

5. Vergleichende Bestimmung der Klopfempfindlichkeit am Mehrzylinder - Ottomotor.

Von Dipl.-Ing. S c h u l z e

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen an der Technischen
Hochschule Dresden

Im Rahmen der vom RVM dem IfK gestellten Forschungsaufgaben, die dem Ziel des n -Zyl. = $n \times 1$ Zyl. -Ottomotors zustreben, galt es, eine einfache und zuverlässige Messmethode zur Untersuchung von n -Zylinder-Ottomotoren hinsichtlich des Klopfbeginns der einzelnen Zylinder zu schaffen. Nachdem bereits einige Forscher versucht haben, einmal durch reine Gehörmessungen¹⁾, zum anderen mit Hilfe von elektro-akustischen

Verfahren²⁾ diese Aufgabe zu lösen, wurde in unserem Falle von der Seite des durch die Klopferschwingungen erhöhten Wärmeüberganges beim Klopfen herangegangen.

E. Schmidt³⁾ und R. Sinn⁴⁾ haben nachgewiesen, dass die Wärmeübergangszahl mit der Klopferschwingung zunimmt. Es wird dies dadurch erklärt, dass durch die dabei auftretenden Druckstöße das schon verbrannte Gas bis an die Wand heran sehr plötzlich adiabatisch verdichtet und so auf höhere Temperatur gebracht wird, wobei heissere Schichten näher an die Wand gelangen und der Temperaturgradient auch aus diesem Grunde anwächst. Schmidt errechnet eine Erhöhung des Temperaturgradienten um rund das Dreifache während der Dauer der Stosswelle. Er erhält nach Verteilung dieses erhöhten Wärmeüberganges auf die Gesamtzeit der klopfenden Verbrennung eine mittlere Steigerung der an das Kühlwasser abgegebenen Wärmemenge um 50 %.

Hiervon ausgehend wurde ein Meßstopfen entwickelt, der eine thermoelektrische Messung der Temperaturen der Zylinderinnenwand zulässt. Hier musste sich ja am ehesten eine Erhöhung der Wärmeübergangszahl auswirken. Der schematische Aufbau dieses Stopfens, der zunächst am I.G.-Prüfmotor an der Stelle des Springstabilitätsindikators am Zylinderkopf eingeschraubt wurde, ist im Bild 1 dargestellt.

Der entstehende Thermostrom wurde über einen Widerstand an ein Spiegelgalvanometer geleitet.

Zur Erprobung der Messmethode wurden zunächst an diesem Einzylinder-Ottomotor eine Reihe von Untersuchungen durchgeführt, die die Grundlagen für die späteren Messungen am Mehrzylinder-Ottomotor liefern sollten. Unter Veränderung des Verdichtungsverhältnisses am laufenden Motor wurde nach jeweils kurzem Einlaufen von Fall zu Fall die Temperatur abgelesen und über

dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen. Es ergab sich das im Bild 2 dargestellte Diagramm. Hierbei konnte der Klopfbeginn als Punkt des Abknickens der Temperaturkurve eindeutig ermittelt werden. Kontrollversuche mit Hilfe einer von Schütz⁵⁾ am IfK entwickelten Messapparatur, die mit Schnauffer'schen Ionisationsstrecken arbeitete, bestätigten dies ebenso wie die rein gehörmässige Kontrolle, die allerdings den Klopfbeginn jeweils etwas später bemerkte. Es entspricht Letzteres den auch von anderen Forschern gemachten Erfahrungen, nach denen der tatsächliche Klopfbeginn vor dem mit dem Ohr wahrnehmbaren liegt.

Noch war jedoch der Klopfbeginn nicht eindeutig festgelegt; denn ausser den sonst konstanten Bedingungen des I.G.-Prüfmotors muss jeweils noch das günstigste Mischungsverhältnis eingestellt werden, da ja bekanntlich der Klopfbeginn bei dem optimalen Mischungsverhältnis am frühesten liegt.

An Hand zahlreicher Versuche konnte dieser Punkt des optimalen Mischungsverhältnisses auch durch die Messergebnisse des Temperaturstopfens festgelegt werden. Durch Veränderung des Schwimmerstandes änderte man am I.G.-Prüfmotor das Mischungsverhältnis. Dabei aufgenommene Temperaturschaubilder zeigten grundsätzlich den in Bild 3 dargestellten Verlauf, wie ihn auch Pye errechnet.⁶⁾ (Bild 4). Das Maximum der gemessenen oder berechneten Temperatur zeigt das optimale Mischungsverhältnis an.

Nunmehr konnte der Klopfbeginn eines Kraftstoffes eindeutig festgelegt werden. Damit war die Möglichkeit gegeben, Oktanzahlbestimmungen nach Ricardos "highest useful compression ratio" durchzuführen, wobei die recht individuelle Festlegung des Klopfbeginns mit dem Gehör bei Ricardo jetzt ersetzt wurde durch die Festlegung des Klopfbeginns als Knickpunkt der Messkurve, bedingt durch den erhöhten Wärmeübergang beim Klopfen.

