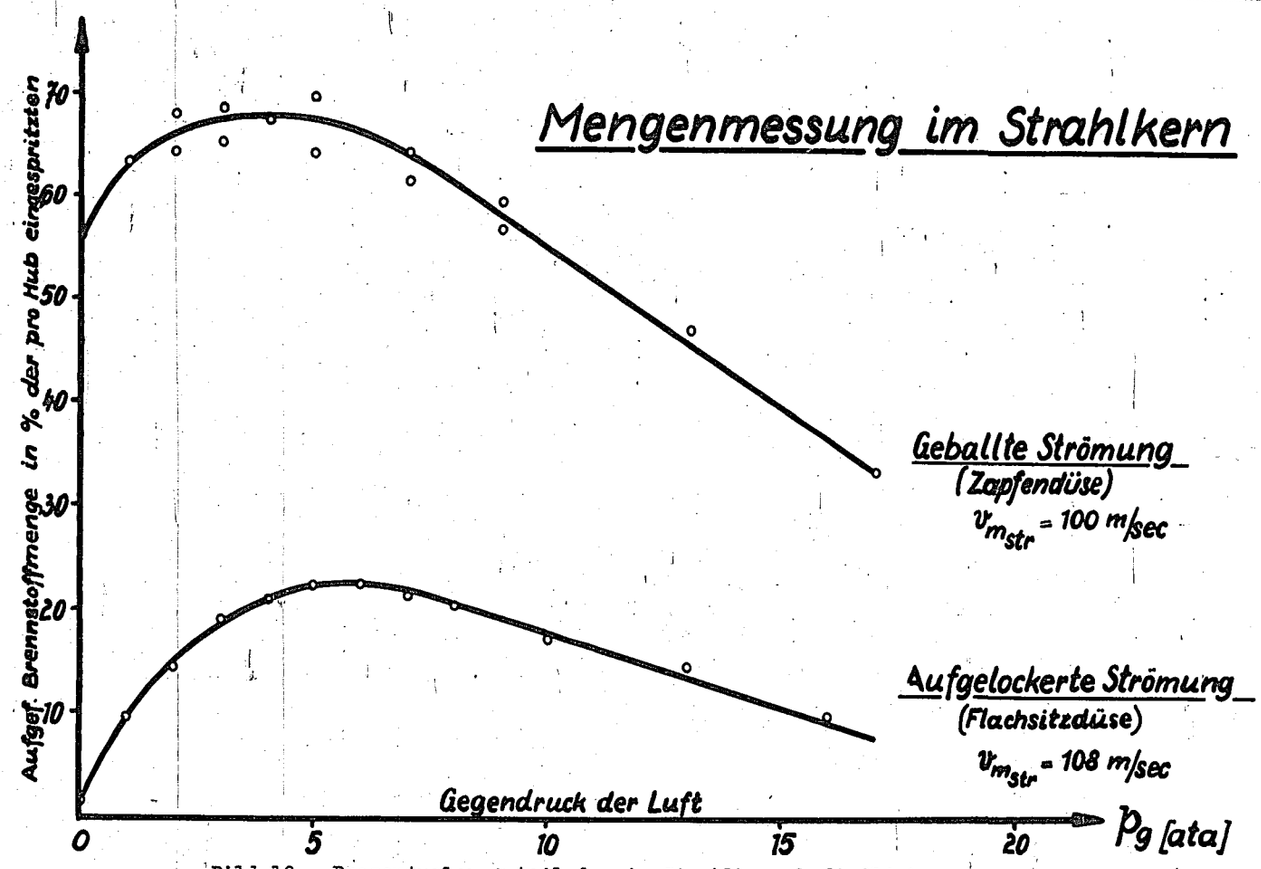



Bild 10. Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Brennstoffmenge an der insgesamt pro Hub eingespritzten in Abhängigkeit vom Gegendruck $p_g$ der Luft (Auffangversuch).
Kurve a: aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Abb. 2b, mittlere Strahlgeschwindigkeit $v_m$ = 108 m/s.
Kurve b: geballte Strömung, Zapfendüse Abb. 2a, $v_m$ = 100 m/s.

000701



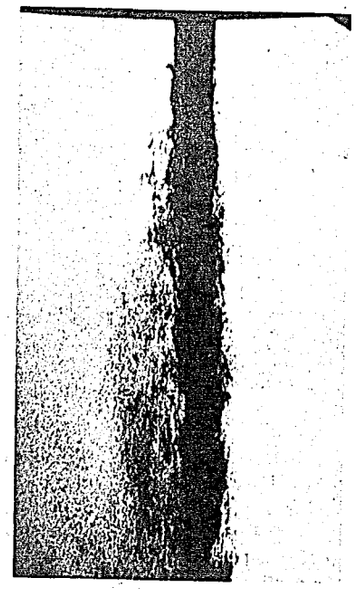


Bild 11. Geballte Strömung, Zapfendüse Abb. 2a, Gasöl, Gegendruck der Luft 16 ata. Bildmaßstab 8 : 1.

Bild 12. Aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Abb. 2b, Gasöl, Gegendruck der Luft 16 ata. Bildmaßstab 8 : 1.

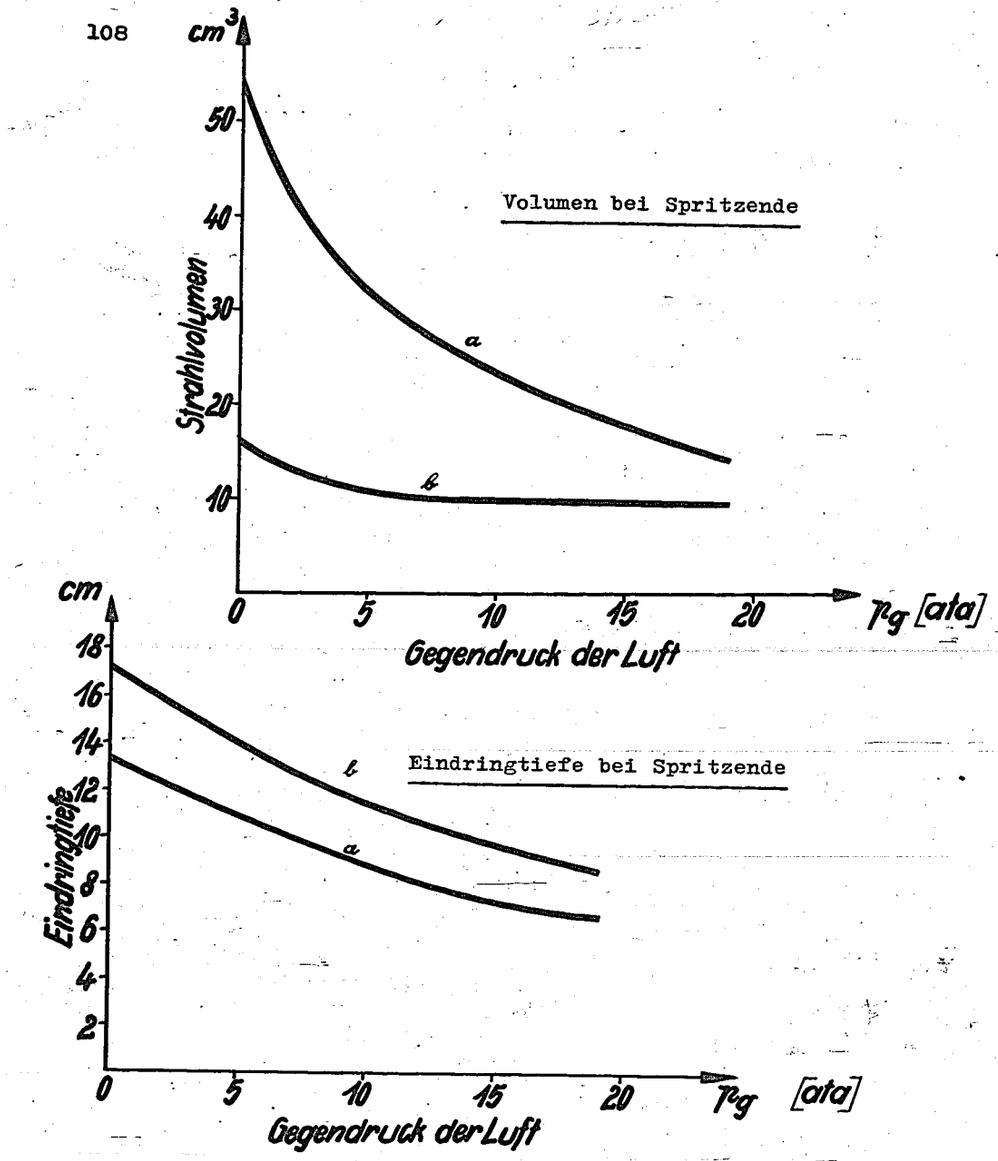



Bild 13. Strahlvolumen und Eindringtiefe bei Spritzende in Abhängigkeit vom Gegendruck $p_g$ der Luft in der Bombe.
Kurve a: aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Abb. 2b, mittlere Strahlgeschwindigkeit $v_m = 125$ m/s.
Kurve b: geballte Strömung, Zapfendüse Abb. 2a, $v_m = 119$ m/s.





## Mengenmessung im Strahlkern

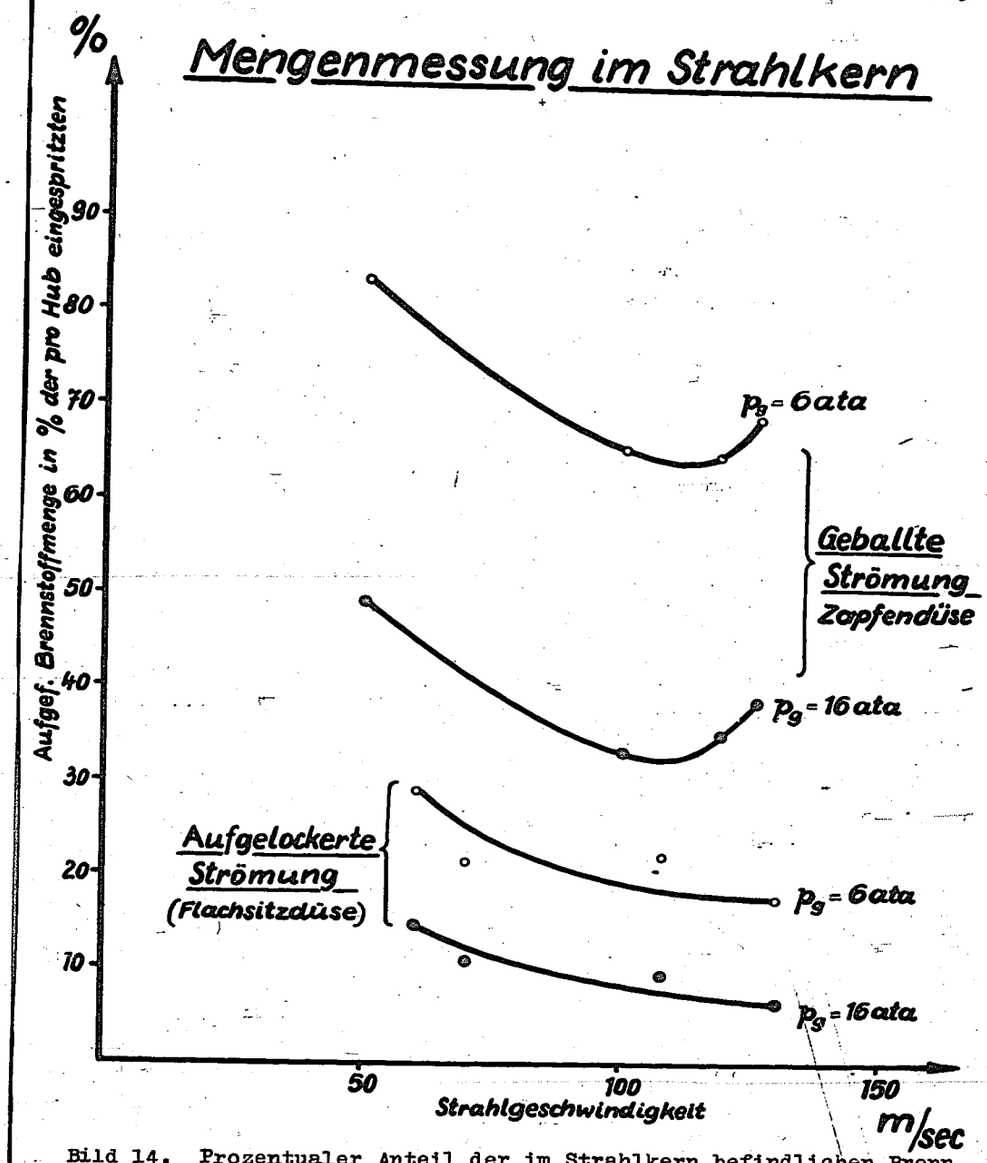



Bild 14. Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Brennstoffmenge an der insgesamt pro Hub eingespritzten in Abhängigkeit von der Strahlgeschwindigkeit, gemessen für 2 Gegendrücke $p_g$ der Luft sowie bei geballter und aufgelockerter Strömung (Auffangversuch).

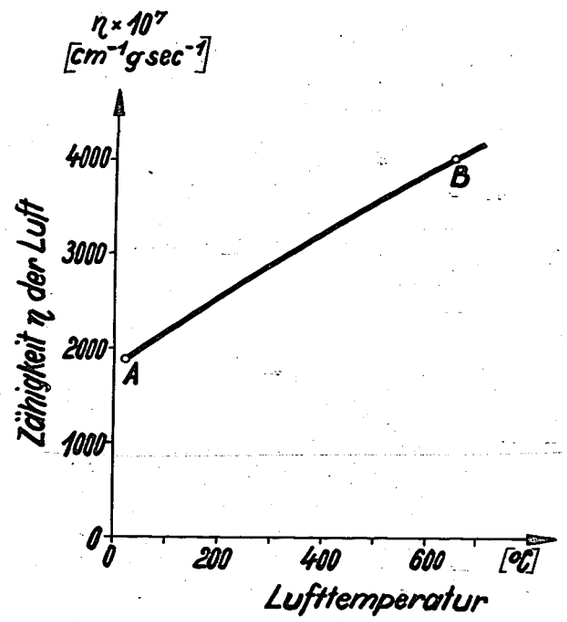



Bild 15. Abhängigkeit der Luftzähigkeit von der Lufttemperatur.





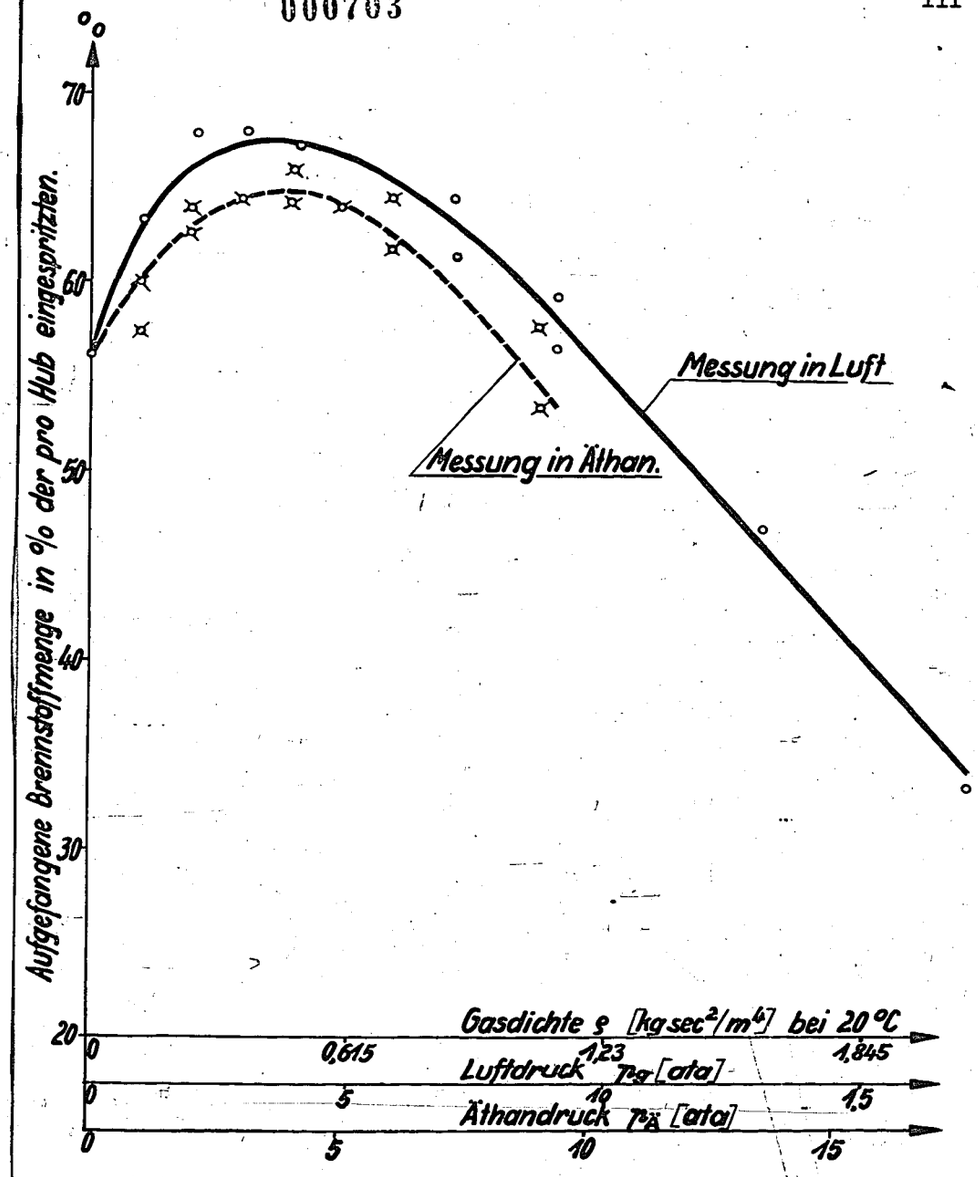



Bild 16. Einfluß unterschiedlicher Gaszähigkeit auf die im Strahlkern befindliche Brennstoffmenge. Auffangmessung in Luft (Kurve a) und Äthan (Kurve b) bei geballter Strömung; $v_m$ = 100 m/s.

## 8. Zündverzugsmessung und Kraftstoffbewertung

Von Dipl.-Ing. E r n s t

Aus dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart

### Meßverfahren

Für die Aufnahme des Zündverzugs im Motor kommen folgende Meßverfahren in Betracht:

1. Messung des Druckverlaufs
2. Aufnahme der Flammenjonisation
3. Aufnahme der Ausstrahlung des Brennraums
4. Lichtbildaufnahmen der Verbrennung.

Die Druckanzeige ist für einen einheitlichen Brennraum weitgehend unabhängig vom Meßort, sofern das Meßgerät unmittelbar am Brennraum angesetzt werden kann. Die Aufnahme des Jonisationsstroms beim Durchgang durch die Flamme ist eine ausgesprochen örtliche Messung, also wesentlich abhängig vom Meßort. Die Aufnahme der Ausstrahlung des Brennraums ist von der Form und der Lage des durch die Aufnahmevorrichtung gebildeten Sichtkegels abhängig. Schwierigkeiten bereitet hier mitunter die Schwächung der Empfindlichkeit durch Verrussen des Aufnahmefensters. Durch geeignete Ausbildung und Anordnung des Dämpfers kann das Verrussen weitgehend verzögert werden. Für Lichtbildaufnahmen gelten im wesentlichen die Bedingungen der Strahlungsmessung.

Zur Klärung der Verwendungsmöglichkeiten der einzelnen Meßverfahren wurden an einem Lanova-Einzylindermotor Zündverzugsbestimmungen durchgeführt, wobei hauptsächlich die Strahlungsmessung mit Fotozellen eingehender untersucht wurde. Die Fotozellen wurden an drei verschiedenen Stellen des Brennraums gegen die Speichermündung, gegen den Speicher selbst und an der Auslaß-Seite des Brennraums auf die Einspritzdüse zu angesetzt (Bild 1).

Im allgemeinen tritt der kleinste Zündverzug und daher die erste Entzündung des Kraftstoffs im Hauptbrennraum in der Gegend der Speichermündung auf (Bild 2). Der Kraftstoff trifft hier auf seinem Weg von der Einspritzdüse her durch den Brennraum hindurch auf die heiße Mündungszone des Speichers, wo er sich entzündet. Begünstigt durch die Luft- und Kraftstoffstrahlbewegung in Richtung auf den heißen Speicher schlägt die Flamme zunächst in diesen hinein und erst dann greift die Entflammung auf den Hauptbrennraum über. Der Verbrennungsablauf wird wesentlich vom Spritzbeginn beeinflußt. Bei frühem Spritzbeginn greift die Entflammung sehr rasch um sich, die Einsatzpunkte an den verschiedenen Meßstellen liegen dichter beieinander. Bei später Einspritzung dagegen breitet sich die Entflammung deutlich langsamer aus.

Es zeigt sich also, daß die Genauigkeit der Messung wesentlich davon abhängt, an welcher Stelle des Brennraums der Zündverzug bestimmt wird.

Allgemein läßt sich weiter feststellen, daß aufeinanderfolgende Umsetzungsvorgänge trotz gleicher äußerer Bedingungen erhebliche Ungleichförmigkeiten im Verbrennungsablauf aufweisen können.

Für den Lanova-Luftspeichermotor (Bild 3) zeigen 2 Aufnahmen der Ausstrahlung des Brennraums bei gleichen motorischen Betriebsverhältnissen, daß sowohl der Höchstwert als auch der Verlauf der Ausstrahlung deutliche Unterschiede aufweisen. Der Verlauf des Verbrennungsdrucks ist wesentlich gleichförmiger, da er sich aus Einzelvorgängen zusammensetzt, die sich teilweise wieder ausgleichen.

Es zeigt sich also weiter, daß man Gesetzmäßigkeiten für den Zündverzug im motorischen Betrieb zweckmäßig durch Mittelwertbildung feststellt.

## Verbrennungsverfahren

Die Zündverzugsbestimmung insbesondere für die Zwecke der Kraftstoffprüfung wird im allgemeinen bei unmittelbarer Einspritzung durchgeführt. Die einzelnen motorischen Verbrennungsverfahren zeigen jedoch bekanntlich unterschiedliches Verhalten beim Anlassen und beim Betrieb des Motors, ebenso auch verschiedene Kraftstoffempfindlichkeit. Von der unterschiedlichen Ausbildung des Brennraums muß man hauptsächlich insofern einen Einfluß auf den Zündverzug erwarten, als bei gleicher Gesamtverdichtung Temperatur und Druck an der Zündstelle bei den einzelnen Verfahren verschieden sein können. Bei Untersuchungen am FKFS-Dieselprüfmotor ergab sich jedoch (Bild 4), daß für ein handelsübliches Gasöl mit drei verschiedenen Verbrennungsverfahren bei gleichem Spritzbeginn über dem ganzen Verdichtungsbereich Unterschiede im Zündverzug von nur 1°KW auftraten.

Bei Vergleichsmessungen mit Kraftstoffen verschiedener Herkunft von größerer und geringerer Zündwilligkeit wurden größere Unterschiede bis zu 2°KW festgestellt. Die kleineren Zündverzüge wurden dabei vom Vorkammer- und Luftspeicherverfahren erreicht.

Das Verbrennungsverfahren hat demnach auf den Zündvorgang einen verhältnismäßig kleinen Einfluß, der jedoch bei den einzelnen Kraftstoffarten verschieden ist. Die auf eine Verkürzung des Zündverzugs hinwirkenden Eigenschaften werden durch entgegengesetzte Einflüsse weitgehend ausgeglichen. Sind feststellbare Unterschiede vorhanden, so ergeben stets die Verfahren mit unterteiltem Brennraum die kleineren Zündverzüge.

## Einfluß inerter Gase

Im allgemeinen sind in der verdichteten Frischluft des Brennraums nur geringe Mengen bereits verbrennter Gase enthalten. Diese Anteile können jedoch bei schlechtem Zustand des Motors größer werden. Der Abgasanteil ist beim Zweitaktmotor größer als beim Viertaktmotor. Bei unterteilten Brennräumen enthält der abgeschnürte Teil ebenfalls mehr Abgas, da er nicht genügend ausgespült wird.

000705



Eine versuchsmäßige Veränderung der Einzelanteile des angesaugten Sauerstoff-Stickstoffgemisches ergab, daß von einem Sauerstoffgehalt von mehr als 50 % an nur eine geringe Abnahme des Zündverzugs zu erwarten ist, während unterhalb 10 % Sauerstoffgehalt der Zündverzug stark ansteigt. Die Wirksamkeit der einzelnen Gase ist unterschiedlich. Durch Zusatz von Kohlensäure zur angesaugten Luft wird gegenüber Stickstoff ein erheblich steilerer Anstieg des Zündverzugs erreicht.

## Kraftstoffbewertung

Die Zündwilligkeit des Kraftstoffs wird bekanntlich mit Hilfe des Zündverzugs bewertet. Im allgemeinen erfolgt diese Bewertung bei einem Betriebszustand, also auch bei einer Verdichtung. Es zeigt sich nun, daß die Zündwilligkeit über ein größeres Druck- und Temperaturgebiet für verschiedene Kraftstoffe einen unterschiedlichen Verlauf ergeben kann. Damit können sich bei der Bewertung des gleichen Kraftstoffes bei verschiedenen Verdichtungen auch verschiedene Cetenzahlen ergeben, da die Bewertung im Vergleich mit Eichkraftstoffen erfolgt. Bei einer praktischen Auswertung dieses Verhaltens für die Kraftstoffprüfung erhält man in der vorliegenden Darstellung (Bild 6) für jeden Kraftstoff über den Verlauf der Verdichtung Kennlinien, denen die jeder Verdichtung entsprechenden Cetenzahlen entnommen werden können.

Bei Verwendung eines Kraftstoffs im Ottomotor wird seine Bewertung nach der Klopffestigkeit durchgeführt. Die allgemein gebräuchlichen Prüfverfahren bestimmen hierzu die Klopfgrenze unter festgelegten Bedingungen mit Hilfe des Springstabs.

Nach den heute vorliegenden Erkenntnissen ist das Klopfen als reiner Selbstzündungsvorgang in Form einer Druckzündung anzusehen. Die Klopffestigkeit des Kraftstoffs kann daher auch als Widerstand gegen die Selbstzündung oder als Zündträgheit und damit als begriffsgleich mit der Zündwilligkeit aufgefaßt werden.

Auf Grund dieser Erkenntnisse ist es naheliegend, auch den Otto-Kraftstoff nach dem Druck-Zündungsverfahren, also unmittelbar nach seiner im Zündverzug sich ergebenden Zündwilligkeit zu bewerten.

Das Ergebnis einer Meßreihe mit Mischungen aus Eichbenzol und -Benzin (Bild 7), bei der zunächst der Zündverzug als Cetenzahl und dann aus dem vorher festgestellten Zusammenhang zwischen Ceten- und Oktanzahl die zugehörige Oktanzahl ermittelt wurde, zeigt im Vergleich zu den nach dem Springstabverfahren im IG-Prüfmotor sich ergebenden Werten eine brauchbare Übereinstimmung beider Meßverfahren. - Die Unterschiede im unteren Teil des Verlaufs sind wahrscheinlich auf Eigenarten der Springstabmessungen zurückzuführen. Die aus dem Zündverzug ermittelte Klopffestigkeit liegt um 1 - 2 Einheiten der Oktanzahl höher, da sich bei der angewandten Prüfweise die höhere Verdampfungswärme des Ottokraftstoffs im Sinne einer Oktanzahlerhöhung auswirkt.

Bei Anwendung dieses Verfahrens für Otto-Kraftstoffe ist es zweckmäßig, zur Verhinderung von Meßfehlern und Störungen durch Dampfblasenbildung eine Benzineinspritzanlage oder eine Kraftstoffkühlanlage einzubauen.

Das vorgeschlagene Verfahren kann noch keinen Anspruch darauf erheben, den gesamten Bereich der flüssigen Kraftstoffe zu umfassen, da ausreichende Erfahrungsgrundlagen noch nicht vorliegen. Die bisherigen Ergebnisse zeigen jedoch, daß es aussichtsreich erscheint, in Anbetracht der Vorteile gegenüber den üblichen Prüfungen, die Anwendung dieses Verfahrens weiter zu klären.

000706



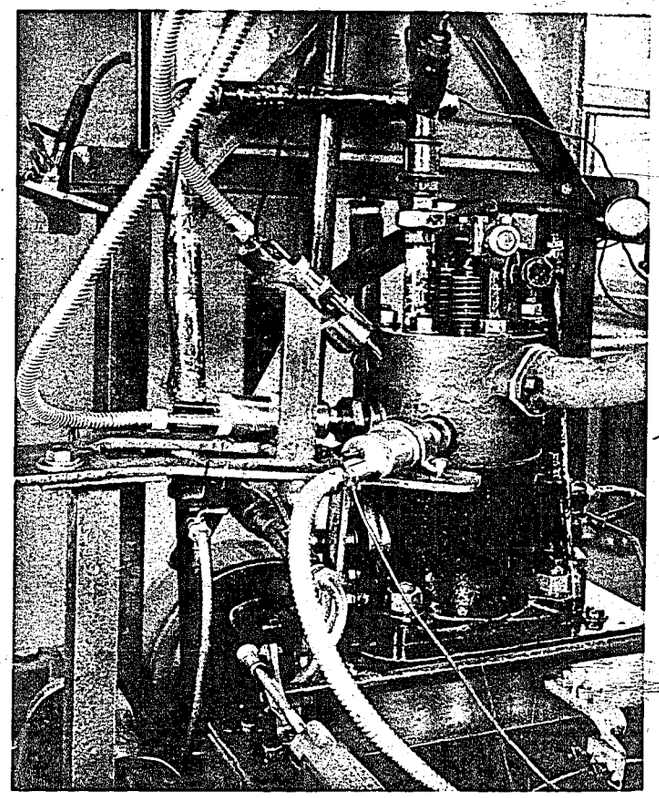


Bild 1. Anordnung der Photozellen am Lanova-Motor.

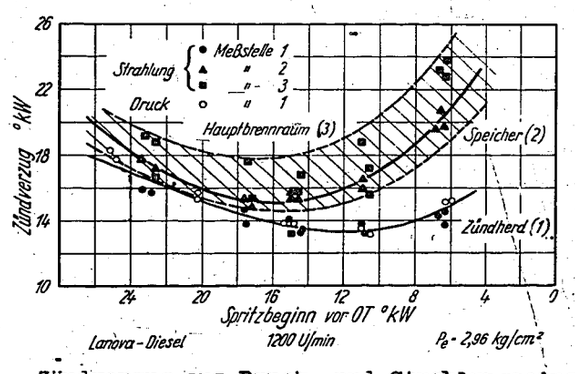



Bild 2. Zündverzug aus Druck- und Strahlungseinsatz.

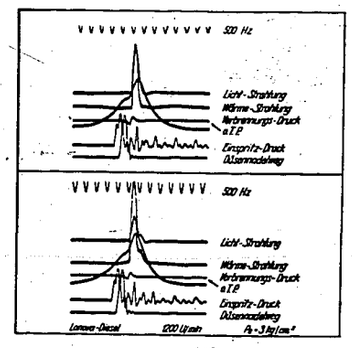



Bild 3. Ungleichförmigkeiten im Verbrennungsablauf bei gleichen äußeren Bedingungen.

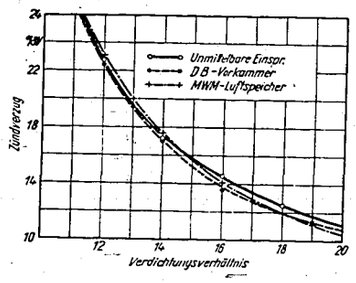



Bild 4. Zündverzug und Verbrennungsverfahren.

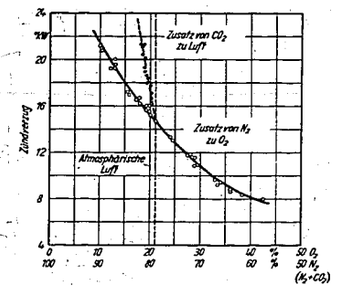



Bild 5. Zündverzug und Zusammensetzung der Luft.

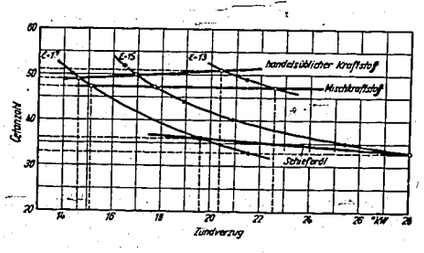



Bild 6. Kraftstoffbewertung bei verschiedener Verdichtung.

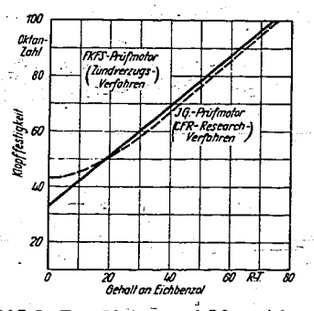



Bild 7. Oktanzahlbestimmung nach dem Zündverzug.





## 9. Der Dieselmotor mit seitengesteuerten Ventilen

Von Dipl.-Ing. E r n s t

Aus dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart

Die Anordnung seitengesteuerter Ventile beim Verbrennungsmotor bietet allgemein gegenüber der kopfgesteuerten Bauart Vorteile baulicher, wirtschaftlicher und betriebstechnischer Art.

Man erhält einen einfachen und gut zugänglichen Oberteil mit kleiner Bauhöhe, einfachere Ausbildung und geringere bewegte Massen der Steuerungsteile. Diesen Vorteilen verdankt die seitengesteuerte Bauart des Ottomotors ihre Verbreitung auf dem Gebiet des Gebrauchswagens.

Nachteilig wirken sich die längeren Gaswege und die größere Brennraumoberfläche aus, ebenso die ungünstigere Temperaturverteilung infolge unsymmetrischer Anordnung des Brennraums. Die Erhöhung der Verdichtung stößt insofern auf Schwierigkeiten, als der Raum über den Ventilen wegen der notwendigen Ventiltellerabmessungen und des Ventilhubs eine bestimmte Mindestgröße haben muß.

Trotz dieser ungünstigen Eigenschaften konnten am seitengesteuerten Ottomotor bemerkenswerte Leistungen erreicht werden. Aus Arbeiten von Drucker sind Hubraumleistungen bis zu 50 PS/l bekannt. Bei Entwicklungsarbeiten des Stuttgarter Instituts mit dem Ziel einer möglichst weitgehenden Senkung des Verbrauchs konnten spezifische Verbräuche unter 220 g/PSh erreicht werden.

Im Dieselmotorenbau findet bis heute ausschließlich die kopfgesteuerte Bauart Verwendung, da sich die bereits beim hochgezüchteten Ottomotor bekannten Schwierigkeiten, das notwendige Verdichtungsverhältnis baulich mit den erforderlichen Strömungsquerschnitten zu vereinbaren, hier in verstärktem Maße bemerkbar machen. Demgegenüber ist die beim heutigen deutschen Fahrzeugdieselmotor nahezu allgemein angewandte Unterteilung des Brennraums bei der seitengesteuerten Bauart ohne jegliche zusätzliche bauliche Maßnahme bereits vorhanden.

### Bauliche Gestaltung (Bild 1)

Die Einspritzdüse sitzt auf der dem Hubraum abgekehrten Seite des Ventilraums in der Mitte zwischen beiden Ventilen und spritzt gegen die vom Kolben übergeschobene und im Ventilraum wirbelnde Verbrennungsluft. Bei den gegebenen Verhältnissen konnte von einer Einstrahldüse nicht die für gute Verbrennung notwendige Gemischbildung erwartet werden, deshalb war die Verwendung von Mehrlochdüsen, Schlitz- oder Fächerdüsen erforderlich. Wesentliche Schwierigkeiten beim Entwurf des Motors lagen in der Forderung, einerseits die für den Dieselmotor notwendige Verdichtung zu erreichen und andererseits die in den Ventil- und Überströmquerschnitten höchstens zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten

nicht zu überschreiten, um sowohl eine sichere Zündung als auch ausreichende Füllungsgrade zu gewährleisten. Zur Erreichung dieses Ziels mußten sämtliche Abmessungen, welche diese beiden Größen beeinflussen, sorgfältig aufeinander abgestimmt werden.

Bei 80 mm Bohrung und 140 mm Hub beträgt der Hubraum 0,7 l; die Höchstdrehzahl ist 2500 U/min bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 11,5 m/s.

Die Brennraumform wurde nach verschiedenen Gesichtspunkten ausgeführt (Bild 2). Eine erste Form (Bild 2 rechts) wurde mit möglichst großem Übergangsquerschnitt vom Ventil- zum Hubraum ausgebildet zur Erzielung eines möglichst hohen Füllungsgrades. Bei der zweiten Form (Bild 2 links) sollte über jedem Ventil ein Luftwirbel erzeugt werden, der von den Kraftstoffstrahlen nahezu senkrecht geschnitten wird, wodurch bekanntlich die beste Vermischung von Kraftstoff und Luft möglich ist. Form 3 (Bild 3 rechts) wurde mit luftgekühltem Kopf ausgeführt, um durch die höheren Temperaturen die Wärmeverluste herabzusetzen und gegebenenfalls günstigere Zündverhältnisse zu schaffen. Bei der 4. Form (Bild 3 rechts) sollte das Gleiche auf anderem Wege erreicht werden. Der ganze obere Teil des Ventilraums wird hier von einer durch ein Luftpolster vom übrigen Kopf getrennten Schale gebildet.

Mit dieser Ausführung des Motors konnten Verdichtungen bis über 17 erreicht werden. Bei Vergrößerung des Hubraums ist eine weitere Erhöhung der größtmöglichsten Verdichtung zu erwarten.

## Ergebnisse

Die günstigsten Ergebnisse wurden mit dem in Richtung auf möglichst hohen Füllungsgrad gebauten Zylinderkopf erreicht. Die Maßnahmen zur Erhöhung des Füllungsgrades hatten also unter den vorliegenden Bedingungen gegenüber denen zur Erzeugung einer guten Vermischung und denen zur Herabsetzung der Wärmeverluste den größeren Einfluß.

Unter den verschiedenen, untersuchten Düsenarten ergab die Mehrlochdüse mit drei Einzelstrahlen in Fächerform die günstigsten Werte, während sich bei den übrigen Düsenarten im allgemeinen ein weicherer Gang des Motors zeigte.

Hinsichtlich Leistung und Verbrauch wurden mit der Verdichtung 14 die besten Werte erreicht. Eine höhere Verdichtung war infolge des größeren Leistungsaufwandes zur Verdrängung der Luft zwischen Kolben und Zylinderkopf ungünstiger.

Die im folgenden aufgeführten Werte (Bild 4) wurden bei Vollast an der Rauchgrenze mit handelsüblichem Kraftstoff ermittelt. Die indizierte Hubraumleistung betrug 23 bis 24 PSi/l, der spezifische Kraftstoffverbrauch 150 g/PSih. Der Druckverlauf im Ventilraum (Bild 5) ließ erkennen, daß sowohl hinsichtlich Drucksteigerung wie auch im weiteren Druckablauf keine motorischen Schwierigkeiten zu erwarten sind. Der Höchstdruck über den Ventilen betrug bis zu 65 atü, der über dem Kolben wirksame Druck bleibt bis zu 5 atü hinter diesem Wert zurück. Der

000708



Verlauf des Zündverzugs zeigt die bekannte Zunahme mit der Drehzahl, er liegt größenordnungsmäßig im Bereich üblicher Werte.

Die Verbrennungsgeräusche sind bei Höchstleistung noch stark, doch ist es zweifellos möglich, sie durch entsprechende Maßnahmen auf das beim Dieselmotor übliche Maß zu vermindern.

Das Anlaßverhalten des Motors entspricht durchaus dem eines Motors mit unterteiltem Brennraum und gleicher Hubraumgröße.

Den Ergebnissen ist zu entnehmen, daß mit dem Versuchsmotor, bei dem die Brennraumabmessungen sorgfältig aufeinander abgestimmt wurden, Leistungs- und Betriebswerte erreicht wurden, die denen handelsüblicher kopfgesteuerter Dieselmotoren entsprechen. Die indizierten Leistungs- und Verbrauchswerte lassen nutzbare Werte im Mehrzylindermotor von 16 bis 18 PS/l Hubraum und Verbrauchsmindestwerte von ungefähr 200 g/PSh erwarten.

000709

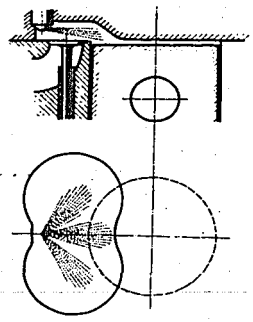


Bild 1. Seitengesteuerter Dieselmotor.

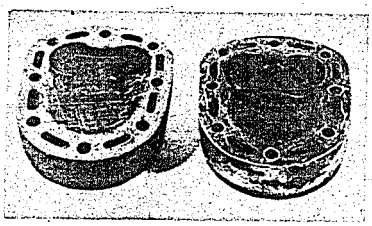


Bild 2. Brennraumform für seitengesteuerten Dieselmotor.

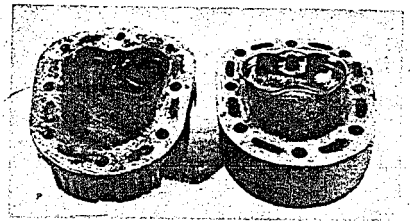


Bild 3. Brennraumform für seitengesteuerten Dieselmotor.

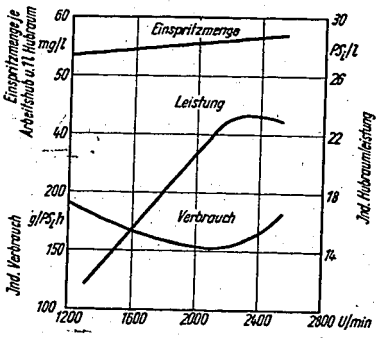



Bild 4. Kennwerte für seitengesteuerten Dieselmotor.

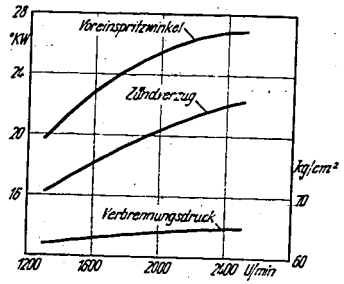



Bild 5. Kennwerte für seitengesteuerten Dieselmotor.

Nur zum Dienstgebrauch im Geschäftsbereich des Empfängers

82

000710

# Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

## Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 103/1941

über die

## 2. Tagung des Arbeitskreises für Zweitaktfragen

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Zweitaktfragen
beim
Reichs-Verkehrsministerium

000711

# Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 103 / 1941

über die

## 2. Tagung des Arbeitskreises für Zweitaktfragen

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Zweitaktfragen
beim
Reichs-Verkehrsministerium

**Zur Beachtung!**
Dieser Bericht ist bestimmt für die Arbeiten im Dienstgebrauch des Empfängers. Der Bericht darf innerhalb des Dienstgebrauchs nur an Persönlichkeiten ausgehändigt werden, die aus dem Inhalt Anregungen für ihre Arbeiten zu schöpfen vermögen • Verwendung zu Veröffentlichungen (ganz oder teilweise) sowie Weiterleitung an Persönlichkeiten außerhalb des Dienstgebrauchs des Empfängers ist ausgeschlossen • Der Bericht ist unter Verschluß zu halten.

000712

# B e r i c h t

## über die 2. Tagung des Arbeitskreises für Zweitaktmotoren

Am 20. Mai 1941 fand im Flugverbandshaus Berlin die zweite Tagung des Arbeitskreises für Zweitaktmotoren statt. Einladungen hierzu waren an die Vertreter der interessierten Behörden, der Forschungsinstitute und der Industrie ergangen. Die Teilnehmerliste ist diesem Bericht als Anhang beigefügt. Das Tagungsprogramm umfaßte folgende Vorträge:

1. Prof. Dr.-Ing. Föttinger, Berlin:
   Aufgaben und Ziele des Arbeitskreises

2. Prof. Dr.-Ing. Zeman, Wien:
   Versuchsergebnisse eines kleinen Otto-Zweitaktmotors mit unsymmetrischem Steuerdiagramm

3. Prof. Dr.-Ing. E. Schmidt, Braunschweig:
   Neue Piezoquarzgeräte hoher Eigenfrequenz

4. Dr.-Ing. habil. U. Schmidt, Berlin:
   Entwicklung einer Benzineinspritzung für schnellaufende Zweitaktmotoren

5. Dr.-Ing. W. Froede, Neckarsulm:
   Ausbildung und Bemessung eines elektrischen Einspritzventils

6. Dozent Dr.-Ing. habil. E. Niedermayer, Graz:
   Zusammenhänge zwischen Ladungswechsel und Leistung

7. Dipl.-Ing. Wille, Berlin:
   Die Auswertung von Zeitdehner-Aufnahmen des Spülstrom-Verlaufs

8. Dr.-Ing. habil. U. Schmidt, Berlin:
   Ergebnisse neuerer Filteruntersuchungen.

Dieser Tagungsbericht enthält als Originalbeiträge die von den einzelnen Vortragenden während der Tagung gehaltenen Referate sowie einen kurzen Überblick über die sich an die einzelnen Vorträge anschließenden Diskussionen.

Dem Herrn Reichsverkehrsminister wird an dieser Stelle für die Interessenahme an den Arbeiten sowie für die Hergabe der Mittel für deren Durchführung der Dank der Mitglieder des Arbeitskreises ausgesprochen.

gez. U. S c h m i d t

als Geschäftsführer des Arbeitskreises
für Zweitaktmotoren

## Inhaltsverzeichnis


Seite

1. Aufgaben und Ziele des Arbeitskreises
   Von Prof. Dr. Föttinger, Berlin . . . . . 1

2. Versuchsergebnisse eines kleinen Otto-Zweitaktmotors mit unsymmetrischem Steuerdiagramm
   Von Prof. Dr. J. Zeman, Wien . . . . . 5

3. Neue Piezoquarzgeräte hoher Eigenfrequenz
   Von Prof. Dr. E. Schmidt, Braunschweig . . . . . 17

4. Zusammenhang zwischen Ladungswechsel und Leistung
   Von Dozent Dr. habil. E. Niedermayer, Graz . . . . 25

5. Über quantitative Auswertung von Zeitlupenfilmen des Spülströmungsvorganges
   Von Dipl.-Ing. R. Wille, Berlin . . . . . 35

6. Untersuchungen an Staubfiltern
   Von Dr. habil. U. Schmidt, Berlin . . . . . 49

7. Normungsvorschläge für Zweitakt-Wertungsgrößen . . 57

Anhang: Teilnehmerliste . . . . . 65


## 1. Aufgaben und Ziele des Arbeitskreises

Von Prof. Dr. F ö t t i n g e r , Berlin

Meine Herren! Als Vorsitzender des vom Reichsverkehrsministeriums gebildeten Arbeitskreises für Zweitaktmotoren begrüße ich Sie herzlichst zu Beginn unserer 2. Arbeitstagung. Wir können mit Freude feststellen, daß trotz der Kriegszeit, in der doch wohl jedes Forschungsinstitut mit kriegswichtigen Aufgaben überlastet ist, ein stattlicher Kreis von maßgeblichen Fachleuten sich zusammengefunden hat. Man kann dies als ein Zeichen dafür werten, daß die Bedeutung des Zweitaktmotors für die deutsche Motorisierung in stetem Wachsen begriffen ist.

Dieser universellen Bedeutung entsprechend darf ich daher neben den Vertretern der deutschen Fahrzeugindustrie auch Fachleute aus den Gebieten des Schiffsmotors und des Flugmotors hier begrüßen.

Besonders begrüße ich die Herren des Reichsverkehrsministeriums, des Luftfahrtministeriums und der anderen an der Motorisierung interessierten Wehrmachtsstellen. Ich möchte dabei nicht versäumen, den führenden Herren des Reichsverkehrsministeriums den Dank aller Forschungsanstalten für das unseren Arbeiten entgegengebrachte Interesse und die weitgehende Unterstützung zu danken.

Wir erleben seit 1,5 Jahren, wie durch die allseits vertiefte Ausbildung zweier deutscher Erfindungen, des Otto-Motors und des Diesel-Motors, die Strategie und Taktik des Land- und Seekrieges in geradezu gigantischem Ausmaß verbessert worden sind.

Die deutschen Ingenieure und Werke haben dem Feldherrn viele Millionen Pferdestärken zur Verfügung gestellt, mit denen er nicht nur die Zeiten zur Erzwingung der militärischen Entscheidungen, sondern auch die Opfer an Blut im Verhältnis der Geschwindigkeit des Kraftwagens und Flugzeuges zu der des Mannes und des Pferdes verringern konnte.

Auch der Weltkrieg hätte zweifellos einen anderen Ausgang genommen, wenn wir als einzige Nation, die damals das Herz des U-Bootes, den schnellaufenden Dieselmotor, betriebsicher bauen konnte, diese Überlegenheit ausgenutzt und rechtzeitig die vierfache Anzahl U-Boote gebaut hätten, die im September 1918 unmittelbar vor dem Zusammenbruch das Scheer-Programm fortan vorsah.

Daraus sehen wir die schicksalhafte Bedeutung des Motors, aber auch die schicksalhafte Bedeutung unserer stillen Ingenieurarbeit, die keinen Augenblick rasten darf, die jahrein- jahraus Frontarbeit ist, im Wettstreit der Ideen untereinander wie im Wettkampf mit dem Ausland.

Seit Jahren haben die deutschen Ingenieure bewiesen, daß der rationellste und vielfach auch schnellste Weg zum Fortschritt die wissenschaftliche Methode ist, deren Wesen in der systematischen Zerlegung in Einzelprobleme besteht, deren Zusammenwirken dann kritisch beurteilt und erprobt werden muß. Das gilt im besonderen für die Probleme unseres Arbeitskreises.

Dabei wird man von der ganz speziellen technischen Fragestellung immer wieder auch auf die Bedeutung der Grundlagenforschung hingelenkt, die Antworten auf vertiefte und allgemeinere Fragen geben soll. Ein Beispiel ist die z. Z. in unserem Institut bearbeitete Untersuchung des Zerstäubungsvorgangs mit Mikroskop und Zeitlupe.

Überhaupt ist seit der unerhörten Steigerung der Geschwindigkeiten und Drehzahlen an die Seite der altbewährten Wärmelehre hauptsächlich noch eine andere Wissenschaft getreten, die moderne Strömungslehre.

Vor dem Jahr 1910 galt es als unmöglich, in einem Dieselzylinder mehr als etwa 120 PS zu erzeugen. Heute schafft man 3000 PS je Zylinder. Dieser riesige Fortschritt ist überwiegend strömungstechnischen Verbesserungen zu danken, und zwar hinsichtlich Kühlung, Spülung, Einspritzung und Schwingungsdämpfung, während die rein thermische Ausnutzung des Brennstoffs in 40 Jahren nur von 35 % auf 40 % gehoben werden konnte.

So finden wir bei den meisten heutigen Vorträgen einen starken Akzent nach der strömungstechnischen Seite hin. Dies gilt nicht nur hinsichtlich der Gasbewegungen in der Umgebung des Zylinders, sondern neuerdings auch hinsichtlich der Gasbewegungen im Zylinderinnern selbst.

Die gesteigerten Geschwindigkeiten bedingen auch die erhöhte Gefahr von Schwingungen nicht nur der Kurbelwellen, sondern auch der Gassäulen, die wiederum die Spül-, Lade- und Auspuffströmungen beeinflussen können und in das Spezialgebiet der Gasdynamik hinübergreifen.

Besondere Beachtung verdienen auch die von verschiedenen Instituten begonnenen Arbeiten über das Verhalten der Spülluftgebläse. Vor dem Kriege waren die meisten in Fahrzeugen arbeitenden Zweitaktmotoren mit Kurbelkammer-Spülpumpen oder in einzelnen Fällen mit gesondert angelenkten doppelt wirkenden Kolbenpumpen ausgerüstet. Im Zusammenhang mit der heute noch üblichen Gemischspülung ist das Kurbelkammerverfahren zu relativ großer Vollkommenheit entwickelt worden; die Grenze seiner Leistungsfähigkeit dürfte aber erreicht sein.

Aussichtsreiche neue Möglichkeiten bieten sich durch die Entwicklung der Einzeleinspritzung, ein Arbeitsverfahren also, bei dem Brennstoffverluste während der Spülung vermieden werden können.

Es steht daher kein Hindernis mehr im Wege, auch für Kraftfahrzeugmotoren den Spülluftaufwand zu vergrößern, was zwangsläufig zur Anbringung eines besonderen Gebläses führt, das den Eigentümlichkeiten des Fahrzeugmotors, der wechselnden Drehzahl und schwankenden Belastung noch weiter angepaßt werden muß. Da unserem Arbeitskreis sowohl Motoren- als auch Strömungsinstitute angehören, dürfte die Gewähr für erfolgreiches Vorgehen im geschilderten Sinne gegeben sein.

Eine der Hauptaufgaben unserer Arbeitsgemeinschaft erblicken wir darin, den Gedankenaustausch zwischen den Forschungsinstituten und der Industrie immer reger zu gestalten, damit diese bereits



in einem frühzeitigen Stadium der Entwicklung Einfluß auf die Arbeiten nehmen kann.

Ich hoffe daher, daß an die vorzutragenden Ergebnisse sich eine lebhafte Diskussion aller Beteiligten anschließen wird. Die Herren Vortragenden bitte ich, sich deshalb unbedingt auf 20 bis höchstens 30 Minuten Sprechzeit zu beschränken.

Ich eröffne nun hiermit die Reihe der Vorträge und bitte Herrn Professor Dr. Z e m a n das Wort zu ergreifen.

Nach Abschluß seines Vortrages wies Föttinger darauf hin, daß die Vorträge von U. S c h m i d t, Berlin, und W. F r o e d e, Neckarsulm, auf Wunsch des Reichsluftfahrtministeriums geheimzuhalten seien. Aus diesem Grunde kann auch im vorliegenden Bericht die Wiedergabe dieser beiden Referate nicht erfolgen.

## 2. Versuchsergebnisse eines kleinen Otto-Zweitaktmotors mit unsymmetrischem Steuerdiagramm

Von Professor Dr. J. Z e m a n

bei der Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrwesen an der Technischen Hochschule in Wien, Professor Dr.-Ing. Ludwig Richter x)

### Aufgabenstellung

An der im Vortrage des vergangenen Jahres beschriebenen Maschine sollte der Einfluß unsymmetrischer Steuerdiagramme auf Leistung, Verbrauch und Elastizität untersucht werden. Dabei wurde von einer Zweitakt-Kurbelkastenmaschine in normaler Dreikanalbauart mit symmetrischen Steuerdiagrammen ausgegangen und die Ergebnisse anderer Anordnungen mit dieser Bezugsmaschine verglichen. Untersucht wurden außer der Bezugsmaschine selbst folgende Anordnungen:

I. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten durch Schieber, also unsymmetrisch. Steuerung des Arbeitsraumes normal durch die Kolbenkante, also symmetrisch. Kein Schalldämpfer.

II. Gleiche Anordnung mit Schalldämpfer.

III. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten und des Einlasses in den Arbeitsraum durch Schieber, also unsymmetrisch. Es werden verschiedene Einstellungen untersucht. Schalldämpfer wie früher.

### Versuchsdurchführung

Mit Hilfe eines Sondervergasers mit auswechselbarem Lufttrichter und verstellbarer Düsenöffnung wurde der gesamte Betriebsbereich des Motors abgetastet. Es hat sich dabei als zweckmäßig erwiesen, bei einem bestimmten Lufttrichter eine Düsenöffnung einzustellen und mit ihr den ganzen Drehzahlbereich durchzumessen, dann mit der nächsten Düseneinstellung den Vorgang zu wiederholen, u. s. f. Für jeden Lufttrichter ergab sich dann eine Kurvenschaar, wie sie beispielsweise in Bild 1 dargestellt ist. Die Kurven aller untersuchten Lufttrichter kennzeichnen das Verhalten der Maschine in der betreffenden Steueranordnung so vollständig, wie es auf andere Weise nicht erreicht werden kann. Die Auswertung dieser Grundkurven erfolgt nun in der Weise, daß zunächst vertikale Schnitte (n = konst.) gelegt, d. h. der Zusammenhang zwischen dem mittleren Druck $p_e$ und dem bezogenen Brennstoffverbrauch $b_e$ bei unveränderlicher Drehzahl, die sogenannte Judge-Kurve, ermittelt wird. Aus

x) Die Durchführung der Versuche lag in den Händen des Herrn Dipl.-Ing. H. K a z d a .