Der Verlauf einer auf diese Weise durchgeführten Oktanzahlbestimmung war nun folgender:

Zunächst wurde mit dem zu untersuchenden Kraftstoff das günstigste Mischungsverhältnis eingestellt, dann der Klopfbeginn bestimmt. Erfahrungsgemäss kann man dann schon ziemlich genau folgern, welche OZ dieser Kraftstoff haben wird. Nun werden auf gleiche Weise zwei bekannte Kraftstoffmischungen untersucht, deren eine Oktanzahl voraussichtlich tiefer, die andere höher als die des zu untersuchenden Kraftstoffes lagen. Somit war der Kraftstoff eingegabelt. Durch lineare Interpolation erhielt man die OZ des Kraftstoffes X (Bild 5). Das Verfahren der Oktanzahlbestimmung auf diese Weise scheint durch seine einfache Handhabung geeignet, auch dem ungeschulten Untersuchenden die Möglichkeit zu geben, Oktanzahlbestimmungen am Einzylinder-Ottomotor durchzuführen. Allerdings

Konnte eine höhere Genauigkeit wie bei dem bisherigen Klopfversuch nicht erreicht werden. Es ist dies insbesondere auf die Schwierigkeiten der Konstanthaltung der motorischen Versuchsbedingungen zurückzuführen. Eine Methode zur absoluten Oktanzahlbestimmung unter Konstanthaltung der Lufttemperatur Feuchtigkeit und Dichte ist in Bearbeitung.

Für Mehrzylinder-Untersuchungen galt es in erster Linie einen Meßstopfen zu entwickeln, der ohne wesentliche Veränderungen am Zylinder einzubauen war, um die Methode auch für die Praxis verwendbar zu machen und z.B. auch Reihenuntersuchungen durchführen zu können. Als einzige Lösung blieb hier nur die Anbringung in der Kerzenbohrung des Zylinderkopfes. Durch Einbau eines Stopfens, der exzentrisch eine Liliputzündkerze der Fa. Bosch enthielt, wurde genügend Raum für die Meßfläche gewonnen. Als Material für den Meßstopfen wurde Kupfer wegen seiner hohen Wärmeleitungsfähigkeit genommen. Oben am Stopfen wurden Kühlrippen angesetzt (Bild 6). mit 4 derartigen Meßstopfen wurden an einem 4-Zylinder -1,8 Liter - PKW-Ottomotor Untersuchungen angestellt. Bei konstant gehaltener Kühlwassertemperatur (70°C) wurden die vier Meßstopfen der Reihe nach auf das Spiegelgalvanometer geschaltet.

Das günstigste Mischungsverhältnis für die einzelnen Zylinder konnte hier allerdings nicht mehr wie beim IG-Prüfmotor durch Schwimmerstandsänderung eingestellt werden, sondern es mussten jeweils andere Düsen eingesetzt werden. Da dies innerhalb kürzester Zeit möglich war, konnten so die schon bekannten Temperaturkurven aufgenommen werden. Es ergab sich dabei folgendes Bild:

Unbeschadet der Tatsache, dass sich die Vergrößerung der Düsen nicht linear auf das Mischungsverhältnis auswirken wird, sieht man schon hier, dass das Mischungsverhältnis und die Füllung der einzelnen Zylinder durchaus verschieden ist (Bild 7). So liegt z.B. Zylinder 1 besonders ungünstig, wenn der Motor eine Düse von 120 haben sollte. Er bekommt dann offensichtlich eine zu magere Mischung. Zurückzuführen sind die Ungleichheiten auf die verschieden langen Ansaugwege, Gasschwingungen, Niederschläge im Ansaugrohr, Temperatureinflüsse usw. Hier wäre also für jeden Zylinder ein besonderer Vergaser oder eine Einspritzpumpe anzustreben. Da jedoch der geprüfte Ottomotor serienmässig nur einen Vergaser für alle vier Zylinder besitzt, musste der folgenden Untersuchung auf das Klopfverhalten eine Düse zu Grunde gelegt werden, die einen befriedigenden Mittelwert darstellte, wobei die 120er Düse am besten entsprach.

Mit dieser Düse sollte nun der Klopfbeginn der einzelnen Zylinder bestimmt werden. - Um den Motor zum Klopfen zu bringen, liess sich allerdings nicht mehr am laufenden Motor das Verdichtungsverhältnis verändern, sondern man musste den Zünd-

zeitpunkt verändern. Nach jeweiligem Einlaufen des Motors auf den Beharrungszustand wurde die Temperaturmessung bei von 5° zu 5° KW verstellter Zündung vorgenommen. Das sich ergebende Bild 8 liess den Klopfbeginn der einzelnen Zylinder erkennen und damit auch das verschiedene Klopfverhalten der einzelnen Zylinder. Der Zylinder 1 ist dabei besonders klopfempfindlich. Nunmehr ist es dem Konstrukteur und Prüflingenieur möglich, die besonders klopfreudigen Zylinder zu erkennen. Durch Verbesserung derselben ist der Weg zu einer Leistungssteigerung gewiesen.

Um die Klopfempfindlichkeit der einzelnen Zylinder vergleichen zu können, wurden mit zwei Kraftstoffen bekannter OZ folgende Schaubilder aufgenommen: (Bild 9). Durch lineare Interpolation war es jetzt möglich, die Differenz der einzelnen Zylinder betr. Klopfempfindlichkeit in Oktanzahl-einheiten auszudrücken. Zylinder 1 ist u.B. um 2,5 OZ von Zylinder 3 und 4 entfernt usw., denn durch 5 OZ-Einheiten hat sich der Klopfbeginn der einzelnen Zylinder gerade um 10° Zündung verschoben.

Es ist somit eine Messmethode geschaffen worden, die es gestattet, durch einfache thermoelektrische Messungen einmal Aufschluss über den Klopfbeginn bei Einzylinder-Ottomotoren zu erhalten, zum anderen Einblick in die Klopfempfindlichkeit der einzelnen Zylinder eines Mehrzylindermotors zu bekommen.

Da die Messungen ohne Umbau des Versuchsmotors vorgenommen werden können, ist auch der Praxis die Möglichkeit zu Reihenuntersuchungen gegeben, um Aufschluss über die Verschiedenheit der einzelnen Motoren und deren Klopfverhalten zu gewinnen. Für den Konstrukteur besteht nun die Möglichkeit, durch Angleichung der einzelnen Zylinder eines Mehrzylindermotors aneinander eine erhöhte Klopfestigkeit des gesamten Motors zu erreichen. Dadurch kann er zu gesteigerter Leistung gelangen und so dem Ziel des

n - Zylinder = $n \times 1$ - Zylinder
Ottomotor um einen weiteren Schritt näherkommen.

Literatur-Verzeichnis:

- 1.) reine Gehörmessungen:
Ricardo, H., Schnelllaufende Verbrennungsmotoren.
Springer Berlin.
- 2.) Elektro-akustische Messungen:
Wawrsiniak: Akustische Methoden zur Messung des Klopfgeräusches. ATZ/1931 S. 544, 572, 652.
Schmidt, A.W.: Akustische Untersuchung des Klopfgeräusches von Ottomotoren mit elektroakustischem Messgerät, Dtsche. Kraftfahrtforschung Heft 33.

- 3.) Schmidt, E: Ueber das Klopfen und die damit verbundene Verminderung des Wirkungsgrades von Otto-Motoren. Schriften der dtsh.Akad.d.Luftfahrtforschung, Heft 9, 1939.
- 4.) Sinn, R.: Wärmeübergang bei schwingenden Gasen. Z.d.VDI, Bd.83, Nr. 45, 1939.
- 5.) Schütz : Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 31 (1939).
- 6.) Pye, D.R.: Die Brennkraftmaschine, Springer-Berlin 1933.