## 2. Versuchsergebnisse eines kleinen Otto-Zweitaktmotors mit unsymmetrischem Steuerdiagramm

Von Professor Dr. J. Z e m a n

bei der Lehrkanzel für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrwesen an der Technischen Hochschule in Wien, Professor Dr.-Ing. Ludwig Richter x)

### Aufgabenstellung

An der im Vortrage des vergangenen Jahres beschriebenen Maschine sollte der Einfluß unsymmetrischer Steuerdiagramme auf Leistung, Verbrauch und Elastizität untersucht werden. Dabei wurde von einer Zweitakt-Kurbelkastenmaschine in normaler Dreikanalbauart mit symmetrischen Steuerdiagrammen ausgegangen und die Ergebnisse anderer Anordnungen mit dieser Bezugsmaschine verglichen. Untersucht wurden außer der Bezugsmaschine selbst folgende Anordnungen:

I. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten durch Schieber, also unsymmetrisch. Steuerung des Arbeitsraumes normal durch die Kolbenkante, also symmetrisch. Kein Schalldämpfer.

II. Gleiche Anordnung mit Schalldämpfer.

III. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten und des Einlasses in den Arbeitsraum durch Schieber, also unsymmetrisch. Es werden verschiedene Einstellungen untersucht. Schalldämpfer wie früher.

### Versuchsdurchführung

Mit Hilfe eines Sondervergasers mit auswechselbarem Lufttrichter und verstellbarer Düsenöffnung wurde der gesamte Betriebsbereich des Motors abgetastet. Es hat sich dabei als zweckmäßig erwiesen, bei einem bestimmten Lufttrichter eine Düsenöffnung einzustellen und mit ihr den ganzen Drehzahlbereich durchzumessen, dann mit der nächsten Düseneinstellung den Vorgang zu wiederholen, u. s. f. Für jeden Lufttrichter ergab sich dann eine Kurvenschaar, wie sie beispielsweise in Bild 1 dargestellt ist. Die Kurven aller untersuchten Lufttrichter kennzeichnen das Verhalten der Maschine in der betreffenden Steueranordnung so vollständig, wie es auf andere Weise nicht erreicht werden kann. Die Auswertung dieser Grundkurven erfolgt nun in der Weise, daß zunächst vertikale Schnitte (n = konst.) gelegt, d. h. der Zusammenhang zwischen dem mittleren Druck $p_e$ und dem bezogenen Brennstoffverbrauch $b_e$ bei unveränderlicher Drehzahl, die sogenannte Judge-Kurve, ermittelt wird. Aus

x) Die Durchführung der Versuche lag in den Händen des Herrn Dipl.-Ing. H. K a z d a .

dieser Kurvenschaar können die Kennlinien als Aufeinanderfolge gleichartiger Punkte bestimmt werden. Theoretisch könnten dabei die Punkte kleinsten Brennstoffverbrauches oder die Punkte größten mittleren Druckes oder dazwischenliegende Punkte verbunden werden. Im vorliegenden Falle war diese Freiheit fast nie gegeben, weil meist nur ein ganz beschränkter Bereich der Judge-Kurve für die praktische Benützung in Frage kam. Die $p_e$ - $b_e$-Linien zeigen nämlich oft die seltsamsten Formen, die vom theoretischen Verlauf stark abweichen. Am häufigsten sind Eindrückungen der Front, Bild 2, dann aber auch Spitzkehren zu beobachten.

Ohne auf die Ursache dieser Abweichungen von der theoretischen Form einzugehen, kann man feststellen, daß man bezüglich der Auswahl der für die Motorkennlinien heranzuziehenden Punkte kaum jemals in Zweifel kommt, zumal dann, wenn man noch fordert, daß die Kennlinien stetig verlaufen und nur Punkte enthalten sollen, deren zugehörige Düsenöffnungen gleich oder benachbart sind.

Die auf den geschilderten Wege gefundenen Kennlinien, die später besprochen werden sollen, sind zwar insofern konstruierte Linien, als sie nicht zusammenhängend an der Maschine gemessen wurden, doch ist festzuhalten, daß jeder einzelne der zur Konstruktion herangezogenen Punkte für sich tatsächlich an der Maschine festgestellt wurde. Das Ergebnis sind also Kennlinien, die auftreten würden, wenn ein der Maschine bestens angepaßter Vergaser verwendet worden wäre.

Was die Meßgenauigkeit betrifft, so ist zunächst zu bemerken, daß alle Messungen praktisch im Stationärzustand durchgeführt wurden, daß also die bei kühler Maschine, d. i. nach dem Anfahren oder nach kleiner Last oft erheblich günstigeren Werte nicht in den Kurvenblättern aufscheinen. Im übrigen ist aber, wie immer bei Vergasermaschinen, mit einer gewissen Streuung zu rechnen, die teilweise auf den Atmosphärenzustand, teils aber auf Umstände zurückzuführen ist, die sich nicht immer einwandfrei erfassen lassen.

## Die Bezugsmaschine

Bei sämtlichen Anordnungen wurden in Übereinstimmung mit den Eigenschaften normaler Gebrauchsmotoren die Steuerungsquerschnitte für eine Drehzahl von ungefähr 2000 U/min ausgelegt, was bedeutet, daß bei dieser Drehzahl auch der Höchstwert des mittleren Druckes auftreten muß. Dann erreicht die Leistung als Verhältnisgleiche des Produktes mittlerer Druck mal Drehzahl ihren Größtwert bei etwa 3000 bis 3500 U/min. Ein Vergleich mit anderen Maschinen kann selbstverständlich nur von den gleichen Voraussetzungen aus erfolgen.

In Bild 3 sind nun die Kennlinien der Bezugsmaschine eingetragen. Es entspricht dabei die oberste Momentenkennlinie dem größten untersuchten Lufttrichter, also bei einem Gebrauchsmotor dem Verhalten bei ganz geöffneter Vergaserdrossel. Die darunter liegenden Kennlinien entsprechen den kleineren verwendeten Lufttrichtern, geben also dem Verhalten des Gebrauchsmotors bei entsprechend eingestellter Vergaserdrossel wieder. In dieser Form sind die Kennlinien, wie schon mehrfach nachgewiesen, für die Beurteilung des Fahrverhaltens am besten geeignet. Zum Vergleich

000716



ist in das Diagramm die Vollastkennlinie eines üblichen Viertaktmotors eingetragen. Daraus geht hervor, daß der Zweitaktmotor seinen höchsten Mitteldruck bei höherer Drehzahl erreicht, daß also der unelastische Bereich etwas weiter hinaufreicht als beim Viertaktmotor, was mit der Erfahrung durchaus übereinstimmt. Weiter unterscheidet sich auch der grundsätzliche Verlauf des spezifischen Brennstoffverbrauches bei Drosselstellungen insoferne, als er bei Viertaktmaschinen höher liegt als der Vollastverbrauch und mit der Drehzahl ansteigt, während er bei der Versuchsmaschine tiefer liegt als der Vollastverbrauch und mit der Drehzahl weit weniger veränderlich ist. Diese Erscheinung wird wenigstens zum Teil durch das Vergasersprühen beim Zweitaktmotor verursacht, das mit sinkender Drehzahl zunimmt.

Weiter ist in das Kurvenblatt auch die Kennlinie eines gebräuchlichen Zweitaktmotors eingezeichnet. Dazu wurden die Angaben Venedigers benützt, die zwar schon aus dem Jahre 1937 stammen, aber ausreichen, um zu zeigen, daß die Bezugsmaschine annähernd den Stand der üblichen Maschinen wiedergibt. Nur der Verbrauch liegt insbesondere bei höheren Drehzahlen über den Werten von Venediger, doch hätte sich dies durch Anwendung eines geeigneten Schalldämpfers wohl auch noch verbessern lassen, wenn nicht Gründe, die ich schon angeführt habe, dagegen gesprochen hätten.

Wichtige Werte für den Vergleich mit den übrigen Anordnungen: Größtwert des mittleren Druckes $p_{e\,max}$ = 4,9 kg/cm$^2$; bester Verbrauch bei größtem Lufttrichter 410 g/PSh. Große Unterschiede im Brennstoffverbrauch abhängig von Drosselstellung und Drehzahl. Literleistung 28 PS bei 3000 U/min. Bester Brennstoffverbrauch 310 g bei Trichter 11,4.

Anordnung I. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten unsymmetrisch, Steuerung des Arbeitsraumes symmetrisch gleich der Bezugsmaschine.

Diese Anordnung ergibt, wie das Bild 4 zeigt, eine starke Steigerung des mittleren Druckes bei gleichzeitiger Senkung des Brennstoffverbrauches, der zudem in weit geringerem Maße von Drehzahl und Drosselstellung abhängig ist als bei der Bezugsmaschine.

Die Verbesserungen der Maschine sind am stärksten im Drehzahlbereich um 2000 U/min und nehmen dann langsam ab. Das bedeutet aber, daß auch die Elastizität der Maschine ganz erheblich verstärkt worden ist.

Wichtige Werte für den Vergleich mit den übrigen Anordnungen: Größwert des mittleren Druckes $p_{e\,max}$ = 5,8 kg/cm$^2$ (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 360 g/PSh (410); niederster Verbrauch tritt hier beim Lufttrichter 14 mm auf und beträgt 280 g/PSh (310). Brennstoffverbrauch gleichmäßiger, Elastizität wesentlich verbessert. Literleistung 33 PS bei 3000 U/min.

Anordnung II gleich wie I mit Schalldämpfer. Vorauszuschicken ist, daß keine sehr sorgfältige Abstimmung der Auspuffanlage vorgenommen wurde, sondern daß lediglich durch Verändern des Topfinhaltes ungefähr nach dem erreichbaren mittleren Druck eingestellt, im übrigen aber auf wirksame Schalldämpfung geachtet wurde.

Das Ergebnis zeigt Bild 5. Zu verzeichnen ist eine neuerliche starke Steigerung des mittleren Druckes, wobei allerdings auch der Brennstoffverbrauch beim größten Lufttrichter wieder gestiegen ist.

Auch bei dieser Anordnung ist die Erhöhung des mittleren Druckes bei Drehzahlen um 2000 am stärksten und nimmt dann mit der Drehzahl langsam ab. Die Elastizität der Maschine ist also neuerlich verbessert worden und steht nun der einer üblichen Viertaktmaschine nicht mehr nach, nur ist der Bereich etwas verschoben. Auch hinsichtlich der absoluten Höhe des mittleren Druckes ist die Viertaktmaschine durchaus erreicht. Dies geht aus den eingezeichneten Kennlinien der schon früher erwähnten Fiatmaschine hervor.

Wichtige Werte für den Vergleich mit den früheren Anordnungen: Größtwert des mittleren Druckes $p_{e\,max}$ = 6,2 kg/cm² (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 380 g/PSh (410); niederster Brennstoffverbrauch tritt beim Lufttrichter 14 mm auf und beträgt 280 g/PSh (310). Brennstoffverbrauch ungleichmäßiger als bei der Anordnung I, aber günstiger als bei der Bezugsmaschine. Elastizität neuerlich verbessert. Literleistung 33 PS bei 3000 U/min.

Anordnung III. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten unsymmetrisch; Steuerung des Arbeitsraumes unsymmetrisch. Schalldämpfer wie bei Anordnung II.

Da der Schieberspiegel verdrehbar angeordnet ist, sind verschiedene Steuerungseinstellungen möglich, von denen hier zwei Extremfälle, "größte Füllung" und "kleinste Füllung" besprochen werden sollen.

Stellung a "größte Füllung". Das Steuerungsdiagramm ist auf Bild 6 dargestellt. Als Ergebnis zeigt sich ein flacherer Verlauf der $p_e$-Kennlinien mit niedrigeren Höchstwerten im Bereich der Drehzahlen um 2000 U/min, so daß hier ungefähr der Stand der Anordnung I wieder eingenommen wird, d. h. daß der Motor gegenüber Anordnung II wieder unelastischer geworden ist. Der Verlauf des Brennstoffverbrauches hat sich stark verändert. Die Kurven sind flacher geworden, zeigen einen anderen Charakter und sind näher aneinandergerückt, so daß nahezu über den ganzen Verwendungsbereich mit einem Verbrauch zwischen 300 und 400 g/PSh gerechnet werden kann. Die Maschine wäre also im Fahrbetrieb sehr wirtschaftlich.

Vergleichswerte: Größtwert des mittleren Druckes: 5,9 kg/cm² (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 315 g/PSh (410); niederster Verbrauch tritt beim Lufttrichter 11,4 mm und fast ebenso nieder beim Trichter 18 mm auf und liegt bei 290 g/PSh. Elastizität wie bei Anordnung I; Literleistung 33 PS/lit bei 3000 U/min.

Stellung b "kleinste Füllung", Bild 7. Gegenüber der Einstellung "größte Füllung" hat sich nur die $p_e$-Kennlinie des Lufttrichters 22 mm ungefähr bis zur Deckung mit der Linie des Trichters 18 mm gesenkt. Die Verminderung des Zeitquerschnittes für den Spülmitteleintritt in den Arbeitsraum wirkt sich also begreiflicherweise so aus wie eine Drosselung am Vergaser. Auch die zugehörige Verbrauchskurve hat sich gesenkt, und zwar noch unter den Stand, der früher beim Lufttrichter 18 mm auftrat. Die Mindestwerte des Verbrauches haben den niedersten überhaupt gemessenen Wert erreicht, der Gesamtverlauf des Verbrauches ist aber trotzdem nicht so günstig wie bei der Anordnung a.

000717



Vergleichswerte: Größwert des mittleren Druckes 5,5 kg/cm² (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 275 g/PSh (410); niederster Verbrauch tritt ungefähr in gleicher Höhe bei den Trichtern 22,14 und 11,4 mm auf und liegt ebenfalls bei etwa 275 g/PSh. Unterschiede im Brennstoffverbrauch wieder etwas größer, insbesondere steigt der Verbrauch bei sinkender Drehzahl. Elastizität beim größten Lufttrichter schlechter, bei den übrigen Trichtern gleich wie bei "größte Füllung".

## Folgerungen

Die durchgeführten Versuche ergaben ein sehr gutes Bild vom Stand und den Entwicklungsmöglichkeiten solch kleiner Vergaser-Zweitaktmotoren.

Zunächst kann man mit Venediger feststellen, daß das Betriebsverhalten der Zweitaktmaschine dem Fahrbetrieb fast besser angepaßt ist als das der Viertaktmaschine. Denn wenn auch die gegenwärtige Zweitaktmaschine der Viertaktmaschine an Elastizität etwas nachsteht, so ist sie ihr doch hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit überlegen. Denn da in der Regel mit gedrosseltem Motor gefahren wird, kommt der günstigere Vollastverbrauch der Viertaktmaschine weniger und der bessere Verlauf der Verbrauchskurven bei Drosselstellungen des Zweitaktmotors stärker zur Geltung und bedingen somit den niedrigeren Kilometerverbrauch von Fahrzeugen mit Zweitaktmotoren.

Der schiebergesteuerte Einlaß für den Kurbelkasten verbessert nun den Zweitaktmotor in bemerkenswerter Weise. Sowohl die absolute Höhe des mittleren Druckes wie auch der Kennlinienverlauf deckt sich mit den von Viertaktmaschinen erreichbaren Ergebnissen. Obwohl der Verbrauch bei Vollast höher liegt, ist auch hier der allgemeine Verlauf bei Drosselstellungen günstiger, so daß im Fahrbetrieb das Gesamtergebnis günstiger liegen dürfte. Wird auch noch der Arbeitsraum entsprechend abgesteuert, so läßt sich auch der Vollastverbrauch bei geringfügigen Einbußen an mittleren Druck weiter herabsetzen und reicht dann an den Verbrauch von Viertaktmaschinen heran. An der Unabhängigkeit des Verbrauches von Drehzahl und Drosselstellung aber wird die Viertaktmaschine dann übertroffen.

Beim Entwurf der Versuchsmaschine war die Überlegung ausschlaggebend, daß nur einfachste und billigste Mittel für die Erzielung unsymmetrischer Steuerungen angewendet werden dürfen, da sonst der Motor preismäßig zu stark belastet werden würde. Dieser Gesichtspunkt ist nunmehr durch die Tatsache, daß die gleichen mittleren Drücke also die doppelte Leistung der Viertaktmaschine bei vergleichbaren Verbrauchsziffern erreicht werden können, überholt. Es handelt sich nicht mehr um den Ausgleich der Minderwertigkeit durch Billigkeit, sondern um eine Maschine, deren verdoppelte Leistungsfähigkeit doch mindestens den gleichen Bauaufwand

Das Ergebnis zeigt Bild 5. Zu verzeichnen ist eine neuerliche starke Steigerung des mittleren Druckes, wobei allerdings auch der Brennstoffverbrauch beim größten Lufttrichter wieder gestiegen ist.

Auch bei dieser Anordnung ist die Erhöhung des mittleren Druckes bei Drehzahlen um 2000 am stärksten und nimmt dann mit der Drehzahl langsam ab. Die Elastizität der Maschine ist also neuerlich verbessert worden und steht nun der einer üblichen Viertaktmaschine nicht mehr nach, nur ist der Bereich etwas verschoben. Auch hinsichtlich der absoluten Höhe des mittleren Druckes ist die Viertaktmaschine durchaus erreicht. Dies geht aus den eingezeichneten Kennlinien der schon früher erwähnten Fiatmaschine hervor.

Wichtige Werte für den Vergleich mit den früheren Anordnungen: Größtwert des mittleren Druckes $p_{e\,max}$ = 6,2 kg/cm² (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 380 g/PSh (410); niederster Brennstoffverbrauch tritt beim Lufttrichter 14 mm auf und beträgt 280 g/PSh (310). Brennstoffverbrauch ungleichmäßiger als bei der Anordnung I, aber günstiger als bei der Bezugsmaschine. Elastizität neuerlich verbessert. Literleistung 33 PS bei 3000 U/min.

Anordnung III. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten unsymmetrisch; Steuerung des Arbeitsraumes unsymmetrisch. Schalldämpfer wie bei Anordnung II.

Da der Schieberspiegel verdrehbar angeordnet ist, sind verschiedene Steuerungseinstellungen möglich, von denen hier zwei Extremfälle, "größte Füllung" und "kleinste Füllung" besprochen werden sollen.

Stellung a "größte Füllung". Das Steuerungsdiagramm ist auf Bild 6 dargestellt. Als Ergebnis zeigt sich ein flacherer Verlauf der $p_e$-Kennlinien mit niedrigeren Höchstwerten im Bereich der Drehzahlen um 2000 U/min, so daß hier ungefähr der Stand der Anordnung I wieder eingenommen wird, d. h. daß der Motor gegenüber Anordnung II wieder unelastischer geworden ist. Der Verlauf des Brennstoffverbrauches hat sich stark verändert. Die Kurven sind flacher geworden, zeigen einen anderen Charakter und sind näher aneinandergerückt, so daß nahezu über den ganzen Verwendungsbereich mit einem Verbrauch zwischen 300 und 400 g/PSh gerechnet werden kann. Die Maschine wäre also im Fahrbetrieb sehr wirtschaftlich.

Vergleichswerte: Größtwert des mittleren Druckes: 5,9 kg/cm² (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 315 g/PSh (410); niederster Verbrauch tritt beim Lufttrichter 11,4 mm und fast ebenso nieder beim Trichter 18 mm auf und liegt bei 290 g/PSh. Elastizität wie bei Anordnung I; Literleistung 33 PS/lit bei 3000 U/min.

Stellung b "kleinste Füllung", Bild 7. Gegenüber der Einstellung "größte Füllung" hat sich nur die $p_e$-Kennlinie des Lufttrichters 22 mm ungefähr bis zur Deckung mit der Linie des Trichters 18 mm gesenkt. Die Verminderung des Zeitquerschnittes für den Spülmitteleintritt in den Arbeitsraum wirkt sich also begreiflicherweise so aus wie eine Drosselung am Vergaser. Auch die zu-

000717



gehörige Verbrauchskurve hat sich gesenkt, und zwar noch unter den Stand, der früher beim Lufttrichter 18 mm auftrat. Die Mindestwerte des Verbrauches haben den niedersten überhaupt gemessenen Wert erreicht, der Gesamtverlauf des Verbrauches ist aber trotzdem nicht so günstig wie bei der Anordnung a.

Vergleichswerte: Größwert des mittleren Druckes 5,5 kg/cm² (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 275 g/PSh (410); niederster Verbrauch tritt ungefähr in gleicher Höhe bei den Trichtern 22,14 und 11,4 mm auf und liegt ebenfalls bei etwa 275 g/PSh. Unterschiede im Brennstoffverbrauch wieder etwas größer, insbesondere steigt der Verbrauch bei sinkender Drehzahl. Elastizität beim größten Lufttrichter schlechter, bei den übrigen Trichtern gleich wie bei "größte Füllung".

## Folgerungen

Die durchgeführten Versuche ergaben ein sehr gutes Bild vom Stand und den Entwicklungsmöglichkeiten solch kleiner Vergaser-Zweitaktmotoren.

Zunächst kann man mit Venediger feststellen, daß das Betriebsverhalten der Zweitaktmaschine dem Fahrbetrieb fast besser angepaßt ist als das der Viertaktmaschine. Denn wenn auch die gegenwärtige Zweitaktmaschine der Viertaktmaschine an Elastizität etwas nachsteht, so ist sie ihr doch hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit überlegen. Denn da in der Regel mit gedrosseltem Motor gefahren wird, kommt der günstigere Vollastverbrauch der Viertaktmaschine weniger und der bessere Verlauf der Verbrauchskurven bei Drosselstellungen des Zweitaktmotors stärker zur Geltung und bedingen somit den niedrigeren Kilometerverbrauch von Fahrzeugen mit Zweitaktmotoren.

Der schiebergesteuerte Einlaß für den Kurbelkasten verbessert nun den Zweitaktmotor in bemerkenswerter Weise. Sowohl die absolute Höhe des mittleren Druckes wie auch der Kennlinienverlauf deckt sich mit den von Viertaktmaschinen erreichbaren Ergebnissen. Obwohl der Verbrauch bei Vollast höher liegt, ist auch hier der allgemeine Verlauf bei Drosselstellungen günstiger, so daß im Fahrbetrieb das Gesamtergebnis günstiger liegen dürfte. Wird auch noch der Arbeitsraum entsprechend abgesteuert, so läßt sich auch der Vollastverbrauch bei geringfügigen Einbußen an mittleren Druck weiter herabsetzen und reicht dann an den Verbrauch von Viertaktmaschinen heran. An der Unabhängigkeit des Verbrauches von Drehzahl und Drosselstellung aber wird die Viertaktmaschine dann übertroffen.

Beim Entwurf der Versuchsmaschine war die Überlegung ausschlaggebend, daß nur einfachste und billigste Mittel für die Erzielung unsymmetrischer Steuerungen angewendet werden dürfen, da sonst der Motor preismäßig zu stark belastet werden würde. Dieser Gesichtspunkt ist nunmehr durch die Tatsache, daß die gleichen mittleren Drücke also die doppelte Leistung der Viertaktmaschine bei vergleichbaren Verbrauchsziffern erreicht werden können, überholt. Es handelt sich nicht mehr um den Ausgleich der Minderwertigkeit durch Billigkeit, sondern um eine Maschine, deren verdoppelte Leistungsfähigkeit doch mindestens den gleichen Bauaufwand

Das Ergebnis zeigt Bild 5. Zu verzeichnen ist eine neuerliche starke Steigerung des mittleren Druckes, wobei allerdings auch der Brennstoffverbrauch beim größten Lufttrichter wieder gestiegen ist.

Auch bei dieser Anordnung ist die Erhöhung des mittleren Druckes bei Drehzahlen um 2000 am stärksten und nimmt dann mit der Drehzahl langsam ab. Die Elastizität der Maschine ist also neuerlich verbessert worden und steht nun der einer üblichen Viertaktmaschine nicht mehr nach, nur ist der Bereich etwas verschoben. Auch hinsichtlich der absoluten Höhe des mittleren Druckes ist die Viertaktmaschine durchaus erreicht. Dies geht aus den eingezeichneten Kennlinien der schon früher erwähnten Fiatmaschine hervor.

Wichtige Werte für den Vergleich mit den früheren Anordnungen: Größtwert des mittleren Druckes $p_e$ max = 6,2 kg/cm$^2$ (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 380 g/PSh (410); niederster Brennstoffverbrauch tritt beim Lufttrichter 14 mm auf und beträgt 280 g/PSh (310). Brennstoffverbrauch ungleichmäßiger als bei der Anordnung I, aber günstiger als bei der Bezugsmaschine. Elastizität neuerlich verbessert. Literleistung 33 PS bei 3000 U/min.

Anordnung III. Steuerung des Einlasses in den Kurbelkasten unsymmetrisch; Steuerung des Arbeitsraumes unsymmetrisch. Schalldämpfer wie bei Anordnung II.

Da der Schieberspiegel verdrehbar angeordnet ist, sind verschiedene Steuerungseinstellungen möglich, von denen hier zwei Extremfälle, "größte Füllung" und "kleinste Füllung" besprochen werden sollen.

Stellung a "größte Füllung". Das Steuerungsdiagramm ist auf Bild 6 dargestellt. Als Ergebnis zeigt sich ein flacherer Verlauf der $p_e$-Kennlinien mit niedrigeren Höchstwerten im Bereich der Drehzahlen um 2000 U/min, so daß hier ungefähr der Stand der Anordnung I wieder eingenommen wird, d. h. daß der Motor gegenüber Anordnung II wieder unelastischer geworden ist. Der Verlauf des Brennstoffverbrauches hat sich stark verändert. Die Kurven sind flacher geworden, zeigen einen anderen Charakter und sind näher aneinandergerückt, so daß nahezu über den ganzen Verwendungsbereich mit einem Verbrauch zwischen 300 und 400 g/PSh gerechnet werden kann. Die Maschine wäre also im Fahrbetrieb sehr wirtschaftlich.

Vergleichswerte: Größtwert des mittleren Druckes: 5,9 kg/cm$^2$ (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 315 g/PSh (410); niederster Verbrauch tritt beim Lufttrichter 11,4 mm und fast ebenso nieder beim Trichter 18 mm auf und liegt bei 290 g/PSh. Elastizität wie bei Anordnung I; Literleistung 33 PS/lit bei 3000 U/min.

Stellung b "kleinste Füllung", Bild 7. Gegenüber der Einstellung "größte Füllung" hat sich nur die $p_e$-Kennlinie des Lufttrichters 22 mm ungefähr bis zur Deckung mit der Linie des Trichters 18 mm gesenkt. Die Verminderung des Zeitquerschnittes für den Spülmitteleintritt in den Arbeitsraum wirkt sich also begreiflicherweise so aus wie eine Drosselung am Vergaser. Auch die zugehörige Verbrauchskurve hat sich gesenkt, und zwar noch unter den Stand, der früher beim Lufttrichter 18 mm auftrat. Die Mindestwerte des Verbrauches haben den niedersten überhaupt gemessenen Wert erreicht, der Gesamtverlauf des Verbrauches ist aber trotzdem nicht so günstig wie bei der Anordnung a.

000717



Vergleichswerte: Größwert des mittleren Druckes 5,5 kg/cm$^2$ (4,9); bester Verbrauch beim größten Lufttrichter 275 g/PSh (410); niederster Verbrauch tritt ungefähr in gleicher Höhe bei den Trichtern 22,14 und 11,4 mm auf und liegt ebenfalls bei etwa 275 g/PSh. Unterschiede im Brennstoffverbrauch wieder etwas größer, insbesondere steigt der Verbrauch bei sinkender Drehzahl. Elastizität beim größten Lufttrichter schlechter, bei den übrigen Trichtern gleich wie bei "größte Füllung".

## Folgerungen

Die durchgeführten Versuche ergaben ein sehr gutes Bild vom Stand und den Entwicklungsmöglichkeiten solch kleiner Vergaser-Zweitaktmotoren.

Zunächst kann man mit Venediger feststellen, daß das Betriebsverhalten der Zweitaktmaschine dem Fahrbetrieb fast besser angepaßt ist als das der Viertaktmaschine. Denn wenn auch die gegenwärtige Zweitaktmaschine der Viertaktmaschine an Elastizität etwas nachsteht, so ist sie ihr doch hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit überlegen. Denn da in der Regel mit gedrosseltem Motor gefahren wird, kommt der günstigere Vollastverbrauch der Viertaktmaschine weniger und der bessere Verlauf der Verbrauchskurven bei Drosselstellungen des Zweitaktmotors stärker zur Geltung und bedingen somit den niedrigeren Kilometerverbrauch von Fahrzeugen mit Zweitaktmotoren.

Der schiebergesteuerte Einlaß für den Kurbelkasten verbessert nun den Zweitaktmotor in bemerkenswerter Weise. Sowohl die absolute Höhe des mittleren Druckes wie auch der Kennlinienverlauf deckt sich mit den von Viertaktmaschinen erreichbaren Ergebnissen. Obwohl der Verbrauch bei Vollast höher liegt, ist auch hier der allgemeine Verlauf bei Drosselstellungen günstiger, so daß im Fahrbetrieb das Gesamtergebnis günstiger liegen dürfte. Wird auch noch der Arbeitsraum entsprechend abgesteuert, so läßt sich auch der Vollastverbrauch bei geringfügigen Einbußen an mittleren Druck weiter herabsetzen und reicht dann an den Verbrauch von Viertaktmaschinen heran. An der Unabhängigkeit des Verbrauches von Drehzahl und Drosselstellung aber wird die Viertaktmaschine dann übertroffen.

Beim Entwurf der Versuchsmaschine war die Überlegung ausschlaggebend, daß nur einfachste und billigste Mittel für die Erzielung unsymmetrischer Steuerungen angewendet werden dürfen, da sonst der Motor preismäßig zu stark belastet werden würde. Dieser Gesichtspunkt ist nunmehr durch die Tatsache, daß die gleichen mittleren Drücke also die doppelte Leistung der Viertaktmaschine bei vergleichbaren Verbrauchsziffern erreicht werden können, überholt. Es handelt sich nicht mehr um den Ausgleich der Minderwertigkeit durch Billigkeit, sondern um eine Maschine, deren verdoppelte Leistungsfähigkeit doch mindestens den gleichen Bauaufwand

wie die Viertaktmaschine rechtfertigen würde. Damit ist aber auch die Anwendung teuerer Konstruktionen möglich, d. h. man kann grundsätzlich dazu übergehen, die Unsymmetrie der Steuerdiagramme durch Vorverlegen des Auspuffbeginnes statt durch verspäteten Spülungsbeginn zu erreichen. Dadurch wird das nutzbare Hubvolumen der Spülpumpe und des Arbeitsraumes vergrößert und die Möglichkeit des Überganges zur Längsspülung geschaffen. Das Ergebnis könnte eine Maschine sein, die die doppelte Leistung und den gleichen Vollastverbrauch, aber günstigere Teillastverbräuche als Viertaktmaschinen aufweisen würde.

## Betriebserfahrungen

Es ist vielleicht noch von Interesse, daß die Maschine mechanisch in jeder Hinsicht befriedigt hat. Die bisherige Gesamtbetriebszeit dürfte ungefähr bei 600 h liegen, wobei aber zu berücksichtigen ist, daß der Versuchsbetrieb sehr hart war. Insbesondere kam vielstündiger Vollastbetrieb sehr häufig vor. Schäden traten nicht auf, auch die Schieber, denen wir recht skeptisch gegenüberstanden, haben einwandfrei gearbeitet und zeigten fast keine Abnützung. Bei der Schmierung hielten wir uns an die gebräuchliche Regel von 1 Teil Öl auf 30 Teile Benzin. Nach den Beobachtungen ist dabei die Maschine stark überschmiert. Man müßte mit viel geringeren Schmierölmengen gut oder besser auskommen. Verwendet wurde Öl der Marke Shell 4 X und als Brennstoff gebleites Normalbenzin. Trotz ziemlich hoher Verdichtung (Verdichtungsverhältnis 5,9) wurden Klopferscheinungen nur bei kleineren Drehzahlen und in harmloser Form beobachtet.

## Schluß

Die Versuche sind zunächst so ausgelegt worden, daß die gestellte Frage nach dem Einfluß unsymmetrischer Steuerdiagramme auf Leistung, Verbrauch und Elastizität möglichst rasch beantwortet werden konnte. Es wurden daher zunächst die praktischen Ergebnisse verzeichnet, die Erforschung der inneren Zusammenhänge aber vorläufig zurückgestellt. Die interessierende Frage darf in Hinblick auf die angeführten Versuchsergebnisse wohl dahin beantwortet werden, daß die Einführung unsymmetrischer Steuerdiagramme bei Kurbelkastenmaschinen in jeder Richtung Vorteile zeitigt und geeignet ist, die Entwicklung des Zweitaktmotors weiterzutreiben.

000718



In der anschließenden Diskussion wies U. Schmidt, Berlin, darauf hin, daß auch an der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin dieselben Erfahrungen über die Schwierigkeiten der Einregelung des Vergasers für kleine Zweitaktmotoren vorliegen. Die Ursache hierfür ist durch die in Abhängigkeit von Drehzahl und Belastung veränderliche Restgasmenge im Zylinder und durch die außerordentlich stark wechselnde Luftgeschwindigkeit an der Vergaserdüse gegeben.

Zur Frage der Gemisch-Schmierung meinte U. Schmidt, Berlin, daß die Schwierigkeiten bei der Auswahl eines zweckmäßigen Mischungsverhältnisses von Öl zu Brennstoff in der Forderung nach ausreichender Schmierung bei Motorvollast liegen. Unter Beibehaltung des gleichen Mischungsverhältnisses für Motorvollast und höchste Drehzahl treten bei geringen Teillasten und niederen Drehzahlen erfahrungsgemäß die Erscheinungen einer erheblichen Überschmierung auf. Durch Anordnung einer getrennten, vom Unterdruck vor dem Vergaser-Eintritt gesteuerten Schmiermittel-Zuführung gelingt es, die Schmiermittelmenge drehzahl- und leistungsabhängig zu steuern. Versuche mit einer Reihe von Fahrzeugen über Laufstrecken von 30 000 km haben gezeigt, daß bei einem mittleren Mischungsverhältnis von 1 : 60 bis 1 : 80 noch völlig ausreichende Schmierung der gleitenden Teile des Motors erreicht werden konnte.

Das Sprühen aus dem Vergaser der Zweitaktmaschinen wird von Zeman auf das Zurückschieben eines Teiles der Ladung durch den Arbeitskolben zurückgeführt. U. Schmidt, Berlin, erklärte hierzu, daß nach seinen Beobachtungen, welche er auf Diagramm-Aufnahmen des Druckverlaufs im Kurbelkasten stützte, für dies Zurückschwingen der Ladung nicht nur die Bewegung des Arbeitskolbens, sondern freie Schwingungen im System Ansaugleitung-Kurbelkasten verantwortlich zu machen sind, welche insbesondere im unteren Drehzahlbereich durch Zurückschwingen eines Teiles der Ladung das Sprühen des Vergasers veranlassen können. Durch Anordnung von Schwingungsdämpfern auf der Saugseite gelingt es, den durch das Sprühen verursachten Brennstoffverlust zu vermeiden. Auch durch Vorschalten eines normalen Luftfilters wird der aus der Ansaugleitung zurücktretende Brennstoff im Filtermaterial fast völlig aufgefangen und bei dem neuen Ansaughub nutzbar gemacht.

L. Richter, Wien, führte dann aus, daß der Vortrag von Zeman, welcher zeigte, welche Möglichkeiten noch in der Ausbildung des Zweitaktmotors mit Kurbelkastenpumpe liegen, höhere Aufwendungen für die Brennstoffeinführung rechtfertige und damit die intensive Bearbeitung des Problems der Brennstoffeinspritzung in besonderer Weise erforderlich mache.

Nach Ansicht von Schnürle, Köln, sind die durch die unsymmetrische Steuerung erzielten Ergebnisse beträchtlich. Da sich der Kurbelkastenmotor bisher durch große Einfachheit auszeichnet, besteht die Frage, ob besondere Anordnungen für die Steuerung der Schlitze zweckmäßig und tragbar sind. Diese Frage wird durch die Versuchsergebnisse bejaht. Ersparnisse an Brennstoff lassen sich auch durch verspätete Einführung des Gemisches in den Zylinder und Luftvorlagerung erzielen. Versuche in dieser Richtung sind besonders wünschenswert. Schnürle, Köln, beschäftigte sich dann mit der Frage der Abdichtung der als Flachschieber ausgebildeten

Kurbelwangen. Zeman, Wien, teilte hierzu mit, daß besondere Schwierigkeiten nicht aufgetreten sind.

Endress, Chemnitz, meinte, daß Abdichtschwierigkeiten der Steuerschieber im Kurbelkasten erst im unteren Drehzahlgebiet eine gewisse Rolle spielen.

Zwischen Schnürle, Köln, pnd Zeman, Wien, wurde sodann über den Grund der erheblichen Leistungs- und Brennstoffverbrauchs-Verbesserung durch die Benutzung unsymmetrischer Steuerdiagramme diskutiert. Es trat hierbei die Frage auf, ob die Verbesserung durch Vergrößerung des Spülmittelaufwandes oder durch Verringerung des Spülverlustes erzielt worden sei. Nach Ansicht von Zeman erfolgte sowohl eine Vergrößerung des Spülmittelaufwandes als auch eine Verringerung des Spülmittelverlustes. Messungen darüber wurden nicht durchgeführt. Das Verdichtungsverhältnis blieb in allen Fällen konstant.

Zeman, Wien, führt Schwierigkeiten durch Selbstzündungen bei den Versuchen auf Versagen der Zündkerzen zurück. Durch Einbau neuer Kerzen ließen sich die Störungen in allen Fällen für kurze Zeit beseitigen, sodaß die von Schnürle, Köln, geäußerte Ansicht, es könne sich um unausgespülte Gasreste handeln, im vorliegenden Falle nicht zutrifft.

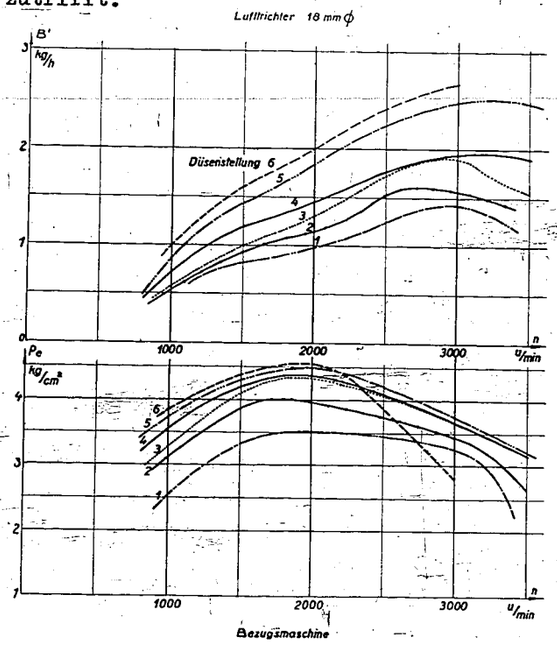



Abb. 1. Mittlerer effektiver Kolbendruck und Kraftstoffverbrauch der Bezugsmaschine bei verschiedener Vergaser-Einstellung.



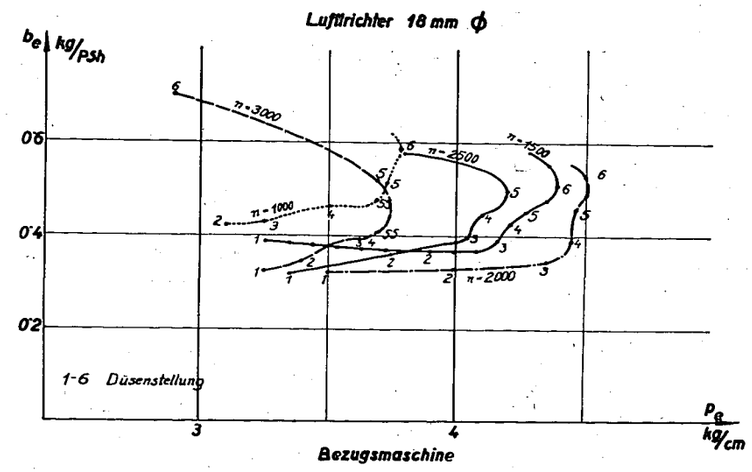



Abb. 2. Zusammenhang zwischen mittlerem effektiven Kolbendruck und spezifischem Kraftstoffverbrauch für verschiedene Vergasereinstellung der Bezugsmaschine.

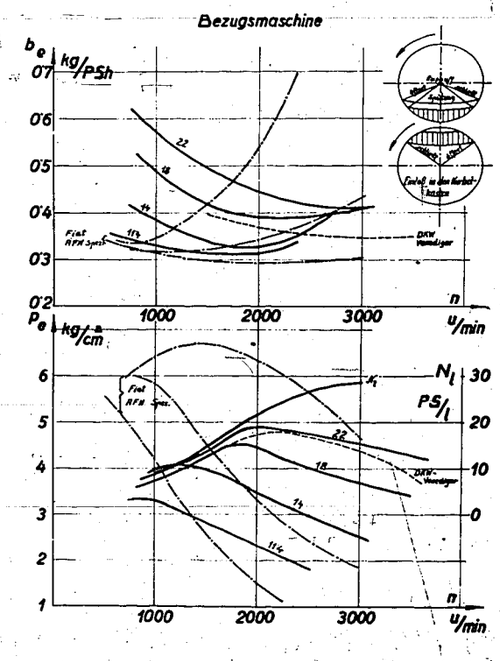



Abb. 3. Mittlerer effektiver Kolbendruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch der Bezugsmaschine für verschiedene Vergasereinstellung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

Anordnung I

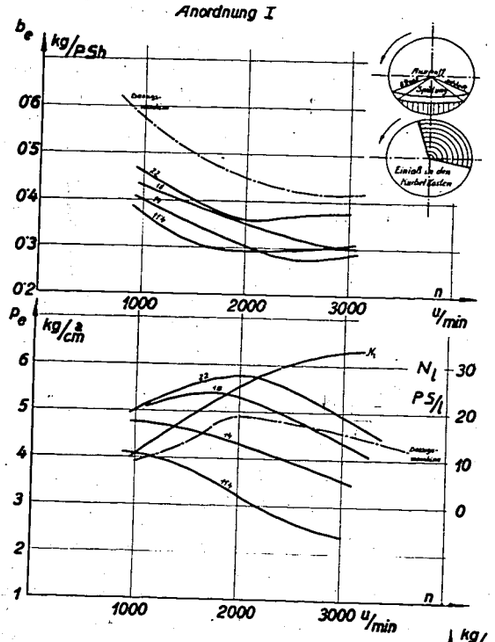



Abb. 4. Mittlerer effektiver Kolbendruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch bei unsymmetrischem Einlaß in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

Anordnung II

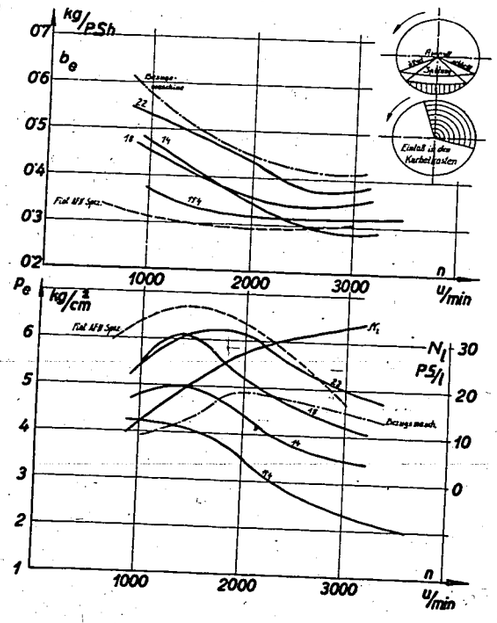



Abb. 5. Mittlerer effektiver Kolbendruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch bei unsymmetrischem Einlaß in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.



Anordnung III a

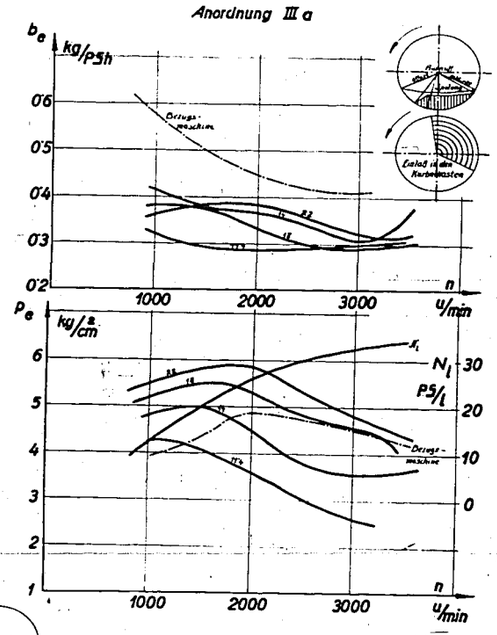



Abb. 6. Mittlerer effektiver Kolbendruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch bei unsymmetrischem Einlaß- und Überströmvorgang in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

Anordnung III b

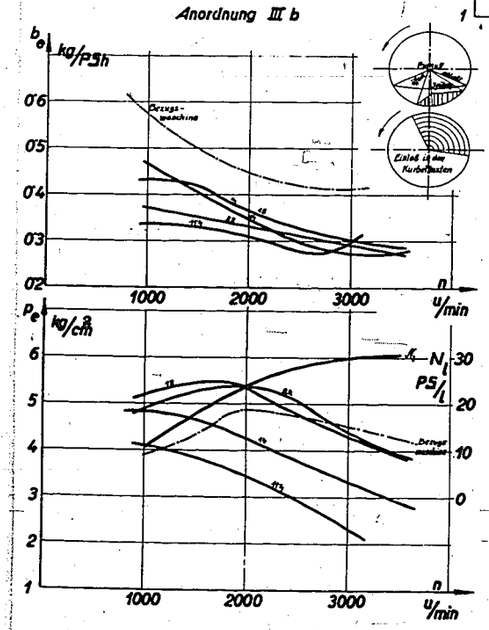



Abb. 7. Mittlerer effektiver Kolbendruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch bei unsymmetrischem Einlaß- und Überströmvorgang in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

## 3. Neue Piezoquarzgeräte hoher Eigenfrequenz

Von Prof. Dr.-Ing. Ernst S c h m i d t , Braunschweig

Für die genaue Untersuchung sehr rasch veränderlicher Kräfte, z. B. des Druckes im Zylinder schnell laufender Verbrennungsmotoren, kommen mechanische Indikatoren wegen ihrer großen Trägheit nicht in Frage. Auch der Membranindikator mit optischer Aufzeichnung ist dazu nicht mehr geeignet. Erst der piezoelektrische Quarzindikator eröffnete hier neue Möglichkeiten der Messung. Für eine praktisch verzerrungsfreie Wiedergabe ist es aber notwendig, daß die niedrigste Eigenfrequenz des Meßgerätes höher liegt als die höchste in dem zu messenden Druckverlauf enthaltene Frequenz. Da der Quarz selbst bei genügend kleinen Abmessungen von einigen mm Eigenfrequenzen von über 100 000 Hz hat, glaubte man, in ihm ein praktisch trägheitsfreies Meßmittel gefunden zu haben, und es wurden mit den neuen auch im Handel erhältlichen Geräten zahlreiche Arbeiten ausgeführt.

Als wir uns im Institut für Motorenforschung der Luftfahrtforschungsanstalt Hermann Göring die Aufgabe stellten, den Druckverlauf bei der klopfenden Verbrennung näher zu untersuchen, erwiesen sich aber die bekannt gewordenen Quarzdruckmesser hierzu als ungeeignet; sie besaßen trotz der hohen Eigenschwingungszahl ihrer Quarze schon bei wenigen kHz störende Eigenfrequenzen. Diese langsamen Schwingungen sind eine Folge des Einbaues der Quarze. Besonders der die Übertragung des Druckes vom Zylinderraum auf die Quarze vermittelnde Stempel mit seiner großen Masse erniedrigt die Eigenfrequenz. In gleichem Sinne wirkt die Federung durch niemals ganz genau passende Gewindegänge oder ungleichmäßiges Aufeinanderliegen der Druckflächen der Quarze und ihrer Widerlager.

Im folgenden berichte ich über Arbeiten, die von meinem Mitarbeiter W. Gohlke ausgeführt wurden und die demnächst als Forschungsheft des VDI veröffentlicht werden [1].

Mit Hilfe des reziproken piezoelektrischen Effektes gelang es, Quarzindikatoren durch angelegte Wechselspannungen zu erzwungenen Schwingungen beliebiger Frequenz anzuregen und so ihre Resonanzkurven über den ganzen in Frage kommenden Bereich von 2000 bis 100 000 Hz aufzunehmen. Das Schema der benutzten Meßeinrichtung zeigt Abb. 1. Dabei ist D der Quarzdruckmesser, dem durch den Röhrensummer S eine Wechselspannung konstanter Größe, aber beliebiger Frequenz f zugeführt wird. Die Stirnfläche b des Quarzdruckmessers führt dann infolge der reziproken piezoelektrischen Wirkung erzwungene Schwingungen von sehr kleiner Amplitude aus. Diese Schwingungen werden nach dem Prinzip des Kondensatormikrophons gemessen. Dazu ist der Stirnfläche b in geringem Abstande von nur wenigen hundertstel mm ein Metallstempel a gegenübergestellt, sodaß ein Luftkondensator entsteht, dessen Kapazität C sich mit dem Ausschlag x der Stirnfläche des Quarzdruckmessers ändert. Dieser Kondensator wird durch eine Batterie E

1) VDI-Heft 407, Quarzdruckmeßgeräte hoher Eigenfrequenz, Schwingungseigenschaften und Abhilfe gegen die Störung durch Massenkräfte von W. Gohlke, mit einem Vorwort von Ernst Schmidt.

über einen Widerstand R aufgeladen. Dabei entstehen an den Enden des Widerstandes R Spannungsschwankungen, die in bekannter Weise verstärkt werden und als Maß der Schwingungsamplitude des Quarzdruckmessers dienen. In dieser Weise aufgenommene Resonanzkurven von Quarzdruckmessern zeigt Abb. 2. Darin ist über der Frequenz f in kHz die Resonanzüberhöhung $x/x_a$, d. h. das Verhältnis des Ausschlages bei einer beliebigen Frequenz zu dem Ausschlag, den eine niedrige, sicher noch störungsfrei wiedergegebene Frequenz bei gleicher Größe der angelegten Spannung hervorruft, aufgetragen.

Die Genauigkeit der Kurven ist sehr viel größer, als sie in dem kleinen Maßstab zum Ausdruck kommt. Jede Zacke der Kurve ist durch 6 bis 10 Meßpunkte belegt, und der ganze Verlauf ist durchaus reproduzierbar. Das Meßverfahren erlaubt noch Unterschiede der Schwingungsamplitude von weniger als 1 Angström = $10^{-7}$ mm aufzunehmen.

Das Meßgerät ist fehlerfrei, wenn die Resonanzüberhöhung $x/x_a = 1$ ist, die Kurve also parallel zur Abszissenachse bei $x = 1$ verläuft.

Die ersten beiden Kurven der Abb. 2 beziehen sich auf bisher übliche Bauarten, die demnach schon unterhalb 6000 Hz störende Eigenschwingungen besitzen. Die dritte Kurve zeigt die Resonanzkurve der von uns entwickelten neuen Bauart. Dabei gelang es, die Hauptresonanzstelle bis auf über 40 000 Hz hinaufzuschieben.

Einen Schnitt durch die neue Bauart zeigt Abb. 3. Die Quarze sind dabei so verkleinert, daß sie mit ihrer Wasserkühlung innerhalb des normalen Zündkerzengewindes von 14 mm Dmr. Platz finden. Die druckaufnehmende Fläche des Gerätes liegt unmittelbar in der Oberfläche des Zylinderraumes des Motors, sodaß Störungen durch Eigenschwingungen der Gassäule eines Verbindungskanales zwischen Zylinder und Meßgerät vermieden werden. Zugleich sind auch die äußeren Abmessungen sehr verkleinert, und das ganze Gerät ist nicht größer als eine normale Zündkerze.

Die Federhülse zur Aufnahme und zum Vorspannen der Quarze ist in Abb. 4 gesondert herausgezeichnet. Dabei sind zwei verschiedene Arten der Befestigung des Widerlagers der Quarze gezeigt, einmal durch Schweißen, das andere Mal durch Verschrauben. Die Resonanzkurve dieser beiden Bauarten, die aber ohne Wasserkühlung aufgenommen wurden, zeigt Abb. 5. Man erkennt daraus, daß bei der geschweißten Hülse die Eigenschwingungszahl bis auf etwa 70 000 Hz hinaufrückt, und daß man mit dem Gerät bis über 55 000 Hz praktisch verzerrungsfrei messen kann. Die verschraubte Hülse hat dagegen schon bei 48 000 Hz eine Resonanzstelle, und ein praktisch verzerrungsfreies Messen ist nur bis zu Frequenzen von etwa 45 000 Hz möglich.

Durch einige weitere Verfeinerungen der Bauart kann der verzerrungsfreie Meßbereich für das ungekühlte Gerät ohne Schwierigkeit bis zu etwa 100 000 Hz ausgedehnt werden.

Auch die bisher üblichen Verstärker sind für hohe Frequenzen ungeeignet. Es mußten daher von uns auch neue Verstärker entwickelt werden. Abb. 6 zeigt den Frequenzgang, d.h. das Verhältnis der Verstärkung $\alpha$ bei einer beliebigen Frequenz f zur Verstärkung $\alpha_0$ bei einer Frequenz 10 Hz. Die Kurven zeigen, daß handelsübliche

000721



Verstärker bereits bei 10 000 Hz einen merklich verringerten Verstärkungsgrad aufweisen. Bei dem neu entwickelten Verstärker blieb dagegen die Verstärkung bis zu 30 000 Hz völlig konstant und nahm dann bis zu 100 000 Hz um nur 15 % ab.

Mit diesen Meßgeräten ist es nun möglich, den Druckverlauf der klopfenden Verbrennung näher zu untersuchen und zu entscheiden, ob die dabei beobachteten Schwingungen nur Eigenschwingungen des zur Resonanz angeregten Verbrennungsraumes sind, oder ob sie, was wahrscheinlicher ist, in Wirklichkeit aus der mehrfach wiederholten Reflektion einer Stoßwelle bestehen. Bei den bisherigen Piezoquarzmessern waren die störenden Eigenschwingungen ungefähr von der gleichen Frequenz wie die Grundschwingung des Verbrennungsraumes, die bei Zylinderabmessungen von der Größenordnung 10 cm etwa bei 6000 Hz liegen.

Die erste noch unvollkommene Aufnahme einer schwach klopfenden Verbrennung zeigt Abb. 7, die ein kurzes Stück des Druckverlaufes in der Nähe des Druckmaximums vergrößert wiedergibt. Außer einer Schwingung von der bereits früher beobachteten Art erkennt man beim Einsetzen der Schwingungen und auch beim Druckmaximum ausgeprägte Zacken von sehr kurzer Dauer, welche tatsächlich die steilen Druckstöße wiedergeben, die die eigentliche Ursache des Klopfens bilden und die bisher wegen der Unvollkommenheit der Meßgeräte nicht gefunden werden konnten. Die ganze Breite der Abbildung entspricht einer Zeit von 0,005 sek.