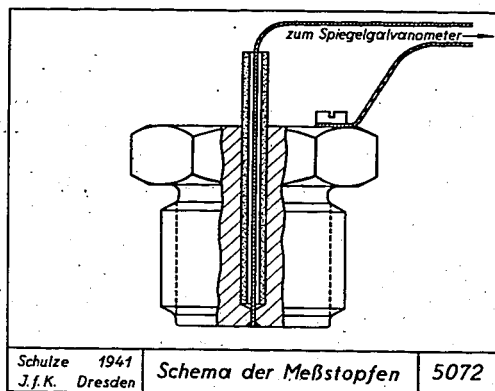


Bild 1

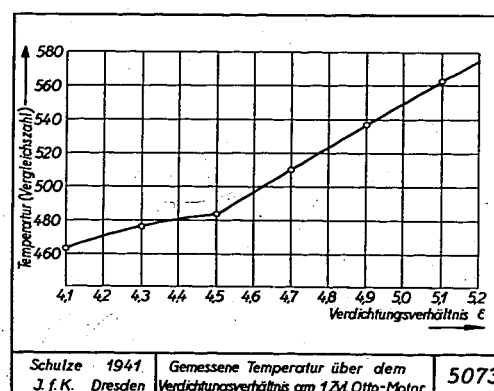


Bild 2

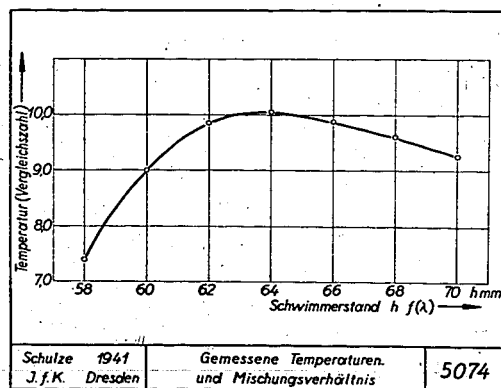


Bild 3

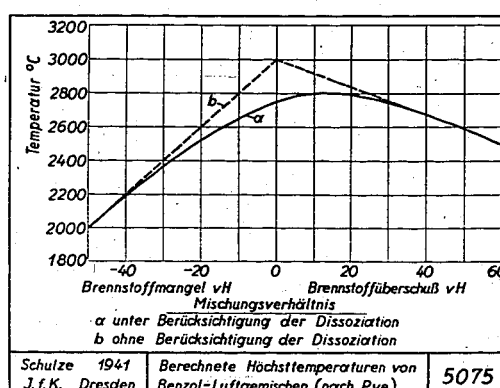


Bild 4

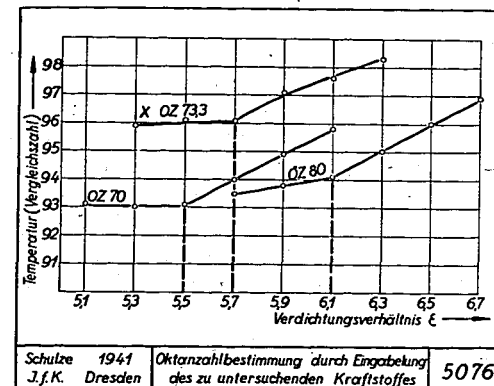


Bild 5

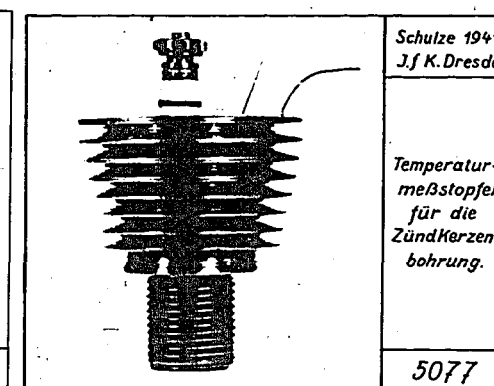


Bild 6

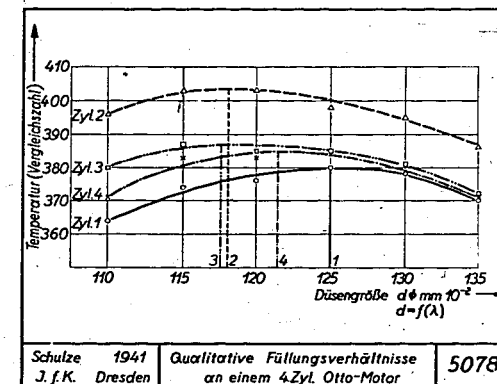


Bild 7

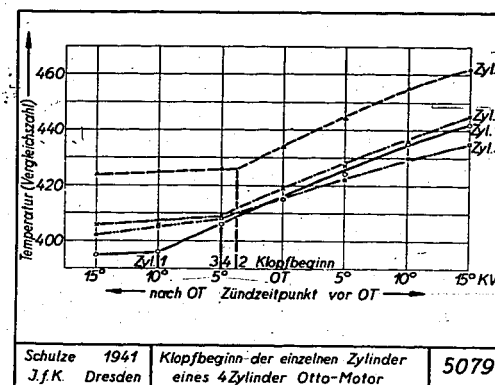


Bild 8

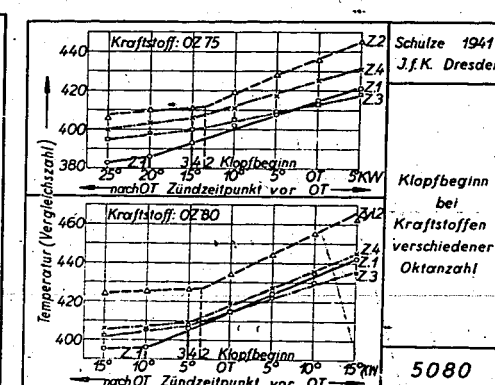


Bild 9

3.) Schmidt, E.: Ueber das Klopfen und die damit verbundene Verminderung des Wirkungsgrades von Otto-Motoren. Schriften der dtsh.Akad.d.Luftfahrtforschung, Heft 9, 1939.

4.) Sinn, R.: Wärmeübergang bei schwingenden Gasen. Z.d.VDI, Bd.83, Nr. 45, 1939.

5.) Schütz : Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 31 (1939).

6.) Pye, D.R.: Die Brennkraftmaschine, Springer-Berlin 1933.