Außer durch die Eigenfrequenz der Quarzdruckmesser können Störungen auftreten durch Erschütterung der Halterung des Meßgerätes, also z. B. durch Schwingungen der Zylinderwand, in die der Quarzdruckmesser eingeschraubt ist. Ein Mittel zur Abhilfe ist die von Kluge, Linckh und Fahrenholz angegebene und in Abb. 8 dargestellte Lagerung eines Quarzes mit balligen Stirnflächen zwischen zwei Federmembranen $F_1$ und $F_2$, die zugleich die Vorspannung des Quarzes liefern. Wären die Federkennlinien der Membranen geradlinig, so würde in der Tat eine Erschütterung der Membraneinspannung keine piezoelektrische Wirkung auf den Quarz haben, da durch seine Massenträgheit die eine Stirnfläche um ebenso viel belastet wie die andere entlastet wird. Eine genauere Untersuchung zeigt aber, daß wegen der Nichtlinearität der Federkennlinien der Membranen der Erfolg nicht befriedigt. Der zu messende Druck p wirkt in gleichem Sinne auf beide Membranen und sollte von jeder je zur Hälfte aufgenommen werden. Durch die Vorspannung des Quarzes werden aber beide Membranen in entgegengesetztem Sinne durchgebogen. Das hat zur Folge, daß beide Membranen nicht gleich beansprucht sind, sondern an verschiedenen Stellen ihrer nichtlinearen Federkennlinie arbeiten. Dazu kommt noch, daß auch die Belastungsart beider Membranen eine verschiedene ist, denn die obere Membran $F_2$ ist nur in der Mitte durch die Einzelkraft des balligen Quarzes belastet, während der Druck p auf die ganze Fläche der unteren Membran wirkt. Infolge dieser verschiedenen Art der Beanspruchung der Membranen bleibt der angestrebte Ausgleich der Massenkräfte unvollkommen. Man kann diesen Nachteil beheben, wenn man die Vorspannung nicht durch die Federmembranen, sondern durch eine besondere Feder etwa in Form einer Federhülse erzeugt.

Eine solche Konstruktion zeigt schematisch Abb. 9. Darin sind a die beiden Quarze, d und c ihre Widerlager, b ist die Federhülse, welche die Vorspannung der Quarze übernimmt, und $F_1$ und $F_2$

sind wieder die beiden Federmembranen. Außerdem ist aber noch eine weiche Membran e vorgesehen, welche gegen den Verbrennungsraum abdichtet und die Federmembranen der Wirkung der heißen Gase entzieht. Der Raum f kann dann mit Wasser durchspült werden, so daß die Membranfedern und die Federhülse b auf niedriger Temperatur gehalten werden können. Die Abdichtungsmembran hat außerdem den Vorteil, daß der zu messende Druck nicht unmittelbar auf die untere Membranfeder wirkt und beide Membranfedern daher tatsächlich stets in gleicher Weise beansprucht sind.

Dieser Erschütterungsausgleich erfordert also eine verwickeltere Bauart, und er ist auch mit einer Einbuße an Empfindlichkeit verbunden.

Die beschriebene neue Bauart eines Quarzdruckmessers hoher Eigenfrequenz hat sich im Motorbetrieb gut bewährt. Die Wasserkühlung erwies sich trotz der gedrängten Ausführung als völlig ausreichend. Allerdings setzt die Kleinheit der Abmessungen sehr sorgfältige Werkstattarbeit voraus.

Das neue Meßgerät ist nicht auf den Verbrennungsmotor beschränkt, sondern es dürfte auch auf anderen Gebieten, wo es sich um die verzerrungsfreie Messung sehr rasch veränderlicher Drücke oder Kräfte handelt, neue Möglichkeiten der Messung eröffnen.

## Aussprache

Auf verschiedene Fragen, ob die Eigenfrequenz des Quarzes unter Umständen in der Meßanordnung eine andere als bei Einbau in den Zylinder eines Motors sei, teilte E. Schmidt, Braunschweig, mit, daß die Quarzdruckgeber in der gleichen Ausführung, wie sie in den Zylinder eingebaut werden, durchgemessen worden sind.

Auf entsprechende Fragen von Frank, Hannover, erwiderte E. Schmidt, Braunschweig, dann, daß eine Veränderung der Eichung der Quarze im Laufe längerer Zeiten stattfindet und daß Veränderungen der Anzeige während der Messung im wesentlichen auf Ungenauigkeiten in den Gewindegängen zurückzuführen sind. Durch Ausführung geschweißter Hülsen lassen sich diese Schwierigkeiten beseitigen. Dem mechanischen und elektrischen Teil des Quarzdruckgebers sei besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Die Kapazität der Zuleitungen zum Geber lasse sich durch in der Hochfrequenztechnik übliche luftisolierte Kabel wesentlich herabsetzen.

U. Schmidt, Berlin, ging sodann auf die Frage der Verringerung der Empfindlichkeit ein. Bei Benutzung sehr kleiner Meßquarze wird die dem Verbrennungsdruck ausgesetzte Fläche der Quarze besonders klein. Da die Ladungsmenge an den Belägen von dem Produkt aus Fläche mal spezifischem Flächendruck abhängt, nimmt damit auch die Ladungsmenge ab. Die vom Druckgeber abgegebene Spannung ist wiederum abhängig von den Parallel-Kapazitäten der Leitung und der Eingangsschaltung des Gleichstrom-Meßverstärkers. Diese können aus verschiedenen Gründen nicht unter ein bestimmtes Maß gesenkt werden. Es wurde deshalb angefragt, ob die beschriebenen Geräte normale, d. h. 3 bis 600 fache Verstärkung besitzen, oder ob höhere Verstärkungen angewendet wurden.

Nach E. Schmidt, Braunschweig, ist die Ladungsausbeute des neuen Quarzdruckgebers ungefähr 1/3 bis 1/4 der bisher üblichen Geber. Eine Heraufsetzung der nötigen Verstärkung macht jedoch keine Schwierigkeiten.

Zinner, Ausgsburg, sprach sodann über die Änderung der Empfindlichkeit während der Messung durch Temperatureinflüsse. Die erforderliche Vorspannung muß unter allen Umständen durch Federn mit gerader Kennlinie erzeugt werden.

In der Lenkung des Augenmerkes allein auf die Beseitigung der Massenkräfte sieht er eine grundsätzliche Gefahr. Die Lagerung der Quarze muß auf jeden Fall gleichzeitig vom Gesichtspunkt der Beeinflussung der Empfindlichkeit betrachtet werden. In diesem Zusammenhang weist er auf einen in der englischen Literatur erschienenen Vortrag der Ausbildung der Quarzlagerung hin, bei welchem Erschütterungen durch Gegeneinanderschaltung der hierdurch hervorgerufenen Quarzladungen kompensiert werden.

Ullmann, Dresden, schloß sich diesen Ausführungen an und machte Mitteilungen über Versuche, welche in ähnlicher Richtung an der TH Dresden durchgeführt wurden. Er machte sodann Ausführungen über die Steigerung der Empfindlichkeit des Druckgebers auf den 10 bis 20 fachen Betrag der heute üblichen Werte. Gerade die Erhöhung der Leistungsausbeute des Druckgebers ist bei den häufig erforderlich werdenden Messungen geringer Drücke besonders wichtig, damit die durch die Druckschwankungen hervorgerufenen Spannungswechsel oberhalb des durch Erschütterungen entstenenden Störpegels liegen.

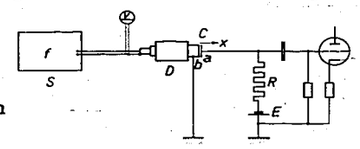



Abb. 1. Aufnahme der Resonanzkurven von Quarzdruckmeßdosen.

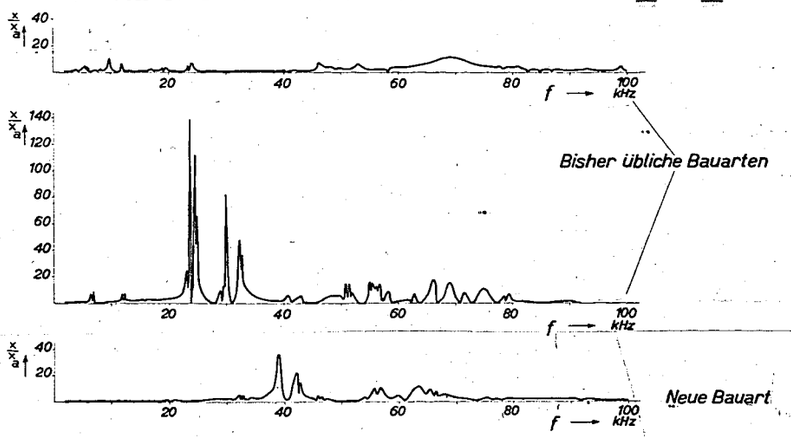



Abb. 2. Resonanzkurven von Quarzdruckmeßdosen.

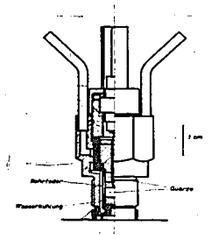


Abb. 3. Quarzdruck-meßdose neuer Bauart.

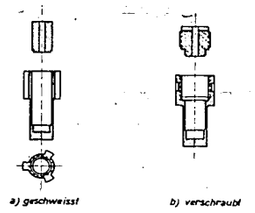



Abb. 4. Federhülsen der Druckgeber eigener Bauart.

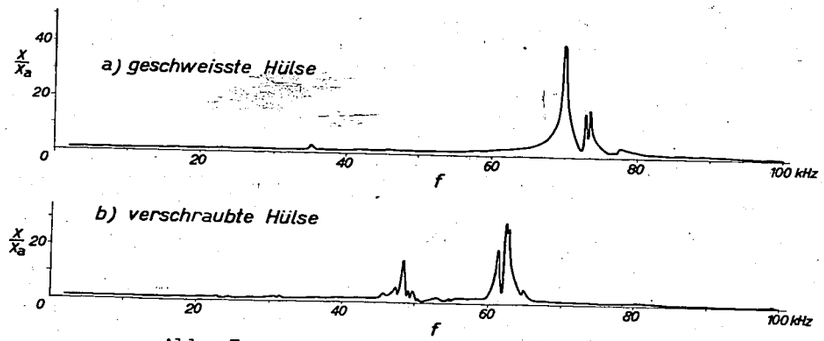



Abb. 5. Resonanzkurven der Federhülsen.

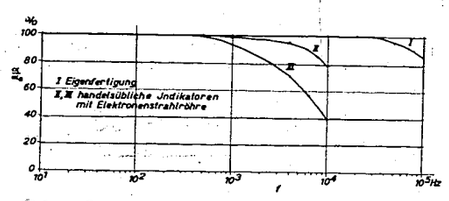



Abb. 6. Frequenzgang von Verstärkern für Quarzdruckmessungen.

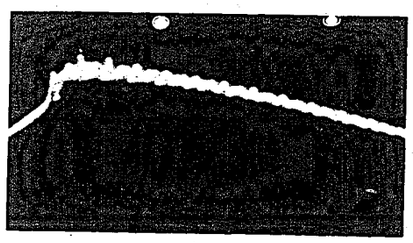


Abb. 7. Druckverlauf von schwach kopfender Verbrennung.





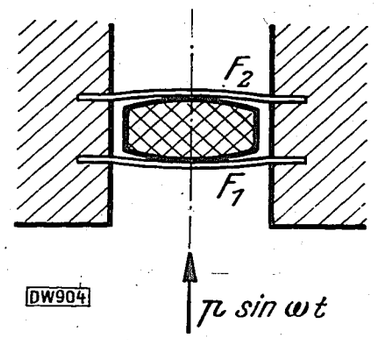



Abb. 8. Gefederter Quarz zur Vermeidung von Störungen durch Erschütterungen nach Kluge, Linckh und Fahrenholz.

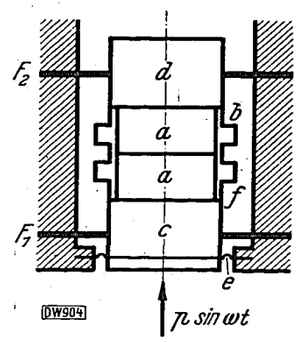



Abb. 9. Verbesserte Federung von Quarzen zur Vermeidung von Störungen durch Erschütterungen.

Im Anschluß an den Vortrag von U. Schmidt, Berlin, dessen Veröffentlichung, wie bereits eingangs mitgeteilt, vom Reichsluftfahrtministerium nicht gestattet wurde, machte Föttinger, Berlin, folgende längeren Ausführungen über das Problem der Zerstäubung eines flüssigen Mediums durch Druckluft:

Im Institut für Technische Strömungsforschung an der Technischen Hochschule Berlin wurde in den letzten Jahren das Problem der Flüssigkeitszerstäubung mit Hilfe von Druckluft ausführlich bearbeitet. Auf Veranlassung des Fachausschusses für Anstrichtechnik beim VDI wurde der Zerstäubungsvorgang an einer Farbspritzpistole mit Hilfe von photographischen Aufnahmen untersucht, welche bei mikroskopischer Vergrößerung und elektrischen Funken als Beleuchtungsquelle gewonnen wurden. An Hand der Aufnahmen konnte der Verlauf des Zerstäubungsvorganges studiert werden.

Aus dem gezeigten Lichtbild, welches den Zerstäubungsstrahl in 10 mm Entfernung von der Düsenmündung zeigt, ist zu erkennen, daß in diesem Gebiete die Zerstäubung noch nicht beendet ist. Neben fertigen runden Tropfen sind noch fadenförmige Flüssigkeitspartikel vorhanden, die sich im weiteren Verlauf des Strahles in Tropfen auflösen. Die in weiterer Entfernung von der Mündung gebildeten Tropfen sind größer, da in diesen Gebieten die Relativgeschwindigkeit zwischen Luft und Flüssigkeit geringer ist.

Der Zweck der Untersuchung des Farbspritzvorganges war u.a., die Ursache der Nebelbildung festzustellen, die oft Materialverluste bis zu 50 % zur Folge hat. Als Nebelbildner wurden hauptsächlich die kleinsten Tropfen erkannt, die wegen ihrer geringen Masse die Anstrichfläche nicht erreichen können und von der seitlich abfließenden Luft mitgenommen werden.

Die Ergebnisse dieser Untersuchung gestatteten die Konstruktion einer neuartigen Düse, die bei 0,2 atü Betriebsdruck dieselbe durchschnittliche Zerstäubungsfeinheit erzeugt wie die alten Ausführungen bei 1 atü. Durch Vermeidung der Bildung von allzu feinen Tropfen und durch andere strömungstechnische Verbesserungen konnten die Nebelverluste auf die Hälfte vermindert werden.

Die Untersuchung des Zerstäubungsvorganges in Natur, insbesondere wenn man den zeitlichen Verlauf mit Zeitdehner aufnehmen will, stößt auf große, z. T. unüberwindliche Schwierigkeiten, welche hauptsächlich in der Beherrschung der großen Strömungsgeschwindigkeiten und in der erforderlichen mikroskopischen Vergrößerung liegen. Bei schwierigen Versuchsbedingungen reichen selbst die kurzen Belichtungszeiten der elektrischen Funken (bis etwa $10^{-7}$ sec.) zur Gewinnung von scharfen Aufnahmen nicht aus. Zur Erleichterung der experimentellen Untersuchungen wurden Ähnlichkeitsgesetze abgeleitet, welche die Durchführung von Modellversuchen gestatten. Es kommt hierfür neben dem Reynolds'schen Ähnlichkeitsgesetz, das die Wirkung der Reibungs- und Trägheitskräfte innerhalb der Flüssigkeit berücksichtigt, noch das Weber'sche Ähnlichkeitsgesetz in Frage, das die Reibungs- und Kapillarkräfte erfaßt. Ferner ist durch Einführung von Parameter-Kenngrößen die gegenseitige Beeinflussung beider Medien, Flüssigkeit und Gas (Luft), berücksichtigt.

Bei der Untersuchung der Zerstäubungsvorgänge kommen Großmodelle in Frage, bei welchen der Vorgang in vergrößertem Maßstabe nachgeahmt wird. Dabei ergeben sich zwangsläufig geringere Geschwindigkeiten, sodaß der Gesamtvorgang beim Großmodell auch langsamer verläuft. Die Vergrößerung der linearen Abmessungen und die Verringerung der Geschwindigkeiten erleichtern sehr wesentlich die experimentellen Untersuchungen, die zweckmäßig durch einzelne oder Zeitdehneraufnahmen durchgeführt werden. Die am Modell gewonnenen Ergebnisse können dann mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze auf die wirkliche Ausführung übertragen werden.

Zum Nachweis der Gültigkeit der neuen Modellgesetze für die Zerstäubung wurden vergleichende Versuche mit Wasser und Kohlenstofftetrachlorid als Zerstäubungsflüssigkeiten vorgenommen, welche völlige Übereinstimmung der Ergebnisse von Hauptausführung und Modell ergaben. Damit wird dem Forschungsingenieur das Werkzeug zur erleichterten und genauen Untersuchung der Zerstäubungserscheinungen gegeben.



## 4. Zusammenhang zwischen Ladungswechsel und Leistung

Von Dozent Dr.-Ing. habil. E. N i e d e r m a y e r , Graz

Die für die Behandlung von Zweitaktfragen notwendigen Wertungsgrößen werden im folgenden unter Berücksichtigung der Temperaturverhältnisse während der Spülung besprochen. Die angegebenen Kenngrößen können auch für die Behandlung des Ladungswechselvorganges beim gespülten Viertaktmotor angewendet werden.

### 1. Definition der Kenngrößen

Zur Kennzeichnung des Erfolges des Ladungswechsels genügen drei Begriffe, die in Abb. 1 definiert und zusammengestellt sind. Der Liefergrad $\lambda_l$ hat dieselbe Bedeutung wie beim nicht gespülten Viertaktmotor, der Spülwirkungsgrad $\lambda_s$ gibt die Reinheit der Ladung an und der Luftaufwand $\Lambda$ ist die auf das Hubvolumen bezogene, angesaugte Frischladung. Alle Verhältniszahlen sind in Anlehnung an die beim Viertaktmotor übliche Benennung des Liefergrades mit $\lambda$ bezeichnet und mit einem sinngemäß gewählten Zeiger versehen. Zur Bestimmung des Kraftstoffverlustes bei gemischgespülten Maschinen ist überdies die Verwendung einer Verhältniszahl $\lambda_g$ von Frischladung zur angesaugten Luftmenge üblich, die sich jedoch ebenso wie der Ladegrad $\lambda_d$ aus den drei vorhergehenden Größen bestimmen läßt. Der Zusammenhang der erwähnten Kennwerte der Spülung mit der Motorleistung ist durch den in der Abbildung angegebenen Ausdruck für $p_e$ bestimmt. In diesem ist auch der im Restgas vorhandene Sauerstoff durch die Luftüberschußzahl der Verbrennung berücksichtigt.

### 2. Beziehungen zwischen den Kenngrößen

Eine Beziehung zwischen Liefergrad und Spülwirkungsgrad kann durch eine grundsätzliche Betrachtung des Spülvorganges, bei welcher der auszuspülende Raum und der Ladungsdruck unveränderliche Größe haben sollen, aufgestellt werden. Mit dieser Voraussetzung ist bei gleicher Temperatur von Spülmittel und Ladung einströmendes und ausströmendes Gasvolumen einander gleich. Ist Temperaturgleichheit nicht vorhanden, so findet ein Wärmeaustausch statt, der eine durch die Verschiedenheit der spezifischen Wärmen von Spülmittel und Ladung bedingte Volumsvergrößerung der Ladung hervorruft. Trotzdem diese bis etwa 10 v.H. der Ladung betragen kann, ist ihr Einfluß auf den Spülerfolg vernachlässigbar, weil bei Verdrängerspülung der Spülwirkungsgrad wegen des geringen Wärmeaustausches durch Wärmeleitung fast zur Gänze, bei Verdünnungsspülung jedoch völlig unverändert bleibt.

Der Wärmeaustausch zwischen Spülmittel und Ladung kann sowohl durch Mischung und Wärmeleitung als auch durch Wärmeleitung allein, wie z.B. bei Kurzschlußspülung, erfolgen. Die nur durch Wärmeleitung allein übertragene Wärme ist verglichen mit dem durch gegenseitigen Austausch von Luft- und Abgasteilchen auftretenden Wärmetransport unbedeutend, so daß unter den gemachten Voraussetzungen die Feststellung zulässig ist. daß einem bestimmten Restgehalt

eine bestimmte mittlere Ladungstemperatur zugeordnet ist, und zwar unabhängig vom jeweiligen Verlauf der Spülung.

Mit dieser Vernachlässigung der durch Wärmeleitung übertragenen Wärmemenge ist in jedem Zeitpunkt der Spülung eine Aufteilung des nach dem Vorhergesagten gleich bleibenden Ladungsvolumens in Luft und Abgasrest, letzterer vom Zustand bei Spülungsbeginn, möglich. Daraus ergibt sich der in Abb. 2 dargestellte Zusammenhang zwischen Spülwirkungsgrad und Liefergrad. Er ist für verschiedene Verhältnisse von Restgastemperatur $T_R$ zu Spülufttemperatur $T_1$ dargestellt, wobei das mittlere auszuspülende Zylindervolumen gleich dem Hubvolumen und die Zustandsgrößen der Luft nach ihrem Eintritt in den Zylinder gleich denen des Außenzustandes gesetzt sind.

Sind die Temperaturen von Spülmittel und Ladung einander gleich, wie dies für Versuche am Spülmodell zutrifft, so ist der Spülwirkungsgrad gleich dem so reduzierten Liefergrad. Bei erhöhter Ladungstemperatur ist jedoch der Spülwirkungsgrad stets größer als der Liefergrad, und zwar entsprechend dem von der Temperatur abhängigen Verhältnis von Hubvolumen zu Ladungsvolumen.

Den bisherigen Überlegungen lag, wie Abb. 3 links zeigt, die Anschauung zu Grunde, daß das eintretende Luftvolumen ein gleich großes Ladungsvolumen verdrängt und daß durch einen Wärmeaustausch eine Vergrößerung dieses Luftvolumens bei gleichzeitiger Verkleinerung des Restgasvolumens vor sich geht. Nach einer anderen Vorstellung des Spülvorganges, in der Abbildung rechts dargestellt, ist die Aufeinanderfolge von Spülung und Wärmeaustausch umgekehrt. Das Spülluftvolumen wird durch den Wärmeaustausch vergrößert und bewirkt die Ausspülung eines durch Abkühlung dichteren Ladungsvolumens von derselben Größe. Die Erhöhung des Spülwirkungsgrades läßt sich damit erklären, daß im ersten Fall einem bestimmten Luftgewicht ein durch die erhöhte Ladungstemperatur verkleinertes Ladungsgewicht entspricht. Im zweiten Fall erfolgt die Erhöhung des Spülwirkungsgrades durch die scheinbare Vergrößerung des Luftaufwandes.

In Abb. 4 sind einige durch Versuche an einem Zweitaktmotor ermittelte Spülwirkungsgrade über dem zugehörigen gemessenen Luftaufwand aufgetragen. Je nach der Zustandsänderung der Ladung während des außerhalb des Ladungswechselvorganges liegenden Teiles des Arbeitsspieles können einem Luftaufwand verschiedene Spülwirkungsgrade zugeordnet sein. Bezieht man die Spülwirkungsgrade nach der früheren Angabe nach Abb. 3 auf eine Ladungstemperatur, die gleich der Lufttemperatur ist, so erhält man die durch Kurve a zusammengefaßten reduzierten Spülwirkungsgrade; bezieht man die Spülwirkungsgrade jedoch auf ein durch die höhere Ladungstemperatur vergrößertes Spülluftvolumen [1) 2)], so erhält man Kurve b. Während bei der Ermittlung der Spülwirkungsgradkurve nach dem in Abb. 4 links dargestellten Verfahren der durch Wärmeleitung allein verursachte Wärmeaustausch zwischen Spülmittel und Ladung vernachlässigt wird, gilt das in der Abbildung rechts dargestellte Verfahren wegen der notwendigen Berechnung der mittleren Ladungstemperatur nur für Verdünnungs- und Verdrängerspülung und erfordert größeren rechnerischen Aufwand als das erstere. Wie das Schaubild zeigt, führen bei dem untersuchten Spülsystem beide Überlegungen zum annähernd gleichen Ergebnis, also zu ein und derselben Spülwirkungsgradlinie, die den Spülerfolg sowohl für die Verhältnisse am Motor als auch für die am Spülmodell angibt.

Dieses Ergebnis zeigt auch, daß für diese thermodynamische Betrachtung des Spülvorganges die eingangs gemachte Voraussetzung eines während der Spülung gleichbleibenden Zylindervolumens und Ladungsdruckes zulässig ist.

Reduziert man den gemessenen Liefergrad auf den während der Spülung herrschenden mittleren Gaszustand, so ist, wie die in der Abbildung mit einem Doppelkreis bezeichneten Versuchswerte zeigen, Liefergrad und reduzierter Spülwirkungsgrad einander gleich.

Durch den Zusammenhang mit der Ladungstemperatur kommt dem Spülwirkungsgrad erhöhte Bedeutung zu, die bei Kenntnis der gesamten Spülwirkungsgradkurve noch dadurch gesteigert wird, daß aus deren Verlauf Schlüsse auf die Art der Spülung gezogen werden können. Als Vergleichsgrundlage können gerechnete Spülwirkungsgradkurven gewählt werden, die jedoch die Abnahme der Verdrängerwirkung mit fortschreitender Spülung berücksichtigen müssen.

Ein Vergleich der so berechneten Spülwirkungsgradkurve mit der gemessenen läßt somit Schlüsse auf die Größe der Verdrängerwirkung zu.

### 3. Messung der Kenngrößen

Von den angegebenen Kenngrößen kann außer dem Luftaufwand nur der Spülwirkungsgrad mit verhältnismäßig einfachen Mitteln bei genügender Genauigkeit gemessen werden.

Der Spülwirkungsgrad wird zweckmäßig durch Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Ladung vor und nach dem Ladungswechsel bestimmt. Wegen der örtlich verschiedenen Ladungszusammensetzung können Messungen mittels kleiner Gasproben nicht befriedigen, sodaß die jeweils ein- oder zweimalige Entnahme einer größeren Probe zweckmäßig ist. Bei der Berechnung des Spülwirkungsgrades aus den gemessenen Kohlensäurekonzentrationen muß der Wasserdampfgehalt der Abgase berücksichtigt werden. Die Größe dieses Einflusses zeigt Abb. 5.

Für die Aufzeichnung der Spülwirkungsgradkurve ist die Kenntnis der Restgastemperatur bei Spülungsbeginn $T_R$ erforderlich. Diese kann bei bekanntem Ladegrad aus der Gleichung

$$T_R = \frac{1}{\lambda_d} \cdot T_a \frac{V_H}{V_{za}} \cdot \frac{p_a}{p_{za}} \cdot \left(\frac{p_{ze}}{p_{za}}\right)^{\frac{m-1}{m}} .$$

berechnet werden. Darin bezeichnet der Zeiger a den Außenzustand und die Zeiger za und ze den Zustand beim Öffnen der Auslaß- und Einlaßsteuerquerschnitte.

1) U. Schmidt, Zusammenhang zwischen Spülung und Leistung bei dem gemischgespülten Zweitaktmotor, Kraftfahrtechn. Forschungsarb. Heft 7, VDI-Verl.

2) E. Niedermayer, Untersuchungen des Spülvorganges an Zweitaktdieselmaschinen, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 7 (1936) No. 5, S. 227.

eine bestimmte mittlere Ladungstemperatur zugeordnet ist, und zwar unabhängig vom jeweiligen Verlauf der Spülung.

Mit dieser Vernachlässigung der durch Wärmeleitung übertragenen Wärmemenge ist in jedem Zeitpunkt der Spülung eine Aufteilung des nach dem Vorhergesagten gleich bleibenden Ladungsvolumens in Luft und Abgasrest, letzterer vom Zustand bei Spülungsbeginn, möglich. Daraus ergibt sich der in Abb. 2 dargestellte Zusammenhang zwischen Spülwirkungsgrad und Liefergrad. Er ist für verschiedene Verhältnisse von Restgastemperatur $T_R$ zu Spüllufttemperatur $T_l$ dargestellt, wobei das mittlere auszuspülende Zylindervolumen gleich dem Hubvolumen und die Zustandsgrößen der Luft nach ihrem Eintritt in den Zylinder gleich denen des Außenzustandes gesetzt sind.

Sind die Temperaturen von Spülmittel und Ladung einander gleich, wie dies für Versuche am Spülmodell zutrifft, so ist der Spülwirkungsgrad gleich dem so reduzierten Liefergrad. Bei erhöhter Ladungstemperatur ist jedoch der Spülwirkungsgrad stets größer als der Liefergrad, und zwar entsprechend dem von der Temperatur abhängigen Verhältnis von Hubvolumen zu Ladungsvolumen.

Den bisherigen Überlegungen lag, wie Abb. 3 links zeigt, die Anschauung zu Grunde, daß das eintretende Luftvolumen ein gleich großes Ladungsvolumen verdrängt und daß durch einen Wärmeaustausch eine Vergrößerung dieses Luftvolumens bei gleichzeitiger Verkleinerung des Restgasvolumens vor sich geht. Nach einer anderen Vorstellung des Spülvorganges, in der Abbildung rechts dargestellt, ist die Aufeinanderfolge von Spülung und Wärmeaustausch umgekehrt. Das Spülluftvolumen wird durch den Wärmeaustausch vergrößert und bewirkt die Ausspülung eines durch Abkühlung dichteren Ladungsvolumens von derselben Größe. Die Erhöhung des Spülwirkungsgrades läßt sich damit erklären, daß im ersten Fall einem bestimmten Luftgewicht ein durch die erhöhte Ladungstemperatur verkleinertes Ladungsgewicht entspricht. Im zweiten Fall erfolgt die Erhöhung des Spülwirkungsgrades durch die scheinbare Vergrößerung des Luftaufwandes.

In Abb. 4 sind einige durch Versuche an einem Zweitaktmotor ermittelte Spülwirkungsgrade über dem zugehörigen gemessenen Luftaufwand aufgetragen. Je nach der Zustandsänderung der Ladung während des außerhalb des Ladungswechselvorganges liegenden Teiles des Arbeitsspieles können einem Luftaufwand verschiedene Spülwirkungsgrade zugeordnet sein. Bezieht man die Spülwirkungsgrade nach der früheren Angabe nach Abb. 3 auf eine Ladungstemperatur, die gleich der Lufttemperatur ist, so erhält man die durch Kurve a zusammengefaßten reduzierten Spülwirkungsgrade; bezieht man die Spülwirkungsgrade jedoch auf ein durch die höhere Ladungstemperatur vergrößertes Spülluftvolumen [1) 2)], so erhält man Kurve b. Während bei der Ermittlung der Spülwirkungsgradkurve nach dem in Abb. 4 links dargestellten Verfahren der durch Wärmeleitung allein verursachte Wärmeaustausch zwischen Spülmittel und Ladung vernachlässigt wird, gilt das in der Abbildung rechts dargestellte Verfahren wegen der notwendigen Berechnung der mittleren Ladungstemperatur nur für Verdünnungs- und Verdrängerspülung und erfordert größeren rechnerischen Aufwand als das erstere. Wie das Schaubild zeigt, führen bei dem untersuchten Spülsystem beide Überlegungen zum annähernd gleichen Ergebnis, also zu ein und derselben Spülwirkungsgradlinie, die den Spülerfolg sowohl für die Verhältnisse am Motor als auch für die am Spülmodell angibt.

Dieses Ergebnis zeigt auch, daß für diese thermodynamische Betrachtung des Spülvorganges die eingangs gemachte Voraussetzung eines während der Spülung gleichbleibenden Zylindervolumens und Ladungsdruckes zulässig ist.

Reduziert man den gemessenen Liefergrad auf den während der Spülung herrschenden mittleren Gaszustand, so ist, wie die in der Abbildung mit einem Doppelkreis bezeichneten Versuchswerte zeigen, Liefergrad und reduzierter Spülwirkungsgrad einander gleich.

Durch den Zusammenhang mit der Ladungstemperatur kommt dem Spülwirkungsgrad erhöhte Bedeutung zu, die bei Kenntnis der gesamten Spülwirkungsgrad<u>kurve</u> noch dadurch gesteigert wird, daß aus deren Verlauf Schlüsse auf die Art der Spülung gezogen werden können. Als Vergleichsgrundlage können gerechnete Spülwirkungsgradkurven gewählt werden, die jedoch die Abnahme der Verdrängerwirkung mit fortschreitender Spülung berücksichtigen müssen.

Ein Vergleich der so berechneten Spülwirkungsgradkurve mit der gemessenen läßt somit Schlüsse auf die Größe der Verdrängerwirkung zu.

### 3. Messung der Kenngrößen

Von den angegebenen Kenngrößen kann außer dem Luftaufwand nur der Spülwirkungsgrad mit verhältnismäßig einfachen Mitteln bei genügender Genauigkeit gemessen werden.

Der <u>Spülwirkungsgrad</u> wird zweckmäßig durch Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Ladung vor und nach dem Ladungswechsel bestimmt. Wegen der örtlich verschiedenen Ladungszusammensetzung können Messungen mittels kleiner Gasproben nicht befriedigen, sodaß die jeweils ein- oder zweimalige Entnahme einer größeren Probe zweckmäßig ist. Bei der Berechnung des Spülwirkungsgrades aus den gemessenen Kohlensäurekonzentrationen muß der Wasserdampfgehalt der Abgase berücksichtigt werden. Die Größe dieses Einflusses zeigt Abb. 5.

Für die Aufzeichnung der Spülwirkungsgradkurve ist die Kenntnis der Restgastemperatur bei Spülungsbeginn $T_R$ erforderlich. Diese kann bei bekanntem Ladegrad aus der Gleichung

$$T_R = \frac{1}{\lambda_d} \cdot T_a \frac{V_H}{V_{za}} \cdot \frac{p_a}{p_{za}} \cdot \left(\frac{p_{ze}}{p_{za}}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

berechnet werden. Darin bezeichnet der Zeiger a den Außenzustand und die Zeiger za und ze den Zustand beim Öffnen der Auslaß- und Einlaßsteuerquerschnitte.

---

1) U. Schmidt, Zusammenhang zwischen Spülung und Leistung bei dem gemischgespülten Zweitaktmotor, Kraftfahrtechn. Forschungsarb. Heft 7, VDI-Verl.

2) E. Niedermayer, Untersuchungen des Spülvorganges an Zweitaktdieselmaschinen, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 7 (1936) No. 5, S. 227.

Der Liefergrad kann entweder mittels der gemessenen Luftüberschußzahl der Verbrennung oder bei bekannter Abgasmenge durch Bestimmung des mittleren Kohlensäuregehaltes des Abgases bestimmt werden.

Nach dem erstgenannten Verfahren ist

$$\lambda_1 = \frac{L_o \, B}{V_H} \left[ 1 + ( \lambda - 1 ) \, \lambda_s \right]$$

und nach dem zweiten Verfahren

$$\lambda_1 = \frac{L_{ges}}{V_H} - \frac{V_a}{V_H} \left[ 1 - \frac{v'' \, (CO_2)}{v' \, (CO_2)} \right]$$

Darin ist:

B [kg/Spiel] der Kraftstoffverbrauch
$V_a$ [$m^3$ außen/Spiel] die trockene Abgasmenge
v' ($CO_2$), v" ($CO_2$) [R.T.] der Kohlensäuregehalt der Ladung vor der Spülung und des Abgases.

Das erste Verfahren liefert nur bei sehr genauer Messung der Luftüberschußzahl brauchbare Ergebnisse. Auch bei der Anwendung des zweiten Verfahrens ergeben sich Schwierigkeiten, da die aus dem Abgasstrom entnommenen Gasproben nur bei besonderen versuchstechnischen Maßnahmen der mittleren Abgaszusammensetzung entsprechen.

Es ist daher in vielen Fällen zweckmäßiger, an Stelle des Liefergrades den Ladegrad unmittelbar zu messen.

Es konnten dafür bisher 2 Methoden angegeben werden [1] [2]. Nach der einen Art (nach Abb. 6) wird das durch Druck- und Temperaturmessung mittels Thermoelement zu bestimmende Gasgewicht auf einen Bruchteil des Ladungsgewichtes beschränkt, während der Großteil durch Auffüllen eines Meßbehälters nach beendetem Ladungswechsel unmittelbar gemessen wird.

Bei dem zweiten Verfahren, Abb. 7, kann die Temperaturmessung entfallen, da durch Verwendung eines zweigeteilten Kolbens, dessen Oberteil nach dem Öffnen des Entnahmeventiles an den Zylinderkopf anschlägt und dort stehen bleibt, auch die im Verdichtungsraum befindliche Ladung in den Meßbehälter gedrängt werden kann.

Alle angegebenen Meßverfahren erfordern bei entsprechender Meßgenauigkeit ein Entnahmeventil, dessen Durchgangsquerschnitt die einmalige Entnahme eines großen Teiles der Ladung, etwa ein Drittel, ermöglichen muß. Der Einbau dieses Ventils kann bei Versuchsmotoren schon beim Entwurf berücksichtigt werden. An der fertigen Maschine jedoch sind ohne wesentliche Änderungen des Brennraums meistens nur beschränkte Einbaumöglichkeiten vorhanden, so daß in diesen Fällen wegen der dadurch notwendigen Verkleinerung der Abmessungen des Entnahmeventiles nur eine beschränkte Meßgenauigkeit zu erwarten ist.

000725



## 4. Bemessung der Auslaßquerschnitte

Von den Problemen des Forschungsauftrages wird eines zur Erörterung herausgegriffen, das die Bemessung der Auslaßschlitze zur Aufgabe hat.

— Im Gegensatz zur Viertaktmaschine kann bei der Zweitaktmaschine der Ladungswechsel durch den vorhergehenden Verbrennungs- und Arbeitsvorgang wesentlich beeinflußt werden. Diese Rückwirkung tritt bei erhöhter Drehzahl, bei hoher Belastung und Kraftstoffüberschuß oder bei klein bemessenen Auslaßquerschnitten ein. Erreicht der Ladungsdruck im Zeitpunkt der Einlaßöffnung bei voller Belastung etwa die Größe des Spülluftdruckes, wie dies bei langsam laufenden Motoren zutrifft, so ist trotzdem noch eine Beeinflussung des Spülvorganges durch die Größe der Restgastemperatur möglich.

Eine Verkürzung der Auslaßschlitzhöhe vergrößert das nutzbare Hubvolumen und erhöht während und nach beendetem Ladungswechsel den Ladungsdruck. Sie verkleinert jedoch andererseits den nutzbaren Zeitquerschnitt der Einlaßsteuerung und verursacht durch teilweises Überströmen des Restgases in die Spülluftleitung eine Verminderung der Sauerstoffkonzentration und eine Temperaturerhöhung des Spülmittels.

Um einen Überblick über die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Größen zu erhalten, wurde der Vorgang vorerst rechnerisch durch punktweises Fortschreiten im Sinne des zeitlichen Ablaufes des Vorganges untersucht. Die Richtigkeit der Rechnung kann im darauffolgenden Versuch durch Aufzeichnung leicht meßbarer Größen, z. B. des Druckes, überprüft und die bei der Rechnung verwendeten Konstanten danach korrigiert werden.

In Abb. 8 ist das Ergebnis einer Berechnung des Ladungswechselvorganges für einen Motor von 120 mm Bohrung und 150 mm Hub bei verschiedenen Auslaßschlitzhöhen dargestellt. Die Kenngrößen der Spülung sind über der Höhe der Auslaßschlitze, die bis zur inneren Kolbentotpunktlage reichen, aufgetragen. Bei einer Auslaßschlitzhöhe von 38 % erreicht der Ladungsdruck im Zeitpunkt der Einlaßeröffnung, d. i. bei 20 v.H., etwa die Größe des Spülluftdruckes.

Mit kleiner werdender Auslaßschlitzhöhe wird der nutzbare Zeitquerschnitt der Einlaßsteuerung und damit auch der Luftaufwand bei gleichbleibendem Spülluftdruck verkleinert. Die Abnahme des Spülwirkungsgrades mit kleiner werdender Auslaßschlitzhöhe ist einerseits auf die Verkleinerung des Luftaufwandes, andererseits auf die Abnahme der Restgastemperatur infolge der Verringerung der Motorleistung zurückzuführen.

Die verhältnismäßig geringen Veränderungen des Liefergrades sind dadurch bedingt, daß der Einfluß des mit kleiner werdender Auslaßschlitzhöhe abnehmenden Spülwirkungsgrades durch den des Ladungsdruckes zum Teil ausgeglichen wird. Bei einer Verkleinerung der Auslußschlitzhöhe wird bei symmetrischen Steuerdiagramm auch der nach Einlaßabschluß noch vorhandene Auslaßzeitquerschnitt verkleinert und dadurch der Ladungsdruck zu Beginn der Verdichtung erhöht.

Im folgenden wird nun die Frage behandelt, ob der für einen bestimmten Ladungszustand bei Auslaßeröffnung ermittelte Liefergrad auch im nächstfolgenden Arbeitsspiel vorhanden ist.

Bei gleichbleibendem Verbrennungsluftüberschuß ist jedem Liefergrad ein bestimmter Ladungsdruck nach beendetem Verdichtungs- und Ausdehnungsvorgang zugeordnet. Der Zusammenhang des Liefergrades mit dem Ladungsdruck im Zeitpunkt der Auslaßeröffnung ist durch die Linie a in Abb. 9 dargestellt. Dabei ist angenommen, daß der Liefergrad der Leistung des Motors und diese wiederum dem Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung verhältig sei.

Ist der Auspuffvorgang bei Öffnen des Einlaßsteuerquerschnittes noch nicht beendet, so wird der nach beendetem Ladungswechsel sich einstellende Liefergrad durch den Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung beeinflußt. Es ist demnach einem bestimmten Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung ein bestimmter Liefergrad zugeordnet. Der Zusammenhang dieser beiden Größen ist in Abb. 9 für zwei verschiedene Fälle durch die Linien b I und b II dargestellt.

In dem einen Fall ist, ausgehend vom Liefergrad $\lambda_{1\,I}$, der Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung nach dem ersten Arbeitsspiel durch den Schnittpunkt mit der Linie a (Punkt 1) gegeben. Dieser Ladungsdruck bedingt im folgenden Ladungswechselvorgang einen kleineren Liefergrad, dessen Größe durch den Schnittpunkt 2 mit der Linie b I gegeben ist. Der im darauffolgenden Arbeitsspiel sich einstellende Ladungsdruck ist wieder durch den Schnittpunkt mit der Linie a (Punkt 3) gegeben. Der darauffolgende Ladungswechselvorgang wird wegen des kleinen Ladungsdruckes bei Auslaßeröffnung von diesem nur wenig beeinflußt, sodaß die Größe des Liefergrades nicht vom Ladungsdruck, sondern z. B. vom verfügbaren Spülluftdruck begrenzt wird, wie dies durch den Schnittpunkt 4 mit der als Belastungsgrenze angegebenen Linie dargestellt ist. Die Größe von Liefergrad und Ladungsdruck in den folgenden Arbeitsspielen ist durch die Punkte 5, 6, 7, 8 gekennzeichnet. Es folgt demnach auf ein Arbeitsspiel mit großer, ein solches mit kleiner Leistung. Die Leistungsunterschiede werden nach je zwei aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen größer. Um diese Leistungsschwankung zu verhindern, kann die Luftüberschußzahl der Verbrennung durch Verkleinerung der Kraftstoffzufuhr vergrößert werden. Im Schaubild ist dann die Linie a durch eine solche mit geringerer Neigung darzustellen. Diese ist strichliert eingezeichnet. Der Schnittpunkt mit der Linie b I stellt dann einen Beharrungszustand der Motorleistung dar. Durch die notwendige Verkleinerung der Kraftstoffzufuhr wird nur ein Teil der Frischluft voll ausgenützt. Dieser Frischluftmenge entspricht der in Abb. 8 eingezeichnete ausnutzbare Liefergrad.

In dem anderen Falle (Linie b II) ist der Liefergrad nur in geringem Maße vom Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung abhängig. Wie aus der Abb. 9 zu entnehmen ist, wird der Beharrungszustand nach einigen Arbeitsspielen im Schnittpunkt der Linien a und b II erreicht. Eine Erhöhung der Luftüberschußzahl der Verbrennung ist in diesem Falle nicht erforderlich.

Die Lage der Kurve b ist in großem Maße von der Zustandsänderung der Ladung während des Arbeitsspieles abhängig. Diese kann mit hinreichender Genauigkeit, jedoch nur durch Versuch an der Maschine festgelegt werden.

000726



## Beschreibung des Versuchsmotors

Ein zu diesem Zweck konstruierter Versuchsmotor ist derzeit in Fertigstellung begriffen. Er ermöglicht, wie Abb. 10 zeigt, sowohl eine Veränderung der Verdichtung als auch der Einlaß- und Auslaßschlitzhöhen während des Betriebes. Durch Heben und Senken der Zylinderbüchse können die Ein- und Auslaßschlitzhöhen, durch Heben und Senken eines die Zylinderbüchse umfassenden, mit Schlitzen versehenen Ringes, in dem ein in die Auslaßschlitze passendes Füllstück befestigt ist, kann die wirksame Auslaßschlitzhöhe allein verändert werden. Der bei einer Verkleinerung dieser Schlitzhöhe entstehende Hohlraum oberhalb des Füllstückes von der Breite der Zylinderwandstärke ist wegen seiner geringen Größe ohne wesentlichen Einfluß auf den Auspuffvorgang. Die Verdichtung kann durch Verschiebung eines als Kolben ausgebildeten Zylinderkopfes verändert werden. Im Zylinderkopf ist auch ein Ventil zur Entnahme von Gas-Großproben angebracht.

Die Versuche mit diesem Motor werden derzeit vorbereitet.

## Zusammenfassung

Die zur Kennzeichnung des Spülerfolges notwendigen Größen werden definiert, die Gründe für ihre Einführung dargestellt und sowohl ihr gegenseitiger Zusammenhang als auch der mit der Motorleistung angegeben. Ferner werden die Meßverfahren zur Ermittlung von Spülwirkungsgrad und Liefergrad besprochen.

Von den Problemen des Forschungsauftrages wird die Frage der Auslaßschlitzbemessung erörtert und zugehörige Rechnungsergebnisse dargestellt. Eine für diese Untersuchungen konstruierte Versuchsmaschine wird beschrieben.

---

3) H. List und E. Niedermayer, Versuche an der Zweitaktdieselmaschine. Forsch. Ing.-Wes. Bd. 8 (1937) Nr. 6, S. 265.

Im folgenden wird nun die Frage behandelt, ob der für einen bestimmten Ladungszustand bei Auslaßeröffnung ermittelte Liefergrad auch im nächstfolgenden Arbeitsspiel vorhanden ist.

Bei gleichbleibendem Verbrennungsluftüberschuß ist jedem Liefergrad ein bestimmter Ladungsdruck nach beendetem Verdichtungs- und Ausdehnungsvorgang zugeordnet. Der Zusammenhang des Liefergrades mit dem Ladungsdruck im Zeitpunkt der Auslaßeröffnung ist durch die Linie a in Abb. 9 dargestellt. Dabei ist angenommen, daß der Liefergrad der Leistung des Motors und diese wiederum dem Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung verhältig sei.

Ist der Auspuffvorgang bei Öffnen des Einlaßsteuerquerschnittes noch nicht beendet, so wird der nach beendetem Ladungswechsel sich einstellende Liefergrad durch den Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung beeinflußt. Es ist demnach einem bestimmten Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung ein bestimmter Liefergrad zugeordnet. Der Zusammenhang dieser beiden Größen ist in Abb. 9 für zwei verschiedene Fälle durch die Linien b I und b II dargestellt.

In dem einen Fall ist, ausgehend vom Liefergrad $\lambda_{1\,I}$, der Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung nach dem ersten Arbeitsspiel durch den Schnittpunkt mit der Linie a (Punkt 1) gegeben. Dieser Ladungsdruck bedingt im folgenden Ladungswechselvorgang einen kleineren Liefergrad, dessen Größe durch den Schnittpunkt 2 mit der Linie b I gegeben ist. Der im darauffolgenden Arbeitsspiel sich einstellende Ladungsdruck ist wieder durch den Schnittpunkt mit der Linie a (Punkt 3) gegeben. Der darauffolgende Ladungswechselvorgang wird wegen des kleinen Ladungsdruckes bei Auslaßeröffnung von diesem nur wenig beeinflußt, sodaß die Größe des Liefergrades nicht vom Ladungsdruck, sondern z. B. vom verfügbaren Spülluftdruck begrenzt wird, wie dies durch den Schnittpunkt 4 mit der als Belastungsgrenze angegebenen Linie dargestellt ist. Die Größe von Liefergrad und Ladungsdruck in den folgenden Arbeitsspielen ist durch die Punkte 5, 6, 7, 8 gekennzeichnet. Es folgt demnach auf ein Arbeitsspiel mit großer, ein solches mit kleiner Leistung. Die Leistungsunterschiede werden nach je zwei aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen größer. Um diese Leistungsschwankung zu verhindern, kann die Luftüberschußzahl der Verbrennung durch Verkleinerung der Kraftstoffzufuhr vergrößert werden. Im Schaubild ist dann die Linie a durch eine solche mit geringerer Neigung darzustellen. Diese ist strichliert eingezeichnet. Der Schnittpunkt mit der Linie b I stellt dann einen Beharrungszustand der Motorleistung dar. Durch die notwendige Verkleinerung der Kraftstoffzufuhr wird nur ein Teil der Frischluft voll ausgenützt. Dieser Frischluftmenge entspricht der in Abb. 8 eingezeichnete ausnutzbare Liefergrad.

In dem anderen Falle (Linie b II) ist der Liefergrad nur in geringem Maße vom Ladungsdruck bei Auslaßeröffnung abhängig. Wie aus der Abb. 9 zu entnehmen ist, wird der Beharrungszustand nach einigen Arbeitsspielen im Schnittpunkt der Linien a und b II erreicht. Eine Erhöhung der Luftüberschußzahl der Verbrennung ist in diesem Falle nicht erforderlich.

Die Lage der Kurve b ist in großem Maße von der Zustandsänderung der Ladung während des Arbeitsspieles abhängig. Diese kann mit hinreichender Genauigkeit, jedoch nur durch Versuch an der Maschine festgelegt werden.





## Beschreibung des Versuchsmotors

Ein zu diesem Zweck konstruierter Versuchsmotor ist derzeit in Fertigstellung begriffen. Er ermöglicht, wie Abb. 10 zeigt, sowohl eine Veränderung der Verdichtung als auch der Einlaß- und Auslaßschlitzhöhen während des Betriebes. Durch Heben und Senken der Zylinderbüchse können die Ein- und Auslaßschlitzhöhen, durch Heben und Senken eines die Zylinderbüchse umfassenden, mit Schlitzen versehenen Ringes, in dem ein in die Auslaßschlitze passendes Füllstück befestigt ist, kann die wirksame Auslaßschlitzhöhe allein verändert werden. Der bei einer Verkleinerung dieser Schlitzhöhe entstehende Hohlraum oberhalb des Füllstückes von der Breite der Zylinderwandstärke ist wegen seiner geringen Größe ohne wesentlichen Einfluß auf den Auspuffvorgang. Die Verdichtung kann durch Verschiebung eines als Kolben ausgebildeten Zylinderkopfes verändert werden. Im Zylinderkopf ist auch ein Ventil zur Entnahme von Gas-Großproben angebracht.

Die Versuche mit diesem Motor werden derzeit vorbereitet.

## Zusammenfassung

Die zur Kennzeichnung des Spülerfolges notwendigen Größen werden definiert, die Gründe für ihre Einführung dargestellt und sowohl ihr gegenseitiger Zusammenhang als auch der mit der Motorleistung angegeben. Ferner werden die Meßverfahren zur Ermittlung von Spülwirkungsgrad und Liefergrad besprochen.

Von den Problemen des Forschungsauftrages wird die Frage der Auslaßschlitzbemessung erörtert und zugehörige Rechnungsergebnisse dargestellt. Eine für diese Untersuchungen konstruierte Versuchsmaschine wird beschrieben.

---

3) H. List und E. Niedermayer, Versuche an der Zweitakt-dieselmaschine. Forsch. Ing.-Wes. Bd. 8 (1937) Nr. 6, S. 265.

## Aussprache

Im Anschluß an den Vortrag von Niedermayer, Graz, machte Künzel, Mannheim, längere Ausführungen über Untersuchungen, welche von ihm am Lanz-Glühkopfmotor durchgeführt wurden. Es handelt sich um einen Einzylinder-Zweitaktmotor, dessen Kurbelkammer als Spülpumpe ausgebildet ist. Der Kraftstoff wird bei noch offenen Schlitzen über eine Düse in den Brennraum eingespritzt. Es wurden Untersuchungen mit Umkehrspülung durchgeführt. Bei der Zweikanal-Umkehrspülung wurden verschiedene Einblasewinkel untersucht, welche zwischen 30° und 90° lagen, wobei sich ein Winkel von ca. 45° als günstigster Wert ergab. Bei der Dreikanal-Spülung wurden mit dem gleichen Winkel ungünstigere Höchstleistungen und Verbrauchswerte erreicht. Hierfür betrugen die günstigsten Winkel für die beiden seitlichen Kanäle 74° und für den Mittelkanal 40°.

Es wurden sodann weitere Versuche über die zweckmäßige Höhe der Überströmkanäle durchgeführt. Mit zunehmender Kanalhöhe nimmt die Leistung bis zu einem Grenzwert zu, der Verbrauch sinkt entsprechend, bei weiterer Erhöhung der Kanäle findet dann eine Verschlechterung statt. Auch der Einfluß der Höhe des 3.Kanales allein wurde ermittelt, es wurde hierbei bei 35 mm Kanalöffnung die höchste Leistung und der beste Brennstoffverbrauch erreicht.

Die höchste Leistung bei einem Motor mit Nasenkolben betrug 22,5 PS, bei Verwendung der 2-Kanal-Umkehr-Spülung 24,6 PS. Wurde gegenüber dem Auslaß ein 3. Kanal angeordnet, so stieg die Leistung auf ungefähr 30 PS. Die Brennstoffverbrauchswerte lagen bei allen 3 Spülungsarten ungefähr gleich, sie ließen sich im wesentlichen nicht durch die Spülung, sondern nur durch die Gestaltung des Brennraumes beeinflussen.

In einer längeren Debatte zwischen Schnürle, Köln, und Künzel, Mannheim, führte Schnürle u. a. aus, daß er es für zweckmäßig halte, statt der benutzten 3 Kanäle 4 Kanäle anzuwenden, von denen auf jeder Zylinderseite 2 liegen, um möglichst große Spülquerschnitte bei niedrigem Spüldruck zu erzielen.

000727



Frischladung $L_z$ m³ aussen/Umdr.
Restgas $R_z$ m³ aussen/Umdr.
angesaugte Luft $L_{ges}$ m³ aussen/Umdr.
theoret. Luftbedarf $L_m$ m³ aussen/kg
Luftüberschuss $\lambda$
Kraftstoffverbrauch $b_e$ kg/PS$_e$h

1) Liefergrad $\lambda_l = \frac{L_z}{V_H}$

2) Spülwirkungsgrad $\lambda_s = \frac{L_z}{L_z + R_z}$

3) Luftaufwand $\Lambda = \frac{L_{ges}}{V_H}$

Ladegrad $\lambda_d = \frac{L_z + R_z}{V_H} = \frac{\lambda_l}{\lambda_s}$

Luftausnützung $\lambda_g = \frac{L_z}{L_{ges}} = \frac{\lambda_l}{\Lambda}$

mittlerer effektiver Druck $p_e = \frac{27}{L_m b_e} \cdot \frac{\lambda_l}{\gamma + (\lambda - 1)\lambda_s}$

Abb. 1. Zweitakt-Wertungsgrößen.

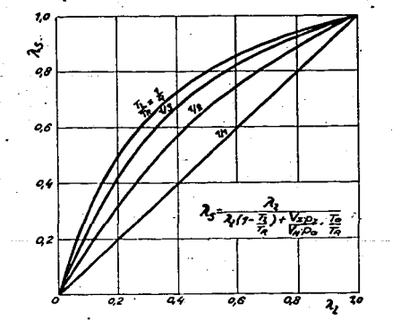



Abb. 2. Spülwirkungsgrad und Liefergrad.

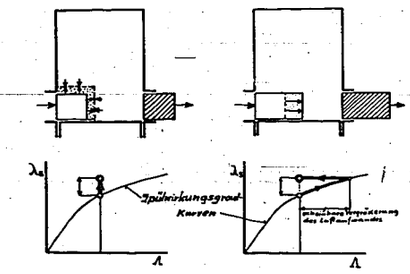



Abb. 3. Einfluß der Ladungstemperatur auf den Spülwirkungsgrad.

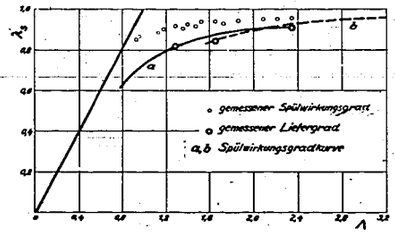



Abb. 4. Spülwirkungsgradkurve und am Motor gemessene Spülwirkungsgrade.

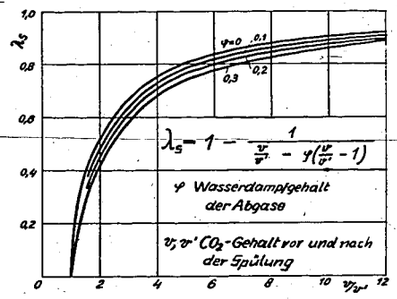



Abb. 5. Spülwirkungsgrad-Bestimmung.

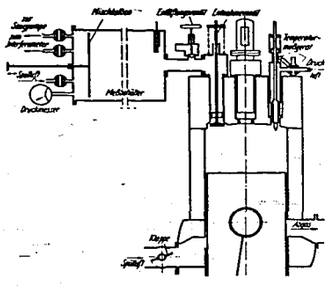


Abb. 6. Ladegrad-Messung I.

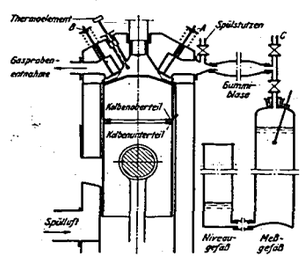


Abb. 7. Ladegrad-Messung II.

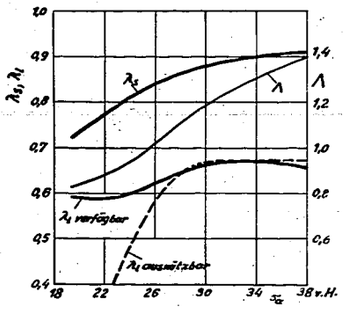


Abb. 8. Kenngrößen der Spülung bei verkleinerten Auslaßschlitzhöhen.

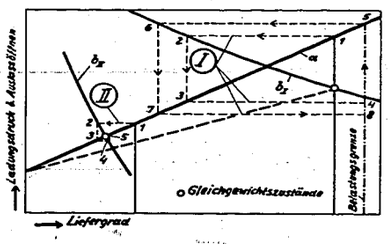


Abb. 9. Gleichgewichtszustände des Zweitaktmotors.

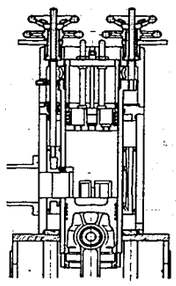


Abb. 10. Zweitakt-Versuchsmotor.





## 5. Über quantitative Auswertung von Zeitlupenfilmen des Spülströmungsvorganges

Von Dipl.-Ing. R. W i l l e , Berlin

Im folgenden soll über einige Gesetzmäßigkeiten der Spülluftbewegung im Zylinderinnern, die durch Aufnahme und Auswertung von Zeitdehnerfilmen gewonnen wurden, berichtet werden. Die Ergebnisse wurden an einer Modellanlage gewonnen und gelten für Maschinen mit Kurbelkammerspülpumpe.

### 1. Problemstellung

Um die Problemstellung erkennen zu lassen, sei als Einleitung ein kurzes Rechenbeispiel gebracht. Ein Motor von 350 $cm^3$ Hubvolumen hat z. B. einen Hub von 80 mm und eine Bohrung von rund 74 mm. Stellt man sich einen idealisierten Weg der Spülluft im Zylinder vor, bei dem der Arbeitsraum entsprechend der heute üblichen Schlitzanordnung am unteren Zylinderende während der zur Verfügung stehenden Spülzeit einmal aufwärts und einmal abwärts durchlaufen werden soll, so ergibt sich ein idealer Gesamtspülweg von rund 200 mm. Bei einer Drehzahl von 3000 $min^{-1}$ ist mit einer Spülzeit von rund 1/150 sec. zu rechnen. Zum Durchlaufen des angegebenen Weges in der zur Verfügung stehenden Zeit müßte daher die Spülluftfront im Zylinder eine mittlere Vorschreitgeschwindigkeit von nur 30 $msec^{-1}$ besitzen. Demgegenüber hat aber bei Kurbelkammerspülpumpe die Luft in den Spülschlitzen eine anfängliche Eintrittsgeschwindigkeit von über 100 $msec^{-1}$. Würde im Zylinder diese hohe Strahlgeschwindigkeit beibehalten werden, so wären die Auspuffschlitze in kürzester Zeit erreicht, und hohe Spülmittelverluste wären die Folge. Es ist aber zu erwarten, daß die Strahlgeschwindigkeit sich im Zylinderinnern in starkem Maße verringert. Um eine Vorstellung über den Zusammenhang zwischen Strahlgeschwindigkeit an den Spülschlitzen und Bewegungsgeschwindigkeit der Spülluftfront im Zylinder zu gewinnen, wurde die Vorschreitgeschwindigkeit in einem Zylinder mit Kanalanordnung nach Schürle auf filmtechnischem Wege ausgemessen.

### 2. Versuchsanlage

Die Versuchsanlage des Instituts für Technische Strömungsforschung wurde bereits im Zwischenbericht Nr. 86 eingehend beschrieben. Zum besseren Verständnis der Ergebnisse sollen jedoch anhand von Bild 1 noch einmal die Hauptmerkmale erläutert werden. Es handelt sich um eine Modellmaschine mit 300 mm Zylinderdurchmesser und Spülluftförderung durch die Unterseite des Arbeitskolbens in Verbindung mit dem Kurbelraum. Die Bewegung der durch Metaldehydflocken sichtbar gemachten Spülluft konnte im Glaszylinder durch Filmaufnahmen im Normal- oder Zeitlupentempo verfolgt werden. Bei den vorliegenden Versuchen entsprach die Spülkanalführung des Modells der bekannten Kanalanordnung nach Schnürle, bei der zwei

symmetrisch liegende Spülkanäle zu beiden Seiten der Auspuffkanäle so angeordnet sind, daß die eintretende Spülluft unter flachgeneigtem Winkel quer durch den Zylinderraum in die vom Auspuff entfernt liegende Zylinderhälfte gelenkt wird. Es sind also zunächst zwei getrennte Ströme vorhanden, die sich dann in der Symmetrieebene des Zylinders vereinigen.

## 3. Strömungsbilder

Bild 2 zeigt einige charakteristische Phasen aus einem Zeitlupenfilmstreifen. Es stellt den Strömungsablauf in der Symmetrieebene dar. Die Auspuffschlitze sind links unten zu denken, während die Spülschlitze etwa auf Bildmitte vor und hinter der Bildebene liegen. Man erkennt, daß das Zusammentreffen der beiden seitlichen Ströme unmittelbar über dem Kolbenboden, etwa in Zylindermitte, erfolgt. Dort entsteht zunächst eine verbreiterte Frischluftzone, eine Art Staugebiet, aus dem auch Frischluftanteile nach links hinüber in den Auspuff entweichen können. Nach dem Durchlaufen dieses Anfahrzustandes, für den die Stauzone charakteristisch ist, bilden beide Ströme eine gemeinsame Spülluftfront und steigen an der den Auspuff gegenüberliegenden Zylinderwand hoch. Der kugelige Zylinderkopf wird durchlaufen und die Luft strömt dann zum Auspuff hinab

Zeitlich betrachtet bestehen bei der Schürle-Spülung zwei ganz verschiedene charakteristische Strömungszustände, die im Bild 3 noch einmal einander gegenübergestellt sind. Der Anfahrzustand links, für den die Stauzone mit starken seitlichen Ausbreitungen typisch ist, und rechts die ausgebildete vollkommene Spülung mit dem Strömungsbild der Umkehrspülung.

Zur Bestimmung der Vorschreitgeschwindigkeit der Spülluftfront im Zylinder wurde jedes einzelne Bild der aufgenommenen Zeitlupenfilme ausgewertet. Insgesamt standen 14 Filmstreifen zur Verfügung, von denen je 100 Bilder ausmeßbar waren.

## 4. Auswertungsverfahren

Die Auswertung erfolgte im einzelnen so, daß für alle Filme unter dem Vergrößerungsapparat jeweils von jedem Einzelbild die Umrisse des von Metaldehydflocken erfüllten Gebietes nachgezeichnet wurden. Es entstanden so Folgen von "Spülluftfronten" in der Symmetrieebene des Zylinders.

In Bild 4 ein Beispiel: Die ausgezogenen Linien stellen Kurven gleicher Zeiten der vorschreitenden sichtbaren Spülluft dar. Die Umrisse entstehen zeitlich nacheinander. Man erkennt wieder die breite "Stauzone", aus der sich die Umkehrspülung entwickelt. Der punktiert eingezeichnete Kurvenzug kennzeichnet die mittlere Bahn der Spülluftfront, längs der die Weg-Zeit-Kurve ermittelt wurde. Die zu den einzelnen Spülfrontlagen gehörigen Zeiten waren durch die auf dem Film aufgezeichnete Lichtmarke für 1/1000 Sek. bekannt. Als Nullpunkt der laufenden Zeit wurde der Augenblick der Öffnung der Spülschlitze durch die Kolbenoberkante angenommen. Dieser Punkt war auf den Zeitdehnerfilmen durch ein besonderes Lichtzeichen markiert worden.

000729



Es sei darauf hingewiesen, daß die Bestimmung von $s = f(t)$ zunächst nur für die beleuchtete Symmetrieebene des Zylinders erfolgte. Der Strömungsablauf in der Symmetrieebene ist charakteristisch für den Zylinder und das Spülverfahren.

Der Weg s wurde von der auf Bild 4 durch einen Kreis gekennzeichneten Stelle am unteren Bildrand an gezählt. Die Auswertung begann also erst nach der Vereinigung der beiden seitlichen Ströme zu einer gemeinsamen Spülluftfront. Unmittelbar über dem Kolben und im Zylinderkopf blieb die Strömung unsichtbar, zur Ausmessung gelangten daher nur der "aufsteigende" und "absteigende" Ast der Spülluft.

Über das Verhalten der beiden seitlichen Ströme von der Schlitzmündung bis zur Vereinigung in der Symmetrieebene konnte am räumlichen Zylindermodell keine Vorstellung gewonnen werden. Um einige Anhaltspunkte zur Beurteilung des Strömungsablaufs in diesem Gebiet zu erhalten, müssen Ergebnisse einfacher Grundlagenversuche über nichtstationäre Strahlausbildung an Schlitzmündungen herangezogen werden.

## 5. Weg und Geschwindigkeit der Spülluftfront

Für die Schnürle-Umkehrspülung sind die Ergebnisse der Zeitlupenauswertung dreier Filme im Bild 5 dargestellt. Die Auftragung der Meßwerte erfolgte dimensionsfrei, und zwar ist als Abszisse die Zeit, durch Multiplikation mit der Drehzahl n dimensionslos gemacht, gewählt worden. Als Ordinate dient der ausgemessene Weg s, der durch Division durch den Zylinderdurchmesser d dimensionslos gemacht wurde. Die drei Kurvenbilder zeigen zunächst einen nahezu gleichen Verlauf der "Weg"-Kurve über der Zeit. Der Gesamtweg der Umkehrspülung in der Symmetrieebene des Zylinders wurde als s/d ges. bezeichnet, und stellt sich als horizontale Linie dar. Der Zahlenwert von s/d ges. liegt bei den vorliegenden Zylinderabmessungen bei 2,7.

Die drei ausgewerteten Filme wurden bei etwas verschiedenen Drehzahlen aufgenommen, bei Film 8 betrug sie $n = 1{,}1_1$ $sec^{-1}$, bei Film 11 $n = 1{,}05$ $sec^{-1}$ und bei Film 13 $n = 0{,}98$ $sec^{-1}$. Der Zeitpunkt für uT liegt daher auf verschiedenen t·n-Werten. Der anfängliche Spüldruck $P_k$ war jedoch stets gleich.

Unter der gemessenen Wegkurve ist jeweils die durch Differentiation gewonnene Geschwindigkeitskurve eingezeichnet. Die Auftragung erfolgte wieder dimensionslos. Als Ordinate ist die Vorschreitgeschwindigkeit W der Spülluftfront im Zylinder gewählt worden, die durch Division mit der Zylinderbohrung d und der Drehzahl n dimensionsfrei wird. Die W-Kurven zeigen für die drei Fälle einen ähnlichen allgemeinen Verlauf. Es treten jeweils zwei starke Geschwindigkeitserhöhungen hervor, die allerdings bei den verschiedenen Filmen bei je anderen Zeitwerten liegen.

Diese Geschwindigkeitsschwankungen, die charakteristischerweise im aufsteigenden Strom auftreten, zeigen an, daß die Spülluft sich ruckweise im Zylinder vorwärts bewegt, eine Erscheinung, die bei Vorführung der Zeitlupenfilme unmittelbar ins Auge fällt. Die Geschwindigkeitsschwankungen sind zunächst auf die starke Turbulenz der Strömung zurückzuführen, haben aber ihre Ursache haupt-

sächlich in Unstabilitätserscheinungen beim scharfen Aufeinanderprallen der beiden seitlichen Spülströme. Im absteigenden Spülstrom haben sich die Geschwindigkeitsschwankungen im wesentlichen ausgeglichen.

Als "mittlere Vorschreitgeschwindigkeit" ergab sich der Wert $W_{mi}$, der als gestrichelte waagerechte Linie gleichfalls auf den Bildern eingetragen ist. Sein Zahlenwert liegt zwischen $W_{mi}$ = 21 und 23, ist also für die drei Filme trotz verschiedener Versuchsdrehzahlen praktisch gleich.

Am Beispiel des Films 8 sollen noch einige Zahlenergebnisse genannt werden. An der Modellversuchsanlage von d = 300 mm Zylinderdurchmesser betrug die Drehzahl $n = 1{,}1\ sec^{-1}$ und der anfängliche Spüldruck im Kurbelkasten $P_k$ = 110 mm WS = $0{,}011\ kg\ cm^{-2}$. Der absolute Gesamtweg beträgt s = 0,795 m; die Öffnungszeit der Spülschlitze $ts_p$ = 0,252 sec. Zum Durchlaufen des Weges s ges. würde demnach eine rechnerische mittlere Vorschreitgeschwindigkeit von $W_{th} = 3{,}15\ m\ sec^{-1}$ genügen. Demgegenüber ergibt sich eine gemessene mittlere Vorschreitgeschwindigkeit von $W_{mi} = 6{,}93\ msec^{-1}$.

Unter Zugrundelegung der Ähnlichkeitsgesetze gelten die im Bild dargestellten Kurven auch für einen kleineren Motorradzylinder mit d = 60 mm ø bei einer Drehzahl von $n = 27{,}5\ sec^{-1}$ und einen anfänglichen Spüldruck von $P_k = 0{,}275\ kg\ cm^{-2}$. Die mittlere Vorschreitgeschwindigkeit der Spülluft im Zylinder würde $W_{mi}$ = 34,6 gegenüber einer rechnerisch erforderlichen von nur $W_{th}$ = $15{,}75\ m\ sec^{-1}$ betragen.

## 6. Frontgeschwindigkeit und Druckverlauf

Anhand des Bildes 6 sollen nun Vorschreitgeschwindigkeit im Zylinder und Druckverlauf im Kurbelkasten miteinander verglichen werden.

Der zeitliche Verlauf des Druckes gilt für die Drehzahl $n = 1{,}08\ sec^{-1}$. Er wurde mit Hilfe des optischen Mehrfachschreibers der Askania-Werke aufgezeichnet. Die Weg- und Geschwindigkeitskurven gelten für die fast gleiche Modelldrehzahl von $n = 1{,}1\ sec^{-1}$. Aus dem Verlauf der Druckkurve kann auf die zeitliche Änderung der Spülluftgeschwindigkeit in den Schlitzen geschlossen werden, die am Anfang sehr hoch ist, dann aber rasch abnimmt und bei t = 9,6 zu Null wird. Eine genaue zahlenmäßige Berechnung der Geschwindigkeit war nicht möglich, da die zeitliche Änderung des Druckes im Zylinder nicht gemessen werden konnte. Aus dem Vergleich der P-Kurve mit der W-Kurve erkennt man, daß zu einem Zeitpunkt, wo die Geschwindigkeit der Luft in den Schlitzen zu Null geworden sein muß, die Vorschreitgeschwindigkeit der Spülluftfront im Zylinder noch eine erheblich positive Größe aufweist und keine Neigung zeigt, abzunehmen.

Wenn auch die zahlenmäßige Errechnung des Geschwindigkeitsverlaufs an den Schlitzen nicht möglich war, so ließ sich doch aus dem geförderten Luftvolumen und der Größe des Zeitquerschnitts eine mittlere Überströmgeschwindigkeit abschätzen. Zur Unterscheidung von der Vorschreitgeschwindigkeit w der Luft im Zylinder soll die Geschwindigkeit in den Schlitzen mit v bezeichnet werden. Mit

000730



dem aus dem Druckverlauf berechneten Spülluftvolumen und dem zugehörigen Integral des Zeitquerschnitts des Modells ergab sich eine mittlere Schlitzgeschwindigkeit für den Modellzylinder von $v = 26\ msec^{-1}$. Sie ist rund 3,8 mal so groß wie die gemessene mittlere Vorschreitgeschwindigkeit $w_{mi}$ der Spülluft im Zylinder.

Das Verhältnis $w_{mi}/v_{mi} = 1/3{,}8$ gibt nur den charakteristischen Mittelwert an. Zu Beginn der Spülung überwiegt die Schlitzgeschwindigkeit, gegen Ende die Vorschreitgeschwindigkeit der Front. Die Weiterbewegung der Luftmasse im Zylinder unterliegt ja ganz anderen Gesetzen als der erste Einströmvorgang an den Schlitzen. Die Trägheit des Luftumlaufs im Zylinder ist von überwiegendem Einfluß.

Im Bild 6 ist über der Zeit-Weg-Kurve der Spülluftfront noch der Zahlenwert für den Gesamtweg eingetragen. Man erkennt, daß die Spülluftfront erst nach der unteren Totpunktstellung des Kolbens ihre Gesamtbahn durchlaufen hat. Demgegenüber ist aber der Kurbelkammerdruck bereits vor uT auf Null abgesunken. Vom Zeitpunkt 9 6 ab wird keine weitere Luft mehr in den Zylinder nachgeschoben. Die Luft bewegt sich dort lediglich infolge ihrer Trägheit weiter. Eine Verdrängung der Abgase kann dann nur noch bei Volumenvergrößerung des Frischluftanteils erfolgen; ist diese beendet, so bestehen nur noch Mischbewegungen.

Im betrachteten Beispiel erreicht die Spülfront die Auspuffschlitze vor dem Wiederabschluß derselben. Da zu diesem Zeitpunkt das Nachschieben der Luft aus dem Kurbelraum schon aufgehört hat und ein Druckunterschied zwischen Zylinder und Auspuffrohr nicht mehr zu erwarten ist, werden die Spülmittelverluste nur gering sein. Anders ist es, wenn etwa nachträglich eine Saugwirkung des Auspuffs eintritt. Ein sehr schnelles Überschieben der gesamten Spülluft in den Zylinder braucht sich nicht nachteilig auf den Spülerfolg auszuwirken, wenn es gelingt, die Vorschreitgeschwindigkeit der Spülfront so weit herabzusetzen, daß die Spülfront erst nach Beendigung des Überschiebens den Auspuff erreicht.

## 7. Ergebnisse der Auswertung

Unter Berücksichtigung der Arbeitsverhältnisse einer Kurbelkammerspülpumpe läßt sich das Ergebnis einer solchen Filmauswertung wie folgt zusammenfassen:

Bei der Modellversuchsanlage ist die Höhe des anfänglichen Spüldrucks im Kurbelraum durch die Volumenverhältnisse des Systems Kurbelraum plus Kolbenunterseite festgelegt und ist, bei gleichbleibender Füllung, in weiten Grenzen von der Drehzahl unabhängig. Die Überströmgeschwindigkeit der Luft in den Spülschlitzen ist abhängig von der Druckdifferenz Kurbelkastendruck minus Zylinderdruck. Im Zylinder setzt sich die hohe Strahlgeschwindigkeit in die niedrigere Vorschreitgeschwindigkeit der Spülluftfront um. An der Front macht sich die Druckabsenkung im Kurbelraum und die Abnahme der Schlitzgeschwindigkeit nur anfänglich bemerkbar; später ist die Trägheit der Luftmasse von überwiegendem Einfluß.

## 8. Druckverlauf im Kurbelraum

Über den zeitlichen Abfall des Druckes im Kurbelraum und damit über die Zeitdauer für das Überschieben des zur Verfügung stehenden Spülluftvolumens ist kurz folgendes zu sagen: Vergleichende Messungen an der Modellmaschine bei Drehzahlen von 65 $min^{-1}$ und 95 $min^{-1}$ zeigten nur geringe Abweichungen in der zeitlichen Druckänderung im Kurbelraum. Bild 7 läßt erkennen, daß bei einer um 50 % höheren Drehzahl die Kurbelraumentleerung nur wenig schneller erfolgte. Der Zeitpunkt für vollkommene Kurbelraumentleerung fällt daher bei verschiedenen Drehzahlen stets mit anderen Kolbenstellungen zusammen. Druckverlauf im Kurbelraum und das Vorschreiten der Luft im Zylinder sind selbstätig ablaufende Naturvorgänge, die ihren Anstoß wohl durch den zwangsläufig aufgeprägten Takt der Kolbenbewegung erhalten, die aber einmal ausgelöst, nur wenig von dieser beeinflußt werden.

Für einen nur durch Volumenverhältnisse festliegenden Anfangsspüldruck kann es nur eine Drehzahl geben, bei der die Spülluft in der zur Verfügung stehenden Öffnungszeit gerade den Zylinder durchlaufen hat. Ist die Drehzahl geringer, so hat die Luft die Auspuffschlitze bereits vor Widerabschluß derselben erreicht; ist sie höher, so bleibt das Spülströmungsbild unvollkommen.

## 9. "Bahn" und "Vorschreitgeschwindigkeit"

Es leuchtet ein, daß der Erfolg der Spülung von der Bewegungsform der Frischluft im Zylinderinnern abhängig ist. Es genügt aber nicht, der Luft eine günstige Bahn aufzuzwingen, sondern darüber hinaus muß auch dafür gesorgt werden, daß auf dieser günstigen Bahn mit dem zu Verfügung stehenden begrenzten Spülluftvolumen in der möglichen Spülzeit tatsächlich der gesamte Zylinder bestrichen wird. Diese beiden Faktoren seien durch die Begriffe: "Bahn" der Spülluft und "Vorschreitgeschwindigkeit der Front" gekennzeichnet. Bei gleicher Strömungsbahn kann trotzdem die Vorschreitgeschwindigkeit verschieden sein, je nachdem es gelingt, die Anfangsstrahlgeschwindigkeit herabzusetzen.

## 10. Gesetzmäßigkeiten der Spülluftfront

Für die Weiterentwicklung guter Spülungen ist es wohl sicher von Wichtigkeit, die Gesetze der Spülluftfrontausbildung von Grund aus zu studieren. Wenn die Einflüsse bekannt sind, die das Fortschreiten der Spülfronten im Innern des Zylinders, also nach dem Verlassen der Spülschlitze bestimmen, so lassen sich hieraus auch Rückschlüsse auf die Schlitzkonstruktion und Bemessung ziehen.

Zur Erforschung der Elemente, aus denen sich die Spülfront zusammensetzt, wurden im Institut von Prof. Föttinger bereits einige Grundlagenversuche angestellt. Für das nichtstationäre Anlaufen eines Gasstrahles, wie es im Falle der Spülung vorliegt, ist die Bildung des bekannten Pilswirbels charakteristisch. Diesen interessanten Vorgang möchte ich noch durch zwei Bilder in Erinnerung bringen.

000731



Bild 8 zeigt die fortschreitende Entwicklung des Strahlkopfes beim Austritt eines rechteckigen Strahles in freie Luft senkrecht zur Wand. Infolge des plötzlichen Antriebs der Luftmasse werden die Kanten der Mündung einen kurzen Augenblick tatsächlich umflossen, und die Luft breitet sich zunächst potentialströmungsartig nach allen Seiten über den Schlitzrand hin aus. Darauf setzt aber sofort an den Kanten die Ablösung ein, und es rollen sich ringsum in bekannter Weise Spiralwirbel auf. Im Lichtschnitt sind natürlich nur zwei seitliche Wirbel zu erkennen, da der um die Schlitzmündung herum aufgerollte Wirbel gleichsam durchschnitten erscheint.

Vom dritten Teilbild an treten die Wirbel deutlich in Erscheinung. Sie vergrößern sich schnell und wickeln dabei ruhende Luft der Umgebung mit ein. Dieser Vorgang ist zugleich der Grundtyp eines Mischvorganges, der hier unvermeidbar ist.

An der Front findet einfache Verdrängung der ruhenden Luft statt; an den Rändern wird diese jedoch beim spiraligen Einrollen des Wirbelgebildes mit erfaßt. Der ausgebildete Wirbelring löst sich dann vom Entstehungsort und bildet beim weiteren Vorschreiten den Strahlkopf.

Es sei in diesem Zusammenhang daran erinnert, daß die Bildung ähnlicher Wirbelringe bei vielen nichtstationären Strömungserscheinungen beobachtet werden kann, so zum Beispiel am Lokomotiv-Schornstein, am Auspuff des Lanz-Bulldogg oder beim Blasen der Rauchringe.

Das Ausströmen der Luft aus einem Spalt mit kurzen schrägen Wänden zeigt Bild 9. Der Anfahrvorgang verläuft entsprechend dem früheren Versuch. Man erkennt wieder die typische Verbreiterung des Strahlkopfes und das Aufrollen der Wirbel. Die Luftgeschwindigkeit war hier höher als bei dem vorhergehenden Bild, die Aufnahmefrequenz jedoch die gleiche. Der Anfahrvorgang ist daher nicht mit allen Einzelheiten festgehalten, und die Wirbel erscheinen durch die relativ längere Belichtungszeit etwas verzerrt.

## 11. Zusammenfassung

Durch Sichtbarmachung der nichtstationären Spülströmung im Zylindermodell besteht die Möglichkeit, mit Hilfe von Zeitlupenaufnahmen die Vorschreitgeschwindigkeit der Spülluftfront im Zylinderinnern zu ermitteln und sie mit der in den Spülschlitzen herrschenden Strahlgeschwindigkeit zu vergleichen. Zur Aufdeckung der Gesetzmäßigkeiten der Spülfrontbewegung müssen einfache Grundlagenversuche über die nichtstationäre Strahlbildung herangezogen werden.

Gute Spülergebnisse sind zu erwarten, wenn die Vorschreitgeschwindigkeit richtig auf die Motordrehzahl abgestimmt ist.

## Aussprache

Im Anschluß an den Vortrag von Wille, Berlin, führte E. Schmidt, Braunschweig, folgendes aus:

Im Institut für Motorenforschung der Luftfahrtforschungsanstalt Hermann Göring, Braunschweig, wurde von O. Lutz ein neues Verfahren zur Aufnahme von Spülströmungen benutzt. Es handelt sich dabei um ein Interferenz-Verfahren, das von W. Zobel im aerodynamischen Institut der Luftfahrtforschungsanstalt entwickelt wurde, um bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten Strömungsfelder auszumessen, ohne Sonden in die Strömung einführen zu müssen, da diese sich bei Annäherung an die Schallgeschwindigkeit als besonders störend erweisen.

Die Apparatur entspricht einem Interferenzgerät nach Mach-Zehnder. Das Licht tritt von einer Lichtquelle durch einen halbversilberten Spiegel und wird in 2 Strahlen aufgespalten. Der eine Strahl durchläuft das zu untersuchende Strömungsfeld und wird dann durch einen zweiten halbversilberten Spiegel wiederum mit dem anderen Strahl vereinigt und einem photographischen Aufnahmeapparat zugeführt. In dem Spülmodell, bei dem das räumliche Problem zu einem ebenen vereinfacht ist, werden durch die Dichte-Unterschiede im Strömungsfelde Gangunterschiede der Lichtwellen gegenüber dem ungestörten Lichtweg hervorgerufen. Diese Gangunterschiede rufen Verschiebungen der Interferenzstreifen hervor, die als Maß der Dichte-Änderungen dienen.

Die Spülkammer ist ein rechtkantiger Raum, den vorn und hinten Glasscheiben begrenzen. Die Abmessungen sind senkrecht zur Richtung des Lichtstrahles etwa 10 x 15 cm. Dementsprechend ist das Strömungsfeld ein ebenes und kein räumliches wie im wirklichen Zylinder.

Die Aufnahme des Interferenzbildes zeigt, wenn keine Strömung vorhanden ist, ein System von geraden Interferenzstreifen, deren Abstand und Richtung durch kleine Verkantungen der Spiegelebenen willkürlich eingestellt werden kann. Wenn an einer Stelle die Luftdichte etwas anders ist als in der Umgebung, dann wird der vorher gerade Interferenzstreifen dort etwas ausgebeult, und die Verschiebung des Interferenzstreifens aus der geraden Linie dient als Maß der Änderung des Luftzustandes. Bei isentropischer Strömung ist die Verschiebung des Streifens ein Maß für die Geschwindigkeit, jedoch nur für deren Größe, unabhängig von der Richtung.

Wie die vorgeführten Aufnahmen erkennen lassen, ist die Streifenverschiebung nicht groß, immerhin sind die Änderungen deutlich erkennbar. Die Auswertung ist dadurch erschwert, daß nur die Größe, nicht die Richtung der Geschwindigkeit angezeigt wird.

Die Bestimmung thermischer Unterschiede ist dagegen wesentlich einfacher. Spült man z. B. mit erwärmter Luft, so ist die Verschiebung der Linien auch in diesem Falle ein Maß für die Dichteänderung, aber diese hängt wesentlich von thermischen Mischvorgängen ab.

Das besprochene Verfahren zeigt einen neuen Weg für die Beobachtung von Spülströmungen. Die weitere Versuchserfahrung muß zeigen, wie weit sich dieser Weg gegenüber anderen schon vorliegenden Methoden bewährt.

000732



Schulz-Grunow, Aachen, führt dazu aus, daß man gerade den ebenen Spülvorgang auch theoretisch behandeln kann. Die Spülfront kann als Unstetigkeitsfläche aufgefaßt und von ihrem Anbeginn aus die Aufrollung der Spülfläche zu einem Einzelwirbel rechnerisch verfolgt werden.

Endress, Chemnitz, führt die Bewegung der Spülluft im Zylinderinnern nach Aufhören der Strömung in den Spülschlitzen u. a. auf Dichte-Unterschiede der Luft, hervorgerufen durch Wärmeunterschiede und dergleichen, zurück.

Wille, Berlin, bemerkt dazu, daß selbstverständlich auch Geschwindigkeiten herrschen können, wenn keine Druckunterschiede in der Front vorhanden sind.

Spannhake, Karlsruhe, bemerkt dazu, daß trotz der Massenwirkung innerhalb des Zylinders noch Druckunterschiede vorhanden sein können, welche sich ebenfalls geltend machen müssen.

Schnürle, Köln, schlägt vor, die Umsetzung des Druckes in Geschwindigkeit und Wärme im Verlauf des Spülstromes durch den Zylinder meßtechnisch genau zu verfolgen, worauf Föttinger, Berlin, auf die großen meßtechnischen Schwierigkeiten dieser Aufgabe hinweist. Zur Durchführung des vorgeschlagenen Versuches empfiehlt Lindner, Breslau, die Messung der Energie durch Bestimmung des Temperaturanstieges mit Hilfe sehr dünndrähtiger Thermoelemente.

Endress, Chemnitz, weist darauf hin, daß die Auswertung der Meßversuche im Zylinder gewisse Schwierigkeiten dadurch bereitet, daß die Spülungen fast sämtlich dazu neigen, etwas aus der Symmetrie-Ebene hinauszuwandern. Das hat dann zur Folge, daß der Hauptspülstrom nicht lediglich in der Mittelebene wandert, sondern allmählich etwas herausläuft und sich teilweise außerhalb dieser Ebene befindet. Es muß deshalb darauf geachtet werden, daß die Abbildungsebene der Ebene des Spülstromes folgt. Hierzu erklärt Wille, Berlin, daß er aus diesem Grunde besonders viele Aufnahmen gemacht habe, aber derartige Beobachtungen sich kaum ergeben hätten. Auch Spannhake, Köln, weist darauf hin, daß er bei Versuchen außerhalb der Symmetrieebene verlaufende Strömungen gehabt habe, welche durch ungleichmäßigen Ausfall der Spülkanäle entstehen können. Er weist darauf hin, daß er bei extrem niedrigen Reynolds'schen Zahlen Instabilitätserscheinungen insofern beobachtet habe, als die Spülung nicht recht zur Ausbildung kam.

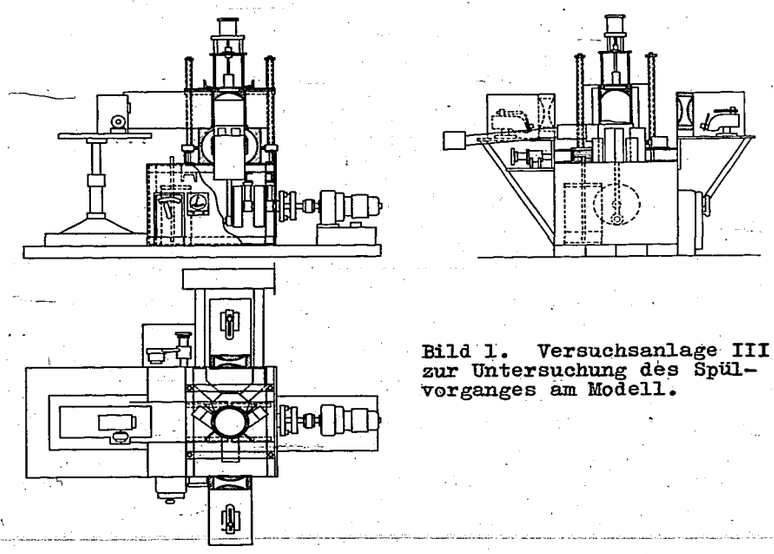


Bild 1. Versuchsanlage III zur Untersuchung des Spülvorganges am Modell.

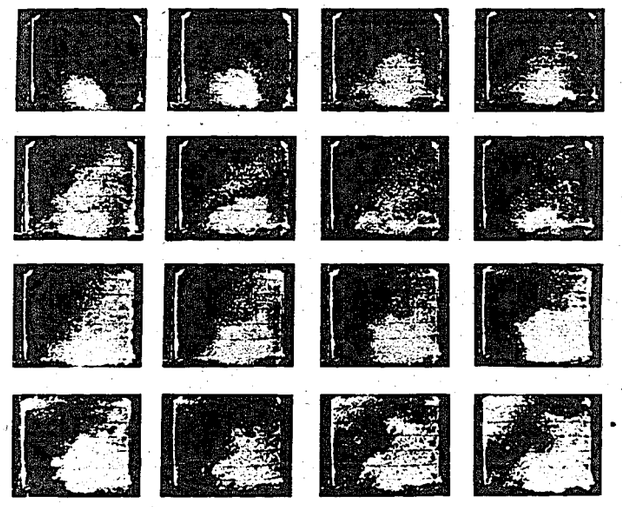
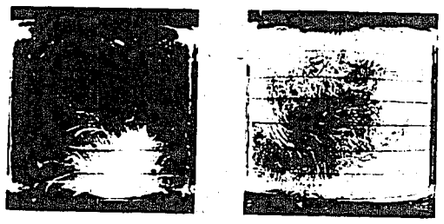


Bild 2. Einzelne Phasen aus einem Zeitdehnerfilm der Schnürle-Umkehrspülung. Auspuffschlitze jeweils links unten. Spülschlitze vor und hinter Bildebene etwa auf Bildmitte.

000733





Anfahrzustand (Stauzone) ausgebildete Spulströmung

Bild 3. Zwei charakteristische Phasen der Schnürle-Spülung.

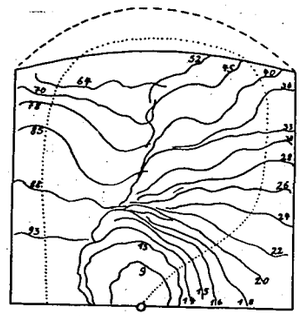


Bild 4. Spülluftfronten in der Symmetrieebene des Zylinders.

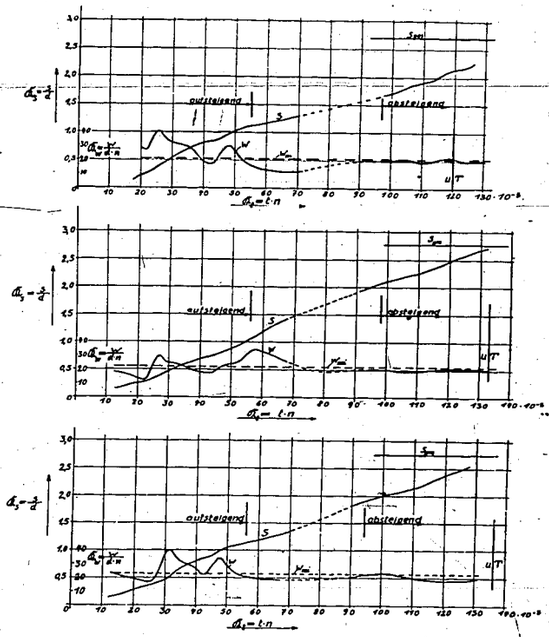



Bild 5. Weg und Geschwindigkeit der Spülluftfront.

KODAK SAFETY FILM



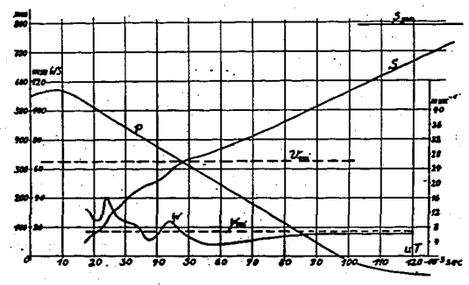


Bild 6. Druckverlauf im Kurbelraum und Vorschreitgeschwindigkeit der Spülluftfront im Zylinder.

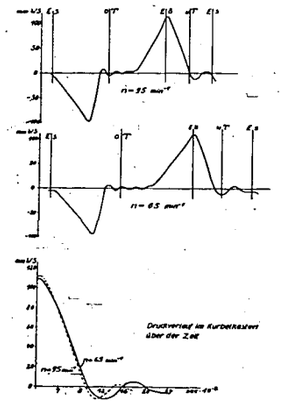


Bild 7. Druckverlauf im Kurbelraum.

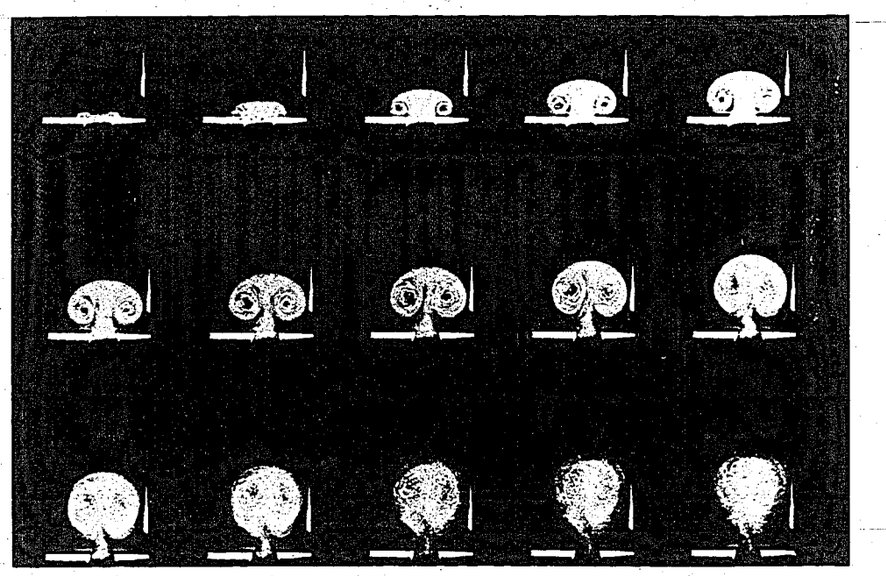


Bild 8. Bildung des pilzförmigen Frontwirbels beim nichtstationären Ausströmen von Luft senkrecht zur Wand.





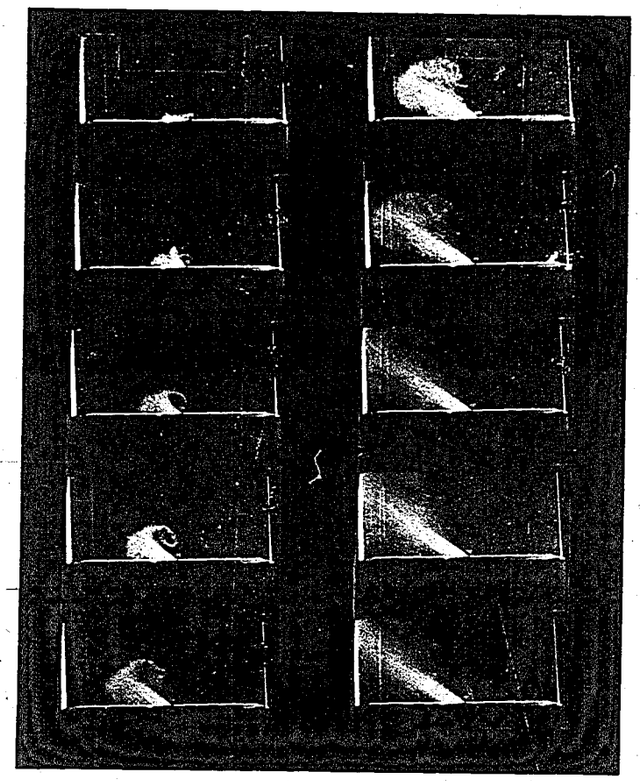


Bild 9. Bildung des pilzförmigen Frontwirbels beim nichtstationären Ausströmen von Luft aus einem schrägen Schlitz.

000735



## 6. Untersuchungen an Staubfiltern

Von Dr.-Ing. habil. U. S c h m i d t , Berlin

Die Versuche, welche bei der Versuchsanstalt und Amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin im Auftrage des Reichsverkehrsministeriums an ölbenetzten Luftfiltern durchgeführt wurden, haben eingehende Untersuchungen darüber notwendig gemacht, welchen Einfluß die Anzahl der Filterscheiben, die Ölverteilung, die festgehaltene Ölmenge, die Luftgeschwindigkeit usw. auf den Verlauf des Filterwirkungsgrades und des Filterwiderstandes haben. Die benutzte Versuchsapparatur entspricht völlig der im Zwischenbericht Nr. 85 dargestellten und ist in Abb. 1 noch einmal wiedergegeben.

### 1. Einfluß der Staubart

Bei Vergleichsversuchen mit verschiedenen Staubarten zeigte es sich, daß sowohl der Filterwirkungsgrad als auch der Filterwiderstand einen ganz verschiedenen Verlauf nahmen. Abb. 2 zeigt das Ergebnis des Vergleichs von Straßenstaub und Flugasche. Bei Benutzung von Flugasche ergab sich ein sehr schneller Abfall des Wirkungsgrades und ein sehr rascher Anstieg des Filterwiderstandes, während bei Benutzung von Straßenstaub die Wirkungsweise des Filters erheblich besser war. Die Verteilung der Korngrößen war, wie Abb. 3 zeigt, in beiden Fällen zwar verschieden, jedoch ist das sehr abweichende Verhalten des Filters nicht allein hieraus zu erklären. Die Mikroaufnahmen (Abb. 4a und b) zeigen, daß die Kornstruktur in beiden Fällen wesentliche Abweichungen aufweist. Während die Flugasche zum großen Teil aus hohlen, annähernd kugeligen Körperchen besteht, sind im Straßenstaub Körper sehr verschiedener Oberflächenform vorhanden. Das Ergebnis dieses unterschiedlichen Staubaufbaues ist, daß die Flugasche eine verhältnismäßig geringe Schüttdichte mit großen Hohlräumen zwischen den einzelnen Staubteilen aufweist, während die Schüttdichte des Straßenstaubes erheblich größer ist und infolge der unregelmäßigen Oberflächenstruktur eine enge Packung der Staubteilchen mit nur sehr kleinen Hohlräumen ergibt. Infolgedessen wird durch ein bestimmtes Gewicht Flugasche eine erheblich größere Ölmenge gebunden als durch Straßenstaub. Da der Wirkungsgrad eines Luftfilters in weitem Maße von der zur Verfügung stehenden Ölmenge abhängig ist, muß dementsprechend der Filterwirkungsgrad bei Benutzung von Flugasche in Abhängigkeit von der zugeführten Staubmenge ein schnelleres Absinken als bei Benutzung von Straßenstaub aufweisen. Durch die geringe Schüttdichte der Flugasche tritt ferner ein stärkeres Zusetzen des Filters und damit eine schnellere Erhöhung des Filterwiderstandes in Abhängigkeit von der festgehaltenen Staubmenge als bei Verwendung von Straßenstaub ein.

Wenn auch die Flugasche wegen der Einfachheit der Beschaffung größerer und gleichmäßigerer Mengen (sie entstammt den Elektro-Filtern von Großkraftwerken) Vorteile besitzt, so sollte doch bei der Anstellung von Filterversuchen auf den grundsätzlichen Unterschied im Verhalten verschiedener Staubarten entsprechende Rücksicht genommen werden.

## 2. Einfluß der Scheibenzahl

Die handelsüblichen ölbenetzten Filter bestehen aus einer Reihe von hintereinander angeordneten gelochten Blechen verschiedener Oberflächenstruktur. Wenn durch Versuche der Anfangswirkungsgrad einer Anzahl derartiger Scheiben bestimmt ist, so läßt sich auf rechnerischem Wege der Wirkungsgrad einer beliebigen Scheibenzahl feststellen nach der Formel

$$A_n = 1 - (1 - a)^n,$$

wobei $A$ den Filterwirkungsgrad, $n$ die Scheibenzahl und $a$ den Anfangswirkungsgrad einer Scheibe bedeutet. (Versuche haben ergeben, daß bei deren richtiger Durchführung der Anfangswirkungsgrad der einzelnen hintereinander geschalteten Scheiben einander gleich ist.) Abb. 5 zeigt den Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von dem Wirkungsgrad einer einzelnen Scheibe für verschiedene Scheibenzahlen.

Ähnlich kann bei Filtern aus Faserstoff, wenn der Wirkungsgrad einer bestimmten Einheitslänge bekannt ist, der Wirkungsgrad einer beliebigen Länge nach der gleichen Formel errechnet werden.

## 3. Die theoretische Ermittlung des Wirkungsgrades aus der statistischen Ölverteilung

Die Verteilung des Öles auf der Filteroberfläche ist in keinem Falle gleichmäßig. Eine gleichmäßige Ölverteilung würde in Abhängigkeit von der festgehaltenen Staubmenge ein Konstantbleiben des Wirkungsgrades bis zur Sättigung der vorhandenen Ölmenge mit Staub ergeben. Um eine theoretische Untersuchung der Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der zugeführten bezw. festgehaltenen Staubmenge zu ermöglichen, wurde angenommen, daß die statistische Verteilung des Öls auf der Oberfläche von einem bestimmten Höchstwert bis zum Wert 0 herunter so erfolge, daß sämtliche dazwischen liegenden Ölschichtstärken annähernd proportional vertreten sind. Dann muß sich unter der Voraussetzung einer direkten Beziehung zwischen der an einer bestimmten Oberflächenstelle vorhandenen Ölmenge und der dort festzuhaltenden Staubmenge ein Verlauf des Filterwirkungsgrades in Abhängigkeit von der festgehaltenen Staubmenge gemäß der in Abb. 6 rechts oben dargestellten Figur ergeben. Mit Hilfe dieser Annahme ist man im Stande, den momentanen Filterwirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der im Augenblick festgehaltenen zur zugeführten Menge rechnerisch zu erfassen. Die Abb. 6 bringt das Ergebnis einer derartigen Untersuchung für 5 Filterscheiben bei Annahme verschiedener Anfangswirkungsgrade der einzelnen Filterscheiben von 10 bis 50 %. Als Abszisse tritt in der Abbildung der Faktor $b \cdot z$ auf, in welchem z die zugeführte Staubmenge und b das Verhältnis von Anfangswirkungsgrad einer Scheibe zu dem Staubgewicht, welches von einer Scheibe überhaupt festgehalten werden kann, darstellt. Die Abbildung zeigt, daß die Kurven für die Anfangswirkungsgrade 40 und 50 % in ihrem Verlauf den früher gemessenen Wirkungsgraden entsprechender Scheibenzahlen gleichen und geben damit einen vorläufigen Beweis dafür, daß die Annahme der statistischen Ölverteilung berechtigt ist. Abb. 7 zeigt das Ergebnis der rechnerischen Ermittlung des Wirkungsgradverlaufs unter Zugrundelegung der gleichen Annahmen für einen konstanten Anfangswirkungsgrad einer Scheibe und verschiedene Scheibenzahlen. Die Abbildung läßt erkennen, daß die Verwendung größerer Scheibenzahlen wegen des flachen Verlaufs der Wirkungsgradkurven im Anfangsteil insbesondere bei geringem Anfangswirkungsgrad einer Scheibe zweckmäßig ist.

000736



Durch Erhöhung der Scheibenzahl steigt nicht nur der Gesamtwirkungsgrad, sondern auch die insgesamt festzuhaltende Staubmenge, und zwar proportional der Scheibenzahl. Dieses ist in den Abb. 6 und 7 nicht zu erkennen, da aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht die zugeführten Staubmengen, sondern der Faktor $b \cdot z$ als Abszisse gewählt wurde. Trägt man dagegen den momentanen Wirkungsgrad über der zugeführten Staubmenge direkt auf und verschiebt die Abszisse für die verschiedenen Scheibenzahlen jeweils so, daß die Endpunkte der Kurve des Wirkungsgrades einer Scheibe, aufgetragen über der festgehaltenen Staubmenge, übereinander liegen, so ergeben sich die in Abb. 8 dargestellten Verhältnisse. Man erkennt dann, daß schon von 6 Scheiben an die Wirkungsgradkurven praktisch völlig zur Deckung gelangen und nur in ihrem vorderen besonders wirkungsvollen Teil entsprechend der größeren Staubaufnahmefähigkeit einer größeren Scheibenzahl verlängert werden. Die Vergrößerung der Scheibenzahl bedeutet damit eine erhebliche Vergrößerung der Lebensdauer eines Filters, wobei allerdings die Frage des zunehmenden Filterwiderstandes nicht berücksichtigt ist.

Um festzustellen, wie weit sich die unter den obigen Annahmen errechenbaren Kurven mit den wirklich gemessenen decken, ist in Abb. 9 für einen bestimmten Anfangswirkungsgrad und eine entsprechend der vorhandenen Ölmenge festzuhaltende Staubmenge der momentane Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der zugeführten Staubmenge errechnet und als ausgezogene Kurve in die Abbildung eingetragen worden. Ferner ist in die Abb. als gestrichelte Kurve der gemessene Verlauf des Wirkungsgrades aufgenommen worden. Man erkennt, daß bis herunter zu 30 % der gemessene und gerechnete Filterwirkungsgrad völlig zur Deckung gelangt, während unterhalb dieser Grenze ein plötzliches Abknicken des gemessenen Wirkungsgrades erfolgt, welches durch die soeben angestellten Überlegungen nicht zu erklären ist.

Infolgedessen wurden weitere Versuche mit einer einzelnen Filterscheibe angestellt. Die Oberfläche der Filterscheibe wurde mit einer bestimmten Ölmenge versehen und in Abhängigkeit von der zugeführten Staubmenge das Gewicht des festgehaltenen Staubes festgestellt. Die Luftgeschwindigkeit wurde konstant auf 2,5 m/sec gehalten, die Belastung der Filterfläche betrug bei allen Versuchen zwischen 10 und 20 mg/cm²h. Für die Vergleichsversuche wurde als Filtermaterial Turbogewebe verwandt und hierbei die Ölmenge und die Staubart geändert. Die Abbildungen 10 bis 12 zeigen die Ergebnisse dieser Versuche. Über der Abszisse, welche die zugeführte Staubmenge z bezw. die festgehaltene Staubmenge x darstellt, ist als Ordinate die festgehaltene Staubmenge x bezw. der momentane Wirkungsgrad y aufgetragen. Abb. 10 zeigt die Versuchsergebnisse bei Bestaubung mit Flugasche und einer Ölmenge von 0,1 g. Die Kurve $x = f(z)$ stellt die festgehaltene Staubmenge in Abhängigkeit von der zugeführten dar. Hieraus wurde die Kurve $y = f(z)$, d. h. der momentane Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der zugeführten Staubmenge und die Kurve $y = f(x)$, d. h. der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der festgehaltenen Staubmenge, ermittelt. Man erkennt, daß die Neigung der Kurve $x = f(z)$ sehr

bald praktisch konstant wird, daraus ergibt sich ein gleichbleibender Wirkungsgrad. Die Kurve $y = f(x)$, welche als charakteristische Filterkurve aufzufassen ist, zeigt nach anfänglich starkem und annähernd geradlinigem Abfall von einem Anfangswert $a = 0{,}725$ ein scharfes Abknicken und erreicht einen praktisch konstanten Endwirkungsgrad von $y = 0{,}18$. Die Abszisse, bei welcher dies geschieht, entspricht einer festgehaltenen Staubmenge von $z = 0{,}12$ g. Der Wert für $y$ entspricht einer Daueraufnahmefähigkeit der Filterscheibe von 1,77 mg/cm$^2$h.

Der so ermittelte Verlauf der Kurve des momentanen Wirkungsgrades in Abhängigkeit von der festgehaltenen Staubmenge entspricht im Anfangsteil völlig den in den vorhergehenden Darlegungen gemachten, in Abb. 6 und 7 zeichnerisch dargestellten Annahmen über die statistische Ölverteilung und weist nur im unteren Teil plötzlich eine der Abb. 9 entsprechende Abweichung in die Horizontale auf. Der bei 5 Filterscheiben gemessene Verlauf des Wirkungsgrades tritt demnach auch bei Untersuchung einer einzelnen Scheibe auf.

Eine Erklärung hierfür bieten eine Reihe von Versuchen, welche über die Staubaufnahmefähigkeit von Öl vorgenommen wurden und als deren Ergebnis hier berichtet werden soll, daß eine bestimmte Ölmenge ein je nach der Staubart unterschiedliches Staubgewicht festzuhalten im Stande ist, wobei die Filterbelastung keinen Einfluß auf den Wirkungsgrad besitzt, d. h. innerhalb einer gegebenen Grenze ist die Aufnahmegeschwindigkeit des Staubes durch das Öl außerordentlich groß. Von der ermittelten Grenze an sinkt diese Geschwindigkeit jedoch plötzlich ganz erheblich und nimmt einen konstanten Wert an, d. h. von diesem Zeitpunkt an ist eine ölbenetzte Oberfläche nur noch im Stande, in der Zeiteinheit eine begrenzte Staubmenge festzuhalten. Diese Staubmenge ist nicht mehr verhältnisgleich der Filterbelastung. Hierdurch ändert sich der Wirkungsgrad des Filters von diesem Zeitpunkt an im wesentlichen umgekehrt proportional mit der Belastung. Der Umschlag in dem Verhalten des Öles kann erklärt werden, wenn man berücksichtigt, daß der auf die ölbenetzte Fläche auftreffende Staub solange sofort vom Öl benetzt wird, bis die gesamte Ölmenge in den zwischen den Staubteilchen vorhandenen Hohlräumen gebunden ist. Von diesem Zeitpunkt an muß zur Befestigung weiterer Staubteilchen an der Oberfläche weiteres Öl durch Kapillarwirkung an die Oberfläche gezogen werden. Dieser Vorgang ist jedoch zeitabhängig und von einer gewissen geringen Größe der Bestaubung an unabhängig von der auftreffenden Staubmenge.