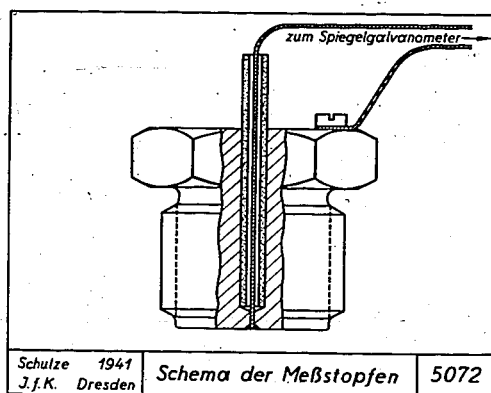


Bild 1

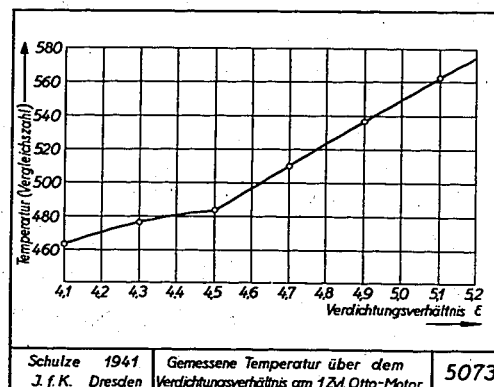


Bild 2

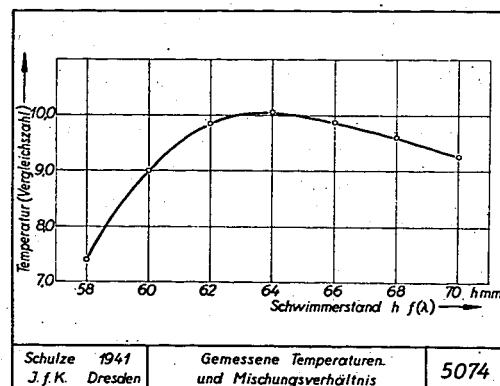


Bild 3

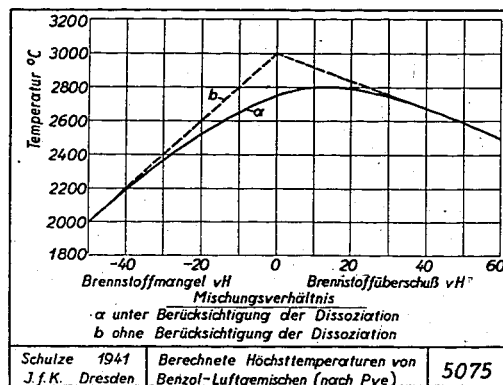


Bild 4

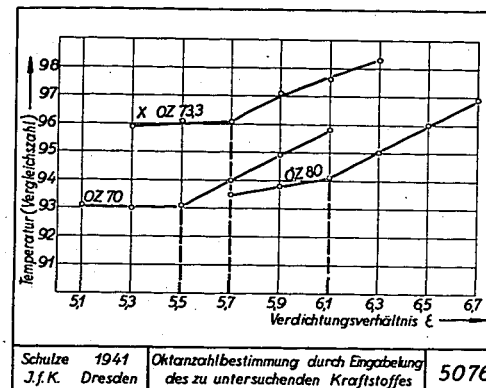


Bild 5

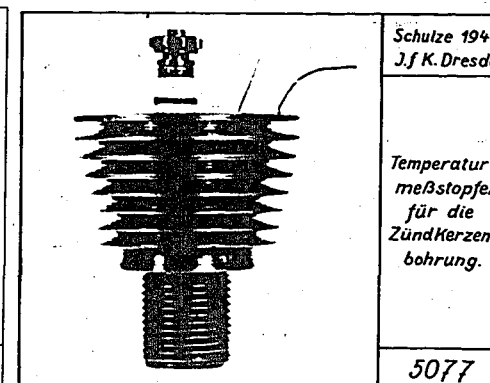


Bild 6

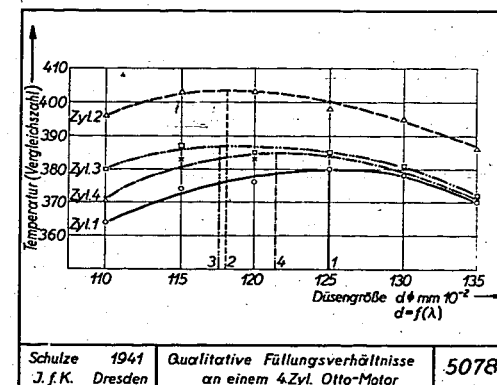


Bild 7

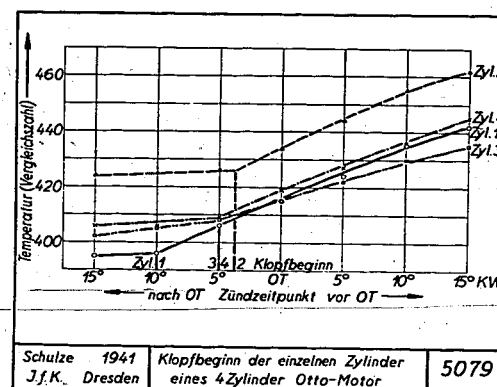


Bild 8

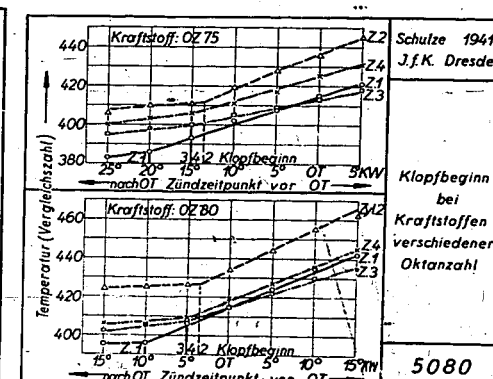


Bild 9

Aussprache

Richter, Wien, begrüsst das mitgeteilte einfache Verfahren zur Bestimmung des Klopfbeginnes als ein Mittel zur Förderung der stehen gebliebenen Vergaser-Entwicklung. Es fehlen sowohl Reihenuntersuchungen mit Vergasern für feinstregelbares Mischungsverhältnis unter exakter Berücksichtigung des Zündzeitpunktes als umfassende Untersuchungen über den Einfluss des Saugrohres auf den Motor.

List, Dresden, berichtet über Arbeiten aus seinem Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Hochschule Graz an einem Opel-Kapitan-Motor, bei denen die Gemischverteilung in einem gläsernen Saugrohrsystem exakt untersucht wird. Der Einfluss der Saugrohrführung und Saugrohrerwärmung kann bestimmt, der flüssige Brennstoffanteil durch eine "Benzin-Palle" gemessen werden. Es zeigt sich eine starke Unsymmetrie der Gemischverteilung, wobei die Ungleichförmigkeiten besonders auf den flüssigen Anteil zurückzuführen sind. Die Flüssigkeit bewegt sich dabei stets an der Saugrohrwand, wobei die Druckverteilung über den Saugrohrquerschnitt bestimmend für die Bewegungsverhältnisse der Flüssigkeitshaut ist.

Beck, Berlin, berichtet über neue Vergaser-Untersuchungen an der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin, die an einem "aufgeteilten Vergasersystem" mit einem Zentralschwimmer und einem besonderen Lufttrichter je Zylinder durchgeführt werden. Bei erträglichen Kosten stellt diese Anordnung eine gleichmässige Ladung aller Zylinder eines Mehrzylindermotors sicher.

Nach Endres, Chemnitz, sind bessere und teurere Vergaser verkaufstechnisch ohne weiteres tragbar, während Rixmann, Berlin, darauf hinweist, dass sich z.B. Luftzusatzgeräte allein aus Preisgründen nicht durchgesetzt haben, sodass der Vergaserpreis doch eine Rolle spielen dürfte.

Zusammenfassend weist List, Dresden, nochmals darauf hin, dass die immer wieder zu beobachtenden Ungleichmässigkeiten in der Ladung, Leistung und im Klopfbeginn einzelner Zylinder von Mehrzylindermotoren vorwiegend auf die Vorgänge im Saugrohr zurückzuführen sind.

6. Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge

Von Dr.-Ing habil. Dr e y h a u p t

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen Hochschule Dresden

Aus einer grösseren Arbeit, die es sich zur Aufgabe gestellt hat, in einer dem Ingenieur gemässen Darstellung die verschiedenen motorischen Zünd- und Verbrennungsvorgänge physikalisch zu erfassen, soll hier über die Darstellung der

Dieselszündungsvorgänge

berichtet werden, die in diesem Zusammenhang eines der interessantesten Kapitel sind.

Ueber die Vorgänge, die sich bei der Dieselszündung abspielen, herrschen vielfach noch unklare Vorstellungen. Man kann sie aber sehr übersichtlich und anschaulich wiedergeben, wenn man systematisch die Wärme- und Diffusionsvorgänge betrachtet, die sich an einem Kraftstofftropfen abspielen, der sich in heisser Umgebungsluft befindet

1. Vorgänge am einzelnen Kraftstofftropfen.

Wenn ein Tropfen kalten Kraftstoffs in heisse Luft gebracht wird, beginnt er sofort zu verdampfen und sich aufzuwärmen. Es bildet sich um den Tropfen herum ein "Gemischmantel" aus der aus einem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch besteht, dessen örtlicher Kraftstoffdampf-Teildruck p_B und dessen örtliche Temperatur t_{LB} im Bild 1 dargestellt sind.

Die Indizes 0-1-2-3 bezeichnen dabei den zeitlichen Ablauf der Vorgänge, während t_B die jeweilige Temperatur im noch flüssigen Resttropfen, r der Resttropfenradius und r die radiale Entfernung vom Tropfenmittelpunkt ist. t_{L0} ist die allgemeine Lufttemperatur in der Umgebung, und $p_B(t_B)$ der zu t_B gehörige Kraftstoffdampf-Sättigungsdruck, der sich in jedem Augenblick an der Resttropfenoberfläche einstellt. Der eckige Anfangsverlauf der t_{LB} -Kurve herrscht im Zeitpunkt 0, unmittelbar nachdem der kalte Kraftstofftropfen in theoretisch unendlich kurzer Zeit in die heisse Luft eingebracht worden ist.

Man erkennt aus Bild 1, wie sich die Gemischzone um den Tropfen herum im Verlaufe der Zeit immer mehr ausbreitet. Für die weiteren Darstellungen ist es einfacher, die Ordinatenachse

Aussprache

Richter, Wien, begrüsst das mitgeteilte einfache Verfahren zur Bestimmung des Klopfbeginnes als ein Mittel zur Förderung der stehen gebliebenen Vergaser-Entwicklung. Es fehlen sowohl Reihenuntersuchungen mit Vergasern für feinst-regelbares Mischungsverhältnis unter exakter Berücksichtigung des Zündzeitpunktes als umfassende Untersuchungen über den Einfluss des Saugrohres auf den Motor.

List, Dresden, berichtet über Arbeiten aus seinem Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Hochschule Graz an einem Opel-Kapitän-Motor, bei denen die Gemischverteilung in einem gläsernen Saugrohrsystem exakt untersucht wird. Der Einfluss der Saugrohrführung und Saugrohrerwärmung kann bestimmt, der flüssige Brennstoffanteil durch eine "Benzin-Falle" gemessen werden. Es zeigt sich eine starke Unsymmetrie der Gemischverteilung, wobei die Ungleichförmigkeiten besonders auf den flüssigen Anteil zurückzuführen sind. Die Flüssigkeit bewegt sich dabei stets an der Saugrohrwand, wobei die Druckverteilung über den Saugrohrquerschnitt bestimmend für die Bewegungsverhältnisse der Flüssigkeitshaut ist.

Beck, Berlin, berichtet über neue Vergaser-Untersuchungen an der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin, die an einem "aufgeteilten Vergasersystem" mit einem Zentralschwimmer und einem besonderen Lufttrichter je Zylinder durchgeführt werden. Bei erträglichen Kosten stellt diese Anordnung eine gleichmässige Ladung aller Zylinder eines Mehrzylindermotors sicher.

Nach Endres, Chemnitz, sind bessere und teurere Vergaser verkaufstechnisch ohne weiteres tragbar, während Rixmann, Berlin, darauf hinweist, dass sich z.B. Luftzusatzgeräte allein aus Preisgründen nicht durchgesetzt haben, sodass der Vergaserpreis doch eine Rolle spielen dürfte.

Zusammenfassend weist List, Dresden, nochmals darauf hin, dass die immer wieder zu beobachtenden Ungleichmässigkeiten in der Ladung, Leistung und im Klopfbeginn einzelner Zylinder von Mehrzylindermotoren vorwiegend auf die Vorgänge im Saugrohr zurückzuführen sind.

6. Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge

Von Dr.-Ing habil. D r e y h a u p t

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen Hochschule Dresden

Aus einer grösseren Arbeit, die es sich zur Aufgabe gestellt hat, in einer dem Ingenieur gemässen Darstellung die verschiedenen motorischen Zünd- und Verbrennungsvorgänge physikalisch zu erfassen, soll hier über die Darstellung der

Dieselszündungsvorgänge

berichtet werden, die in diesem Zusammenhang eines der interessantesten Kapitel sind.