Der Verlauf der in Abb. 10 wiedergegebenen Kurven ist ganz ähnlich, wenn man als Versuchsstaub statt Flugasche Straßenstaub verwendet. Die Ergebnisse des entsprechenden Versuchs sind in Abb. 11 dargestellt. Die charakteristische Filterkurve $y = f(x)$ zeigt einen völlig gleichen Verlauf wie in Abb. 10, jedoch tritt der Knick nicht wie vorher bei 0,12 gr festgehaltener Staubmenge, sondern bei 0,38 gr auf, d. h. die gleiche Ölmenge ist in der Lage, eine dreimal so große Menge Straßenstaub wie Flugasche festzuhalten, ein Ergebnis, welches mit den eingangs dieser Arbeit beschriebener Beobachtungen im Einklang ist und diese versuchsmäßig bestätigt. Der Anfangswirkungsgrad ist praktisch der gleiche geblieben, die im Endzustand festzuhaltende Staubmenge beträgt 2,9 mg/cm$^2$h.

Abb. 12 zeigt das Ergebnis der Filterversuche, wenn bei Benutzung von Straßenstaub die auf die Filteroberfläche aufgebrachte Ölmenge auf den 3-fachen Betrag erhöht wird. Der Knick in der

000737



charakteristischen Kurve tritt in diesem Falle bei 1,3 gr zugeführter Staubmenge auf, was auch ungefähr dem 3-fachen Betrag des früher bereits ermittelten entspricht. Die im Dauerbetrieb festzuhaltende Staubmenge ist ebenfalls gestiegen, erreicht jedoch selbstverständlich nicht einen dreimal so großen Wert wie früher.

Abb. 13 zeigt die Verhältnisse an einem anderen Filtermaterial bei Beschickung mit Straßenstaub und Benetzung mit 0,1 gr Öl. Der Anfangswirkungsgrad beträgt 65 %, der Knick der charakteristischen Kurve tritt bei 0,3 gr zugeführter Staubmenge auf, die im Dauerbetrieb festzuhaltende Staubmenge beträgt ebenfalls 2,9 mg/cm$^2$h, d. h. abgesehen von dem etwas verschiedenen Anfangswirkungsgrad sind beide Materialien praktisch gleichwertig.

Die Ergebnisse der Einzeluntersuchungen von Filterscheiben geben damit einen Aufschluß über den in Abb. 9 dargestellten Unterschied zwischen der rechnerisch und versuchstechnisch ermittelten Wirkungsgradkurve. Sie zeigen ferner, daß die statistische Verteilung des Öles auf der Filteroberfläche den angenommenen Werten in den meisten Fällen entspricht und daß einer bestimmten von der Filteroberfläche festgehaltenen Ölmenge eine entsprechende Staubhaltefähigkeit des Filters zugeordnet ist. Auf Grund der Kenntnis dieser Kurven für ein bestimmtes Material und eine entsprechende Staubsorte ist man in der Lage, den Verlauf des Filterwirkungsgrades in Abhängigkeit von der zugeführten Staubmenge für beliebig viele Filterscheiben voraus zu berechnen.

## 4. Die festgehaltene Ölmenge

Im letzten Absatz ist nachgewiesen worden, daß der Verlauf des Filterwirkungsgrades und die festzuhaltende Staubmenge in direktem Zusammenhang mit der auf der Filteroberfläche befindlichen Ölmenge steht. Es ist deshalb für eine Reihe von Filtermaterialien, die willkürlich herausgegriffen wurden und weder eine Auswahl noch eine umfassende Zusammenstellung darstellen sollen, die festgehaltene Ölmenge unter verschiedenen Betriebszuständen ermittelt worden. Es zeigt sich dabei, daß die Ölmenge, welche eine bestimmte Filterfläche festhält, von der Luftgeschwindigkeit, mit welcher das Filter beaufschlagt wird, stark beeinflußt wird. Abb. 14 zeigt die von 3 verschiedenen Filtermaterialien festgehaltenen Ölmengen in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit. Es wurden Scheiben von 18 cm$^2$ Oberfläche benutzt, welche vor dem Versuch reichlich mit Öl benetzt und dann einem Luftstrom konstanter Geschwindigkeit ausgesetzt wurden. Der Versuch wurde solange fortgesetzt, bis keine Gewichtsveränderung des Filters mehr festgestellt werden konnte. Man erkennt, daß mit zunehmender Luftgeschwindigkeit die vom Filter festgehaltene Ölmenge abfällt und daß diese Ölmenge weiter erheblich von der Beschaffenheit der Filteroberfläche abhängt.

Da zu erwarten war, daß die Ölmenge, außer von der Luftgeschwindigkeit, von der Zähigkeit des Öles beeinflußt wird, wurde für ein Filtermaterial die Abhängigkeit der festgehaltenen Ölmenge von der Viskosität des Filteröles ermittelt. Es wurden 3 Öle mit einer Viskosität zwischen 56 und 980 cp bei 20° C benutzt. Nach Abb. 15 verläuft die Kurve im oberen Bereich annähernd horizontal und fällt mit sinkender Viskosität stark ab. Bei der Auswahl von Filtermaterialien, welche besonders lange Wirkungsdauer ergeben

sollen, ist also auf eine entsprechende Ölhaltefähigkeit der Filteroberfläche und auf die Verwendung entsprechender Öle zu achten.

## 5. Der Filterwiderstand

Außer dem Verlauf der Kurve des Filterwirkungsgrades ist der jeweilige Filterwiderstand bei der Untersuchung eines Filters von besonderem Interesse. Es erscheint zweckmäßig, diesen Filterwiderstand nicht in Abhängigkeit von der zugeführten, sondern von der festgehaltenen Staubmenge zu betrachten, da er durch die festgehaltene Staubmenge allein beeinflußt wird. In Abb. 2 ist bereits gezeigt worden, daß der Widerstand eines bestimmten Filters von der benutzten Staubart abhängig ist. Der Filterwiderstand (Filterwiderstandszahl $\xi$) ist definiert als der Druckverlust in mm WS, der bei einer Luftgeschwindigkeit von 1 m/s hervorgerufen wird. Damit ergibt sich der Druckverlust für eine beliebige Luftgeschwindigkeit zu

$$h = v^2 \cdot \xi,$$

wobei $v$ die Luftgeschwindigkeit m/s und $\xi$ die Widerstandszahl bedeutet.

Wenn die Definition der Widerstandszahl richtig sein soll, so muß die Widerstandszahl von n Filterscheiben gleich der n-fachen Widerstandszahl einer Filterscheibe sein. Versuche in dieser Richtung haben die Brauchbarkeit der definierten und auf versuchsmäßigem Wege ermittelten Widerstandszahl für verschiedene Filtermaterialien ergeben. Abb. 16 zeigt das Ergebnis dieser Versuche für 1 bis 10 Filterscheiben und 2 verschiedene Materialien. Man erkennt, daß sich in Abhängigkeit von der Filterscheibenzahl gerade Linien für die Widerstandszahl des Gesamtfilters ergeben. Die Widerstandszahl bietet damit einen Maßstab für den Vergleich der bei Verwendung verschiedener Filtermaterialien zu erwartenden Anfangswiderstände und für die Ermittlung des auftretenden Druckverlustes in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit und der Scheibenzahl, wobei zu bemerken ist, daß eine Abweichung vom quadratischen Gesetz ($h = \xi \cdot v^2$) zwar vorhanden ist, jedoch in den in Frage kommenden Grenzen der Luftgeschwindigkeit vernachlässigt werden kann.

## 6. Die Verschmutzung

Außer dem Anfangswert des Druckverlustes ist die Kenntnis der Widerstandszunahme eines Filters mit zunehmender Verschmutzung wichtig. Die Erhöhung des Durchflußwiderstandes mit zunehmender Verschmutzung erfolgt durch Verringerung der Durchtrittsquerschnitte für die Luft. Man kann deshalb versuchen, einen Beiwert für die Verschmutzung aus dieser Verengung der Durchtrittsquerschnitte und der dadurch entstehenden Erhöhung der Luftgeschwindigkeit, welche eine quadratische Erhöhung des Widerstandsbeiwerts zur Folge hat, zu ermitteln. Die Formel für den gesamten Verlauf des Widerstandes wäre dann

$$\xi_{xn} = \xi_o \left[ \frac{1}{(1-sx_1)^2} + \frac{1}{(1-sx_2)^2} + \cdots + \frac{1}{(1-sx_n)^2} \right]$$

000738



In dieser Formel bedeutet $\xi_{x_n}$ den Widerstandsbeiwert einer Filterkombination nach der Gesamtaufnahme von x gr. Staub. n bedeutet die Anzahl der Filterscheiben, $\xi_o$ den Widerstandsbeiwert einer sauberen Filterscheibe, $x_1$, $x_2$ ... $x_n$ die von den einzelnen Filterscheiben festgehaltenen Staubmengen und s den Versohmutzungsbeiwert. Je größer dieser Wert ist, um so empfindlicher ist das untersuchte Filter gegen Verschmutzung. Abb. 17 zeigt, daß der auf Grund der angenommenen Formel zu ermittelnde Verlauf des Widerstandsbeiwertes sich in den zu erwartenden Grenzen brauchbar mit den durch Versuche ermittelten Werten deckt.

## 7. Zusammenfassung

Die nähere Untersuchung der Wirkungsweise von ölbenetzten Staubfiltern setzt die Lösung einer ganzen Reihe von Teilaufgaben voraus.

Es wurde gezeigt, daß der Verlauf des Filterwirkungsgrades von der benutzten Staubart in starkem Maße abhängt.

Unter Annahme einer entsprechenden statistischen Verteilung des Öles auf der Filteroberfläche lassen sich die Wirkungsgradkurven im Voraus berechnen und werden in guter Übereinstimmung mit den gemessenen Kurven gefunden.

Die zweckmäßige Methode zur Kennzeichnung der Wirkung von Filterblechen wird in der Ermittlung des Wirkungsgrades einer Filterscheibe erblickt. Der Verlauf dieser Kurven, welche in Abhängigkeit von der festgehaltenen Staubmenge aufgetragen werden, zeigt einen deutlichen Knick, dessen Lage von der Staubart und der aufgebrachten Ölmenge abhängig ist. Die Entstehung dieses Knickes kann durch Sättigungserscheinungen der Ölmenge mit Staub erklärt werden.

Die Ölhaltefähigkeit, welche für die Lebensdauer des Filters maßgeblich ist, hängt von der Oberflächenbeschaffenheit des Filtermaterials, der Luftgeschwindigkeit und der Viskosität des benutzten Öles ab.

Der Druckverlust in einem Filter kann durch einmalige Bestimmung der Widerstandszahl des Filtermaterials für jede Scheibenzahl und jede Luftgeschwindigkeit berechnet werden. Für die Empfindlichkeit eines Filters gegen Zusetzen durch den festgehaltenen Staub kann eine Verschmutzungszahl definiert werden, welche in Kombination mit dem Widerstandsbeiwert den Verlauf der Widerstandskurve des Filters in Abhängigkeit von der festgehaltenen Staubmenge rechnerisch zu ermitteln gestattet.

## Aussprache

Im Anschluß an den Vortrag von U. Schmidt, Berlin, teilt Richter, Wien, mit, daß Pfeiffer, Wien, ein Luftfilter nach dem Fliehkraftprinzip entwickelt habe, welches schon durch Einbau bei Feuerungsanlagen Eingang in die Praxis gefunden habe. Auch zur Nachreinigung des Gases von Fahrzeuggaserzeugern werde dieser Filter bereits ausgenutzt, und zwar ohne die zusätzliche Benutzung eines Flüssigkeitsfilters.

Zum Zwecke der Staubausscheidung benutzt das Filter das Prinzip der Wirbelsenke. In einen Zylinder wird die stauberfüllte Luft mit einer gewissen Geschwindigkeit tangential eingeführt und zentral abgeleitet. In der Fortsetzung des Zylinders wird der Staub abgeführt. Ein Ende der Wirksamkeit des Filters tritt erst ein, wenn der gesamte Staubbehälter mit ausgeschiedenem Staub angefüllt ist. Die Wirksamkeit des Filters läßt sich durch Verkleinerung des Durchmessers beliebig vergrößern. Die baulichen Abmessungen sind im Laufe der Entwicklungsarbeiten soweit herabgesetzt worden, daß die Unterbringung in einem Fahrzeug möglich ist.

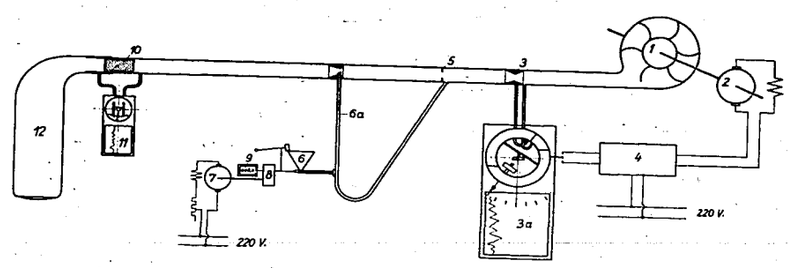
U. Schmidt, Berlin, erwiderte darauf, daß Staubfilter, deren Wirkung auf der Benutzung der Zentrifugalkraft beruht, seines Wissens schon seit langer Zeit bekannt sind. Er selbst habe bereits in den Jahren 1929/30 mit amerikanischen und deutschen Filtern dieser Bauart Versuche gemacht, weitere Versuche seien an der TH Braunschweig von Düll durchgeführt worden. Nach seinen Erfahrungen ist der Wirkungsgrad dieser Filterbauart bei hoher Motordrehzahl und Motorbelastung gut. Mit sinkender Motordrehzahl und Motorbelastung fällt jedoch die Luftgeschwindigkeit im Filter und im quadratischen Verhältnis zur Luftgeschwindigkeit die Reinigungswirkung. Infolgedessen haben derartige Filter bisher bei Benutzung in Kraftfahrzeugen nicht voll befriedigen können. Wenn die Filterquerschnitte für die höchste auftretende Luftgeschwindigkeit bemessen werden, so wird zwangsläufig während eines großen Teiles der Betriebsdauer das Filter infolge der nicht ständig auftretenden Höchstgeschwindigkeit der Luft mit erheblich verschlechtertem Wirkungsgrad arbeiten. Wird umgekehrt das Filter einer mittleren Luftgeschwindigkeit angepaßt, so ist der Druckverlust und damit der Leistungsverlust bei höchster Luftgeschwindigkeit nicht mehr tragbar. Die alleinige Benutzung eines vom Luftstrom angetriebenen Zentrifugalfilters dürfte damit unzweckmäßig erscheinen. Dagegen kann es sich als Vorfilter zur Grobausscheidung der hauptsächlichen Staubmengen einen entsprechenden Wirkungskreis erobern. Für die Benutzung des Zentrifugalfilters ohne Nachfilter besteht die Möglichkeit der Erzeugung der Zentrifugalwirkung durch eine äußere Kraftquelle, beispielsweise einen kleinen Elektromotor, dessen Drehzahl unabhängig von der Luftgeschwindigkeit im Ansaugrohr konstant bleibt.

Richter, Wien, teilte daraufhin mit, daß dem Absinken der Schleuderwirkung durch Herabsetzung der Luftgeschwindigkeit bei Drosselbetrieb des Motors durch Unterteilung des Filters in mehrere parallel geschaltete einzelne Zellenfilter begegnet werden kann, die mit Hilfe des Drosselklappengestänges mit steigender Motorbelastung schrittweise parallel zueinander eingeschaltet werden können. Bei der Beurteilung des Absinkens des Wirkungsgrades bei geringerer Motorbelastung sei außerdem zu bedenken, daß hierbei auch kleinere absolute Staubmengen angesaugt würden. Ein großer Vorteil des Zentrifugalfilters besteht in der Brauchbarkeit in allen Lagen.

Auf eine Anfrage von Künzel, Mannheim, teilt U. Schmidt, Berlin, mit, daß ein Einfluß der Beschaffenheit und Herkunft des benutzten Versuchsstaubes auf den Verlauf des Filterwirkungsgrades und die Höhe des Wirkungsgrades zu beobachten ist. Es wird die Aufgabe weiterer Forschungen sein, den Einfluß der Staubart auf den Wirkungsgradverlauf des Filters zu klären.

000739






1. Gebläse 2. Gebläse-Motor 3.u.3a. Staurand u. schreibende Ringwaage zur Messung der Luftmenge 4. Regler für Gebläsemotor durch Ringwaage 3a gesteuert 5. Blende 6. Staubaufgabe mit Klopfhammer 6a. Zuführung von Staub-Luftgemisch 7 u. 8. Motor und Übersetzungsgetriebe für Staubaufgabe 9. Umdrehungszähler für 6 10. Luftfilterpatrone 11. schreibender Differenzdruckmesser 12. Filtersack zur Aufnahme des Reststaubes

Abb. 1. Versuchsanlage.

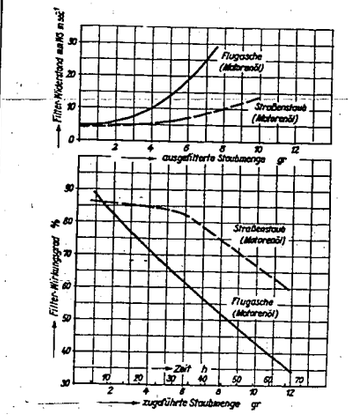



Abb. 2. Momentaner Filterwirkungsgrad und Widerstand eines Versuchsfilters bei Beschickung mit Flugasche und Straßenstaub.

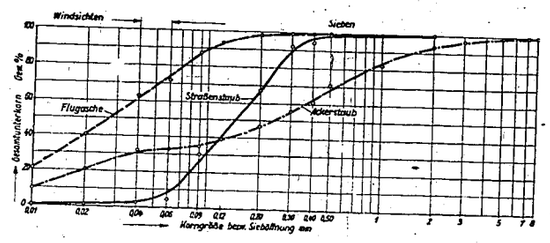



Abb. 3. Gesamtkornzusammensetzung der Staubproben.

a b

Abb. 4. Mikroaufnahmen des Versuchsstaubes.
a Flugasche
b Straßenstaub

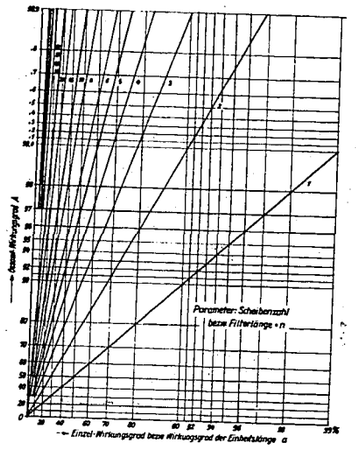



Abb. 5. Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Wirkungsgrad einer Filterscheibe bezw. Einheitslänge [A = 1 -(1-a)n].

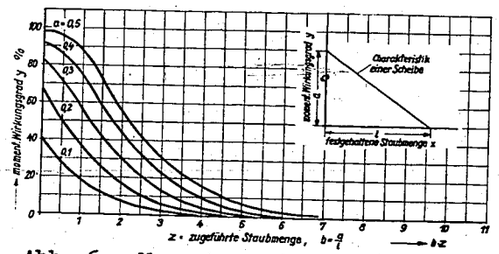



Abb. 6. Momentaner Wirkungsgrad für 5 Filterscheiben bei 10 bis 50 % Anfangswirkungsgrad.

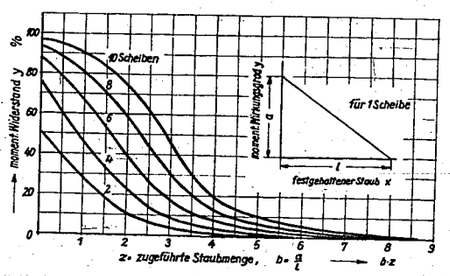



Abb. 7. Momentaner Wirkungsgrad für 2 bis 10 Scheiben bei 30 % Anfangswirkungsgrad je Scheibe.





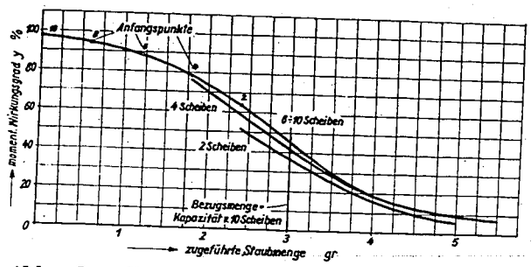



Abb. 8. Vergleich der Wirkungsgrade von Scheibenfiltern bei gleicher Scheibenkapazität (l = 0,3) und gleichem Anfangswirkungsgrad (a = 0,3) durch Verschiebung auf der Abszisse.

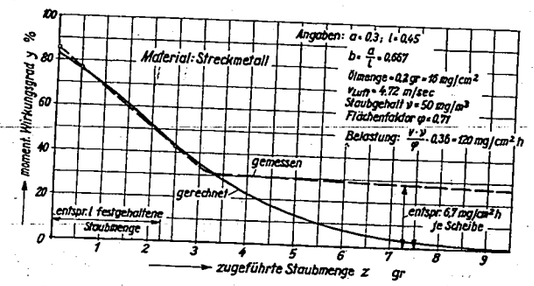



Abb. 9. Verlauf des momentanen Wirkungsgrades nach Rechnung und Versuch bei 5 Filterscheiben.

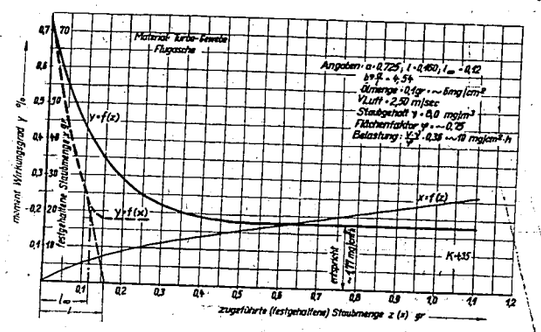



Abb. 10. Momentaner Wirkungsgrad einer Filterscheibe.

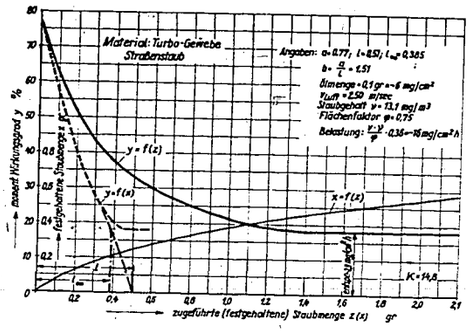



Abb. 11. Momentaner Wirkungsgrad einer Filterscheibe.

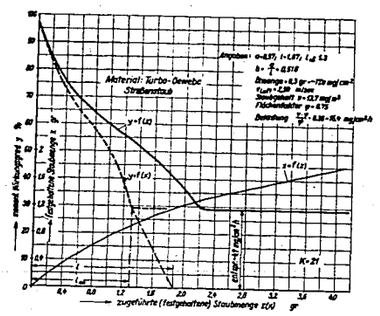



Abb. 12. Momentaner Wirkungsgrad einer Filterscheibe.

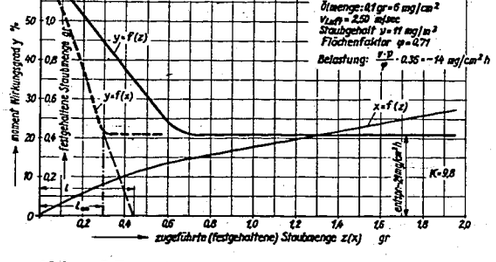



Abb. 13. Momentaner Wirkungsgrad einer Filterscheibe.

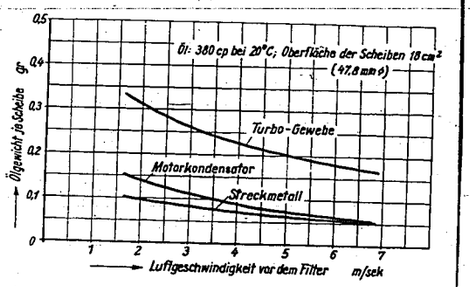



Abb. 14. Ölhalte-Fähigkeit verschiedener Filter-Materialien in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit.





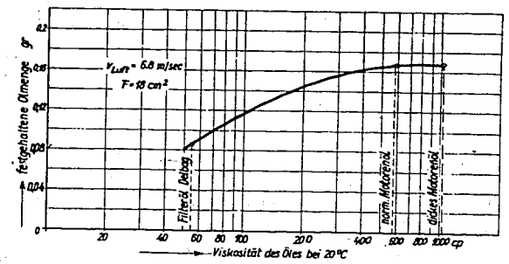



Abb. 15. Ölhalte-Fähigkeit von Filterscheiben in Abhängigkeit von der Viskosität.

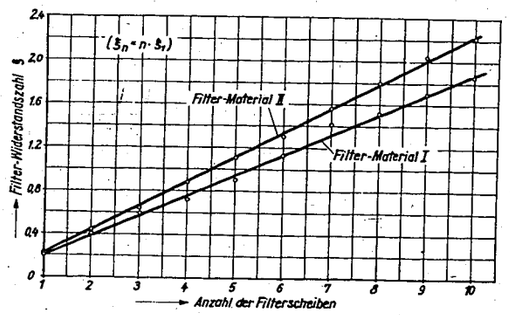



Abb. 16. Zusammenhang zwischen Scheibenzahl und Widerstandsfaktor $\xi$.

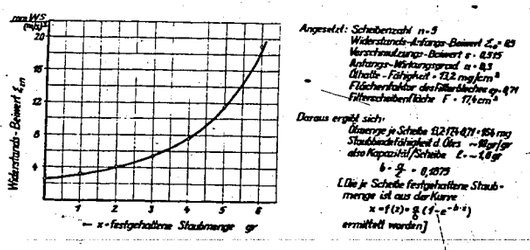



Abb. 17. Berechneter Verlauf des Widerstands-Beiwertes $\left[\xi_{x5} = \xi_{10} \cdot \sum_{1}^{5} \frac{1}{(1-5x_m)^2}\right]$.

Nach Abschluß der Diskussionen zu den verschiedenen Vorträgen brachte Föttinger, Berlin, folgenden Wunsch des Reichsverkehrsministeriums zum Ausdruck:

Um zu einer weiteren Beschleunigung der Klärung bestimmter Fragen, welche in diesem Arbeitskreis behandelt werden, zu gelangen, sollten im Rahmen des Arbeitskreises kleinere Gruppen, bestehend aus Vertretern der einschlägigen Industrie und den das entsprechende Sachgebiet bearbeitenden Forschungsinstituten gebildet werden. Innerhalb dieser Gruppen sollte unter aktiver Beteiligung der Industrie ein möglichst häufiger und weitgehender Erfahrungsaustausch stattfinden, der die Weiterarbeit an dem entsprechenden Problem zu beeinflussen hätte.

In der anschließenden Besprechung dieses Vorschlages zeigt es sich, daß die allgemeine Ansicht besteht, die Gründung weiterer Untergruppen mit besonderen Arbeitstagungen sei weder für die Industrie noch für die Forschungsinstitute infolge des überall herrschenden großen Zeitmangels zurzeit möglich. Dagegen soll selbstverständlich ein möglichst schneller und intensiver Erfahrungsaustausch zwischen Forschung und einschlägiger Industrie stattfinden, welcher jedoch von Fall zu Fall durch freie und direkte Vereinbarung der entsprechenden Stellen zustande kommen kann. Die bisherigen Erfahrungen, welche der Arbeitskreis für Zweitaktmotoren sammeln konnte, haben gezeigt, daß dieser Weg zweckmäßig erscheint und auch in vielen Fällen bereits benutzt wird.

Sodann wurden die im Auftrage des Arbeitskreises von List, Graz, Zeman, Wien, und U. Schmidt, Berlin, ausgearbeiteten Normungsvorschläge für Zweitaktwertungsgrößen besprochen. Die Ausarbeitung sieht folgende Normungsvorschläge vor:

### 7. Normungsvorschläge für Zweitakt-Wertungsgrößen

| Nr. | Begriff | Formelzeichen | Dimension | Errechnung |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Hubvolumen des Arbeitszylinders | $V_H$ | $m^3$ | |
| 2 | Nutzhubvolumen | $V_N$ | $m^3$ | $V_N = V_H \cdot (1 - \frac{s}{h})$ <br> h = Hub, s = Schlitzhöhe |
| 3 | Verdichtungsraum | $V_K$ | $m^3$ | $V_K = \frac{V_H}{\varepsilon - 1}$ |
| 4 | Laderaum | $V_L$ | $m^3$ | $V_L = V_K + V_N = V_H \cdot \frac{1 - \frac{s}{h}}{\varepsilon - 1}$ |
| 5a | Verdichtungsgrad | $\varepsilon$ | - | $\varepsilon = \frac{V_K + V_H}{V_K}$ |
| b | Nutzverdichtungsgrad | $\varepsilon_N$ | - | $\varepsilon_N = \frac{V_K + V_N}{V_K} = \frac{V_L}{V_K}$ |
| 6 | Laderaum-Verhältnis | 1 | - | $1 = \frac{V_L}{V_H}$ . |





| Nr. | Begriff | Formelzeichen | Dimension | Errechnung |
|---|---|---|---|---|
| 7 | Frischladung | $L_z$ | $m^3$/Umdr. | Im Zyl. verbleibendes Ladungsvol. v. Außenzustand $p_a$ und $T_a$ |
| 8 | Restgas | $R_z$ | $m^3$/Umdr. | Im Zyl. verbleibendes Abgasvol. v. obig. Zustand |
| 9 | Angesaugte Luftmenge | $L_{ges}$ | $m^3$/Umdr. | in Außenzustand |
| 10 | Umrechnungsfaktor | u | - | $u = \frac{273}{T_a} \cdot \frac{p_a}{760} = 0{,}359 \cdot \frac{p_a}{T_a}$ <br> Faktor z. Umrechnung des Gasvol. auf Normalzustand |
| 11 | Luftaufwand | $\psi$ | $\frac{m^3(außen)}{m^3}$ | $\psi = \frac{L_{ges}}{V_H}$ <br> Maßzahl f.d. Beurteilung der Spülpumpe |
| 12 | Güte der Spülung | $\lambda_g$ | - | $\lambda_g = \frac{L_z}{L_{ges}}$ <br> Maßzahl f.d. Beurteilung des Frischgas-Verlustes |
| 13 | Spülwirkungsgrad | $\lambda_s$ | - | $\lambda_s = \frac{L_z}{L_z + R_z}$ <br> Maßzahl f.d. Beurteilung des Gaswechsels |
| 14 | Liefergrad | $\lambda_L$ | $\frac{m^3(außen)}{m^3}$ | $\lambda_L = \frac{L_z}{V_H}$ <br> Maßzahl f.d. Frischluft-Auffüllung d. Zylinders |
| 15 | Ladegrad | $\lambda_d$ | $\frac{m^3(außen)}{m^3}$ | $\lambda_d = \frac{L_z + R_z}{V_H}$ <br> Maßzahl f.d. Auffüllung d. Zylinders |
| 16 | wahrer Ladegrad | $\lambda_w$ | $\frac{m^3(außen)}{m^3}$ | $\lambda_w = \lambda_d \cdot 1 = \frac{L_z + R_z}{V_1}$ <br> Maßzahl f.d. Auffüllung des Laderaumes |

Es ist: $\lambda_g \cdot \psi = \lambda_s \cdot \lambda_d = \lambda_L$

Die Normungsvorschläge schließen sich weitgehend der bereits durch den VDI in Angriff genommenen Normung an und weichen nur in einem wesentlichen Punkt von dieser Normung ab. Während der VDI-Vorschlag mit Gasgewichten arbeitet, sieht der Vorschlag des Arbeitskreises die Benutzung der Gasvolumina, bezogen auf den Außenzustand, vor. In vielen Fällen ergaben sich trotz dieses Unterschiedes nach dem Vorschlag des VDI und dem des Arbeitskreises gleiche Zahlenwerte - nämlich dort, wo es sich um das Verhältnis

zweier Gasvolumina gleichen Zustandes handelt -. Bei der Ermittlung des Spülwirkungsgrades ergeben sich jedoch durch die Einbeziehung des Restgasanteiles im Zylinder andere Zahlenwerte. Die nach dem VDI-Vorschlag erforderliche Einsetzung des Gasgewichtes setzt die Kenntnis der Zusammensetzung des Restgasanteiles voraus. Da diese Kenntnis in den meisten Fällen nicht gegeben ist, erschien bei der Ausarbeitung die Rechnung mit dem Gasvolumen zweckmäßiger. Auch bei der Definition des Luftaufwandes erscheint die Benutzung der Gasvolumina entgegen dem VDI-Vorschlag trotz gleicher Endergebnisse günstiger, da dieser Vorschlag den Vorteil größerer Handgreiflichkeit besitzt, weil nach den Vorschlägen des VDI erst ein theoretisches Luftgewicht zu errechnen ist, während nach den Vorschlägen des Arbeitskreises das Hubvolumen als solches in Erscheinung tritt.

Die Formelzeichen unterscheiden sich ebenfalls in einigen Fällen von den VDI-Vorschlägen. Es dürfte jedoch nicht allzu schwierig sein, hier zu einer Einheitlichkeit zu gelangen.

Aus der Diskussion der dem Arbeitskreis vorgelegten Normungsvorschläge ergibt sich, daß die Durchführung und Beendigung dieser Arbeit zurzeit gewisse Schwierigkeiten macht. Einerseits sind in der Zwischenzeit vom Reichsluftfahrtministerium eigene Wertungsgrößen eingeführt worden, deren Benutzung das RLM seinen Auftragnehmern zur Pflicht gemacht hat, andererseits ist der Normungsausschuß des VDI durch weitgehende Einberufung seiner Mitarbeiter zurzeit praktisch arbeitsunfähig geworden. Richter, Wien, teilt hierzu mit, daß er sich aus diesem Grunde bei der von ihm vorgenommenen Neubearbeitung des entsprechenden Teiles des Taschenbuches der "Hütte" der Wertungsgrößen des RLM bedient habe.

Die Arbeit an den Normungsvorschlägen soll trotzdem fortgesetzt werden, hierzu soll eine Zusammenarbeit mit dem VDI und dem RLM herbeigeführt werden.

Nach Abschluß der Beratung über die Normungsvorschläge empfiehlt Föttinger, Berlin, wegen der bereits sehr fortgeschrittenen Zeit die ferneren im Tagungsprogramm enthaltenen Diskussionspunkte durch direkte persönliche Rücksprache zwischen den interessierten Tagungsteilnehmern zu klären und spricht im Anschluß daran als 1. Vorsitzender des Arbeitskreises den Vortragenden seinen Dank für ihre Bemühungen aus. Desgleichen dankt er der Geschäftsführung für die Arbeit, welche sie im laufenden Jahr und während der Vorbereitung der Tagung geleistet hat. Richter, Wien, dankt sodann im Namen der Tagungsteilnehmer den Herren des Reichsverkehrsministeriums für das dem Arbeitskreis und seinen Bemühungen entgegengebrachte Interesse und die wirksame Unterstützung der Arbeiten der einzelnen Forschungsinstitute

Nach einem besonderen Dank an den Vorsitzenden spricht er den Wunsch aus, die Tagung, deren Erfolg sich gezeigt habe, in nicht zu häufigen, aber erst recht nicht allzu seltenen Zeiträumen zu wiederholen.

Abschließend zu diesem Bericht hatte ich den Auftrag, den Mitgliedern des Arbeitskreises den Dank des Herrn Reichsverkehrsministers für die in diesem Rahmen geleistete Arbeit auszusprechen.

Die Geschäftsführung des Arbeitskreises für
Zweitakt-Motoren

gez. U. Schmidt

000743



Teilnehmerliste
der 2. Tagung des Arbeitskreises für Zweitaktmotoren
Berlin, den 20. Mai 1941 Flugverbandshaus

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1. | Schargorodski | Obering. | Hanomag, Hannover |
| 2. | Frank | Dr.-Ing. | Hanomag, Hannover |
| 3. | Jaschinsky | Obering. | Ilo-Werke, Pinneberg b.Hamburg |
| 4. | Leitner | Dr. | VDI, Berlin |
| 5. | Popp | Dr.-Ing. | Zündapp-Werke, Nürnberg |
| 6. | Heißmeier | Direktor | Triumph-Werke- Nürnberg |
| 7. | Reitz | Obering. | Triumph-Werke, Nürnberg |
| 8. | Stör | Dipl.-Ing. | Heinkel-Flugzeugwerke, Rostock |
| 9. | Prager | Fl-Stabsing. | RLM, Berlin |
| 10. | Behrens | Dipl.-Ing. | NSKK-Korpsführung, München |
| 11. | Kappel | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |
| 12. | Poppinga | Dr.-Ing. | Heinkel-Flugzeugwerke, Rostock |
| 13. | Schröder | Dr.-Ing. | Heinkel-Flugzeugwerke, Rostock |
| 14. | Wille | Dipl.-Ing. | TH Berlin |
| 15. | Sass | Prof. | Germanischer Lloyd, Berlin |
| 16. | Rixmann | Dr.-Ing. | VfK, Berlin |
| 17. | Cordies | Dr.-Ing. | Klöckner, Köln |
| 18. | Pischinger | Dr.-Ing.habil. | Klöckner, Köln |
| 19. | Rabe | Konstr. | Dr.Porsche K.-G., Stuttgart |
| 20. | Lentz | Obering. | Lanz A.-G., Mannheim |
| 21. | Dr.Huber | Direktor | Lanz A.-G., Mannheim |
| 22. | Förster | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |
| 23. | Schmidt | Ob.-Baurat | Daimler-Benz A.-G., Gaggenau |
| 24. | Buschmann | Prof. | Esslingen |
| 25. | Hoffmann | Dipl.-Ing. | RLM LC 3, Berlin |
| 26. | Schnürle | Dipl.-Ing. | Köln, Sachsenring 91 |
| 27. | Riedel | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |
| 28. | Bücken | Dr.-Ing. | NSU Neckarsulm |
| 29. | Steinlein | Dipl.-Ing. | Fichtel u. Sachs, Schweinfurt |
| 30. | Riedel | Ing. | Ardie, Nürnberg |
| 31. | Kniep | Ing. | Bosch, Berlin |
| 32. | Birmelin | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |
| 33. | Szenasy | Ing. | Standard, Plochingen |

000744

| | | | |
|---|---|---|---|
| 34. | F.A.F.Schmidt | Prof. | DVL, Berlin |
| 35. | Radtke | Ing. | VfK, Berlin |
| 36. | Schwerdtfeger | Obering. | ATG, Berlin |
| 37. | Pflaum | Prof. | TH, Berlin |
| 38. | Alt | Dr.-Ing. | Auto-Union, Chemnitz |
| 39. | Pohlmann | Obering. | TH, Berlin |
| 40. | Wilke | Prof. | I.G.Farbenindustrie,Ludwigshafen |
| 41. | Schweinberger | Dipl.-Ing. | RAW, Berlin |
| 42. | Wehrkamp | Fl.-Haupting. | RLM, LC 8, Berlin |
| 43. | Franz | stud.-ing. | TH, Berlin |
| 44. | Dietzmann | Ing. | VfK, Berlin |
| 45. | Herrmann | Obersting. | RLM, Berlin |
| 46. | Conrad | Dr.-Ing. | VfK, Berlin |
| 47. | Nündel | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |
| 48. | Knophius | Ing. | TH, Berlin |
| 49. | Mantey | techn.Kaufmann | Mahle K.-G., Stuttgart |
| 50. | Pöllot | Ing. | Noris Zündlicht A.-G.,Nürnberg |
| 51. | Wichtendahl | Dr.-Ing. | Hanomag, Hannover |
| 52. | Schmidt | Dipl.-Ing. | Hanomag, Hannover |
| 53. | Schmidt | Prof. | LFA, Braunschweig |
| 54. | Spannhacke | Prof. | TH, Karlsruhe |
| 55. | Kneule | Dozent | TH, München |
| 56. | Berkner | Ing. | Junkers-Flugzeugwerke, Dessau |
| 57. | Tepelmann | Dipl.-Ing. | Germania-Werft, Kiel |
| 58. | Föttinger | Prof. | TH, Berlin |
| 59. | Ladegast | Ing. | VfK, Berlin |
| 60. | Warneke | Dipl.-Ing. | E.Heinkel Studien GmbH, Rostock |
| 61. | Karde | Dr.-Ing. | Österr.Saurerwerke, Wien |
| 62. | Zeman | Prof. | TH, Wien |
| 63. | Richter | Prof. | TH, Wien |
| 64. | Lindner | Prof. | TH, Breslau |
| 65. | Beck | Prof. | VfK, Berlin |
| 66. | Zinner | Dr.-Ing. | MAN, Augsburg |
| 67. | Pohl | Dipl.-Ing. | Lanz, Mannheim |
| 68. | Künzel | Obering. | Lanz, Mannheim |
| 69. | Schäfer | Dipl.-Ing. | Heinkel, z.Zt. b./Prof. Kamm, TH Stuttgart-Untertürkheim |
| 70. | Pufahl | Dipl.-Ing. | RLM, Berlin |



| | | | |
|---|---|---|---|
| 71. | Fezer | Dipl.-Ing. | Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen, Stuttgart |
| 72. | Fuchs | Dipl.-Ing. | Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen, Stuttgart |
| 73. | Heinrich | Dr.-Ing. | Bosch, Stuttgart |
| 74. | Stiebling | Dr.-Ing. | RLM, Berlin |
| 75. | Müller | Major(Ing.) | GBK, Berlin |
| 76. | Vorwig | Dipl.-Ing. | RDA, Berlin |
| 77. | Bartalski | Ing. | Daimler Benz A.-G. |
| 78. | Froede | Dipl.-Ing. | NSU Neckarsulm |
| 79. | Richter | Dipl.-Ing. | Delbag, Berlin |
| 80. | Bokemüller | Dipl.-Ing. | Daimler Benz A.-G, Gaggenau |
| 81. | List | Prof. | TH, Graz |
| 82. | Niedermayer | Dozent | TH, Graz |
| 83. | Endres | Obering. | Auto-Union A.-G., Chemnitz |
| 84. | Liceni | Dr.-Ing. | VDI, Berlin |
| 85. | Merz | Dipl.-Ing. | TH, Dresden |
| 86. | Schultz-Grunow | Prof. | TH, Aachen |
| 87. | Zumpe | Dipl.-Ing. | Daimler Benz A.-G., Gaggenau |
| 88. | Weber | Amtsrat | Reichs-Verkehrsministerium |
| 89. | Drabert | Dr.-Ing. | Drabert u.Söhne, Minden/Westf. |
| 90. | Küchen | Ing. | Zündapp, Nürnberg |
| 91. | Triebnigg | Prof. | TH, Berlin |
| 92. | Schif | Dr. | Hirth-Motoren, Stuttgart |
| 93. | Mündler | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |
| 94. | Ullmann | Dr.-Ing. | TH, Dresden |
| 95. | Daus | Obering. | Vidal u.Sohn, Hamburg |
| 96. | Parey | Dipl.-Ing. | VDI, Berlin |
| 97. | Schwarz | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |
| 98. | Bobrowsky | Dipl.-Ing. | VfK, Berlin |

Nur zum Dienstgebrauch im Geschäftsbereich des Empfängers

000745

# Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 111 / 1942

über die

## 2. Tagung des Arbeitskreises für Fragen der motorischen Verbrennung

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung
beim
Reichs-Verkehrsministerium

000746

# Deutsche Kraftfahrtforschung

im Auftrage des

**Reichs-Verkehrsministeriums**

**TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT**

Zwischenbericht Nr. 111/1942

über die

## 2. Tagung des Arbeitskreises für Fragen der motorischen Verbrennung

Bericht aus dem
Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung
beim
Reichs-Verkehrsministerium

**Zur Beachtung!**
Dieser Bericht ist bestimmt für die Arbeiten im Dienstgebrauch des Empfängers. Der Bericht darf innerhalb des Dienstgebrauchs nur an Persönlichkeiten ausgehändigt werden, die aus dem Inhalt Anregungen für ihre Arbeiten zu schöpfen vermögen • Verwendung zu Veröffentlichungen (ganz oder teilweise) sowie Weiterleitung an Persönlichkeiten außerhalb des Dienstgebrauchs des Empfängers ist ausgeschlossen • Der Bericht ist unter Verschluß zu halten.

# B e r i c h t

über die 2. Tagung des Arbeitskreises für Fragen

der

motorischen Verbrennung.

000747

Die zweite Tagung des Arbeitskreises für Fragen der motorischen Verbrennung fand am 1o. und 11. Oktober 1941 im Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden statt. Während der 1o.Oktober den Vorträgen und umfangreichen Aussprachen gewidmet war, wurden am 11.Oktober die Versuchsanlagen und Forschungseinrichtungen des Instituts für Kolbenmaschinen besichtigt. Einladungen zur Tagung waren an die Vertreter der massgebenden Behörden, der interessierten Forschungsinstitute und der Industrie ergangen. Die Liste der Teilnehmer wurde diesem Bericht als Anhang beigefügt.

Das Tagungsprogramm umfasste folgende Vorträge:

1. Dr.-Ing.habil.U.Schmidt, Berlin:
   Zur Entwicklung der Kraftstoff-Einspritzung bei Otto-Motoren
2. Dr.-Ing. Oschatz, Dresden:
   Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung
3. Dr.-Ing.Ullmann, Dresden:
   Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnellaufenden Wirbelkammer-Dieselmotors
4. Obering.Dipl.-Ing.Kohlepp, Hannover:
   Umstellung von Wirbelkammermotoren auf Dieselholzgasbetrieb
5. Dozent Dr.-Ing.habil Rixmann, Villingen:
   Motorische Verbrennung beim Dieselgasverfahren
6. Dipl.-Ing. Schulze, Dresden:
   Vergleichende Bestimmung der Klopfempfindlichkeit an Mehrzylinder - Ottomotoren
7. Dr.-Ing. Ernst, Stuttgart:
   Grundlegende Untersuchungen über die mit Gemischverdichtung arbeitende Selbstzündung

K O D A K S

8. Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt, Dresden:
Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge

9. Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt, Dresden:
Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselverfahren.

Dieser Tagungsbericht enthält im Anschluss an eine Aufstellung der neuen Zusammensetzung des Arbeitskreises die Niederschriften der während der Tagung gehaltenen Vorträge bis auf die der Referate von Dr.- Ing.habil.U.Schmidt (1) und Dr.-Ing. Ernst (7), die aus Geheimhaltungsgründen nicht veröffentlicht werden. Die wichtigsten Diskussionsbeiträge wurden den einzelnen Referaten im Auszug beigefügt.

Dem Herrn Reichsverkehrsminister wird an dieser Stelle der Dank der Mitglieder des Arbeitskreises für das Interesse an den Forschungsarbeiten und die dafür zur Verfügung gestellten Forschungsmittel ausgesprochen.

gez:
H. K ü t t n e r
als Geschäftsführer des Arbeitskreises.



## Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung

gebildet beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21

**Erster Vorsitzender:** Prof.Dr.-Ing. L i s t, Direktor des Instituts für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden

Vertreter: Dr.-Ing. K ü t t n e r, Oberingenieur des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule Dresden

**Zweiter Vorsitzender:** Dr.-Ing. E r n s t, Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart

**Geschäftsführer:** Dr.-Ing. K ü t t n e r, Oberingenieur des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule Dresden.

### Zusammensetzung des Arbeitskreises

Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden (Prof.Dr.-Ing.L i s t, Dr.-Ing. K ü t t n e r)

Institut für Kraftfahrwesen mit amtlicher Sachverständigenstelle für Kraftfahrzeugangelegenheiten an der Technischen Hochschule Dresden (Prof.Dr.-Ing. von E b e r a n)

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart (Prof.Dr.-Ing. K a m m, Dr.-Ing. E r n s t)

Versuchsanstalt und amtliche Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin (Prof.Dr.-Ing.B e c k)

Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover (Prof. P o t t h o f f )

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Hochschule Graz ( Prof.Dr.-Ing. P i s c h i n g e r ).

## Inhaltsverzeichnis


Seite

1. Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung ..... Dr.-Ing.Oschatz ..... 1

2. Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnellaufenden Wirbelkammer-Dieselmotors ..... Dr.-Ing.Ullmann ..... 21

3. Umstellung von Wirbelkammermotoren auf Dieselholzgas-Betrieb .....Obering.Kohlepp ..... 47

4. Motorische Verbrennung beim Dieselgasverfahren ..... Dozent Dr.-Ing.habil. Rixmann ..... 55

5. Vergleichende Bestimmung der Klopfempfindlichkeit am Mehrzylinder-Ottomotor..... Dipl.-Ing.Schulze. 68

6. Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge ..... Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt.. 75

7. Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselverfahren ..... Dr.-Ing.habil.Dreyhaupt. 89


000749 

# 1. Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung


Von Dr.-Ing.W. O s c h a t z

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen Hochschule Dresden


In der brennraumzerklüfteten Dieselmaschine geht ein nicht zu vernachlässigender Anteil der Kraftstoffenergie der Umsetzung in Nutzarbeit verloren in der zum Überschieben eines Teiles des Hubvolumens in abgetrennte Räume benötigten Leistung (Vorkammer, Wirbelkammer, etc.). Mit diesen reinen Ueberschiebverlusten direkt verbunden sind noch zusätzliche höhere Wärmeverluste, die durch die grossen Luftgeschwindigkeiten im engen Ueberströmkanal hervorgerufen werden. Diese sogenannten Gemischbildungsverluste können je nach Drehzahl bis zu 10 % und mehr des Nutzdruckes verschlingen, wie entsprechende Untersuchungen von Dr.-Ing. Ullmann am Institut für Kolbenmaschinen, Dresden, ergeben haben.

Es ist daher im Interesse der bestmöglichen Umsetzung der Kraftstoffe in Arbeit die Forderung zu stellen, diese Gemischbildungsverluste auf ein Mindestmass zu beschränken.

Darüber hinaus soll im Rahmen des vorliegenden Arbeitskreisprogramms versucht werden, durch gegenseitige Anpassung von Strahlform, Brennraum und Luftbewegung die in jeder Beziehung optimalen Verhältnisse in bezug auf Leistung, Wirkungsgrad etc. zu erzielen. Dies heißt, auf die Düse bezogen: Für jede gegebene Brennraumform und Luftbewegung ist der dafür günstigste Strahl mit der jeweils günstigsten Kraftstoffaufbereitung zu ermitteln, wobei angestrebt werden muss, die Gemischbildung der D ü s e zuzuschieben, um die voraus erwähnten Gemischbildungsverluste weitgehend einzusparen. Im Rahmen dieser Problemstellung liegt es ferner, durch Senken des Luftüberschusses und Erhöhen der Drehzahl die Literleistung der Maschine zu steigern.

Die Einspritzdüse und der Kraftstoffstrahl nehmen in diesem Programm also eine sehr wichtige Stellung ein.

Um hier an eine Lösung der aufgeworfenen Fragen herantreten zu können, war es zunächst erforderlich, sich Klarheit über die Grössen zu verschaffen, die die Strahlform und den Strahlzerfall beeinflussen.

Es wurden Bombenversuche angestellt, die den Einfluss
1. der Anfangsstörung der Düse,

2. der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit und

3. der physikalischen Eigenschaften der Luft

auf den Strahl und seinen Zerfall verdeutlichten. Die Ergebnisse sind im Kraftfahrttechnischen Forschungsheft 57 niedergelegt.

Aus ihnen geht vor allem hervor, dass der A n f a n g s s t ö r u n g der D ü s e und dem Einfluss der von aussen auf den Strahl einwirkenden L u f t k r ä f t e in erster Linie Bedeutung zukommt.

Diese Vorversuche beschäftigten sich zunächst mit 3 Düsen mit voneinander verschiedenen Anfangsstörungen (Bild 1). Die folgenden Bilder zeigen die Untersuchungen dieser Düsen mit Gasöl.

Zur Ermittlung des Einflusses der Anfangsstörung der Düse im Zusammenwirken mit den physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit wurden Aufnahmen im Vacuum bei einem Druck von etwa 3o mm Hg gemacht. Dabei sind also die von aussen auf den Strahl einwirkenden Luftkräfte praktisch ausgeschaltet. Ausdampferscheinungen fälschen bei Gasöl bei diesem Unterdruck das Ergebnis nicht.

Es konnten bei diesen Untersuchungen im Vacuum nun abhängig von der Anfangsstörung der Düse die folgenden Strömungsformen des Strahles ermittelt werden:

1. geballte Strömung, glatte Oberfläche (Flachsitzdüse 0,3 mm ⌀), Bild 2
2. geballte Strömung, aufgerauhte Oberfläche (Zapfendüse), Bild 3
3. aufgelockerte Strömung, die in geballte Strömung übergeht (Nadeldüse),Bild 4,5,6. Sie ist zurückzuführen auf den Einfluss der Drosselwirkung der langen Bohrung, wodurch gegen Spritzende beim Nachlassen des Druckgefälles die auflockernden Querkräfte abgedämpft werden.
4. reine aufgelockerte Strömung (Flachsitzdüse),Bild 7.

Diese verschiedenen, hier gezeigten Strömungsformen der Strahlen sind lediglich dem Einfluss der Anfangsstörung der Düse und damit dem konstruktiven Aufbau von Nadelsitz und Austrittsbohrung zu verdanken. Aus den Aufnahmen erhellt weiter, dass die Anfangsstörung auch Einfluss auf die Kraftstoffverteilung über den Strahlquerschnitt besitzt. Die eigentliche Tropfenbildung und Strahlauflösung ist dagegen ausschliesslich den von aussen auf den Strahl einwirkenden Luftkräften zuzuschreiben, wie die folgenden Bilder zeigen.



Das Bild 8 zeigt die geballte Strömung bei 16 ata Gegendruck der Luft. Die Luftdichte bei 16 ata, 20°C entspricht der, wie sie im Dieselmotor im Zeitpunkt der Einspritzung vorzufinden ist. Das Bild zeigt sehr spärlich einsetzende Tropfenbildung sowie geringes Strahlvolumen. Der Strahl besitzt grosse Eindringtiefe.

Bild 9 zeigt die aufgelockerte Strömung bei 16 ata Gegendruck der Luft. Der Strahl ist gekennzeichnet durch rasch und intensiv einsetzende Tropfenbildung bei guter Kraftstoffverteilung über ein grosses Volumen. Die Eindringtiefe dieses Strahles ist geringer als die des Strahles in Bild 8 mit geballter Strömung.

Die bisher gebrachten photographischen Ergebnisse der Strahluntersuchungen veranschaulichen, welch grossen Einfluss die konstruktive Ausbildung des Nadelsitzes und die Ausflussöffnung selbst auf den Strahl ausüben. Das Problem der Strahlzerstäubung und der Brennstoffverteilung im Strahlquerschnitt ist in erster Linie ein Problem der Anfangsstörung. Intensive und rasch einsetzende Zerstäubung erhält man bei sehr stark zerklüfteter Strahloberfläche, da hier dem Angriff der zerstäubenden dynamischen Luftkräfte die besten Möglichkeiten gegeben sind.

Für die motorische Untersuchung des Verbrennungsvorganges war es nun notwendig, einen Düsentyp zu schaffen, der es gestattet, bei im Prinzip gleichem Aufbau der Düse und somit gleichen äusseren Bedingungen den Kernanteil des pro Hub eingespritzten Kraftstoffes, die Eindringtiefe, das Strahlvolumen und die Zerstäubungsintensität zwischen je zwei extremen Grenzen gleichmäßig zu variieren. Diese Forderung wird durch die zwei folgenden Bilder noch näher veranschaulicht.

Das Bild 1o zeigt den grundsätzlichen Aufbau des Strahles einer Lochdüse. Der Strahl setzt sich zusammen aus einem Strahlkern, der aus zusammenhängendem, noch unzerstäubtem Kraftsoff besteht, sowie aus dem um den Strahlkern herum befindlichen Strahlmantel, welcher sich aus bereits vom Kern abgespalteten Kraftstofftröpfchen zusammensetzt.

Es sind nun die zwei folgenden Extreme bezüglich der Kraftstoffverteilung im Strahl möglich:

1. Aller pro Hub eingespritzter Kraftstoff befindet sich im Strahlkern. Man erhält einen Strahl sehr grosser Härte und Eindringtiefe.
2. Der Strahl besitzt überhaupt keinen Kern, aller Kraftstoff wird gleichmässig über den Strahlquerschnitt verteilt, wobei

ausserdem noch ein möglichst grosses Strahlvolumen anzustreben ist.

Die Verwirklichung dieser beiden extremen Strahlformen, sowie der dazwischenliegenden mit kontinuierlichem Uebergang, ist zu versuchen.

Im folgenden Bild 11 seien die Verhältnisse nochmals dargestellt, die sich bezüglich Strahlvolumen bzw. Kraftstoffaufbereitung und Eindringtiefe dabei ergeben würden. Ueber den zu verändernden Konstruktionselementen der Düse (f ( $\alpha$,d)= Abszisse) sind aufgetragen die Eindringtiefe E der Strahlspitze bei Spritzende sowie jeweils die dazugehörige Kraftstoffverteilung über einen mittleren Strahlquerschnitt. Einer bestimmten Eindringtiefe des Strahles ist demnach ein bestimmter Aufteilungswert A zugeordnet. Mit zunehmendem f ($\alpha$,d) nimmt die Eindringtiefe ab, die Kraftstoffverteilung wird immer gleichmäßiger, damit nimmt das Strahlvolumen mehr und mehr zu. Diese verschiedenen Strahlen sollen dabei nur durch konstruktive Massnahmen in der Düse erreicht werden.

Die Idee, wie die soeben aufgestellten Bedingungen düsenseitig zu lösen sind, wurde aus den vorauf angeführten Düsenuntersuchungen hergeleitet und durch den im folgenden Bild 12 gezeigten Düsentyp (D.R.P. angemeldet) verwirklicht.

Die Düse ist als geschlossene Düse aufgebaut. Der Düsenaustritt ist schneidenartig ausgebildet. Auf eine längere Austrittsbohrung ist vollkommen verzichtet worden. Dadurch erreicht man es, dass der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenbeschaffenheit einer längeren Bohrung ausgeschaltet, sowie einheitlich gleichbleibende Austrittsverhältnisse des Kraftstoffes erzielt werden. Es findet beim schneidenartigen Austritt keine Drosselwirkung auf etwa im Strahl vorhandene Querkräfte statt. Durch Verändern des Sitzwinkels $\alpha$ von etwa 60° bis 150° ist es nun möglich, verschieden grosse Querkräfte in den Strahl zu legen. Diese werden erzeugt durch den unterschiedlich starken Aufeinanderprall der Stromfäden beim Austritt aus der Düse. Diese Querkräfte werden unter der Voraussetzung gleichen Druckgefälles mit von 60° an zunehmendem Winkel $\alpha$ grösser werden. Damit findet jedoch gleichzeitig auch eine kontinuierlich wachsende Beeinflussung der Kraftstoffverteilung im Strahlquerschnitt sowie der Eindringtiefe im Sinne der im vorigen Bild 11 aufgestellten Charakteristik statt.

Bei den Versuchen selbst zeigte es sich nun, dass der Lochdurchmesser d sowie die Ausbildung des Düsennadelkopfes als weitere bestimmende Grössen mitsprechen. Die Abb. 13 soll den Einfluss des Lochdurchmessers veranschaulichen.

Ein zylindrischer Strahl besitzt infolge der Wirkung der Oberflächenspannung einen Krümmungsdruck P, der mit kleiner





werdendem Durchmesser des Strahles zunimmt. Dieser Krümmungsdruck P ist bestrebt, den Strahl zusammenzuhalten. Die den Strahl auflockernden Querkräfte müssen also zunächst P überwinden. Der Krümmungsdruck $P = \gamma \frac{1}{R}$ nimmt mit kleiner werdendem Düsenlochdurchmesser zu, woraus sich der zusätzliche Einfluss der Düsenbohrung erklärt.

Durch entsprechende Zusammenstellung dieser einzelnen konstruktiven Einflussgrössen der Düse ist es nun möglich, die für motorische Prinzipuntersuchungen unerlässlich notwendige Variation der Kraftstoffaufbereitung durchzuführen, wobei der Strahlaufbau und die Strömungsform des Strahles in homogener Weise zwischen zwei Extremen abwandelbar ist.

Im folgenden seien die Ergebnisse der Untersuchungen einiger dieser Düsen angeführt: Die Düsen selbst wurden trotz der zur Zeit schwierigen Verhältnisse von der Firma Bosch - Stuttgart in dankenswerter Weise angefertigt.

Zur Methodik der Strahluntersuchungen sei noch folgendes gesagt.

Die Untersuchungen wurden stets mit der gleichen Einspritzmenge von 46 mm $^3$/Eub bei n = 1000 min$^{-1}$ Pumpenumdrehungen gemacht. Der Abspritzdruck lag zwischen 120 - 150 ata. Neben der Ermittlung der Eindringtiefen und der Strahlvolumina wurden die Strahlen auf ihre Brennstoffverteilung und Zerstäubungsintensität hin untersucht. Es wurden in gleichbleibender Entfernung von der Düsenvorderkante Plastilinabdrücke vom Strahl genommen, wobei eine gleichbleibende Anzahl Aufspritzungen auf die Plastilinscheibe gegeben wurde. Die Abdrücke sind demnach untereinander direkt vergleichbar. Mittels dieser Abdrücke erhält man Einblick in die Brennstoffverteilung und Durchschlagskraft des Strahles. Anschliessend wurde die Strömungsform des Strahles im Vacuum photographiert, woraus sich auf die Wirkung der Anfangsstörung der Düse sowie auf das weitere Verhalten des Strahles unter Hinzutritt der äusseren Luftkräfte schliessen lässt (siehe Kraftfahrttechn.Forsch.-Heft 57). Die Aufnahmen bei dieselmotorischer Luftdichte zeigen zum Schluss die Zerstäubungsintensität.

Die Strahlaufnahmen der Düsen Bild 14 bis 4o sind in der Reihenfolge von geringster Durchschlagskraft und dabei vollkommen homogener Brennstoffverteilung im Strahl bis zur Düse mit gerade entgegengesetzter Strahlform, also bis zu einem Strahl grosser Durchschlagskraft bei vollkommen geballter Strahlform und geringer Zerstäubung geordnet hier aufgeführt.

Die Aufnahmen im Vacuum Bild 15, 18, 21, 25, 31, 37 verdeutlichen klar den Einfluss der Anfangsstörung. Mit abnehmen-

dem Sitzwinkel $\alpha$ und kleiner werdendem Lochdurchmesser nähert sich die Strahlform - ausgehend von grösster Auflockerung - mehr und mehr vollkommener Ballung.

Dabei bleibt - und das erscheint gefühlsmässig als wichtig- selbst beim vollkommen geballten Strahl der Düse 08/90(in den Bezeichnungen für die Düsen Bild 12 bedeutet die erste Zahl den Lochdurchmesser in 1/1o mm, die zweite Zahl den Nadelsitzwinkel $\alpha$ in Grad.) die charakteristische Rauhigkeit der Strahloberfläche erhalten, die für den Angriff der zerstäubenden Luftkräfte von Bedeutung ist. Diese Rauhigkeit der Strahloberfläche ist wahrscheinlich auf eine gewisse Turbulenz im Strahl zurückzuführen.

Die Plastilinabdrücke zunächst der Strahlen im Vacuum (Bild 14, 17, 2o, 24, 29, 3o, 35, 36) geben anschaulich Aufschluss über die Wirkung der Anfangsstörung der Düse auf die Kraftstoffverteilung im Strahlquerschnitt. Die Gleichmäßigkeit der Verteilung des Strahles der Düse 20/120 (Bild 14) geht bei den Abdrücken der folgenden Strahlen mehr und mehr verloren und wird ersetzt durch zunehmende Verlagerung des Kraftstoffes in die Strahlachse. Es tritt also immer stärker werdende Kernbildung ein. Der Strahl der Düse 08/90 ist schliesslich fast nur Kernstrahl und besitzt sehr grosse Durchschlagskraft (Bild 29, 30).

Denselben Eindruck vermitteln ebenfalls die Plastilinabdrücke der Strahlen beim Spritzen in verdichtete Luft von 15 ata (Bild 22, 26, 27, 32, 33, 38, 39). Die Strahlen sehr homogener Aufbereitung der Düsen 20/120 und 20/90 ergaben in verdichteter Luft überhaupt keinen Abdruck.

Die bei 15 ata Luftgegendruck gemachten Strahlaufnahmen Bild 16, 19, 23, 28, 34, 4o zeigen, wie mit zunehmender Verlagerung des Kraftsoffes in den Strahlkern das Einsetzen der Zerstäubung in Düsennähe immer mehr und mehr nachlässt. Die Düse 20/120 Bild 16 zeigt die sofort und sehr intensiv auftretende Tropfenbildung des Strahles, wohingegen beim praktisch vollkommenen Kernstrahl der Düse 08/90 Bild 40 genau das Gegenteil festgestellt werden kann.

Der Einfluss der Grösse des Nadelhubes ist am Beispiel der Düse 08/60 (Vergleich von Bild 20 bis 23 mit Bild 41 bis 43) noch besonders veranschaulicht. Es ist möglich, bei diesen Düsen ganz allgemein die Strömungsform eines harten, geballten Strahles stärker aufzulockern durch Verkleinern des Nadelhubes bis auf ein günstigetes Mass, die Eindringtiefe dabei zu verkleinern, die Brennstoffverteilung zu verbessern und die Zerstäubungsintensität zu erhöhen. Dabei nimmt allerdings die Einspritzdauer bei gleicher Einspritzmenge pro Hub durchschnittlich um 50 bis 100 % zu, die Eindringtiefe nimmt bei 15 ata Gegendruck der Luft um ca. 30 bis 40 % ab.



Bild 44 Zeigt die Eindringtiefe der verschiedenen Strahlen. Der Strahl mit der geringsten Eindringtiefe (Düse 20/120) besitzt dabei die gleichmässigste Brennstoffverteilung und das grösste Volumen. Die Eindringtiefen der Düsen 08/150 und 08/90, die nicht im Schaubild Bild 44 verzeichnet sind, decken sich fast mit der Linie der Düse 08/120. Es ist demnach also auch möglich, eine Reihe Düsen aufzustellen, die bei gleich grosser Eindringtiefe unter sich verschiedene Brennstoffverteilung aufweisen.

Das folgende Bild 45 zeigt die Volumina der Strahlen. Bei 1 ata Gegendruck der Luft besitzt der Strahl der Düse 20/120 mit der besten Kraftstoffaufbereitung das grösste Volumen. Die Volumina der Strahlen nehmen bei 1 ata Gegendruck mit zunehmender Strahlhärte ab. Bei 15 ata Gegendruck ist der Verlauf ein etwas anderer, da der Strahl mit der besten Kraftstoffverteilung (Düse 20/12o) doch stärker abgebremst wird, als der reine Kernstrahl der Düse 08/90. Immerhin zeigt der Strahl der Düse 20/120 bei 15 ata noch seine bedeutende volumenmässige Ueberlegenheit gegenüber dem Strahl der Düse 08/90.

Aus diesem Schaubild ist der grosse Einfluss der Luftdichte auf das Strahlvolumen deutlich ersichtlich. Bild 46 verdeutlicht nochmals den vorerwähnten Einfluss der Hubbegrenzug auf das Strahlvolumen der Düse 08/60.

Mit diesen Ergebnissen sind von seiten der Einspritzdüse die Voraussetzungen für die Durchführung von Untersuchungen am Motor gegeben, deren Ziel eine weitere Verbesserung der motorischen Verbrennung zur Senkung des spezifischen Kraftstoffverbrauches und damit Erhöhung der Leistungsausbeute ist.

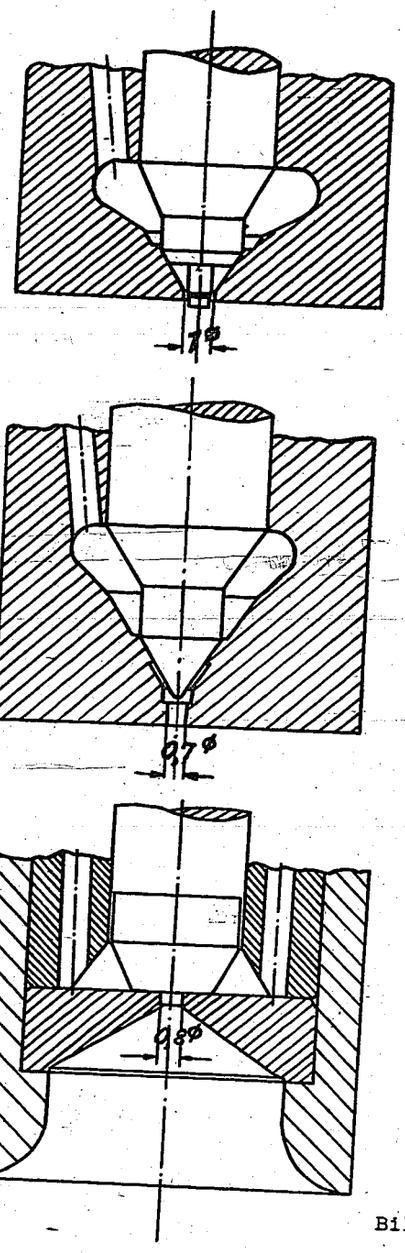



Bild 1

Bild 2: Geballte Strömung, glatte Oberfläche, Vacuum, Gasöl, Flachsitzdüse 0,3 mm ∅, Maßstab 6 : 1

Bild 3: Geballte Strömung, aufgerauhte Oberfläche, Vacuum, Gasöl, Zapfendüse, Maßstab 6 : 1.

Bild 4

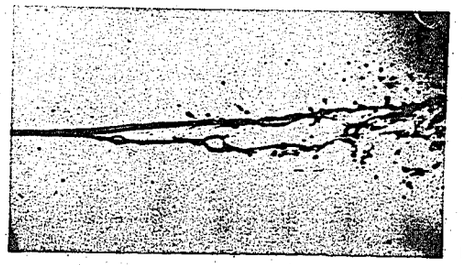


Bild 5

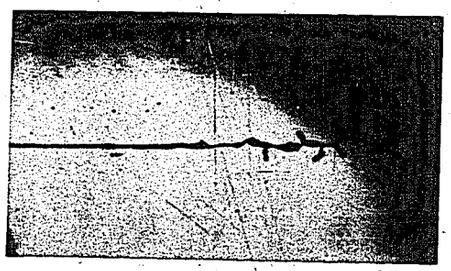


Bild 6

Bild 4, 5, 6: Aufgelockerte Strömung, die in geballte übergeht, Vacuum, Gasöl, Nadeldüse, Maßstab 6:1.

Bild 7: Reine aufgelockerte Strömung, Vacuum, Gasöl, Flachsitzdüse, Maßstab 8 : 1.

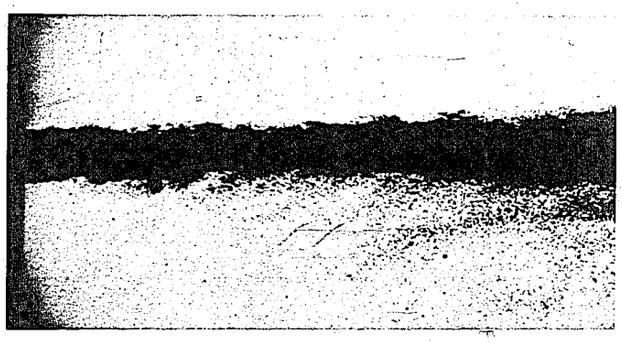
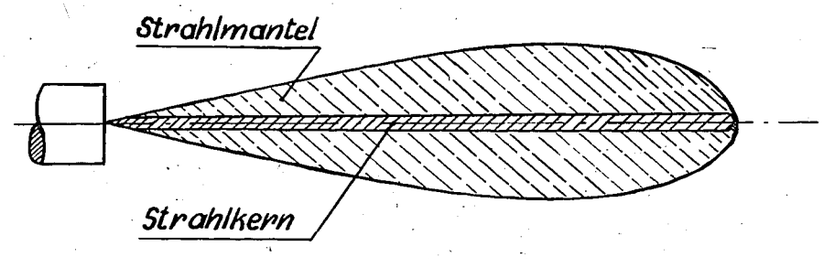


Bild 8: Geballte Strömung, 16 ata Gegendruck der Luft, Gasöl, Maßstab 8 : 1.

Bild 9: Aufgelockerte Strömung, 16 ata Gegendruck der Luft, Gasöl, Maßstab 8 : 1.

000754






## Strahlaufbau (Lochdüse)

Bild 10

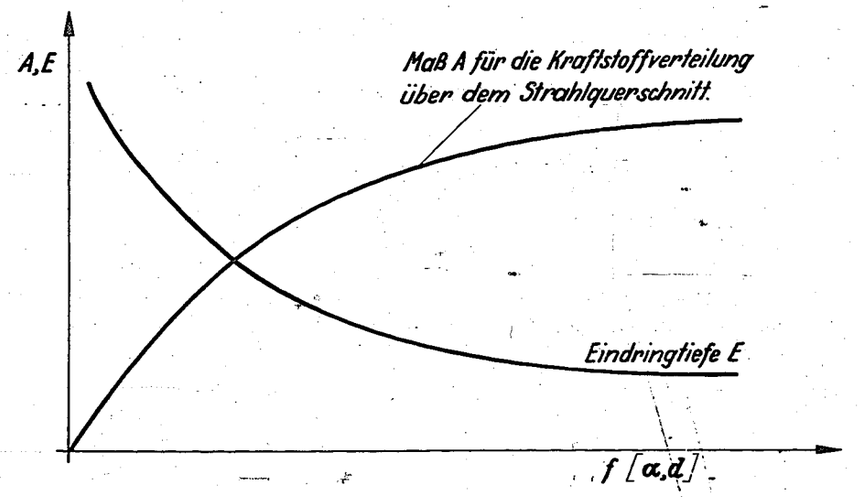



Bild 11

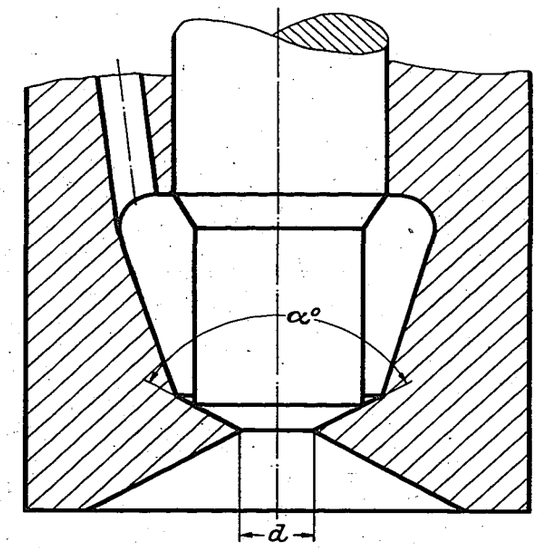
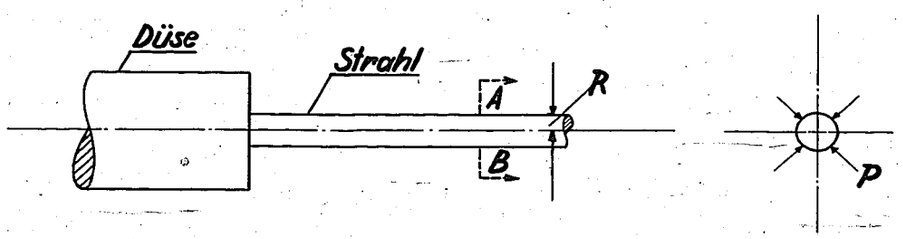



Bild 12




*Krümmungsdruck* $P = \gamma \left(\frac{1}{R}\right)$

*$\gamma$ = Kapillaritätskonstante.*

Bild 13





Bild 14 - 16: Düse Bild 12, $\alpha$ = 120°, d = 2 mm Ø, Pumpendrehzahl n = 1000 Umdr/Min. Spritzmenge b = 46 mm³/ Hub, Gasöl.

Bild 17 - 19: Düse Bild 12, $\alpha$ = 90°, d = 2 mm Ø, sonst. Daten wie Abb. 14 - 16.

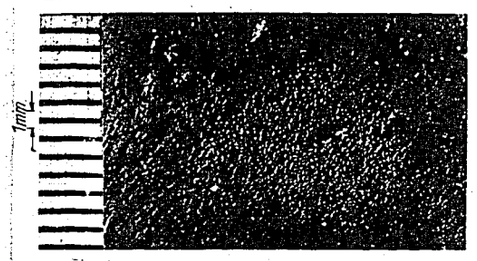



Bild 14: Plastilinabdruck in 50 mm Entfernung von Vorderkante Düse angefertigt. 500 Aufspritzungen.

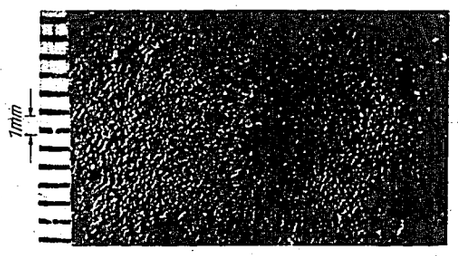



Bild 17: Plastilinabdruck, 500 Aufspritzungen.

Bild 15: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

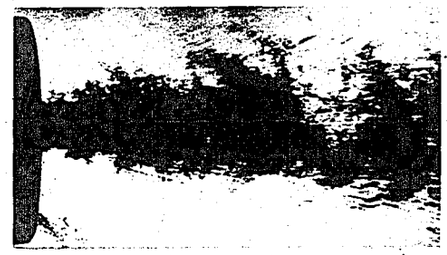


Bild 18: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 16: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 19: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

000756



**Bild 2o - 23:** Düse Bild 12, $\alpha = 60^{\circ}$, d = 0,8 mm Ø
sonst. Daten wie bei Abb. 14 - 16.

Bild 2o: Plastilinabdruck im Vacuum, 35 Aufspritzungen.

Bild 21: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 22: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.

Bild 23: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1

**Bild 24 - 28:** Düse Bild 12, $\alpha = 150^{\circ}$, d = 0,8 mm Ø,
sonst. Daten wie bei Abb. 14 - 16.

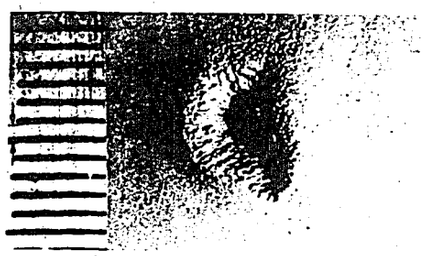



Bild 24: Plastilinabdruck des Strahles im Vacuum, 35 Aufspritzungen.

Bild 25: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 26 und 27: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.

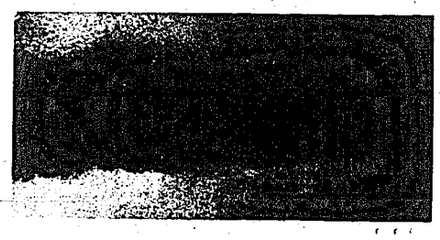


Bild 28: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

**Bild 29 - 34:** Düse Bild 12, $\alpha$ = 120°, d = 0,8 mm ø, sonst. Daten wie Abb. 14 - 16.

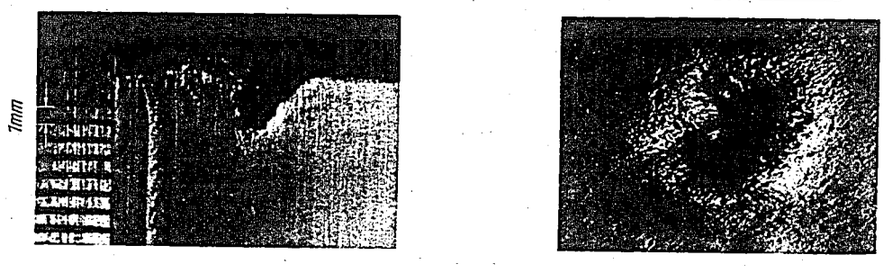



Bild 29 und 30: Plastilinabdruck des Strahles im Vacuum, 35 Aufspritzungen.

Bild 31: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 32 und 33: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.

Bild 34: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

000757



**Bild 35 - 40:** Düse Bild 12, $\alpha$ = 90°, d = 0,8 mm ø, sonst. Daten wie Abb. 14-16.

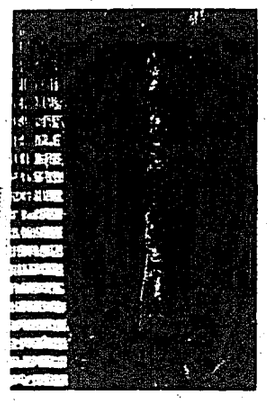



Bild 35 und 36: Plastilinabdruck des Strahles im Vacuum, 35 Aufspritzungen

Bild 37: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 38 und 39: Plastilinabdruck des Strahles bei 15 ata Gegendruck der Luft, 35 Aufspritzungen.

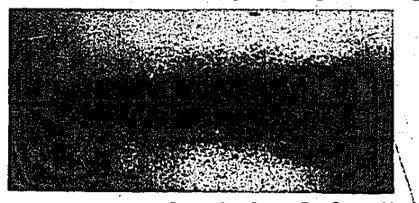


Bild 40: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

Bild 41 - 43: Düse Bild 12, $\alpha = 60^{\circ}$, d = 0,8 mm Ø, Hubbegrenzung. Vergl. hierzu Abb. 20-23.

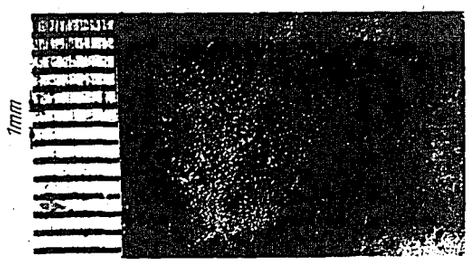



Bild 41: Plastilinabdruck des Strahles im Vacuum, 35 Aufspritzungen.

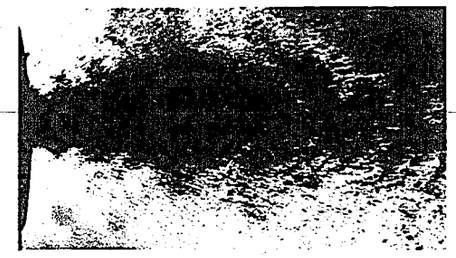


Bild 42: Strömungsform des Strahles im Vacuum, Maßstab 3,6 :1.

Bild 43: Strahl bei 15 ata Gegendruck der Luft, Maßstab 3,6 : 1.

000758



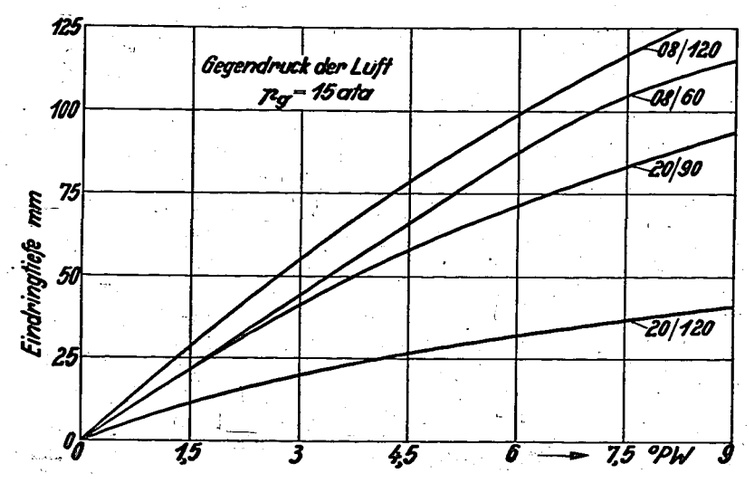



Bild 44

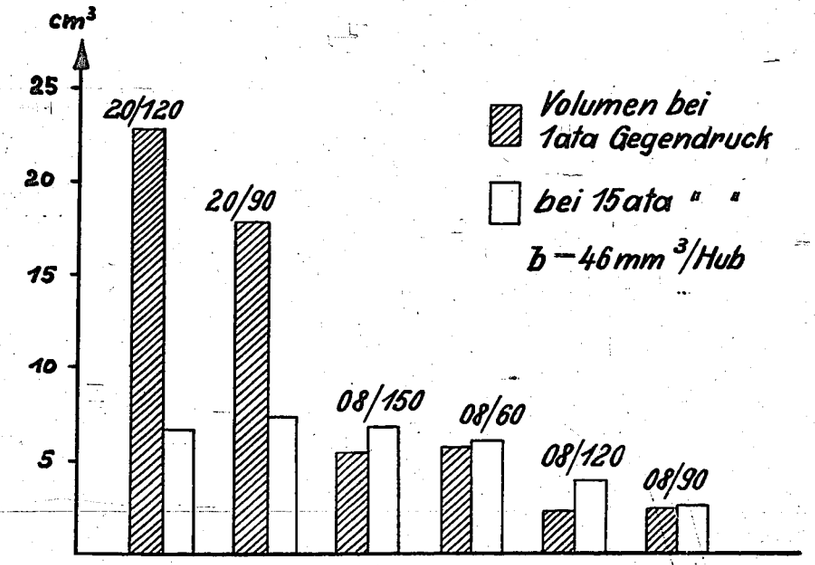



Bild 45

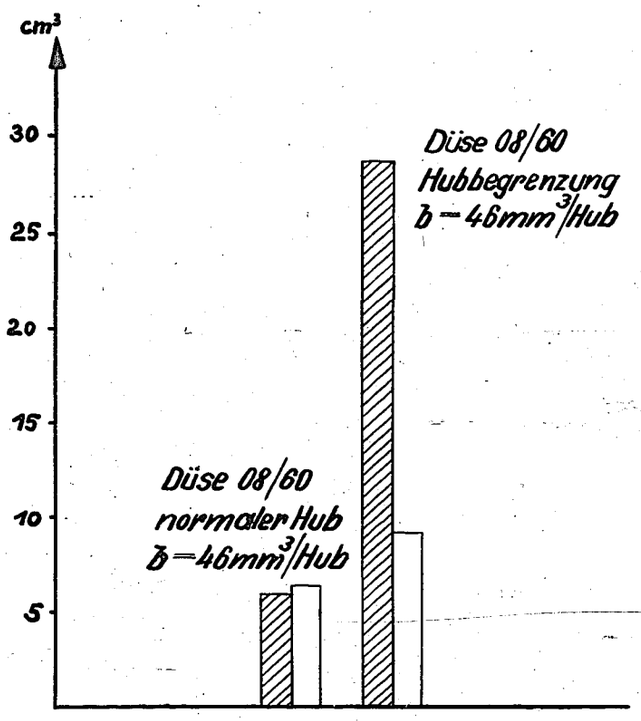



Bild 46.

Aussprache

Auf Vorschlag des Leiters der Tagung, Herrn Prof.Dr.-Ing. L i s t wurde die Aussprache über den Vortrag von Dr.-Ing. O s c h a t z "Einfluss des konstruktiven Aufbaues der Einspritzdüse auf Strahlform und Strahlaufbereitung" mit der über den folgenden Vortrag von Dr.-Ing.Ullmann über den "Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnellaufenden Wirbelkammerdieselmotors" vereinigt.





## 2. Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung durch die Düse auf Leistung und Verbrauch eines schnellaufenden Wirbelkammerdieselmotors

von Dr.-Ing. U l l m a n n
Aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden

### I. Allgemeine Betrachtungen über die Verluste bei Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor

Um beim schnellaufenden Dieselmotor einen günstigen spezifischen Brennstoffverbrauch $b_e$ (g/PSh) und einen hohen mittleren Nutzdruck $p_e$ (kg/cm²) zu erhalten, sind folgende Bedingungen nach Möglichkeit gleichzeitig zu erfüllen:

1) Die Ueberschiebverluste (Drosselverluste) sind bei Motoren mit zerklüftetem Brennraum möglichst klein zu halten.

2) Die Wärmeübergangsverluste sollen so gering als möglich sein.

3) Das Brenngesetz soll günstig sein, so dass sich die Verbrennung unter keinen Umständen über einen zu grossen Teil des Ausdehnungshubes erstreckt.

4) Der Luftausnutzungsgrad soll hoch sein, so dass der in den Zylinder eingebrachte Sauerstoff möglichst vollständig zur Verbrennung herangezogen wird.

Bild 1 zeigt schematisch einen zerklüfteten Brennraum mit dem Gasdruck im Teilbrennraum und über dem Kolben, über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Ueberschiebverluste durch einen zu geringen Ueberströmquerschnitt zwischen Hauptbrennraum und abgeschnürtem Teilbrennraum verursacht werden. Diese Drosselwirkung hat zur Folge, dass beim Aufwärtsgang des Kolbens der Gasdruck über dem Kolben höher als im Teilbrennraum ist, während beim Abwärtsgang des Kolbens umgekehrt der Druck im Teilbrennraum höher als der Gasdruck über dem Kolben ist.

Mit einer besonderen Versuchsanlage wurden die Ueberschiebverluste für das Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren ermittelt und die Versuchsergebnisse auf der vorjährigen

Tagung des Arbeitskreises aufgezeigt. (s. "Deutsche Kraftfahrtforschung" Zwischenbericht Nr. 91, Seite 68-70, und 90-91).

Bild 2 zeigt die Ueberschiebverluste des Vorkammer- und Wirbelkammerverfahrens über der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m$ (m/sek) aufgetragen. Die Ueberschiebverluste wurden durch den mittleren Verlustdruck $p_r$ (kg/cm²) ausgedrückt, so dass die Verluste unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck $p_e$(kg/cm²) verglichen werden können. Die Vorkammer nahm 30 %, die Wirbelkammer 70 % des gesamtem Verdichtungsraumes ein. Die Ueberströmquerschnitte werden in beiden Fällen so gewählt, dass die Kammerkonstante K die in der Praxis für Vor- und Wirbelkammermaschinen bei $c_m$ = 12 m/sek üblichen Werte aufweist. Bei der Vorkammer betrug K = 1,80 . 10-3 und bei der Wirbelkammer war K = 9,0 . $10^{-3}$. Die Vorkammerkonstante K wurde errechnet nach der Formel (Annahme $\mu$ = 1) :

$$K = \frac{\mu \cdot f \cdot \sqrt{T_o}}{n \cdot V_h}$$

die von Pischinger angegeben wurde. In diese Formel ist einzusetzen der Ueberströmquerschnitt f in cm², die Gastemperatur $T_o$ zu Beginn der Kompression in °K, die Drehzahl n in U/min und das Zylinderhubvolumen $V_h$ in Liter. Obgleich bei der Wirbelkammer der abgeschnürte Teilbrennraum mehr als doppelt so gross als der der Vorkammer ist, so sind trotzdem die Ueberschiebverluste bei der Vorkammer erheblich grösser als bei der Wirbelkammer, da die Ueberströmquerschnitte der Wirbelkammer 5 x so gross als die der Vorkammer sind, Die Kurve für die Vorkammer zeigt, dass die Ueberschiebverluste einen fühlbaren Anteil der Nutzleistung ausmachen können. Eine Senkung der Ueberschiebverluste kann erreicht werden, indem entweder der abgeschnürte Brennraumanteil so klein wie möglich (z.B. neues Lanova-Verfahren), oder aber bei Belassung der Grösse des abgeschnürten Brennraumanteiles der Ueberströmquerschnitt so gross wie möglich gemacht wird (z.B. Saurer-Verfahren, neues MAN-Verfahren).

Um die Wärmeübergangsverluste zu senken, ist die Brennraumoberfläche möglichst klein zu halten, weiter ist darauf hinzuweisen, dass eine kräftige Gasbewegung die Wärmeübergangsverluste erheblich steigert, da die Wärmeübergangszahlen mit der Gasgeschwindigkeit stark anwachsen. Wenn daher zum Zwecke der Gemischbildung eine Brennraumzerklüftung angewendet wird, so ergibt dies ungünstigerweise ausser einer Vergrösserung der Brennraumoberfläche auch noch eine Vergrösserung der Gasbewegung. Man wird sich daher bemühen, wenigstens die Gasgeschwindigkeiten im Brennraum durch die Wahl grosser Ueberströmquerschnitte möglichst klein zu machen, um die durch die Gasbewegung verursachten zusätzlichen Wärmeverluste zu vermindern.

000760



An dieser Stelle muss noch darauf hingewiesen werden, daß grundsätzliche Versuche über die Abhängigkeit der Wärmeübergangsverluste vom Gasdruck und von der Gasgeschwindigkeit für den schnellaufenden Verbrennungsmotor noch ausstehen.

Bild 3 zeigt schematisch ein Druck-Zeit-Diagramm, bei dem infolge zu langsamen Durchbrennens des Gemisches eine merkbare Wärmezufuhr noch 90° KW nach OT. zu verzeichnen ist (ungünstiges Brenngesetz). Durch diese zu grosse Durchbrennzeit des Gemisches wird der thermische Wirkungsgrad des Motors erheblich verschlechtert, da der Wirkungsgrad eines abbrennenden Brennstofftröpfchens um so schlechter ist, in je grösserem Abstand von OT. es verbrennt. Beim Dieselmotor ist besonders bei hohen Drehzahlen der Verlust infolge zu grosser Durchbrennzeit meist erheblich. In vielen Fällen stellt die zu grosse Durchbrennzeit bei hohen Drehzahlen die Hauptverlustquelle dar. Es ist daher verständlich, dass man bei Arbeitsverfahren mit abgeschnürten Brennraumteilen trotz erheblicher Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste noch einen verhältnismässig guten spez. Brennstoffverbrauch $b_e$ herausholen kann, wenn es durch die Brennraumzerklüftung gelingt, kurze Durchbrennzeiten zu erhalten.

Ein hoher Luftausnutzungsgrad kann nur durch sehr gute Gemischbildung erreicht werden. In vielen Fällen war es möglich, ein Luftverhältnis von $\lambda$ = 1,2, ja von $\lambda$ = 1,0 an der Rauchgrenze zu erhalten. Es war daher möglich, sehr hohe mittlere Nutzdrücke von $p_e$ = 7,5 bis 9,0 kg/cm² ohne Ueberladung der Maschine zu verwirklichen. Meist wurde aber dieser hohe Luftausnutzungsgrad mit starker Luftbewegung und entsprechend schlechterem Wirkungsgrad erkauft.

Es erscheint nahezu unerreichbar, gleichzeitig geringe Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste, und eine kurze Durchbrennzeit bei hohem Luftausnutzungsgrad zu erreichen. Bei einigen dieselmotorischen Arbeitsverfahren wurde eine kräftige Luftbewegung zur Gemischbildung herangezogen, wodurch ein hoher Luftausnutzungsgrad und meist auch ein günstiges Brenngesetz gewährleistet war. Die hohen Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste wurden dabei in Kauf genommen und mittlere Nutzdrücke von $p_e$ = 8,0 bis 9,0 kg/ cm² bei einem spez. Brennstoffverbrauch von $b_e$ =180 bis 220 g/PSh erreicht. Die günstigeren Werte sind dabei bei Motoren mit verhältnismässig grossem Hubraum je Zylinder zu finden.

Eine andere Entwicklungsrichtung wandte sich mehr dem sparsameren Motor zu, der auf einen sehr hohen Luftausnutzungsgrad verzichtet, dafür aber wesentlich geringere Ueberschieb- und Wärmeverluste aufweist. Bei solchen Arbeitsverfahren werden mittlere Nutzdrücke von $p_e$ = 6,0 bis 7,0 kg/cm² bei einem spez. Brennstoffverbrauch von $b_e$ = 150 bis 180 g/PSh erreicht. Auch

hier sind die günstigeren Werte bei Motoren mit grossem Zylinderhubraum zu finden.

Das Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden hat sich die Aufgabe gestellt, die bei den verschiedenen dieselmotorischen Arbeitsverfahren auftretenden Verluste quantitativ zu erfassen (Verlustteilung). Insbesondere soll untersucht werden, in welchem Umfange bei den einzelnen Arbeitsverfahren durch Variation aller Einflussgrössen die Energie der für die Gemischbildung erforderlichen Luftbewegung gesenkt werden kann.

Eine für die Gemischbildung wesentliche Einflussgrösse ist durch den mehr oder weniger gut zerstäubten Brennstoffstrahl gegeben. An unserem Institut soll untersucht werden, inwieweit bei verschiedenen Brennraumformen mit Düsen verschiedener Zerstäubungsgüte und Eindringtiefe in Zusammenarbeit mit verschiedener Richtung der Luftbewegung (Gegenstrom, Querstrom, Gleichstrom) der Verbrennungsablauf beeinflusst werden kann. Gleichzeitig wird den dabei auftretenden Verlusten nachgegangen werden. Wir sind der Ansicht, dass bei richtiger Abstimmung aller Einflussgrössen mit noch erträglichen Luftgeschwindigkeiten von 40 bis 80 m/sek eine gute Gemischbildung noch sichergestellt werden kann. Bei so niedrigen Gasgeschwindigkeiten sind aber die Ueberschieb- und zusätzlichen Wärmeübergangsverluste noch als günstig zu bezeichnen.

Bis zur Fertigstellung von Versuchsanlagen, die die Untersuchung jeder beliebigen Brennraumform in Zusammenarbeit mit den verschiedensten Strahlformen bei verschiedenen Luftgeschwindigkeiten ermöglichen werden, wurden zunächst Versuche an einem kleinen Wirbelkammermotor angestellt. Das Wirbelkammerverfahren wurde aus dem Grund gewählt, dass dieses Arbeitsverfahren bei einigen Werken im Grosseriënbau verwendet wird, während bei anderen Werken Wirbelkammermaschinen sich in der Entwicklung befinden. Es wurde ein kleiner rasch laufender Motor von nur 65o $cm^3$ (Bohrung = 80 mm, Hub s = 130 mm) Zylinderhubraum gewählt, mit dem eine maximale Drehzahl von n= 3000 U/min erreicht werden konnte, wobei die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m$ = 13,1 m/sek betrug. Motoren von ähnlichen Zylinderabmessungen werden bei einem bekannten Werk in grösseren Serien gebaut

Bild 4 zeigt den Brennraum des Motors, wobei die Wirbelkammer einen Durchmesser von nur 36 mm aufweist. In die Wirbelkammer war eine Glühschale eingebaut, die bei Last hohe Temperaturen annahm, da sich zwischen der Glühschale und dem relativ kalten Zylinderdeckel ein geringer Luftspalt befand.

Es ist eine bekannte Tatsache, dass es erhebliche Schwierigkeiten macht, bei rasch laufenden Dieselmotoren von geringem Zylinderhubvolumen ($V_h$ = 700 $cm^3$) hohe mittlere Nutzdrücke





$p_e$ kg/ $cm^2$ und niedrige spezifische Brennstoffverbräuche $b_e$ g/PSh zu erreichen. Ein $p_{e\ max}$ von 7,0 kg/$cm^2$ und ein $b_{e\ min}$ von 200 g/PSh müssen bei so kleinen Motoren schon als sehr günstige Werte bezeichnet werden. Erschwerend kam weiterhin die Forderung der wirtschaftlichen Erreichung der hohen Drehzahl von n = 3000 U/min hinzu. Unter diesen Gesichtspunkten müssen daher die folgenden Versuchsergebnisse gewertet werden.

Beim Wirbelkammerverfahren ist es leicht möglich, den Ueberströmqu-erschnitt f zwischen Zylinder und Wirbelkammer zu verändern, so dass die Gasgeschindigkeit im Ueberströmquerschnitt und damit die Wirbelenergie in weiten Grenzen beeinflusst werden kann.

Auf Bild 4 wurde der Brennstoffstrahl einer hart spritzenden Düse für Vollastbetrieb eingezeichnet, um zu zeigen, wie gering die Abmessungen des Brennraumes gegenüber der Strahlmenge bei Einspritzende sind. Die Eindringtiefe des Brennstoffstrahles wurde unter Berücksichtigung der Luftdichte am Ende des Verdichtungshubes eingetragen. Aus Bild 4 ist daher eine der Schwierigkeiten zu erkennen, mit denen der Motor zu kämpfen hat, da bei kleiner werdenden Zylinderabmessungen im allgemeinen die Masse des Brennraumes rascher zusammenschrumpfen, als die Eindringtiefe des Brennstoffstrahles bei abnehmender Einspritzmenge. Es ist daher damit zu rechnen, dass die Wandbeaufschlagung durch den Brennstoffstrahl um so intensiver wird, je geringer der Zylinderhubraum ist.

Wenn in den folgenden Ausführungen der Ausdruck harter und weicher Strahl verwendet wird, so sei darauf hingewiesen, dass unter einem weichen Brennstoffstrahl ein aufgelockerter Strahl von geringer Eindringtiefe und unter einem harten Strahl ein solcher von grosser Eindringtiefe und von kompaktem Aufbau verstanden werden soll. Ich folge hierbei der Ausdrucksweise von Oschatz (Deutsche Kraftfahrtforschung, Zwischenbericht 91, Seite 95). In seinem heutigen Vortrag hat Oschatz aufgezeigt, in wie starkem Umfange Aufbau und Eindringtiefe der Strahlen bei verschiedener Düsengestaltung variiert werden konnte. Für die Versuche stellte Oschatz mehr oder weniger weiche bzw. harte Düsen zur Verfügung.

Bild 5 zeigt, wie stark die Eindringtiefe der verwendeten Spezialdüsen verändert werden konnte, wobei dieses Bild dem Vortrag von Oschatz entnommen wurde. Bei den Versuchen wurden außer den Spezialdüsen von Oschatz auch eine Reihe handelsüblicher Düsen verwendet . Es sei darauf hingewiesen, dass die weichsten bzw.härtesten handelsüblichen Düsen weder in Bezug auf Härte noch in bezug auf Weichheit die Werte der Spezialdüsen von Oschatz erreichten. Die Versuchsergebnisse mit den weichen bzw. harten handelsüblichen Düsen liegen daher

g/

gün-
e
hl
sen

r zu

itzen-
e
l-
toff-
he
e
npfen

als
in-
e-
rd,

er
en,
er
trahl
fbau
se
91,
gt,
en
für

le-
l

han-
lass

Spe-
it



innerhalb der folgenden nach Härte der Brennstoffstrahlen geordneten Versuchsergebnisse. Die Versuchsbestwerte wurden jedoch stets mit Spezialdüsen erreicht.

## II. Die Versuchsergebnisse

### 1) Einfluss der Energie der Luftbewegung und der Zerstäubungsgüte des Brennstoffstrahles auf Leistung und Verbrauch

Der Gemischbildungsvorgang kann einerseits durch die Richtung und Intensität der Luftbewegung, andererseits aber auch durch die Zerstäubungsgüte der Einspritzdüse beeinflusst werden. Es ist daher anzunehmen, dass die für eine gute Gemischbildung erforderliche Intensität der Luftbewegung um so geringer sein wird, je besser die gemischbildenden Eigenschaften des Brennstoffstrahles in bezug auf Zerstäubungsgüte und richtig dosierte Eindringtiefe sind. Trägt man daher auf Bild 6 als Abszisse die durch die Düse veränderbare Aufbereitungsgüte des Brennstoffstrahles auf, so wird die für eine gute Gemischbildung zusätzlich noch erforderliche Energie E oder Intensität der Luftbewegung in $\frac{mkg}{Liter\ angesaugte\ Luft}$ um so geringer werden, je besser die Aufbereitungsgüte des Brennstoffstrahles ist. Je geringer nun die für eine gute Gemischbildung noch erforderliche Energie E der Luftbewegung ist, um so geringer sind die Ueberschiebverluste und die durch die Luftbewegung zusätzlich verursachten Wärmeübergangsverluste. Für die Wirtschaftlichkeit des Motors ist es daher von Bedeutung, mit möglichst geringer Energie der Luftbewegung auszukommen. Der Aufbereitungsgüte des Brennstoffstrahles ist daher eine erhöhte Aufmerksamkeit zu schenken.

Das Volumen der Wirbelkammer betrug 67 % des gesamten Verdichtungsraumes und der serienmässig verwendete Ueberströmquerschnitt $f_n$ vom Hubraum zur Wirbelkammer 1,0 $cm^2$. Mit n = 2800 U/min, $f = f_n = 1{,}0\ cm^2$, $V_h = 0{,}652$ l, $\mu = 1{,}0$ und $T_o = 330^o$ K erhalten wir für die Ueberströmkonstante

$$K = \frac{\mu \cdot f \cdot \sqrt{T_o}}{n \cdot V_h} = \frac{1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 18{,}2}{2800 \cdot 0{,}652} = 10{,}0 \cdot 10^{-3}$$

Zunächst wurde ein Zylinderdeckel mit normalem Ueberströmquerschnitt $f = f_n = 1{,}0\ cm^2$ und mit Glühschale verwendet. Als Einspritzrichtung wurde die Richtung I(Querstrom. Bild 4) gewählt. Dieser Zylinderdeckel wurde nun mit einer Anzahl





verschiedener Einspritzdüsen bei Vollast und Teillast untersucht.

Bild 7 zeigt die max.erreichbaren mittleren Nutzdrücke $p_e$ in Abhängigkeit von der Drehzahl für Brennstoffstrahlen verschiedener Härte. Es ist zu erkennen, dass mit harten Strahlen insbesondere im mittleren und hohen Drehzahlgebiet wesentlich bessere Werte als mit weichen Strahlen erreicht werden. Die bei harten Strahlen auftretende kräftige Beaufschlagung der Glühschale (siehe Bild 4) ist daher keineswegs von Nachteil.

Bild 8 zeigt den spez.Brennstoffverbrauch $b_e$ in g/PSh in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Härte der Brennstoffstrahlen für den mittleren Druck $p_e = 6{,}0\ kg/cm^2$ = konst. Die Abhängigkeit des spez. Brennstoffverbrauches von der Last ist auch als günstig zu bezeichnen. Für n = 1500 U/min wurde auf Bild 8 durch eine Tabelle gezeigt, dass auch bei $p_e = 7{,}0\ kg/cm^2$ der spez.Brennstoffverbrauch nur $b_e = 209$ g/PSh beträgt. Aus Bild 8 ist zu ersehen, dass die günstigsten Verbräuche mit harten Strahlen erreicht werden. Es sei noch erwähnt, dass diejenige Düse, die bei Vollastbetrieb Bestwerte zeigte, sich auch bei Teillast den anderen Düsen überlegen zeigte.

Eine einwandfreie Deutung der Versuchsergebnisse von Bild 7 und 8 ist z.Zt. noch nicht möglich. Blume stellte an der heissen Bombe Aufspritzversuche an (Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 53,S. 23-24). Der Einspritzvorgang erfolgte hierbei in eine grössere Bombe, die mit heisser, ruhender Luft von t = 390-465 $^o$ C und p = 31 ata gefüllt war. In einem Abstand von 40 mm von der Einspritzdüse befand sich senkrecht zum Brennstoffstrahl eine gekrümmte Platte. Durch Zeitlupenaufnahmen wurde gezeigt, dass der Strahl an der Aufprallstelle nicht etwa reflektiert wurde, sondern vielmehr an der Platte "klebend" sich nach allen Seiten ausbreitete, wie Bild 9 zeigt. Eine Reflexion erfolgte nur bei den Brennstoffteilen, des Strahles, die bereits gut mit Luft durchmischt sind, also am Strahlrande. Die Zeitlupenaufnahmen von Blume zeigen weiter, dass das Abtrennen dieser an der Wand klebenden Brennstoffteile nur sehr langsam erfolgt. Aus den Versuchen von Blume müsste daher eigentlich gefolgert werden, dass eine senkrechte Wandbeaufschlagung durch den Brennstoffstrahl für die weitere Gemischbildung denkbar ungünstig ist. Die Motorversuche ergeben aber nun das Gegenteil, da Leistung und Verbrauch um so günstiger werden, je kräftiger die Wand durch den Strahl beaufschlagt wird.

Da die Versuchsergebnisse am Motor und an der heissen Bombe nicht übereinstimmen, sind wir gezwungen, die Vorgänge in der heissen Bombe und im Motor etwas näher zu betrachten.

Das Volumen der heissen Bombe beträgt 5 Liter, die Lufttemperatur $t_L = 465^oC$, der Luftdruck p = 31 ata. Wird nun in

diese Bombe die gleiche Brennstoffmenge wie bei Motorbetrieb eingespritzt, so erfolgt in der Bombe eine nur sehr geringe Drucksteigerung, da die Verbrennung bei ausserordentlich hohen Luftüberschuss erfolgt. Infolge der Wärmeverluste an die Wand und infolge der Undichtigkeitsverluste sinkt anschliessend der Druck in der Bombe langsam ab. Errechnet man aus der Gasgleichchung $P \cdot V = G \cdot R \cdot T_m$ die mittlere Temperatur $T_m$ der Luftfüllung der Bombe mit Kenntnis des Druckes P aus der Beziehung $T_m = \frac{P \cdot V}{G \cdot R}$ so findet man, dass die mittlere Temperatur $T_m$ der Bombenfüllung durch die Zündung und Verbrennung des eingespritzten Brennstoffes nur wenig beeinflusst wird, da die Luftfüllung der Bombe bezogen auf die eingespritzte Brennstoffmen sehr gross ist. Von der mittleren Temperatur $T_m$ wohl zu unterscheiden ist die örtliche Gastemperatur Törtlich in der Verbrennungszone, da in dieser Zone während der Verbrennung eine erhebliche Temperatursteigerung zu verzeichnen ist, es dauert eine gewisse Zeit, bis durch Mischung und Wärmeübertragung die örtliche Gastemperatur $T_{örtlich}$ sich der mittleren Gastemperatur $T_m$ genähert hat. Bild loa zeigt schematisch für die heisse Bombe die Abhängigkeit des Druckes P, der mittleren Temperatur $T_m$ und der örtlichen Temperatur $T_{örtlich}$ von der Zeit z. Es ist nun festzustellen, dass für die Ermittlung der Energieumsetzung während der Verbrennung die mittlere Gastemperatur $T_m$, dass aber für die Aufheizung der Brennstofftröpfchen und damit für das Fortschreiten der Verbrennung die örtliche Gastemperatur $T_{örtlich}$ maßgebend ist. Hieraus folgt, dass nach Einsetzen der Zündung der noch unverbrannte Strahl sehr bald mit Feuergasen von hoher Temperatur in Berührung kommt, die die Aufheizung des eingespritzten Brennstoffes beschleunigen. Liegt nun in der heissen Bombe eine Luftbewegung vor, wie diese z.B. durch das Mitreissen der Luft durch den eindringenden Brennstoffstrahl verursacht wird, so führt diese Luftbewegung dem abbrennenden Brennstoff neuen Sauerstoff zu. Von Bedeutung ist nun, dass diese an den Brennstoff herangeführte Luft im wesentlichen nur die mittlere Gastemperatur $T_m$ besitzt, so dass die Luftbewegung den Einfluss der hohen örtlichen Temperatur $T_{örtlich}$ um so rascher abschwächt, je intensiver die Luftbewegung ist. Wie wir sehen werden, liegt hierin ein wesentlicher Unterschied für den Verbrennungsablauf in einer grossen Bombe gegenüber den Vorgängen in den verhältnismässig kleinen Motorbrennräumen. Es sei noch erwähnt, dass die Verbrennungszeiten bei grossen Bomben ein Vielfaches derjenigen betragen, die am Motor gemessen werden.