Ueber die Vorgänge, die sich bei der Dieselszündung abspielen, herrschen vielfach noch unklare Vorstellungen. Man kann sie aber sehr übersichtlich und anschaulich wiedergeben, wenn man systematisch die Wärme- und Diffusionsvorgänge betrachtet, die sich an einem Kraftstofftropfen abspielen, der sich in heisser Umgebungsluft befindet

1. Vorgänge am einzelnen Kraftstofftropfen.

Wenn ein Tropfen kalten Kraftstoffs in heisse Luft gebracht wird, beginnt er sofort zu verdampfen und sich aufzuwärmen. Es bildet sich um den Tropfen herum ein "Gemischmantel" aus der aus einem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch besteht, dessen örtlicher Kraftstoffdampf-Teildruck p_B und dessen örtliche Temperatur t_{LB} im Bild 1 dargestellt sind.

Die Indizes 0-1-2-3 bezeichnen dabei den zeitlichen Ablauf der Vorgänge, während t_B die jeweilige Temperatur im noch flüssigen Resttropfen, r' der Resttropfenradius und r die radiale Entfernung vom Tropfenmittelpunkt ist. t_{Lo} ist die allgemeine Lufttemperatur in der Umgebung, und $p_B(t_B)$ der zu t_B gehörige Kraftstoffdampf-Sättigungsdruck, der sich in jedem Augenblick an der Resttropfenoberfläche einstellt. Der eckige Anfangsverlauf der t_{LB} -Kurve herrscht im Zeitpunkt 0, unmittelbar nachdem der kalte Kraftstofftropfen in theoretisch unendlich kurzer Zeit in die heisse Luft eingebracht worden ist.

Man erkennt aus Bild 1, wie sich die Gemischzone um den Tropfen herum im Verlaufe der Zeit immer mehr ausbreitet. Für die weiteren Darstellungen ist es einfacher, die Ordinatenachse

in die Resttropfenoberfläche zu legen und den Gemischmantel allein zu betrachten, Bild 2. Dabei wird r'' als radiale Entfernung von der Tropfenoberfläche eingeführt. Da das Eindringen eines Tropfens in die heisse Luft praktisch eine gewisse Zeit erfordert, so kann auch der eckige Anfangszustand Index o von Bild 1 durch den Anfangszustand Index a von Bild 2 ersetzt werden.

Der Wendepunkt W in der t_{LB} -Kurve, der den sich abkühlenden Aussenbereich des Gemischmantels von dem sich aufwärmenden inneren Bereiche trennt, verschiebt sich mit der Zeit auf einem Kurvenzuge, wie er in Bild 2 eingezeichnet ist. Jeder Punkt $r'-r'$ macht mit der Zeit einen Temperaturverlauf durch, der von t_{Lo} abwärts bis zur Wendepunktkurve und dann wieder aufwärts nach t_{Lo} verläuft.

2. Physikalische Zündgrenze.

Man muss nun eine wichtige Voraussetzung machen: Man muss nämlich eine Zündgrenze t_z annehmen, die eine jedem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch eigentümliche Temperaturgrenze ist. Bei ihrem Ueberschreiten -- auch wenn dieses nur lokal, d.h. in einem kleinen örtlichen Bereiche im Gemisch erfolgt -- wird sofort die spontane Umsetzung des gesamten Gemisches ausgelöst.

Eine solche Zündgrenze lässt sich mit Hilfe eingehender molekularphysikalischer Betrachtungen scharf definieren, jedoch gestattet der zur Verfügung stehende Raum nicht, darauf näher einzugehen. Es sei daher hier nur soviel kurz angedeutet: In jedem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch spielen sich bei jeder Temperatur Elementarumsetzungen ab, die auch stets in der Form von soviel chemischen als auch vor allem energiemässigen Reaktionsketten (Kettenreaktionen) auftreten. Lediglich die Häufigkeit dieser Elementarumsetzungen und die Länge und Verzweigung der Ketten nimmt mit wachsender Temperatur in ausserordentlichem Masse zu. Bei einer bestimmten Temperaturgrenze (eben der Zündgrenze t_z) werden die Reaktionsketten theoretisch unendlich lang, weil die Kettenabbruchsmöglichkeiten im Gemisch dann plötzlich geringer werden als die Kettenfortpflanzungsmöglichkeiten. In diesem Augenblick kommt es zur spontanen Gesamtumsetzung, und wenn die Zündgrenze t_z in einem Gemischraume nur lokal überschritten wird, erfolgt diese in der Weise, dass sich um diesen "Zündherd" herum eine "Kettenfront" ausbildet, die sich vom Zündherd aus radial und spontan nach allen Seiten hin durch das Gemisch fortpflanzt¹⁾.

1) F. Dreyhaupt, "Eine neue Theorie der motorischen Zündvorgänge auf Grund besonderer molekularphysikalischer Betrachtungen". Habilitationsschrift Dresden 1940. Kurzer Auszug: Forsch. Ing.-Wes-Bd. 11 (1940) S. 215-223.

Für die hiesigen Betrachtungen ist es wichtig, dass die Zündtemperatur t_z in der in Bild 3 schematisch gezeigten Weise von der Gemischzusammensetzung abhängig ist. Das ist erklärlich: Denn die Umsetzungsmöglichkeiten eines Gemisches hängen natürlich grundsätzlich davon ab, wie häufig Kraftstoff- und Sauerstoffmolekeln überhaupt zusammenstossen können. Reiner Kraftstoffdampf und reine Luft bieten keine Reaktionsmöglichkeit, während in der Umgebung des stöchiometrischen Gemisches die Verhältnisse für die molekularen Umsetzungen am günstigsten sind. Kurven nach der Art von Bild 3 sind ja auch schon vielfach gemessen worden, wenngleich auch dabei bisher im allgemeinen nicht t_z selbst, sondern nur diesem ähnlichen Werte in Wirklichkeit gemessen worden sind.