Bild lob zeigt schematisch die Vorgänge im Motor. Zu Beginn der Verbrennung erfolgt eine erhebliche Drucksteigerung von z.B. 45 atü auf 60 atü. Es ist nun von Bedeutung, dass die Verbrennung von etwa 30 % des insgesamt eingespritzten Brennstoffes ausreicht, um die oben angegebene Drucksteigerung zu erhalten. Die restlichen 70 % des eingespritzten Kraftstoffes werden erst nach Erreichung des Spitzendruckes umgesetzt. Bild lob zeigt, dass die mittlere Gastemperatur $T_m$ bis zur Erreichung des Spitzendruckes bis auf etwa 900 bis 1100°C ansteigt, während die örtliche Temperatur $T_{örtlich}$ noch wesentlich höher ist. Besteht nun im Verbrennungsraum eine Luftbewegung, so ist es von höchster Bedeutung, dass, im Gegensatz zu den Bombenversuchen, die an den abbrennenden Kraftstoff herangeführte Frischluft sehr bald Temperaturen von 1000°C aufweist. Da der grössere Anteil des eingespritzten Kraftstoffes erst nach Erreichung des Spitzendruckes verbrennt, so ist die Temperatur der durch die Luftbewegung an den Kraftstoff herangeführten Luft noch wesentlich höher als 1000°C. Durch diese hohen Gastemperaturen wird die Verbrennung des Kraftstoffes wesentlich beschleunigt, so dass die Durchbrennzeiten im Motor entsprechend kürzer als in der Bombe werden. Wenn auch im Motor bei fortschreitender Verbrennung der Sauerstoffgehalt der Ladung abnimmt, so wird dies insbesondere während der ersten Hälfte der Verbrennung den Einfluss, der hohen Gastemperaturen nicht aufwiegen. Aus obigen Ueberlegungen ist die wichtige Folgerung zu ziehen, dass in Zukunft umfangreiche Versuche mit kleinen Bomben in der Grösse der motorischen Brennräume angestellt werden müssen, da in solch kleinen Bomben im Gegensatz zu den grossen Bomben bei der Verbrennung mit geringem Luftüberschuss dem motorischen Betrieb entsprechend erhebliche Druck- und Temperatursteigerungen auftreten, die den Verbrennungsablauf wesentlich beeinflussen.

Da der Verbrennungsablauf in kleinen brennraumähnlichen Bomben, wie eben gezeigt, beschleunigt verläuft, so tritt während der Verbrennung, und zwar bereits zu Beginn derselben, eine durch die Verdrängerwirkung des abbrennenden Kraftstoff-Luft-Gemisches verursachte Luftbewegung auf, deren Intensität in Anbetracht der Schnelligkeit der Verbrennung nicht vernachlässigbar klein sein wird. Hierbei wird voraussichtlich der Ort der Zündung für die weitere Gemischbildung von Bedeutung sein, da von dieser Stelle aus durch die Verdrängerwirkung der Verbrennung die oben erwähnte zusätzliche Luftbewegung ihren Anfang nimmt. Bei Versuchen an grossen Bomben wird diese durch die Verbrennung selbst verursachte Luftbewegung in nur sehr kleinem Umfange auftreten.

Es ist aus Obigem zu ersehen, dass aus den an einer großen Bombe gewonnenen Versuchsergebnissen nur mit grosser Vorsicht auf die Vorgänge im Motor geschlossen werden darf, Dies gilt insbesondere für die Vorgänge beim senkrechten Aufspitzen auf Platten, wie unsere auf Bild 7 aufgetragenen Versuchsergebnisse zeigen, bei denen im Gegensatz zu den Bombenversuchen die Ergebnisse um so besser werden, je härter das Aufspritzen erfolgt.

Aufbauend auf obigen Ueberlegungen sei nun versucht, die Versuchsresultate von Bild 7 zu deuten. Man könnte z.B. an folgende Möglichkeiten denken:

a) Bei niedrigen Drehzahlen ist die durch die Kolbenbewegung verursachte Luftbewegung in der Wirbelkammer nur verhältnismässig gering. Anderseits ist die für das Durchbrennen zur Verfügung stehende Zeit bei niedriger Drehzahl wesentlich länger als bei hoher Drehzahl. Da nun bei niedriger Drehzahl der Einfluss der Brennstoffstrahlaufbereitung nur sehr gering ist, so könnte man annehmen, dass die durch die Verbrennung selbst verursachte Luftbewegung im Verein mit der durch den Kolben erzeugten geringfügigen Luftbewegung ausreicht, um eine gute Gemischbildung sicherzustellen. In diesem Zusammenhang ist es nun interessant, dass bei n = 700 U/min die Durchbrennzeit gegenüber der bei Versuchen an einer grossen Bombe ermittelten Zeit sehr viel kürzer ist. Da bei dieser geringen Drehzahl die durch den Kolben erzeugte Luftbewegung sehr gering ist, so folgt auch hieraus, dass unbedingt Versuche an kleinen Bomben angestellt werden müssen, um den motorischen Verhältnissen näherzukommen.

b) Bei mittleren und höheren Drehzahlen wird die durch den Kolben erzeugte Luftbewegung rasch stärker. Auch die durch die Verdrängerwirkung der Verbrennung zusätzlich erhaltene Luftbewegung wird kräftiger, da die Verbrennung mit wachsender Drehzahl immer beschleunigter durchgeführt wird. Beide Einflüsse sind für die rasche Gemischbildung von Vorteil. Bild 7 zeigt nun, dass der Einfluss der Brennstoffstrahlaufbereitung durch die Düse um so stärker wirkt, je höher die Drehzahl anwächst, und zwar werden die Versuchsergebnisse um so besser, je härter der Strahl ist. Man könnte daraus schliessen, dass der Kraftstoffstrahl durch die Luftbewegung nach rechts abgedrängt wird (siehe Bild 4) und dadurch die weitere Gemischbildung erschwert. Daraus wäre auch zu verstehen, dass die Verhältnisse um so ungünstiger werden, je weicher der Strahl wirkt, da ein weicher Kraftstoffstrahl stärker als ein harter Strahl abgelenkt wird.

2) Aufspritzen auf heisse und kalte Wand

Da eine kräftige Beaufschlagung der Brennraumwand durch den Kraftstoffstrahl auftritt, so wird voraussichtlich die Wandtemperatur an der Auftreffstelle nicht ohne Einfluss sein. Es wurde daher ein Zylinderdeckel gegossen, dessen Wandstärke soweit vergrössert wurde, dass ohne Glühschale dasselbe Wirbelkammervolumen erreicht wurde. Da auch der Ueberströmquerschnitt f nicht verändert wurde, so ergab sich der gleiche Brennraum wie auf Bild 4. Da in diesem Falle alle Flächen der Wirbelkammer direkt gekühlt waren, so war dies auch an der Aufprallstelle des Strahles der Fall.

000764



Es wurden nun mit diesem Zylinderdeckel Versuche mit derjenigen Düse angestellt, die am Zylinderdeckel mit Glühschale die Bestwerte ergeben hatte. Bild 11 zeigt die an der Rauchgrenze erzielten Werte des mittleren Druckes $p_e$ in kg/cm$^2$. Es ist zu erkennen, dass die gut gekühlte Wirbelkammer der Kammer mit Glühschale überlegen ist und zwar auch im Teillastgebiet.

Bild 12 zeigt die Ueberlegenheit der gut gekühlten Wirbelkammer auch in bezug auf den spez. Brennstoffverbrauch $b_e$ in g/PSh. Für die Drehzahl n = 1500 U/min wird gezeigt, dass die Lastabhängigkeit des spez. Brennstoffverbrauches bis zu $p_e$ = 7,2 kg/ cm$^2$ nur geringfügig ist.

Aus Bild 11 und 12 ist zu erkennen, dass es vorteilhafter ist, den Kraftstoff auf kalte, als auf heisse Brennraumflächen aufzuspritzen. Zur Erklärung dieser Beobachtung könnte man die Ansicht vertreten, dass beim Aufspritzen des Kraftstoffes auf sehr heisse Wände dieser "verdorben" wird. Hierunter ist zu verstehen, dass die Kraftstoffteile, die unmittelbar mit der heissen Wand in Berührung kommen, durch deren hohe Temperatur chemisch verändert werden, wodurch der weitere Verbrennungsablauf erschwert wird. Zur Klärung dieser Frage müssen noch weitere umfangreiche Versuche angestellt werden.

3) Versuche mit Gegenstromeinspritzung

Auf Bild 4 ist zu erkennen, dass durch Umbau der Einspritzdüse der Kraftstoffstrahl auf das Wirbelkammermaul gerichtet werden kann. Man bezeichnet diese Einspritzrichtung mit "Gegenstrom", da gegen Ende des Verdichtungshubes die vom Kolben nach der Wirbelkammer übergeschobene Luft sich gegenüber dem Kraftstoffstrahl annähernd im Gegenstrom bewegt.

Bild 13 zeigt für den Brennraum "ohne Glühschale" den max. erreichbaren mittleren Nutzdruck $p_e$ über der Drehzahl aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Gegenstromeinspritzung bei höheren Drehzahlen etwas günstiger als die Querstromeinspritzung ist, während bei tieferen Drehzahlen die Sachlage umgekehrt ist. Von grosser Bedeutung ist aber, dass bei Gegenstromeinspritzung mit allen Düsen annähernd die gleichen Werte für den mittleren Nutzdruck $p_e$ erhalten wurden. Hieraus folgt, dass die Gemischbildung bei Gegenstromeinspritzung weitgehend von Gestalt und Aufbau des Kraftstoffstrahles unabhängig ist. Lediglich die Ganghärte des Motors war bei Gegenstromeinspritzung härter als bei Querstromeinspritzung. Es ist anzunehmen, dass es durch die Gestaltung des Kammermaules in Verbindung mit geringfügigen Aenderungen der Richtung des Kraftstoffstrahles möglich sein wird, die Ganghärte und den mittleren Druck $p_e$ bei niedrigen Drehzahlen zu verbessern.

Die verhältnismässig geringe Abhängigkeit von Leistung und Verbrauch, von Strahlhärte und Strahlaufbau bei Gegenstromeinspritzung im Gegensatz zu den Verhältnissen bei Querstromeinspritzung könnte dadurch erklärt werden, dass der Kraftstoff bei Gegenstrom durch die Luftbewegung nicht in eine für die weitere Gemischbildung ungünstige Brennraumecke gedrängt werden kann.

Die bei Gegenstrom in der Nähe des Wirbelkammermaules die Brennraumwände beaufschlagenden Kraftstoffteile werden beim "Abblasen" der Wirbelkammer in den Zylinder gerissen und können sich daher der Gemischbildung nicht entziehen.

Abschliessend sei festgestellt, dass zur Zeit noch nicht ausgesagt werden kann, ob beim Wirbelkammerverfahren "Querstrom" oder "Gegenstrom" vorzuziehen ist. Beide Methoden haben gute motorische Ergebnisse gezeitigt. Es kann aber bereits heute ausgesagt werden, dass beim "Querstrom-Verfahren" im Gegensatz zum "Gegenstrom-Verfahren" eine erhebliche Abhängigkeit von Durchschlagkraft und Aufbau des Kraftstoffstrahles vorhanden ist.

4) Einfluss der Energie der Luftbewegung auf Leistung und Verbrauch

Es wurden eine Reihe von Zylinderdeckeln mit verschieden grossen Ueberströmquerschnitten hergestellt, und zwar betragen diese Querschnitte 0,7/1,5/3,0/ und 4,0. $f_n$, wobei $f_n$ der normal verwendete Querschnitt von 1 $cm^2$ war. Ist z.B. $f = 4.f_n$, so beträgt die Luftgeschwindigkeit im Ueberströmquerschnitt nur etwa 1/4 der bei $f = f_n$ vorhandenen Geschwindigkeit und die Energie der Luftbewegung nur etwa 1/16 der Energie bei $f = f_n$, da die Energie der Luftbewegung sich mit dem Quadrat der Luftgeschwindigkeit ändert.

Bild 14 zeigt für verschiedene Ueberströmquerschnitte bei Einspritzrichtung I (Bild 4)die Abhängigkeit des erreichbaren mittleren Druckes $p_e$ von der Drehzahl. Es ist zu ersehen, dass sowohl bei niedriger als auch bei hoher Drehzahl eine Verringerung der Luftgeschwindigkeit von Nachteil ist ($f = 1,5/3,0/4,0 . f_n$). Anderseits bringt auch eine Vergrösserung der Wirbelgeschwindigkeit keine Verbesserung mehr ($f = 0,7 . f_n$), da die Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste zu gross werden.

Interessant ist in diesem Zusammenhang, dass eine Verringerung der bei niedrigen Drehzahlen an und für sich schon geringen Luftgeschwindigkeit (z.B. bei n = 700 U/min) sich ebenso ungünstig auswirkt, wie bei den hohen Drehzahlen. Hieraus folgt, dass auch bei den niedrigen Drehzahlen auf die an und

000765



für sich sehr geringe Luftgeschwindigkeit im Interesse einer guten Gemischbildung und eines raschen Verbrennungsablaufs nicht verzichtet werden kann!

Bild 15 zeigt einen Vergleich des spez. Brennstoffverbrauchs $b_e$ in g/PSh für die Ueberströmquerschnitte $f = f_n$ und $f = 0,7 . f_n$. Es ist zu erkennen, dass die bei $f = 0,7 . f_n$ erhöhte Energie der Luftbewegung infolge der gesteigerten Ueberschieb- und Wärmeübergangsverluste sich auf den Wirkungsgrad des Motors ungüstig auswirkt.

Von Bedeutung ist weiterhin, dass bei zu grossen Ueberströmquerschnitten die Gemischbildung durch die Verwendung gut zerstäubender Düsen nicht verbessert werden konnte.

## Zusammenfassung

Bei den dieselmotorischen Arbeitsverfahren treten im wesentlichen die folgenden Verlustquellen auf:

1) Die Ueberschiebverluste bei unterteilten Brennräumen mit Drosselstellen.

2) Die Wärmeübergangsverluste, die unter anderem von der Brennraumoberfläche und von der Gasgeschwindigkeit abhängen.

3) Die Wirkungsgradverluste infolge zu grosser Durchbrennzeit. Diese Verlustquelle hat insbesondere bei hohen Drehzahlen einen grossen Einfluss.

4) Der Luftausnutzungsgrad. Dieser ist allerdings nur indirekt als Verlustquelle zu bezeichnen.

Es erscheint nahezu unmöglich, obige Verluste gleichzeitig auf einen Mindestbetrag zu bringen. Meist wird die eine oder andere Verlustquelle bewusst in Kauf genommen, um die übrigen Verluste klein zu halten, z.B. erhält man meist bei verhältnismässig hohen Ueberschiebverlusten kurze Durchbrennzeiten und geringe Luftverhältniszahlen.

Die Gemischbildung kommt im Dieselmotor durch das Zusammenwirken von Luftbewegung und Kraftstoffstrahlaufbereitung durch die Düse zustande. Da eine kräftige Luftbewegung Ueberschiebverluste und zusätzliche Wärmeübergangsverluste ergibt, so liegt der Gedanke nahe, durch eine gute Strahlaufbereitung eine günstige Gemischbildung auch bei geringer Luftbewegung zu er-

halten. Es wurden daher in dieser Richtung Versuche an einem kleinen, schnellaufenden Wirbelkammerdieselmotor angestellt (Hub = 13o mm, Bohrung = 8o mm, $V_h$ = 652 cm³, $n_{max}$ = 3ooo U/min). Hierbei wurden Spezialdüsen verwendet (Bauart Oschatz), mit denen die verschiedensten Strahlaufbereitungen erhalten werden konnten. Weiterhin wurden auch eine Reihe handelsüblicher Düsen untersucht.

Bei "Querstrom" der Luft gegenüber dem Kraftstoffstrahl zeigte es sich, dass:

1) die besten Versuchsergebnisse mit harten Strahlen erreicht wurden,

2) Leistung und Verbrauch günstiger werden, wenn der Kraftstoffstrahl auf kalte Brennraumstellen trifft,

3) der Verbrennungsablauf ungünstiger wird, wenn die Energie der Luftbewegung durch eine Vergrösserung der Ueberströmquerschnitte gesenkt wird. Die Verwendung sehr gut zerstäubender Düsen bringt auch in diesem Falle keine Besserung.

Die Deutung dieser Versuchsergebnisse ist nicht ohne weiteres möglich, da diese teilweise im Gegensatz zu den in grossen Bomben erhaltenen Erkenntnissen stehen. Es wurden jedoch verschiedene Erklärungsmöglichkeiten aufgezeigt. Weiter wird gezeigt, dass umfangreiche Versuche an kleinen brennraumähnlichen Bomben angestellt werden müssen.

Als Bestwerte wurden mit diesem Motor erreicht bei n = 13oo U/min, $p_{e\,max}$ = 8,1 kg/cm², $b_e$ = 198 g/PSh bei $p_e$ = 6,o kg/cm², bei n = 28oo U/min, $p_{e\,max}$ = 7,2 kg/cm², $b_e$ = 2o8 kg/PSh bei $p_e$ = 6,o kg/cm².

Da der Motor einen Hubraum von nur $V_h$ = 652 cm³ besass, so sind diese Ergebnisse als gut zu bezeichnen.

Bewegt sich die Luft im "Gegenstrom" zum Kraftstoffstrahl, so zeigen sich Leistung und Verbrauch des Motors weitgehend unabhängig von Härte und Aufbau des Kraftstoffstrahles. Lediglich die Ganghärte der Maschine und der Nutzdruck $p_e$ waren bei niedrigen Drehzahlen nicht so gut wie bei "Querstrom-Einspritzung". Es ist aber als sicher anzunehmen, dass durch geringfügige Abänderungen am Wirbelkammermaul auch dieser Schönheitsfehler beseitigt werden kann.

Am Institut für Kolbenmaschinen der Technischen Hochschule Dresden werden die Versuche an Wirbelkammermaschinen und an Motoren mit anderen Arbeitsverfahren fortgesetzt, um weiteren Einblick in die Probleme bei der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor zu erhalten.





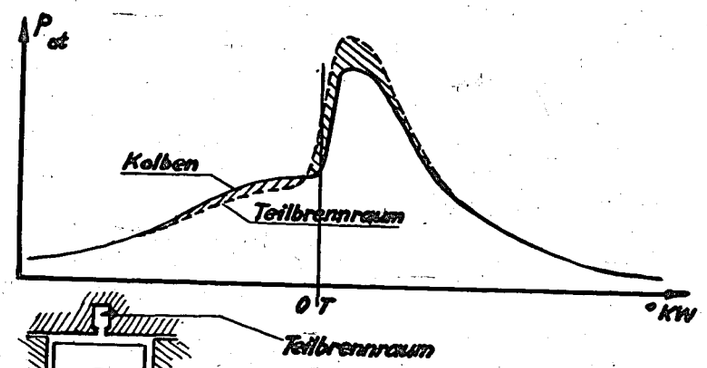



Bild 1. Ein zum Zwecke der Gemischbildung zerklüfteter Brennraum mit Drosselstelle ergibt Druckdifferenzen zwischen Hubraum und Teilbrennraum. Der Gasdruck über dem Kolben unterscheidet sich aber teilweise erheblich vom Druck im Teilbrennraum.

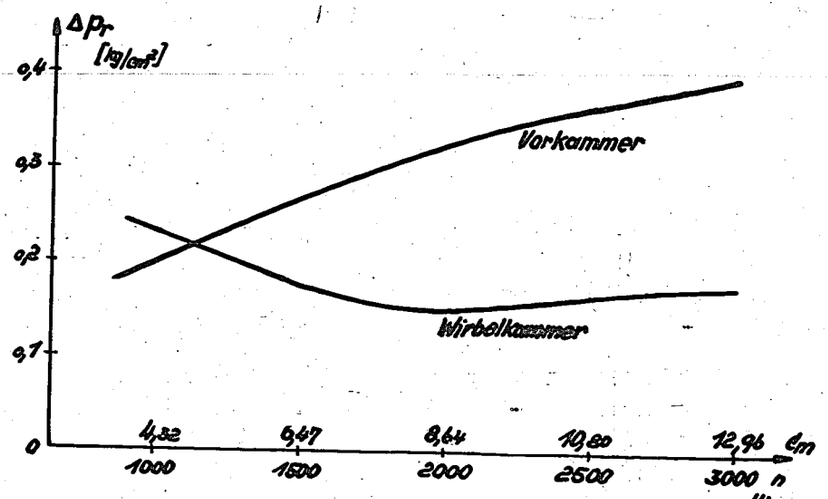



Bild 2

Eine Brennraumzerklüftung mit Drosselstelle hat Ueberschiebverluste zur Folge. Für eine Vorkammer und für eine Wirbelkammer wurden die Ueberschiebverluste über der Drehzahl n U/min, bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m$ m/sek aufgetragen. Die Ueberschiebverluste sind ausgedrückt durch den mittleren Verlustdruck $p_r$ in kg/cm², der unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck $p_e$ kg/cm² verglichen werden kann.

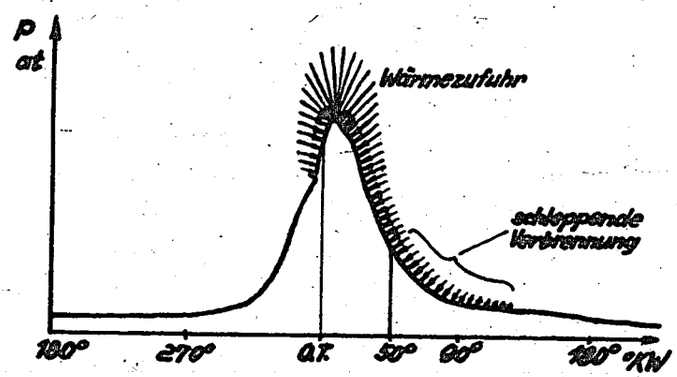



Bild 3

Das Druck-Zeit-Diagramm eines Dieselmotors zeigt schematisch die Wärmezufuhr während der Verbrennung. Da eine kräftige Wärmezufuhr noch zwischen 60° bis 100° KW nach OT zu verzeichnen ist, so treten erhebliche Verluste infolge zu grosser Durchbrennzeit auf.

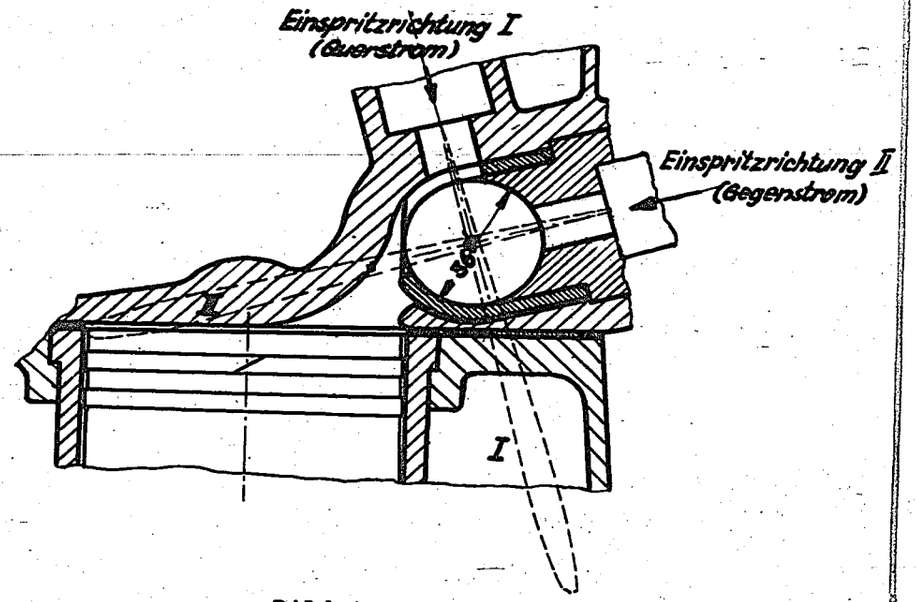



Bild 4

**Brennraumform des untersuchten Wirbelkammermotors mit Glühschale. Bezieht man die Richtung des Kraftstoffstrahles auf die Richtung der Luftbewegung im Ueberströmquerschnitt während des Verdichtungshubes, so tritt bei Einspritzrichtung I annähernd "Querstrom" und bei Einspritzrichtung II annähernd "Gegenstrom auf.**

000767



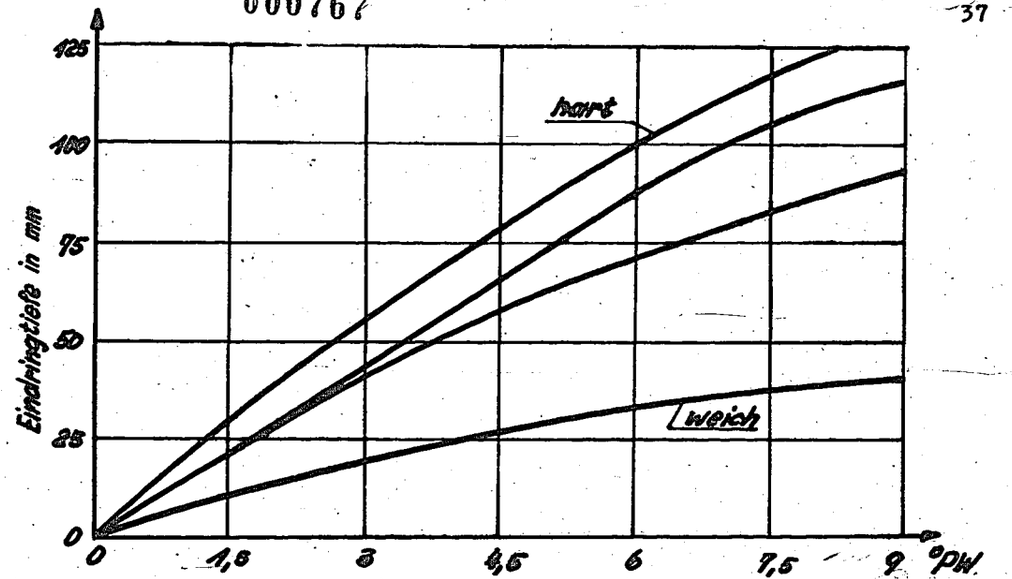



Bild 5

Es wurden die Eindringtiefen der Kraftstoffstrahlen verschiedener Spezialdüsen (Bauart Oschatz) über Grad Pumpenwinkel aufgetragen. Es ist zu erkennen, wie stark die Eindringtiefe und entsprechend die Strahlaufbereitung verändert werden konnte.

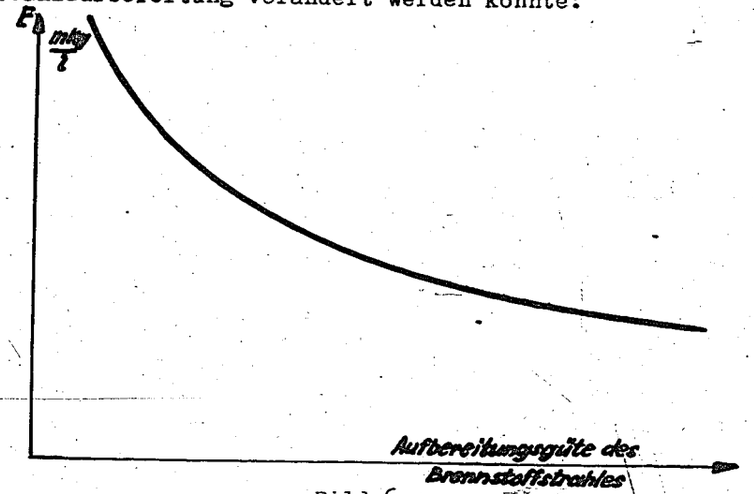



Bild 6

Die Güte der Gemischbildung hängt außer von der Brennraumform noch von der Energie der Luftbewegung E und von der Aufbereitungsgüte des Kraftstoffstrahles ab. Man kann den Standpunkt vertreten, dass die Intensität der Luftbewegung um so geringer sein kann, je günstiger die Aufbereitungsgüte des Kraftstoffstrahles ist.

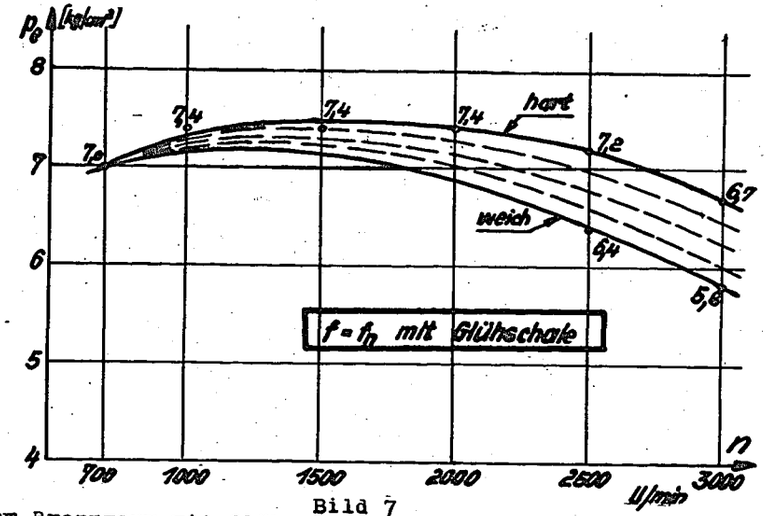



Bild 7

Mit dem Brennraum mit Glühschale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der an der Rauchgrenze erreichbare mittlere Nutzdruck $p_e$ in kg/cm² über der Drehzahl n U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen.

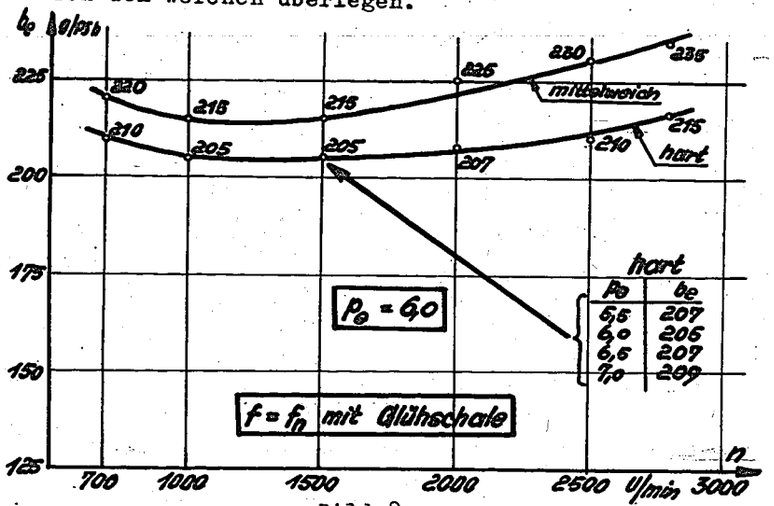



Bild 8

Mit dem Brennraum mit Glühschale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der spez.Brennstoffverbrauch $b_e$ g/PSh für einen mittleren Druck von $p_e$ = 6,0 kg/cm² ermittelt und über der Drehzahl n U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen. Für n = 1500 U/min wurde die Abhängigkeit des spez. Brennstoffverbrauches von der Last in Form einer Tabelle angegeben.





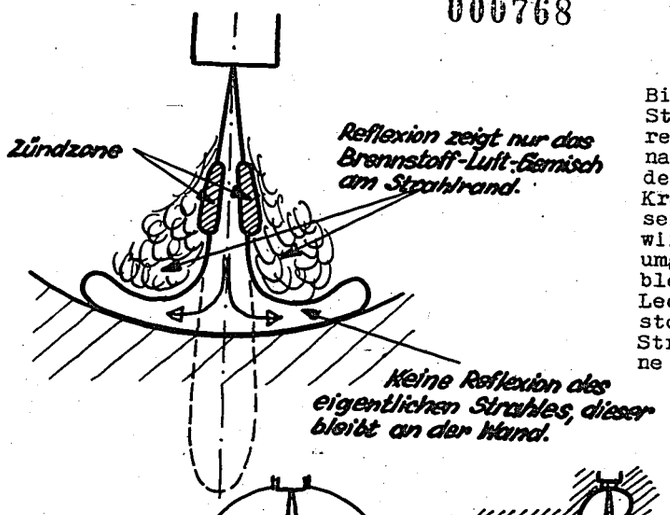



Bild 9: Schema der Strahlform bei senkrechtem Aufspritzen nach K.Blume. Der den Hauptanteil des Kraftstoffes aufweisende Strahlkern wird ohne Reflexion umgebogen und verbleibt an der Platte. Lediglich das Kraftstoff-Luftgemisch am Strahlrand zeigt eine Art Reflexion.

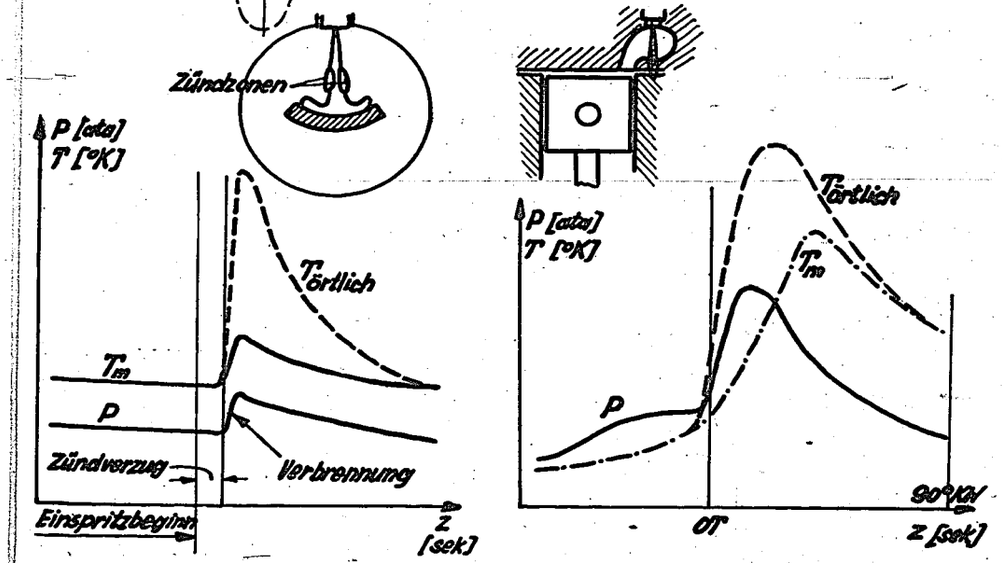



Bild lo a

Bild lo b

lo a Einspritz - und Verbrennungsvorgang in einer großen mit heißer verdichteter Luft gefüllten Bombe. Ueber der Zeit wurden der Gasdruck P, die mittlere Gastemperatur $T_m$ und die örtliche Gastemperatur $T_{örtlich}$ in der Verbrennungszone aufgetragen. Obgleich die örtliche Temperatur $T_{örtlich}$ sich stark ändert, ist dies bei der mittleren Temperatur $T_m$ nicht der Fall.

lo b Einspritz- und Verbrennungsvorgang in einem Motorbrennraum. Es ändert sich ausser der örtlichen Temperatur $T_{örtlich}$ auch die mittlere Temperatur $T_m$ erheblich.

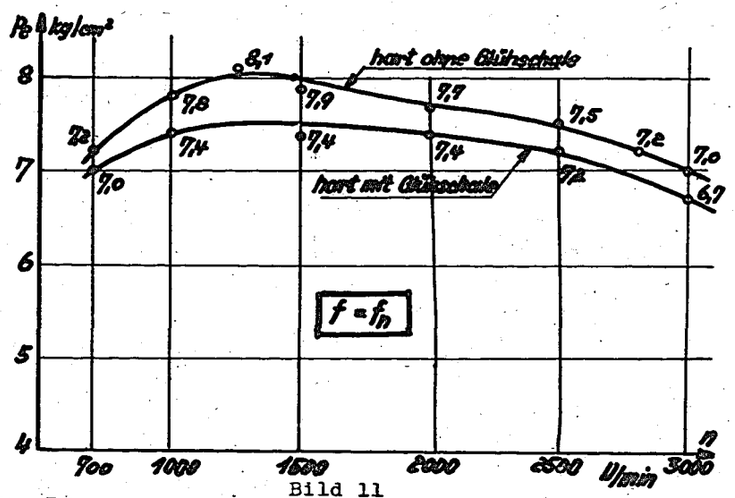



Bild 11
Mit einem Brennraum ohne Glühschale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Strahlen verschiedener Härte durchgeführt. Es wurde der an der Rauchgrenze erreichbare mittlere Nutzdruck $p_e$ kg/cm² über der Drehzahl n U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen. Da sich der Brennraum ohne Glühschale dem mit Glühschale überlegen zeigte, so wurden die Bestwerte für beide Brennräume eingezeichnet.

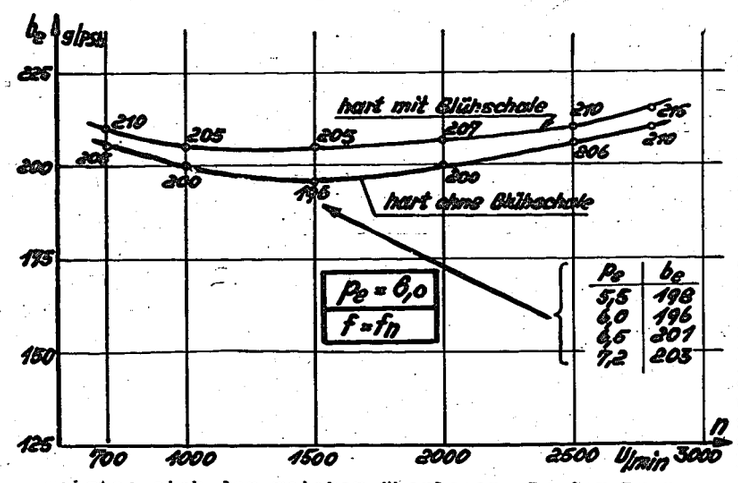



Bild 12
Mit einem Brennraum ohne Glühschale wurden bei Querstromeinspritzung Versuche mit Kraftstoffstrahlen verschiedener Härte angestellt. Es wurde der spez. Brennstoffverbrauch $b_e$ g/PSh für einen mittleren Druck von $p_e$ = 6,0 kg/cm² ermittelt und über der Drehzahl n U/min aufgetragen. Die harten Strahlen zeigten sich den weichen überlegen. Da der Brennraum ohne Glühschale günstigere Werte als der Brennraum mit Glühschale aufwies, so wurden die Bestwerte für beide Brennräume eingezeichnet. Für n = 1500 U/min wurde die Abhängigkeit des spez. Kraftstoffverbrauches von der Last in Form einer Tabelle eingezeichnet.

000769



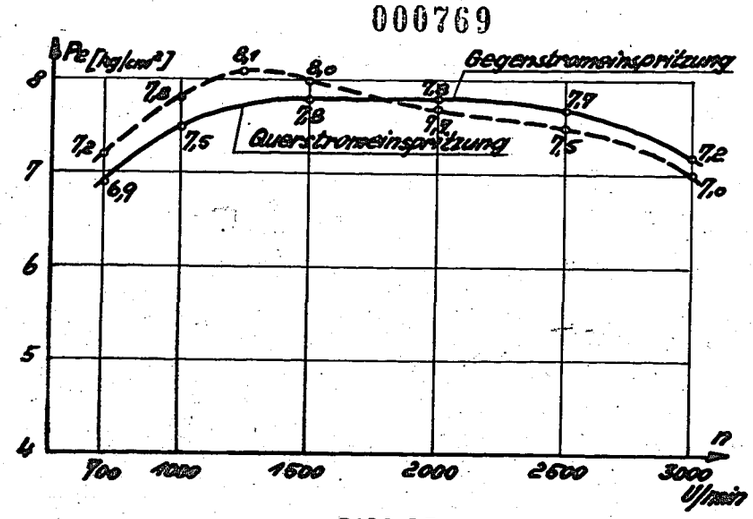



Bild 13
Es wurden Versuche mit Querstrom- und Gegenstromeinspritzung angestellt. Die Versuchswerte bei Gegenstromeinspritzung zeigten eine nur geringe Anhängigkeit von der Strahlaufbereitung.

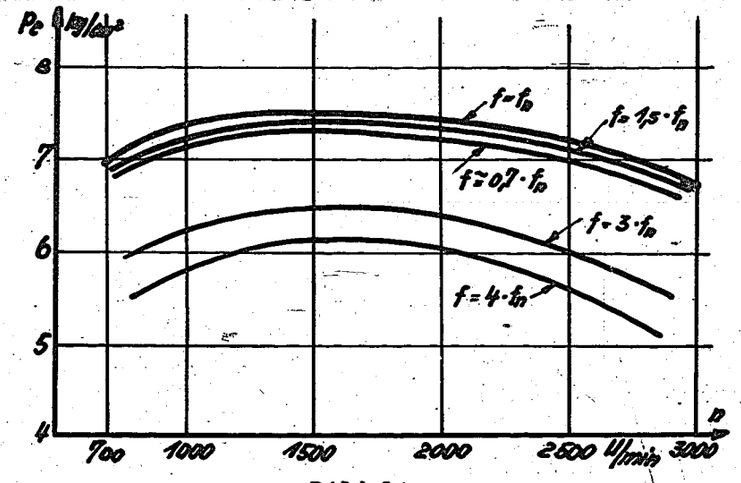



Bild 14
Es wurden Versuche mit Brennräumen mit verschiedenen Ueberströmquerschnitten angestellt, um die Energie der Luftbewegung zu verändern. Die Brennräume besassen Glühschalen. Der Brennraum mit normal üblichem Ueberströmquerschnitt (f = $f_n$) zeigte die Bestwerte.

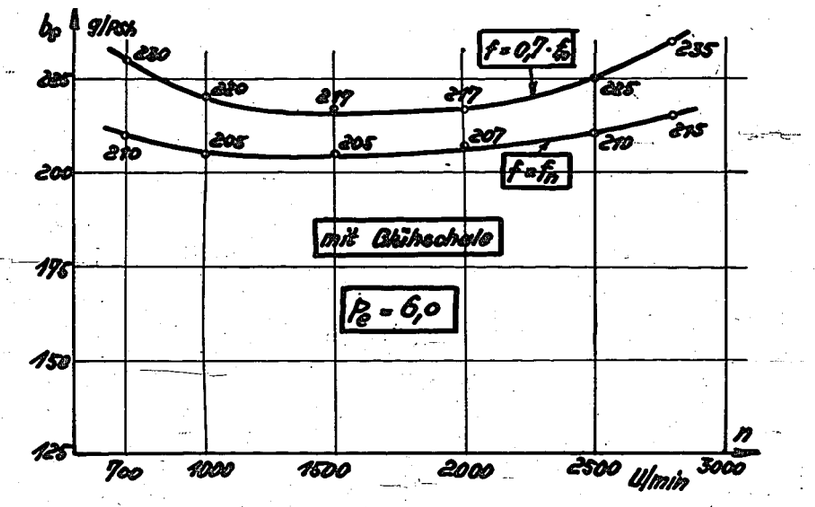



Bild 15

Es wurde der spez. Brennstoffverbrauch $b_e$ g/PSh für $f = f_n$ und $f = o{,}7 \cdot f_n$ über der Drehzahl aufgetragen.





## Aussprache

In der für die beiden vorhergehenden Vorträge von Dr. Oschatz und Dr. Ullmann, gemeinsamen Aussprache teilte Küttner, Dresden, Ergebnisse neuer im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule durchgeführter Versuche über den Aufprall von Strahlen homogener Flüssigkeiten und hetrogener Flüssigkeits-Dampfgemische auf kalte und heisse Wände mit. Danach ist die Strahlzerstäubung durch Aufprall, die Haftung oder Reflexion von Flüssigkeitsteilchen an der Wand vom Aufbau des noch ungestörten Flüssigkeitsstrahles, vom Aufspritzwinkel und besonders von der Strahlgeschwindigkeit abhängig.

Endres, Chemnitz, geht von den Erfahrungen am Glühkopfmotor aus, - als dem idealen Versuchsfeld für Strahlaufprall - und weist darauf hin, dass der Brennstoff besonders im Anfang der Strahlbildung gegen eine zu hohe thermische Beanspruchung geschützt werden muss. Die Brennstoffteilchen, die örtlich unter Sauerstoffmangel zu hoch aufgeheizt werden, sind für die Verbrennung verdorben.

Kutzbach, Dresden, bestätigt diese Erfahrungen aus eigenen Versuchen über die Lage des Zündherdes in dieselmotorischen Brennräumen.

Bokemüller, Gaggenau, schlägt vor, die Untersuchungen über den Einfluss von Luftbewegung und Strahlaufbereitung in Wirbelkammermotoren auf Teillast-Gebiete auszudehnen, da die mit der Erfahrung durchaus übereinstimmenden Ergebnisse der Ullmann'schen Vollast-Untersuchungen im Teillast-Gebiet eine Umkehrung erfahren könnten. Es seien gute Ergebnisse in weiten Betriebsbereichen erwünscht.

Zinner, Augsburg, warnt vor einer Uebertragung der Ergebnisse von Untersuchungen an unterteilten Brennräumen auf Strahleinspritzmaschinen. Empfehlenswert sei die Untersuchung des Einflusses der Luftbewegung in Hesselmann- oder reinen Strahleinspritzmaschinen mit dem Ziel, die Anzahl der Brennstoffstrahlen zu verringern.

Nach Ansicht von List, Dresden, sind die Bedingungen in jedem Falle so verschieden, dass jedes dieselmotorische Gemischbildungsverfahren besonders untersucht werden muss. Die durch den Brennstoffstrahl selbst erzeugte Luftbewegung ist nicht zu vernachlässigen, der Düse wird deshalb noch in höherem Masse als bisher die Arbeit der Gemischbildung übertragen werden können.

Ullmann, Dresden, weist darauf hin, dass die in Dresden durchgeführten Versuche über die überlagernden Einflüsse von Düse und Luftbewegung nur deshalb an Wirbelkammermotoren durch-

geführt wurden, weil vorhandene Schnelläufer mit kleinem Hubvolumen verwendet werden konnten. Die von Bokemüller, Gaggenau, aufgestellte Forderung nach guten Ergebnissen in weiten Betriebsbereichen sei durch die verwendeten Düsen bei entsprechender Anpassung der Maulquerschnitte der Wirbelkammer erfüllt. Mit einem neuen Brennstoff von höherer Zähigkeit und mit höherer Oberflächenspannung als Gasöl sei sogar noch eine Leistungssteigerung um5 bis 7 % erreicht worden. Das Ziel weiterer Untersuchungen sei kleiner Brennstoffverbrauch bei hohen $p_e$ - Werten.

Zeman, Wien, bestätigt die von Endres, Chemnitz, mitgeteilten Erfahrungen an Glühkopfmotoren und stellt fest, dass sich auch wassergekühlte Glühköpfe bewährt haben, sodass die von Ullmann, Dresden, beobachtete gute Leistung eines Wirbelkammermotors mit gekühlter Glühschale nicht überraschend sei.

Nach v.Eberan, Dresden, gibt der primäre Verdampfungsvorgang mit Sauerstoffmangel bei der Verwendung "weicher" Düsen im Wirbelkammermotor eine zwanglose Erklärung für die guten Ergebnisse mit harten Brennstoffstrahlen.

Dreyhaupt, Dresden, behandelt darauf eingehend die Verbrennungsvorgänge am Brennstoffstrahl:

Es ist bekannt, dass die Verbrennung von Kraftstoffen bei Luftmangel zu chemischen Zwischenprodukten, insbesondere zu C=C= Bindungen : (Kohlenstoffskeletten) führt, die ihrer Wiederauflösung und damit der endgültigen Umsetzung zu $CO_2$ erheblichen Widerstand entgegensetzen. Zu verweisen ist hier besonders auf die Strahlungsuntersuchungen von Rummel und Veh mit Methan und schweren Kohlenwasserstoffen in der Flamme und auf die spektroskopischen Untersuchungen von Beck an einer stehenden Gasölflamme. Das bedeutet, dass, wenn Luftmangelverbrennung irgendwo im Motor eingeleitet worden ist, als deren Folge langes Nachbrennen mit schlechten Leistungen und schlechten Verbräuchen auftreten muss.

Meurer hat früher schon den Aufteilungswert A für eingespritzte Brennstoffstrahlen eingeführt. Der Aufteilungswert stellt in jedem Augenblick der Strahlentwicklung das Verhältnis der im Strahl mit eingeschlossenen Luftmenge zu derjenigen Luftmenge dar, die zur vollständigen Verbrennung des im Strahl enthaltenen Brennstoffs theoretisch erforderlich wäre. Die damaligen Versuche zeigten, dass auch bei gut aufteilenden, also im heutigen Sinne weichen Düsen, der Aufteilungsfaktor im Augenblick der Zündung des Strahls noch weit unter 1 bleibt. Das dürfte auch bei den von Oschatz entwickelten besonders weichen Düsen noch immer der Fall sein.

Mithin kann man annehmen, dass bei weichen Düsen mindestens teilweise Luftmangelverbrennungen im Strahl eingeleitet werden, während harte Düsen, die in ihrem Strahlkern fast keine Luft enthalten, nur in ihrem Strahlmantel die Verbrennung einleiten und dort im wesentlichen ausreichende Luft für sofortige vollständige Umsetzung des brennenden Brennstoffs finden. Damit würde sich das zunächst unerwartete Ergebnis der Ullmann'schen Wirbelkammerversuche, dass die härtesten Düsen die besten Verbräuche ergeben haben, zwanglos erklären. Im Einklang damit stehen dann auch Untersuchungen von Säuberlich aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden, der in einer Wirbelkammer gezeigt hat, dass durch den Luftwirbel der Brennstoffstrahl nur wenig zusätzlich abgelenkt und aufgeteilt wird.





Auch beim Auftreffen des Brennstoffstrahls auf eine heisse Kammerwand werden nach Untersuchungen von Blume am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden von dieser Verbrennungen in einem Strahlbereiche eingeleitet, in dem erheblicher Luftmangel herrscht, sodass sich auch die von Ullmann gefundene günstige Wirkung des kalten Kammereinsatzes aus den gleichen Vorgängen erklären lässt.

Ebenso dürfte auch die verschiedentlich in der Diskussion erwähnte günstige Wirkung harter Düsen bei Vorkammermaschinen auf die gleiche Erscheinung zurückzuführen sein. Es kommt offenbar in der Vorkammer nicht allein auf die Lagerung des Brennstoffe unmittelbar vor der Vorkammer-Ausmündung, sondern auch darauf an, dass in der Kammer möglichst keine Luftmangelverbrennungen eingeleitet werden.

Und schliesslich kann die Deutung der Tatsache,dass bei in ruhende Luft eingespritzten Brennstoffstrahlen in der Bombe lange Zündverzüge mit kurzen Durchbrennzeiten und umgekehrt verbunden sind, ebenfalls in dem Sinne gesucht werden, dass bei kurzem Zündverzug in stärkerem Masse Luftmangelverbrennungen im Strahl eingeleitet werden, die zu langem Nachbrennen führen.

Hiernach zeigen sich offenbar zwei Wege auf, um zu günstiger Leistung und zu guten Verbräuchen zu kommen;

1.) entweder muss man den Brennstoffstrahl aus der Düse heraus so gut aufteilen, dass schon im Augenblick der Strahlzündung überall im Strahl der Aufteilungsfaktor 1 erreicht ist. Dieser Weg wird zweifellos die besten Verbräuche und Leistungen ergeben, die überhaupt möglich sind. Dazu reichen aber auch die heute vorhandenen weichsten Düsen nicht aus. Ausserdem wird der schnellen Verbrennung wegen möglicherweise sehr harter Gang oder sogar echtes Klopfen entstehen können. Infolgedessen muss man notgedrungen wahrscheinlich

2.) die Aufteilung der Düse stark beschränken, sodass die Einleitung von Luftmangelverbrennungen überall im Strahl sowohl

bei der Erstzündung als auch beim weiteren Durchbrennen des Strahls möglichst vermieden wird. Das führt z.Zt. zu verhältnismässig harten Düsen, deren Strahl sich erst nach und nach auflöst und so jeweils genügend Luft zur sofortigen vollkommenen Umsetzung des jeweils zum Brennen kommenden Kraftstoffs findet.

Darüber hinaus deutet sich noch ein dritter Weg an, der nämlich, den Mechanismus der Kohlenwasserstoffumsetzung auf c h e m i s c h e m Wege so zu beeinflussen, dass C=C= Bindungen bezw. Kohlenstoffskelette nicht entstehen, oder überhaupt Kraftstoffe zu verwenden, die nicht auf der reinen Kohlenwasserstoffbasis aufgebaut sind. Dieser Weg hat allerdings vorerst wohl nur experimentellen Wert.

Da bei chemischen Untersuchungsmethoden stets die Frage der unverfälschten Probeentnahme grossen Schwierigkeiten begegnet, liegt es - insbesondere auf Grund der Arbeiten von Rummel, Veh und Beck - nahe, zu vermuten, dass schon vergleichende Strahlungsmessungen mit der Photozelle am laufenden Motor bei guten und schlechten Düsen bezw. bei guten und schlechten Kraftstoffen Aufklärungen und Bestätigungen der vorstehenden Gedankengänge bringen können.

Glamann, Stuttgart, überträgt der Luftbewegung auch die Aufgabe, die sich um jeden Brennstofftropfen bei der Verbrennung bildende Abgaswolke zu beseitigen und dem gleichzeitig neu ausdampfenden Brennstoffdampf neuen Sauerstoff zuzuführen.

Die von List, Dresden, besonders hervorgehobene Relativbewegung des kompakten Brennstoffstrahles auch zu an sich ruhender Luft mit dadurch gegebener Abschwälwirkung auf den Strahlmantel gibt nach Glamann, Stuttgart, besonders für den Einspritz- Ottomotor eine Erklärung für den Gemischbildungsvorgang.

Holfelder, Berlin, warnt abschliessend vor einer allein mechanischen Betrachtung der Vorgänge bei der Gemischbildung und weist auf die Grösse der thermodynamischen und reaktionskinetischen Einflüsse hin. Die Einspritzenergie ist so klein, und klingt im Strahl so rasch ab, dass auf Luftbewegungen zu einwandfreier Gemischbildung besonders bei kleinen Motoren wohl nicht verzichtet werden kann. Jedes Ventil ergibt ja auch schon ohne eine besondere Abschirmung Luftbewegungen, die zur Gemischbildung herangezogen werden können.

000772



## 3. Umstellung von Wirbelkammer-Motoren auf Dieselholzgasbetrieb.

Von Dipl.- Ing. K o h l e p p

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover

Bei der Umstellung von Dieselmotoren verschiedenster Verbrennungsverfahren ergaben sich für den Wirbelkammer-Motor grössere Schwierigkeiten als für andere Dieselmotorenbauarten.

Zur Umstellung auf Dieselgasbetrieb war ein 100-PS-4-Zylinder-Vomag-Motor in einem 5-t-Lastkraftwagen vorgesehen. Bekanntlich arbeitet der Vomag-Motor nach dem Oberhänsli-Wirbelkammer-Verfahren. Bei diesem Verfahren liegt das Verdichtungsverhältnis für Dieselbetrieb mit $\varepsilon = 1 : 14$ verhältnismässig niedrig gegenüber dem von Strahleinspritz- und Vorkammer-Motoren, und sichere Zündungen werden in der Hauptsache mit durch die im unteren Teil der Wirbelkammer angeordnete, als Wärmespeicher dienende, heisse Glühschale erreicht. (Bild 1).

Die Schwierigkeiten bei der Umstellung dieses Motors auf Dieselgasbetrieb lagen nun darin, dass diese heisse Glühschale stets zu unerwünschten, vorzeitigen Zündungen der Gas-Luft-Ladung führte. Ein Fortlassen oder Verkleinern der Glühschale hatten ein weiteres Herabsetzen des Verdichtungsverhältnisses zur Folge, das die sichere Zündung des eingespritzten Zündkraftstoffs in Frage stellte. Besonders gross waren die Schwierigkeiten beim Anlassen, da die im Dieselbetrieb verwendete Glühkerze ebenfalls fortgelassen werden musste.

Bei der Umstellung verschiedenster Dieselmotoren auf Dieselgasbetrieb hatte die Erfahrung gezeigt, dass mit möglichst grosser Annäherung des Verbrennungsraumes an den der Strahleinspritzmaschine stets günstige Ergebnisse erreicht wurden.

Aus diesem Grunde wurde versucht, mit möglichst einfachen konstruktiven Mitteln den Verbrennungsraum des Wirbelkammer-Motors in der angegebenen Richtung abzuändern.

Wie aus Bild 1 ersichtlich, trägt beim Vomag - Motor ein seitlich an den Zylinderkopf angeschraubter, vom Kühlwasser durchflossener Deckel die in die Wirbelkammer hineinragende Glühschale und die Glühkerze. Von oben her spritzt im Dieselbetrieb die Einspritzdüse in die Wirbelkammer.

Für Dieselgasbetrieb wird dieser Deckel ersetzt durch einen etwa halbkugelförmigen Körper, der den gesamten Raum der Wirbelkammer ausfüllt. Dieser Körper ist ebenfalls vom Kühl-

bei der Erstzündung als auch beim weiteren Durchbrennen des Strahls möglichst vermieden wird. Das führt z.Zt. zu verhältnismässig harten Düsen, deren Strahl sich erst nach und nach auflöst und so jeweils genügend Luft zur sofortigen vollkommenen Umsetzung des jeweils zum Brennen kommenden Kraftstoffs findet.

Darüber hinaus deutet sich noch ein dritter Weg an, der nämlich, den Mechanismus der Kohlenwasserstoffumsetzung auf c h e m i s c h e m Wege so zu beeinflussen, dass C=C= Bindungen bezw. Kohlenstoffskelette nicht entstehen, oder überhaupt Kraftstoffe zu verwenden, die nicht auf der reinen Kohlenwasserstoffbasis aufgebaut sind. Dieser Weg hat allerdings vorerst wohl nur experimentellen Wert.

Da bei chemischen Untersuchungsmethoden stets die Frage der unverfälschten Probeentnahme grossen Schwierigkeiten begegnet, liegt es - insbesondere auf Grund der Arbeiten von Rummel, Veh und Beck - nahe, zu vermuten, dass schon vergleichende Strahlungsmessungen mit der Photozelle am laufenden Motor bei guten und schlechten Düsen bezw. bei guten und schlechten Kraftstoffen Aufklärungen und Bestätigungen der vorstehenden Gedankengänge bringen können.

Glamann, Stuttgart, überträgt der Luftbewegung auch die Aufgabe, die sich um jeden Brennstofftropfen bei der Verbrennung bildende Abgaswolke zu beseitigen und dem gleichzeitig neu ausdampfenden Brennstoffdampf neuen Sauerstoff zuzuführen.

Die von List, Dresden, besonders hervorgehobene Relativbewegung des kompakten Brennstoffstrahles auch zu an sich ruhender Luft mit dadurch gegebener Abschwälwirkung auf den Strahlmantel gibt nach Glamann, Stuttgart, besonders für den Einspritz- Ottomotor eine Erklärung für den Gemischbildungsvorgang.

Holfelder, Berlin, warnt abschliessend vor einer allein mechanischen Betrachtung der Vorgänge bei der Gemischbildung und weist auf die Grösse der thermodynamischen und reaktionskinetischen Einflüsse hin. Die Einspritzenergie ist so klein, und klingt im Strahl so rasch ab, dass auf Luftbewegungen zu einwandfreier Gemischbildung besonders bei kleinen Motoren wohl nicht verzichtet werden kann. Jedes Ventil ergibt ja auch schon ohne eine besondere Abschirmung Luftbewegungen, die zur Gemischbildung herangezogen werden können.

000772



## 3. Umstellung von Wirbelkammer-Motoren auf Dieselholzgasbetrieb.

Von Dipl.- Ing. K o h l e p p

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover

Bei der Umstellung von Dieselmotoren verschiedenster Verbrennungsverfahren ergaben sich für den Wirbelkammer-Motor grössere Schwierigkeiten als für andere Dieselmotorenbauarten.

Zur Umstellung auf Dieselgasbetrieb war ein 100-PS-4-Zylinder-Vomag-Motor in einem 5-t-Lastkraftwagen vorgesehen. Bekanntlich arbeitet der Vomag-Motor nach dem Oberhänsli-Wirbelkammer-Verfahren. Bei diesem Verfahren liegt das Verdichtungsverhältnis für Dieselbetrieb mit $\varepsilon$ = 1 : 14 verhältnismässig niedrig gegenüber dem von Strahleinspritz- und Vorkammer-Motoren, und sichere Zündungen werden in der Hauptsache mit durch die im unteren Teil der Wirbelkammer angeordnete, als Wärmespeicher dienende, heisse Glühschale erreicht. (Bild 1).

Die Schwierigkeiten bei der Umstellung dieses Motors auf Dieselgasbetrieb lagen nun darin, dass diese heisse Glühschale stets zu unerwünschten, vorzeitigen Zündungen der Gas-Luft-Ladung führte. Ein Fortlassen oder Verkleinern der Glühschale hatten ein weiteres Herabsetzen des Verdichtungsverhältnisses zur Folge, das die sichere Zündung des eingespritzten Zündkraftstoffs in Frage stellte. Besonders gross waren die Schwierigkeiten beim Anlassen, da die im Dieselbetrieb verwendete Glühkerze ebenfalls fortgelassen werden musste.

Bei der Umstellung verschiedenster Dieselmotoren auf Dieselgasbetrieb hatte die Erfahrung gezeigt, dass mit möglichst grosser Annäherung des Verbrennungsraumes an den der Strahleinspritzmaschine stets günstige Ergebnisse erreicht wurden.

Aus diesem Grunde wurde versucht, mit möglichst einfachen konstruktiven Mitteln den Verbrennungsraum des Wirbelkammer-Motors in der angegebenen Richtung abzuändern.

Wie aus Bild 1 ersichtlich, trägt beim Vomag - Motor ein seitlich an den Zylinderkopf angeschraubter, vom Kühlwasser durchflossener Deckel die in die Wirbelkammer hineinragende Glühschale und die Glühkerze. Von oben her spritzt im Dieselbetrieb die Einspritzdüse in die Wirbelkammer.

Für Dieselgasbetrieb wird dieser Deckel ersetzt durch einen etwa halbkugelförmigen Körper, der den gesamten Raum der Wirbelkammer ausfüllt. Dieser Körper ist ebenfalls vom Kühl-

wasser durchflossen und trägt in seinem zylindrischen Innenteil die Einspritzdüse. Auf besonders gute Kühlung der Düse wurde Wert gelegt, damit sich bei kleinsten Einspritzmengen infolge geringerer Innenkühlung der Düse keine Schwierigkeiten ergaben. Die Einspritzdüse für Dieselbetrieb wurde an ihrem Platz belassen, gegebenenfalls kann die Düsenbohrung durch einen Blindstopfen verschlossen werden. Bild 2 zeigt die Durchführung dieser Aenderung.

Bei der Erstausführung wurde für den Dieselgasbetrieb ein längerer Düsenhalter verwendet, inzwischen ist die Konstruktion dahin abgeändert worden, dass der normale Düsenhalter verwendet werden kann. Desgleichen wird der Einsatzkörper, der in der Versuchsausführung zweiteilig ausgeführt wurde, nunmehr von Vomag in einem Stück gegossen. Als Einspritzdüse für Dieselgasbetrieb kann die für Dieselbetrieb vorgesehene Bosch-Düse DN 45 S 2 verwendet werden; etwas günstigere Ergebnisse wurden mit der Bosch-Flachsitzdüse DLPOS 1 10 V erzielt. Das Verdichtungsverhältnis , das durch Ausfüllen der gesamten Wirbelkammer auf über 1 : 20 stieg, wurde durch eine Zwischenlage zwischen Zylinderkopf und Zylinderblock zweckmässig auf 1 : 17 herabgesetzt. Bei diesem Verdichtungsverhältnis springt der Motor noch sicher ohne Anwendung von Hilfmitteln an und zeigt unter Last keine schädlichen Klopferscheinungen.

Der Bremsversuch auf dem Trommelprüfstand ergab, dass die L eistung im Bereich des grössten Drehmomentes bei 15 % Dieselöleinspritzung nur etwa lo % und bei Höchstdrehzahl n = 1600 U/min 18 % unter der Dieselleistung blieb. Im Dieselnotbetrieb wurden etwa 50 % der Dieselleistung bei rauchfreiem Betrieb erreicht.

Im Fahrbetrieb liegt der Verbrauch an Dieselöl zwischen 4 bis 5 ltr/100 km, der Holzverbrauch, je nach Feuchtigkeit des Holzes , bei 80 bis 100 kg/100 km.

000773



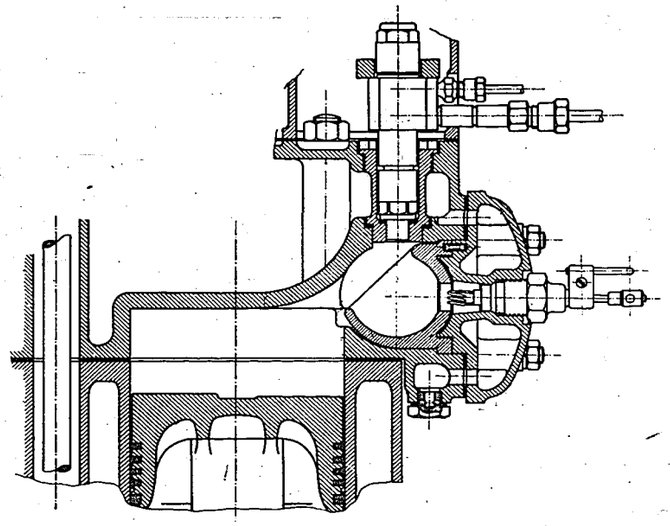


Bild 1

Bild 1

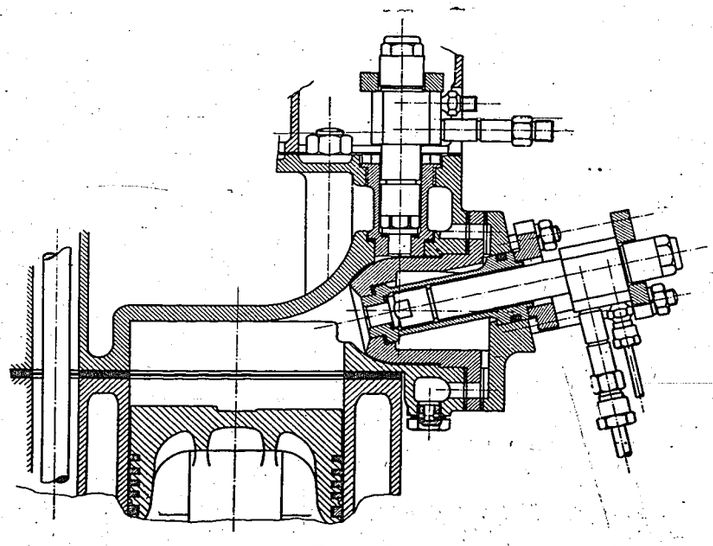


Bild 2

## Aussprache

Der auf den Vortrag über die Umstellung von Wirbelkammermotoren auf Dieselholzgasbetrieb folgende Vortrag von Dr.-Ing. Ernst, Stuttgart, über " Grundlegende Untersuchungen über die mit Gemischverdichtung arbeitende Selbstzündung" kam aus Geheimhaltungsgründen hier nicht veröffentlicht werden.

In der anschliessenden Aussprache behandelte Dreyhaupt, Dresden, eingehend die Frage der Entstehung von Stosswellen aus einer Flammenfront:

Die Vorgänge beim Klopfen sind z.Zt. noch nicht restlos geklärt. Vielmehr ist noch immer die Frage offen, ob es sich bei der Auslösung der klopfenden Verbrennung des Ladungsrestes um eine echte Detonation (Kopplung von Stosswelle und Flamme), um eine reine Verdichtungsselbstzündung, um Selbstzündung durch Stosswellen (jedoch ohne deren Kopplung mit der Flamme) oder um Kombinationen aus diesen Möglichkeiten handelt. Die höheren Kohlenwasserstoffe, wie sie in den Motorkraftstoffen hauptsächlich enthalten sind, scheinen ausserdem noch Besonderheiten in ihrem chemischen Umsetzungsmechanismus aufzuweisen, denn sie lassen sich auch in Rohren nicht zur echten Detonation bringen.

Einige Gedankengänge, die mich in dieser Hinsicht letzthin beschäftigt haben, möchte ich kurz bekanntgeben:

Es dürfte erwiesen sein, dass echte Detonation dadurch hervorgerufen wird, dass eine aus der Primärflamme hervorgehende Stosswelle ein Stück vor der Front der Primärflamme den Ladungsrest zur Selbstzündung bringt und sich mit der chemischen Umsetzung gleichzeitig derart koppelt, dass beide gemeinsam -also mit der hohen Stosswellengeschwindigkeit - den Ladungsrest durchlaufen. Dabei taucht aber die Frage auf, wieso die primäre Flammenfront gerade in dem Augenblick eine Stosswelle geeigneter Stärke aussendet, wenn der Ladungsrest (infolge der von der fortschreitenden Primärflamme ausgehenden Verdichtungswirkung) auf einen so hohen thermischen Zustand gebracht ist, dass die Koppelung zwischen Stosswelle und chemischer Umsetzung möglich ist. Denn es kann sich doch in der Regel dabei nicht um eine einzeln auftretende Stosswelle handeln, die schon im Augenblick der ersten Zündung des Gemisches aus der Primärflammenfront hervorgeht und sich bis zum Zeitpunkte des Einsetzens der Detonation lediglich langsam immer mehr verstärkt. Denn eine solche Stosswelle müsste bei den langen Anlaufwegen und-zeiten, die vor der Detonation z.B. in Rohren erforderlich sind, längst weit vor der Flammenfront fortgelaufen sein, der Einsatz der Detonation erfolgt aber nur ganz wenig vor der Primärflammenfront.

Man muss vielmehr annehmen, dass eine durch ein Gemisch fortschreitende Flammenfront fortlaufend Stosswellen aussendet.





Das lässt sich auch erklären: Wenn in einem Zeitpunkt a,Bild 1, die Flamme sich an der Stelle I befindet, dann entsteht an dieser Stelle eine Druckerhöhung, die jedoch, sobald die an dieser Stelle befindliche endliche Brennstoffmenge umgesetzt ist, dort wieder abklingt und sich im übrigen wellenförmig nach allen Seiten hin ausbreitet. Im Zeitpunkt b, Bild 1, mag diese Welle den mit I bezeichneten Verlauf angenommen haben, d.h. sie ist mit Schallgeschwindigkeit vom Ort I bis zum Ort III fortgeschritten. Ist die Flammengeschwindigkeit kleiner als die Schallgeschwindigkeit, so liegt aber die chemische Umsetzung im Zeitpunkt b erst an der Stelle II und erzeugt für sich allein die punktierte Drucksteigerung II, die sich der Welle I zu der resultierenden gestrichelten Kurve überlagert. Diese resultierende Welle, die natürlich in Wirklichkeit in kontinuierlichem Vorgange entsteht, verformt sich wie jede Druckwelle grosser Amplitude zu einer Stosswelle (c in Bild 1) mit steiler Front , weil infolge der Vorverdichtung durch den Wellenfuss die Schallgeschwindigkeit für den Wellenkopf etwas grösser ist, als die für den Wellenfuss.

Entscheidend ist, dass die chemische Umsetzung gewissermassen auf dem Rücken der Welle I bezw. der resultierenden Welle immer mehr abrutscht, so lange, bis sie schliesslich bis zum rückwärtigen Fuss der resultierenden Stosswelle zurückgeblieben ist. Dann beginnt das Spiel von neuem d.h. es entsteht eine neue Stosswelle.

Von dem Unterschied zwischen Stosswellengeschwindigkeit (= rund Schallgeschwindigkeit) und Flammengeschwindigkeit hängt der Weg ab, den die Flamme durchläuft, bis sie jeweils hinter einer Stosswelle zurückbleibt. Von diesem Weg hängt wiederum diejenige Brennstoffmenge ab, die dann während des Zeitraumes der Aussendung einer einzelnen Stosswelle umgesetzt wird und deren Reaktionsenergie mithin in dieser Stosswelle gespeichert ist. Somit senden Flammen, die gegenüber der Schallgeschwindigsehr langsam laufen, aber niedrige Stosswellen aus (a in Bild 2), während Flammen, deren Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Schallgeschwindigkeit schon näher kommt, weniger häufig, aber dafür stärkere Stosswellen aussenden (b in Bild 2).

Damit ergibt sich eine ausreichende Erklärung für die Detonation aber auch für das Klopfen:

Da in Gemischen die Geschwindigkeit der Flamme mit ihrer Entfernung von der Zündstelle zunimmt, so wächst auch die Stärke der ausgesendeten Stosswellen entsprechend an. Die zuerst ausgesendeten schwachen Stosswellen klingen alsbald ab und führen in einem geschlossenen Verbrennungsraum vorerst nur zu einer allgemeinen Verdichtung des unverbrauchten Ladungsrestes (und auch der Abgase). Schliesslich aber steigt diese Verdich-

tung des Ladungsrestes so hoch an, dass sie in Verbindung mit den immer stärker werdenden Stosswellen zur Selbstzündung des Ladungsrestes und gegebenenfalls zur Detonation führt.

Die Tatsache, dass sich die Stosswellen in ihrer vollen Stärke jeweils erst ein wenig vor der Flammenfront ausbilden können, Bild 1, deckt sich mit dem beobachteten Detonationseinsatz kurz vor der Flammenfront. In einer steilen Druckfront, wie sie die Vorderseite einer Stosswelle darstellt, findet eine überadiabatische Verdichtung statt, die umsomehr über die Adiabate hinausgeht, je steiler und je höher die Druckfront ist. Unmittelbar vor der primären Flammenfront, aus der die Druckwellen noch mehr sinusförmig heraustreten, ist mithin die Erwärmungswirkung durch die Druckwellen noch nicht so stark, wie ein Stück vor der Primärflammenfront, wo die Druckwellen sich zu steilen Stosswellen entwickelt haben, vergl. nochmals Bild 1.

Die Kopplung zwischen chemischer Umsetzung und Stosswelle, wie sie bei der Detonation auftritt, setzt nun weiter voraus, dass die chemische Umsetzung schnell genug vollendet wird, um mit der Stosswellengeschwindigkeit Schritt halten zu können. Der komplizierte Umsetzungsmechanismus höherer Kohlenwasserstoffe setzt dem aber offenbar Schwierigkeiten entgegen, sodass diese nicht zu echter Detonation kommen. Vielmehr möchte man bei motorischen Versuchen zu der Annahme kommen, dass zwar ein detonationsartiger Vorgang sich im Ladungsrest abspielt, der aber nur eine gewisse Teilumsetzung, also eine Vorreaktion des Kraftstoffes herbeiführt. Denn Withrow und Rassweiler(SAE-Journal Bd.39; 1936 ) haben gezeigt, dass im klopfenden Motor im Ladungsrest beliebig verteilt Selbstzündherde (Sekundärzündungen) auftreten, die nicht mit Detonationsgeschwindigkeit (1000 - 4000 Meter je Sekunde) und auch sonst nicht mit den Erscheinungen echter Detonation weiterbrennen, wohl aber sich mit einer Flammengeschwindigkeit ausbreitet, die ein Vielfaches der gleichzeitigen Geschwindigkeit der Primärflamme ist. Daraus geht hervor, dass der klopfende Ladungsrest irgendwie derart präpariert ist, dass er eine so hohe Normalgeschwindigkeit der Flamme zulässt, was nur durch Vorreaktionen geschehen sein kann, während gleichzeitig vor der Primärflamme noch eine schmale nicht präparierte Zone liegen muss, da die Primärflamme nicht in die hohe Geschwindigkeit der Sekundärflamme übergeht, was nur auf (detonationsartige) Präparation des Ladungsrestes mittels Stosswellen aus der Primärflamme zurückzuführen sein kann, da eben die Stosswellenwirkung erst ein Stück vor der Primärflamme einsetzt.

Rothrock & Spencer(N.A.C.A. - Report Nr. 622 ;1938) wollen nun aber gefunden haben, dass künstlich in den Ver-

000775



brennungsraum eingeführte Stosswellen kein Klopfen hervorrufen. Dazu ist zunächst zu sagen, dass in vielen Fällen bei den Rothrock & Spencer'schen Versuchen doch Klopfen eingetreten ist und das Klopfen in der Hauptsache nur dann unterblieb, wenn die künstlichen Stosswellen in einem gewissen Abstande hinter der Primärflamme her in das Gas geschickt wurden. Nimmt man die eingangs aufgeführte Theorie an, dass Flammenfronten fortdauernd Stosswellen aussenden, dann fällt der Schluss von Rothrock & Spencer, die aus dem gelegentlichen Nichtklopfen auf eine allgemeine Unwirksamkeit von Stosswellen schliessen, in sich zusammen. Denn Klopfen kann dann durch künstliche Stosswellen nur ausgelöst werden, wenn diese die von der Primärflamme ausgehenden natürlichen Stosswellen verstärken d.h. sich diesen entsprechend überlagern.

Rothrock & Spencer haben aber eine andere Beobachtung gemacht, die die vorstehenden Ausführungen über die Präparation des klopfenden Ladungsrestes stützt. Durch einen auf dem Kolben angeordneten Spiegel, der durch Funkenlicht beleuchtet wurde, haben sie einen hellen Hintergrund für Schlierenaufnahmen geschaffen. Es zeigte sich dabei, dass die Primärflamme zuerst eine dunkle Zone (von Rothrock & Spencer "Reaktionszone" genannt) hervorbringt, an die sich später zunächst eine helleuchtende Zone anschliesst und erst noch später tritt, sofern Klopfen einsetzt, ein weiteres ausserordentlich intensives Leuchten schlagartig im gesamten Verbrennungsraum ein, das so stark ist, dass es den Film verschleiert. Erst dieses starke zweite Leuchten ist mit den im Indikatordiagramm sichtbaren Klopfschwingungen verbunden. Hieraus kann man schliessen, dass das Gemisch zunächst durch Vorumsetzungen präpariert wird, deren Leuchtkraft verhältnismässig gering ist, sodass nur die Verdunklung des Hintergrundes durch die Schlieren beobachtbar wird. Sofern jedoch Klopfen eintritt, erzeugt die entgültige klopfende Umsetzung ein so intensives Licht, dass eine Ueber-

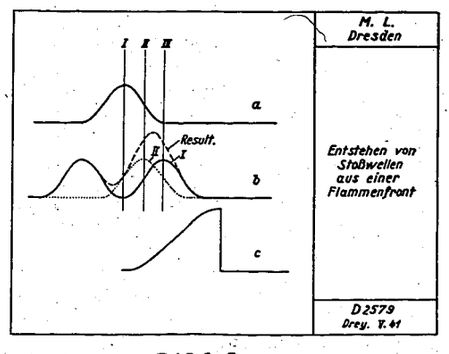



Bild 1

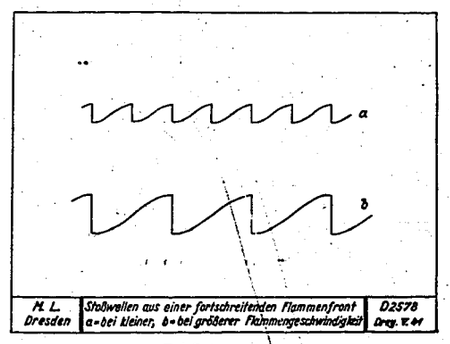



Bild 2

strahlung der Schlierenblenden erfolgt, und sie breitet sich auch in dem präparierten Gemisch mit so hoher Flammengeschwindigkeit aus, dass die Entwicklung ihrer Flammenbewegung mit der benutzten Bildfrequenz von 1000 Bildern/sek nicht mehr verfolgt werden kann.





## 4.Motorische Verbrennung beim Dieselgasverfahren

Von Dozent Dr.- Ing.habil W. Rixmann, Villingen

Aus der Versuchsanstalt und amtlichen Prüfstelle für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin

Die Entwicklung des Dieselgasverfahrens ist im letzten Jahr schnell vorwärts geschritten. Die grundsätzlichen Versuche und Erprobungen können für Viertaktmotoren als abgeschlossen gelten. Von einer Reihe von Firmen wird seit Monaten die serienmässige Herstellung von Diesel-Generatorgas-Fahrzeugen vorgenommen, so z.B. von MAN, Sauer, Daimler-Benz, Deutz, Lanz usw.

Bei der letzten Sitzung des Arbeitskreises im vorigen Jahr konnte über die in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule, Berlin, vorgenommenen Versuche und Massnahmen zur Umstellung verschiedener Motoren auf Flüssiggas und Generatorgas berichtet werden. Während sich damals das Verfahren selbst noch sehr in der Entwicklung befand und infolgedessen mehr über Fragen der Umstellungs-Bedingungen und der notwendigen Geräte berichtet wurde, ist es nun im vergangenen Jahr möglich gewesen, bei den motorischen Versuchen auch der Frage der Zündung und Verbrennung Beachtung zu schenken. Auch diese Versuche wurden an serienmässigen Motoren durchgeführt. Hierbei zeigten sich interessante, durch das Verfahren bedingte Erscheinungen des Verbrennungsablaufes, deren Kenntnis wiederum Rückwirkungen auf die praktische Ausführung des Verfahrens und der Zubehörgeräte hat. Zwei Grössen haben einen besonderen Einfluss auf den motorischen Verbrennungsablauf des Dieselgasverfahrens und damit auf den Leistungsunterschied gegenüber dem reinen Dieselbetrieb : die Luftüberschusszahl und der Zündverzug.

### Die Luftüberschusszahl $\lambda$ .

Die allgemeine Beziehung für den Unterschied der Leistung bezw. des mittleren Druckes bei zwei Betriebsarten am gleichen Motor.

$$\Delta N_l = \Delta p_{m_l} = f\left(\frac{h_u'}{h_u}, \frac{\eta_l'}{\eta_l}, \frac{\eta_w'}{\eta_w}\right)$$

$h_u$ = Gemischheizwert
$\eta_l$ = Liefergrad
$\eta_w$ = wirtschaftl. Wirkungsgrad

KODAK SAFETY FILM



lässt erkennen, dass die Luftüberschusszahl sich in den beiden Verhältniszahlen $\frac{h'_u}{h_u}$ und $\frac{\eta'_w}{\eta_w}$ auswirkt.

Wenn Index d den Dieselbetrieb und ' den Dieselgasbetrieb bezeichnet, so ergibt sich

$$\frac{h'_u}{h_{ud}} = \frac{H'_u}{H_{ud}} \cdot \frac{\lambda_d \cdot L_d}{1+\lambda' \cdot L'}$$

Da für ein gegebenes Gas mit dem Heizwert $H_u$' auch der Luftbedarf L' gegeben ist und für den Dieselgasbetrieb $\lambda' = 1$ im Mittel zugrunde gelegt werden kann, so ergibt sich aus der obigen Beziehung, dass das Verhältnis der Gemischheizwerte $\frac{h_u'}{h_{ud}}$ und damit ein Haupteinfluss auf den Leistungsunterschied durch die Luftüberschusszahl $\lambda_d$ gegeben ist.

Diese Tatsache ist für die Beurteilung der Leistung eines Dieselgasmotors von ausschlaggebender Bedeutung, da die umgestellten Fahrzeug-Dieselmotoren im Dieselbetrieb mit Luftüberschusszahlen in grossen Grenzen arbeiten. $\lambda_d$ schwankt zwischen 1,2 und 2,0. Es ist deshalb nicht möglich, über den Leistungsunterschied von Diesel- und Dieselgasbetrieb am gleichen Motor allgemeingültige Angaben zu machen, wie dies z.B. bei auf Gasbetrieb umgestellte Otto-Motoren der Fall ist.

Im wirtschaftlichen Wirkungsgrad $\eta'_w$ des Dieselgasbetriebes spielt vor allem der theoretisch-thermische Wirkungsgrad und der Gütegrad der Verbrennung eine wichtige Rolle und damit auch bei der Verhältniszahl $\frac{\eta'_w}{\eta_{wd}}$ als weiterer massgebender Einfluss für den Leistungsunterschied, wie die oben angeführte Beziehung zeigt.

Bei gegebenem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon$ ist der theoretisch-thermische Wirkungsgrad durch $\lambda$ gegeben. Wenn vorausgesetzt wird, dass für Diesel - und Dieselgasbetrieb gleiches $\varepsilon$ zur Anwendung kommt, so interessiert vor allem das Verhältnis $\frac{\eta'_{th}}{\eta_{thd}}$, da für beide Betriebsarten nicht die gleichen Luftüberschusszahlen angewendet werden. Es wurde schon erwähnt, dass für Dieselgasbetrieb durchweg mit einem mittleren $\lambda = 1{,}0$ gerechnet werden kann. Dadurch, dass aber im Dieselbetrieb stets ein mehr oder weniger grosser Luftüberschuss angewendet wird, ergibt sich, dass das Verhältnis $\frac{\eta'_{th}}{\eta_{thd}}$ stets kleiner als 1 ist.

Wenn z.B. eine Dieselmaschine bei einer bestimmten Drehzahl mit $\lambda_d$ von 1,7 fährt und damit einen theoretisch-thermischen Wirkungsgrad von 54 % hat, so geht dieser Wert auf rund 47 % für das Dieselgasverfahren herunter. Allein durch diesen Einfluss würde also der wirtschaftliche Wirkungsgrad und damit der mittlere Druck um 13 % geringer werden, wenn die übrigen Einflüsse konstant blieben.

000777



Da der mechanische Wirkungsgrad von verhältnismässig geringem Einfluss auf den wirtschaftlichen Wirkungsgrad ist, ist also der Gütegrad der Verbrennung $\eta'_g$ vor allem dafür ausschlaggebend, ob im Dieselgasbetrieb der wirtschaftliche Wirkungsgrad des Dieselbetriebs gehalten werden kann oder nicht, d.h. also, ob die oben gekennzeichnete Verringerung des theoretisch-thermischen Wirkungsgrades im Dieselgasbetrieb durch eine Verbesserung des Verbrennungsablaufs wieder aufgehoben werden kann oder nicht.

Vom Otto-Generator-Betrieb ist es bekannt, dass der Gütegrad $\eta_g$ gegenüber dem Otto-Benzinbetrieb des gleichen Motors um etwa 10 % heruntergeht.

Um das Ergebnis gleich vorwegzunehmen, ist festzustellen, dass der Gütegrad der Verbrennung beim Dieselgasbetrieb gegenüber dem Dieselbetrieb durchweg steigt. Versuche an einer Reihe von umgestellten Motoren ergaben für Holzgas Gütegrade von $\eta'_g = 82 - 84$ %, während diese Werte für den reinen Dieselbetrieb je nach der Bauart zwischen 75 und 79 % liegen. Diese Verbesserung im Dieselgasbetrieb gegenüber Benzinbetrieb hebt die Verringerung des theoretisch-thermischen Wirkungsgrades ganz oder teilweise wieder auf, sodass tatsächlich gleiche oder nur um etwas schlechtere wirtschaftliche Wirkungsgrade im Dieselgasbetrieb gegenüber Dieselbetrieb festzustellen sind. Es muss bemerkt werden, dass hierfür entscheidend die Luftüberschusszahl des Dieselbetriebes $\eta_d$ ist. Je geringer dieser Wert ist, umso eher ist ein Ausgleich in der gekennzeichneten Weise möglich. Bei Dieselmotoren mit grosser Luftausnutzung also niedrigem $\eta_d$ ist sogar schon beobachtet worden, dass im Dieselgasbetrieb, insbesondere bei Vollast, ein besserer wirtschaftlicher Wirkungsgrad, d.h. also ein geringerer spezifischer Wärmeverbrauch ermittelt worden ist, als im Dieselbetrieb an der gleichen Maschine.

Die dargestellte Erscheinung des hohen Gütegrades kennzeichnet einen fast idealen Verbrennungsverlauf, der dadurch hervorgerufen wird, dass durch das Einspritzen eines Zündstrahles in ein brennfähiges Gemisch Tausende von Zündkernen in den Verbrennungsraum gebracht werden. Die hierdurch hervorgerufene Entflammung des Gemischs an vielen Stellen bewirkt eine plötzlich ansteigende Druckerhöhung und nach Entzündung des Gemischs sehr kurze Flammenwege. Diese Flammen-

wege sind umso kürzer, je einheitlicher der Verbrennungsraum selbst ist. Die Motoren mit direkter Einspritzung ergeben daher die günstigsten Gütegrade, allerdings auch den steilsten Druckanstieg. Untersuchungen über den Zündverzug und den Druckzeit-Verlauf im Diesel- und Diesel-Gasbetrieb geben über diese geschilderten Verhältnisse ein besonders anschauliches Bild.

Zusammenhang zwischen Luftüberschusszahl und Zündverzug.

Die bekannten Beziehungen für die Berechnung des Zündverzuges gehen von dem mittleren Gaszustand während der Einspritzung aus. Wolfer gibt hierfür folgende Beziehung an:

$$\text{Zündverzug} \quad Z_v = \frac{o{,}44}{p^{1{,}19}} \cdot e^{\frac{4560}{T}} \cdot 10^{-3} \text{ (Sec)}$$

Diese Werte beziehen sich auf einen Dieselbetrieb, bei dem Luft, d.h. also ein Sauerstoffgehalt von 21 %, zugrunde gelegt wird. Da beim Dieselgasverfahren diese Voraussetzung nicht gegeben ist, gilt naturgemäss diese Beziehung nicht mehr, weil der Sauerstoffgehalt des Gasluftgemischs wesentlich geringer ist. Bei einem Verhältnis von einem Teil Luft auf ein Teil Gas ist um jedes Brennstoff-Tröpfchen, das als Zündkern dient, nur etwa die Hälfte der Sauerstoff-Moleküle vorhanden als bei reiner Luft. Genau lässt sich für den Dieselgasbetrieb die Sauerstoff-Konzentration vor dem Motor, d.h. also ohne Einbeziehung des Abgasrestes im Zylinder, nach folgender Beziehung berechnen.

$$\text{Sauerstoffkonzentration} \quad o = \frac{o{,}21}{1 + \frac{1}{L_g}\left(\frac{1}{\lambda'} - \frac{r}{\lambda_d}\right)}$$

Beispiel: Für einen Dieselgasmotor seien folgende Daten gegeben:
Dieselölanteil $r = 0{,}2$,
Luftüberschusszahl des Dieselbetriebes $\lambda_d = 1{,}5$
Luftbedarf des Gases $L_g = 1{,}1\ m^3/m^3$
Luftüberschusszahl des Dieselgasbetriebes $\lambda' = 1{,}1$.

Hiermit errechnet sich die Sauerstoff-Konzentration vor dem Motor = $o = \frac{o{,}21}{1{,}705} = 0{,}123$

Der Einfluss der Sauerstoff-Konzentration auf den Zündverzug ist von Boerlage und Broeze untersucht worden; dabei ist für den gegebenen Motor folgende Abhängigkeit festgestellt:

| Sauerstoffkonzentration | 0 | 10 | 15 | 21 | 30 | % |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Zündverzug $Z_v$ | | 20 | 15 | 11 | 7,5 | o KW |





Hieraus ergibt sich, dass der Zündverzug bei Verringerung der Sauerstoff-Konzentration von 21 % auf 12,3 % um 60 % steigen müsste. Ohne Zweifel können diese Werte nicht ohne weiteres auf das Dieselgasverfahren übertragen werden, da auch noch andere Einflüsse sich geltend machen. Zum Beispiel wird durch die grösseren Werte der mittleren spezifischen Wärme die Kompressions-Endtemperatur geringer, wodurch eine weitere ungünstige Beeinflussung des Zündverzuges eintritt. Ferner ist bei Veränderung des Verdichtungs-Verhältnisses im Dieselgasbetrieb damit zu rechnen, dass auch von seiten des veränderten, in der Regel verringerten Verdichtungs-Verhältnisses ein weiterer ungünstiger Einfluss zustande kommt. Andrerseits ist es noch möglich, dass durch die Zusammensetzung des Generatorgases sich Einflüsse verschiedener Art geltend machen können. Ohne genauere Messungen des Zündverzugs am Einzylindermotor und der einzelnen genannten Faktoren lassen sich naturgemäss keine endgültigen Angaben über den Zündverzug des Dieselgasbetriebes machen. Grössenordnungsmässig können aber schon weitgehend Schlüsse aus den vorhandenen Unterlagen gezogen werden. Vor allem ist es möglich, die eigenartigen Druck-Zeit-Oszillogramme des Dieselgasbetriebes mit dem vergrösserten Zündverzug zu erklären.

Der Verbrennungsablauf des Dieselgasverfahrens ist dadurch gekennzeichnet, wie Bild 1 zeigt, dass der Zündeinsatz erst nach oberem Totpunkt erfolgt und zwar ergeben sich für den normalen und in jeder Beziehung einen guten Lauf des Motors kennzeichnenden Verbrennungsablauf stets solche Druck/Zeit-Oszillogramme, die bei reinem Dieselbetrieb auf sehr schlechten Verbrennungsablauf mit rauchendem Auspuff schliessen lassen würden.

Die Untersuchungen haben folgende Erkenntnisse ergeben:

Der Einfluss der veränderten Sauerstoff-Konzentration auf den Zündverzug konnte klar nachgewiesen werden, denn mit abnehmender Teillast, d.h. also mit zunehmendem Luftüberschuss, ergaben sich bei konstantem Förderbeginn und konstanter Drehzahl geringere Werte für den Zündeinsatz nach o.T. Dies zeigt der Vergleich von Bild 1 und 2. Während Bild 1 für die Drehzahl 1236 U/min die Vollast darstellt bei einem $\lambda'$ von 1,06, kennzeichnet Bild 2 bei praktisch gleicher Drehzahl eine Teillast mit $\lambda' = 1{,}55$. Hierbei ist der Zündeinsatz um rund $6^o$ KW früher bei gleichem Förderbeginn. Aber auch dann setzt die Zündung erst nach o.T. ein.

Die Untersuchungen über den Einfluss der Luftüberschusszahl haben nach der anderen Seite hin einen genau feststellbaren Höchstwert für den anwendbaren Zündverzug, und damit für die geringst anwendbare Luftüberschusszahl ergeben. Wurde

z.B. die Luftüberschusszahl von dem Wert $\lambda = 1{,}06$ weiter verringert auf $\lambda = 1{,}0$ zu, so ergeben sich so starke Verzögerungen im Verbrennungsablauf, dass z.Teil die Zündung aussetzte und die Leistung stark abfiel. Bild 3 zeigt die gekennzeichnete Abhängigkeit des Zündeinsatzes von der Luftüberschusszahl im einzelnen an einem Famo-Motor. Ueber den Werten für den Zündeinsatz, die alle für den gleichen Förderbeginn von 39° vor o.T. gelten, ist der zugehörige mittlere Druck eingezeichnet. Hier ist deutlich zu erkennen, wie bei Verringerung der Luftüberschusszahl unter 1,06 der mittlere Druck stark abfällt, während er bei Vergrösserung der Luftüberschusszahl nur sehr langsam abnimmt. Es ist zu bemerken, dass im Ottobetrieb mit Generatorgas solche Erscheinungen nicht vorhanden sind. Vielmehr kann man sagen, dass gerade umgekehrte Verhältnisse vorliegen. Während der Motor auf Luftmangel im Ottobetrieb nicht so empfindlich ist, ist er dagegen auf Luftüberschuss, wie auch im Benzinbetrieb, wesentlich empfindlicher als im Dieselgasbetrieb.

Der Einfluss der Drehzahl konnte ebenfalls ermittelt werden. Da bei einem durch die geschilderten Verhältnisse gegebenen Zündverzug der zugehörige Kurbelwinkel bei niedrigerer Drehzahl kleiner wird, müsste sich ergeben, dass bei gleicher Luftüberschusszahl der Zündeinsatz bei niedrigeren Drehzahlen kleinere Werte nach o.T. anzeigt, als bei höheren Drehzahlen. Dies zeigt Bild 4 und 5 bei einer anderen Versuchsreihe mit $\varepsilon = 15{,}9$. Bei gleichem Förderbeginn ist der Zündeinsatz bei 722 U/min. auf 1,6° nach o.T. heruntergegangen gegenüber 8,7° bei 1231 U/min. Darüber hinaus zeigte es sich sogar, dass die beste Leistung im ersten Fall bei einer wesentlich geringeren Luftüberschusszahl nämlich bei $\lambda' = 0{,}95$ auftrat gegenüber $\lambda' = 1{,}06$ im zweiten Fall.

Die Versuche haben also gezeigt, dass:

1) bei jeder Drehzahl der Höchstwert des mittleren Druckes bei einer anderen Luftüberschusszahl auftritt und zwar werden bei zunehmender Drehzahl diese Werte für $\lambda'$ höher.

2) Die für jede Drehzahl festgestellten günstigsten Luftüberschusszahlen nicht unterschritten werden dürfen, da sonst ein plötzlicher und starker Leistungsabfall auftritt.

Für die Praxis haben diese Erkenntnisse folgende Auswirkungen: Wenn ein Mischer z.B. bei einer niedrigen Drehzahl im Dieselgasbetrieb auf beste Leistung eingestellt wird, so muss mit steigender Drehzahl und Vollast das Mischungsverhältnis den steigenden Drehzahlen stets angepasst werden; denn wenn dies nicht geschieht, so wird sehr bald der Fall eintreten, dass von einer bestimmten Drehzahl ab die Leistung

000779



sehr schnell abfällt, da das vorher eingestellte Mischungsverhältnis nicht mehr ausreicht, um einen genügend kurzen Zündverzug zu erzielen. Nun haben die meisten handelsüblichen Mischer leider die Tendenz, mit steigender Drehzahl nicht etwa die hiernach erforderlichen höheren Luftüberschusszahlen einzustellen, sondern im Gegenteil, mit zunehmender Drehzahl wird bei festeingestellter Luftklappe die Luftüberschusszahl geringer, sodass die Grenzwerte der anwendbaren Luftüberschusszahlen mit steigender Drehzahl noch eher erreicht werden, als wenn die Luftüberschusszahl von dem Mischer konstant gehalten würde. Das Dieselgasverfahren erfordert also unter allen Umständen Mischer, bei denen mit steigender Drehzahl automatisch auch höhere Luftüberschusszahlen eingestellt werden. Bild 6 zeigt hierzu einen praktischen Versuch, bei dem ein Dieselgeneratorgaswagen auf einem Trommelprüfstand untersucht worden ist. Hier sind über der Geschwindigkeit die Trommel-Drehmomente aufgetragen. Die vollausgezogene Kurve zeigt den reinen Dieselbetrieb, die beiden anderen den Dieselgasbetrieb. Es ist deutlich zu erkennen, wie bei derjenigen Kurve, bei der bei 30 km/h, also bei einer niedrigen Drehzahl, der Bestwert der Leistung eingestellt ist, das Drehmoment über 50 km/h hinaus sehr stark abfällt, da an diesem Punkt der Grenzwert des anwendbaren Luftüberschusses erreicht war. Wenn dagegen bei 5o km/h mit Hilfe der Luftklappe der Bestwert der Leistung eingestellt wurde, so konnte das Drehmoment sehr gut auch bei höheren Drehzahlen gehalten werden. Der Unterschied ist schraffiert dargestellt.

Es ist also erforderlich, beim Diesel-Gasbetrieb bei Fahrten mit Vollast (z.B. bei Bergfahrt) mit stets veränderlichem Luftüberschuss zu fahren. Dies erfordert bei den heute handelsüblichen Mischern in der Regel ein ständiges Nachstellen der Luftüberschusszahl. Dieses ständige Einstellen mit der Luftklappe ist den Dieselgasfahrern eine bekannte Erscheinung. Selbstverständlich spielt auch der Förderbeginn selbst eine wichtige Rolle. Bild 7 zeigt den Zündeinsatz in Abhängigkeit vom Förderbeginn, sowie den zugehörigen mittleren Druck. Wenn z.B. bei 34° Förderbeginn vor o.T. bei der eingestellten Luftüberschusszahl der beste Wert des Motors erreicht wurde, so ergibt eine Verringerung des Förderbeginns, z.B. auf 32° vor o.T. bereits einen so grossen Einfluss auf den Zündverzug, dass der mittlere Druck von 5,7 auf 4,7 kg/cm$^2$ gefallen ist. Hierbei ist naturgemäss die Luftüberschusszahl konstant gehalten. Durch eine Vergrösserung der Luftüberschusszahl hätte der starke Abfall des mittleren Druckes vermieden werden können.

Hieraus ist für den praktischen Betrieb zu folgern, dass im Dieselgasbetrieb der Förderbeginn möglichst einstellbar

sein sollte. Wenn dies aber nicht durchführt werden kann, ist es notwendig, den günstigsten Wert bei der höchsten Drehzahl unter Vollast zu ermitteln, denn bei niedriger Drehzahl werden die Verhältnisse jeweils günstiger.

Die anfangs erwähnte Verbesserung des Gütegrades im Dieselgasbetrieb bezieht sich auf solche Fälle, bei denen die besten Leistungen eingestellt waren, bei denen also der Zündverzug noch ausreicht, um einen sicheren Verbrennungsablauf zu gewährleisten. Jedes Abweichen hiervon, entweder durch falsch eingestellte Luftüberschusszahl oder durch zu späten Förderbeginn, gibt, wie gezeigt worden ist, einen beträchtlich geringeren mittleren Druck, d.h. also einen geringeren Gütegrad.

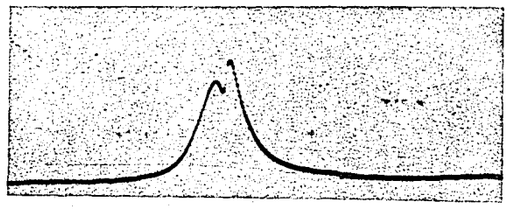
Über den Zusammenhang des Gütegrades mit der Verbrennungsraumform ist abschliessend zu sagen, dass der Gütegrad umso grösser ist, je einheitlicher der Verbrennungsraum gestaltet ist. Dies ist dadurch zu erklären, dass die Flammenwege umso kürzer sind, je besser der eingespritzte Zündstrahl den Verbrennungsraum erfasst. Dies trifft also vor allen Dingen für Motoren mit direkter Einspritzung zu. Bei Motoren mit unterteilten Verbrennungsräumen kann der Zündstrahl nur in einen Teil des Luftgemisches eingespritzt werden. Hierdurch ergeben sich grössere Flammenwege und damit auch geringere Gütegrade.

Die hier dargestellten Untersuchungen geben zwar einen Einblick in die Fragen der motorischen Verbrennung beim Dieselgasverfahren, sie lassen auch die Einflüsse auf den Zündverzug und den Gütegrad grössenordnungsmässig erkennen, vor allem auch die Auswirkung auf die Praxis, doch sind sie im Rahmen der ganzen Arbeit nur als Vorversuche zu werten. Die nächste Aufgabe wird es sein, an einem Einzylinder-Prüfstand diese Erkenntnisse durch unmittelbare Messung des Zündverzuges in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl und der Gaszusammensetzung zu vertiefen.

Die Vorarbeiten haben in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge begonnen.



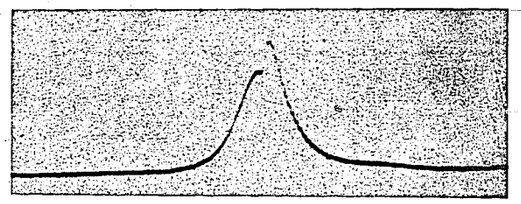




Famo 4F-145 EL
ε = 15,05
n = 1236 U/min
r = 11,7 %
pme = 5,47 kg/cm²

λ = 1,06
Zündeinsatz = 9° nach O.T.
dp/dg = 1,77 at/°KBW

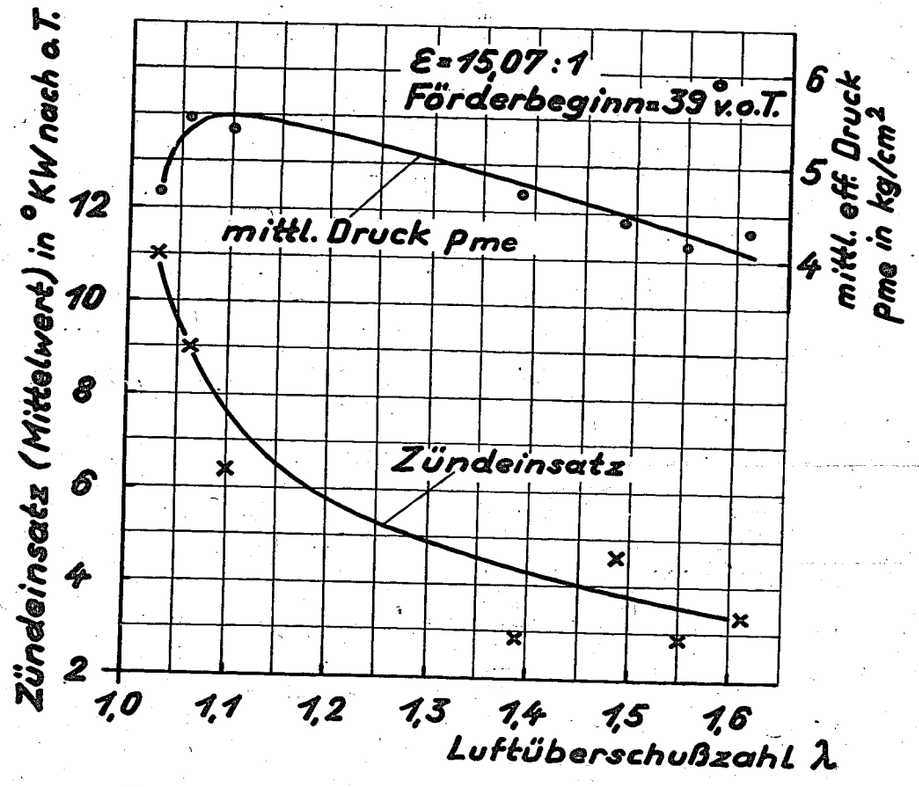
Bild 1
Druck/Zeit - Diagramm, Vollast
Förderbeginn 39° v.O.T.



Famo 4F-145 EL
ε = 15,05
n = 1242
r = 16,9 %
pme = 4,15 kg/cm²

λ = 1,55
Zündeinsatz = 29° nach O.T.
dp/dg = 2,03 at/°KBW

Bild 2
Druck/Zeit - Diagramm, Teillast
Förderbeginn 39° von O.T.



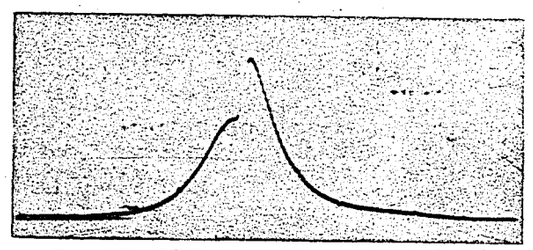

**Zündeinsatz in Abhängigkeit von der Luftüberschußzahl**

Famo-Motor 4-Zyl. 40 PS n=1240 U/min

Bild 3



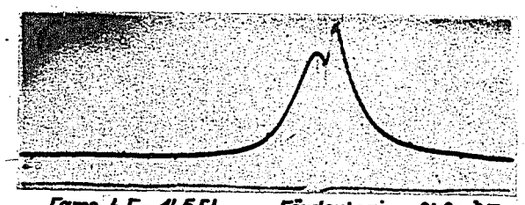




Famo 4F-145 EL
ε = 15,9
n = 722
pme = 5,90 kg/cm²

Förderbeginn = 34° v.O.T.
Zündeinsatz = 1,6° n.O.T.

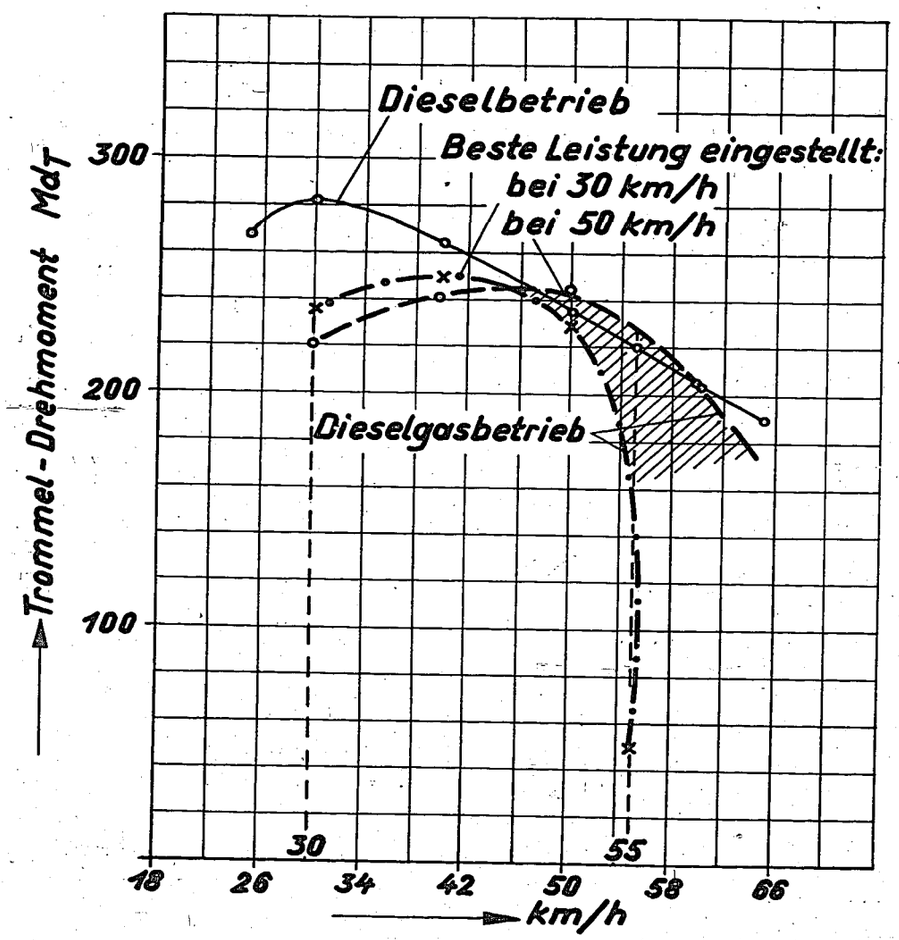
Bild 4
Druck / Zeit - Diagramm, Vollast
$\lambda = 0,95$ ; $n = 720\ min^{-1}$



Famo 4 F-145 EL
ε = 15,9
n = 1231 U/min
pme = 5,95 kg/cm²

Förderbeginn = 34° v.O.T.
Zündeinsatz = 8,7° n.O.T.

Bild 5
Druck / Zeit - Diagramm, Vollast
$\lambda = 1,06$ ; $n = 1230\ min^{-1}$



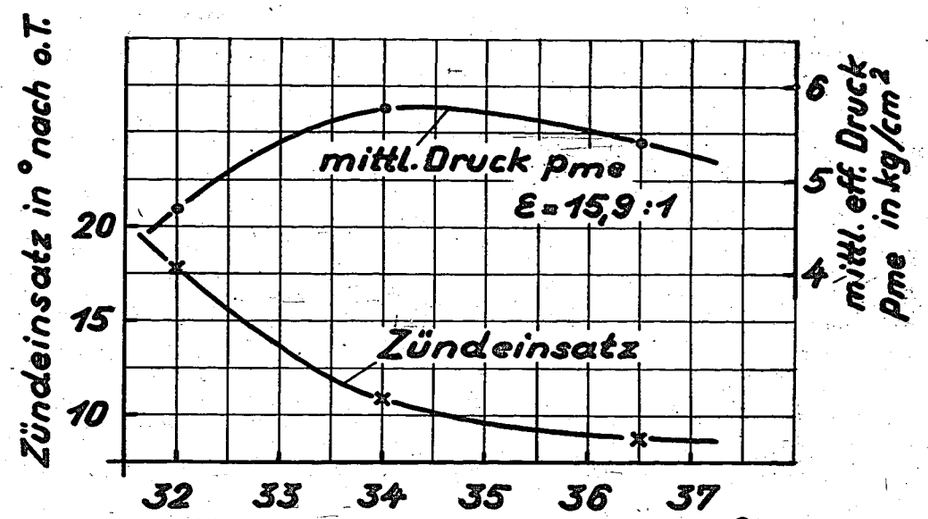

**Drehmomentvergleich im Dieselgasbetrieb bei ungünstiger Regelung durch den Mischer**

Einheits-LKW; MAN-Motor 105/120 mit Kugelbrennraum a.d. Prüfstand

Bild 6

000782






**Zündeinsatz in Abhängigkeit vom Förderbeginn**

Famo-Motor 4-Zyl. 40 PS n = 1240 U/min

Bild 7