3. Zündung und Verbrennung eines Tropfens.

Kombiniert man die Zündtemperatur t_z mit der durch den Kraftstoffdampf-Teildruck p_p gegebenen örtlichen und zeitlichen Gemischzusammensetzung im Gemischmantel der Kraftstofftropfen, so erhält man Bild 4. Man erkennt, wie sich abhängig von der Diffusion des Kraftstoffdampfes auch der Verlauf der t_z -Kurve mit der Zeit ändert.

In einem Zeitpunkt (Index z) kommt nun die t_{LB} -Kurve an einer Stelle $r = b$ mit der t_z -Kurve zur Berührung; d.h. dass in der Zone b das dortige Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch die zu seiner Zusammensetzung gehörige Zündtemperatur erreicht hat. Von dieser Zündzone b aus muss die spontane Umsetzung zunächst des Gemischmantels, und im weiteren Verlaufe auch die des gesamten Tropfens einsetzen.

Man erkennt in Bild 4, dass die Zündung offenbar nicht bei dem zündgünstigsten Gemisch, sondern nur allenfalls in dessen Nähe im Gemischmantel einsetzt. In der Zündzone b wird demgemäss die Zündtemperatur in der Regel etwas höher liegen als die zur zündgünstigsten Gemischzusammensetzung gehörige Zündtemperatur t_{ze} . Jedoch ist die Temperatur in der Zündzone b andererseits auch niedriger, als die allgemeine Lufttemperatur t_{Lo} .

Man kann nun weitere Betrachtungen über den Ablauf der Umsetzung des Gesamttropfens hier anschliessen; sie können nur angedeutet werden:

Die fortschreitende Umsetzung des Tropfens muss vorwiegend auf Diffusionsvorgängen beruhen, da insbesondere der im Resttropfen vorhandene Kraftstoff erst an den zur Verbrennung notwendigen Sauerstoff herangebracht werden muss. Die

Aufwärmung, Verdampfung und Diffusion des Resttropfens wird dabei durch die von der Zündzone b aus in verstärkter Masse freiwerdende Reaktionswärme gegenüber den Vorgängen vor der Zündung beschleunigt.

4. Rechnerische Darstellung.

Der rechnerischen Erfassung dieser vorerst nur qualitativ dargestellten Vorgänge stehen zur Zeit noch erhebliche Schwierigkeiten entgegen, da vor allen Dingen über die Verdampfung kleinerer Tropfen, über die Brennstoffdampf-Diffusion u.v.a. noch keine exakten Unterlagen vorliegen. Die Rechnung muss aber grundsätzlich auf folgendem Wege erfolgen:

Für jeden Bereich dr der t_{LB} -Kurve, also der Gemischzone, gilt, dass die diesem Bereiche durch Wärmeleitung, durch Kraftstoff- und durch Luftdiffusion zu- und abgeführte Wärmemenge in der Summe zusammen mit der in diesem Bereiche erzeugten Reaktionswärme in jedem Zeitelement diejenige Wärmemenge Q_T ergeben muss, die zur lokalen Temperaturänderung des Bereiches dr führt. Es gilt also für jedes Zeit- und Raumelement des Gemischmantels die unter Bild 4 angeschriebene Wärmebilanz. Von dieser Grundgleichung ausgehend kommt man zu einer orts- und zeitabhängigen Gleichung der t_{LB} -Kurve, die ebenfalls unter Bild 4 angeschrieben ist. Wenn man diese Gleichung mit der entsprechenden Gleichung der t_Z -Kurve kombiniert, (die zur Zeit aber noch unbekannt ist), so ergeben sich für gleiche Koordinaten Ort und Zeitpunkt der Zündung in der Zündzone b, also auch der Zündverzögerung.

Anwendungen

Die dargestellten Betrachtungen lassen aber auch schon in ihrer qualitativen Form eine ganze Anzahl besonderer Anwendungen zu, von denen einige hier herausgegriffen seien:

5. Wärmebedarf eines Tropfens.

Von Interesse ist besonders der Wärmebedarf, den der einzelne Tropfen bis zu jedem Zeitpunkte und speziell bis zum Zeitpunkte seiner Zündung hat, weil ja, wie man aus den bisherigen Darstellungen erkennt, nicht etwa die Zündtemperatur des Kraftstoffs allein für die Zündvorgänge entscheidend ist, sondern auch die Diffusions- und Aufwärmungsvorgänge eine mindestens gleich wichtige Rolle spielen.

Hierzu wird für den Kraftstoff das p-i-Diagramm benötigt, das in Bild 5 zunächst in seinem schematischen Verlauf gezeigt wird.

Trägt man im rechten oberen Quadranten eines Achsenkreuzes, Bild 6, das p-i-Diagramm des Kraftstoffs, und im linken oberen Quadranten spiegelbildlich zur bisherigen Darstellung die p_B - und die t_{LB} -Kurve des Gemischmantels eines Tropfens z.B. für den Zeitpunkt z der Zündung auf, so kann man die t_{LB} -Kurve mit Hilfe der p_B -Kurve in das p-i-Diagramm übertragen. Der dort entstehende Kurvenzug muss noch mit Hilfe des allgemeinen Umgebungsdruckes p_0 (Kompressionsdruck) und mit Hilfe der Temperaturen t_{Ba} und t_{Bz} des flüssigen Resttropfens ergänzt werden.

Trägt man nun noch im linken unteren Quadranten die Kurve $r = \int_{r-r}^{\infty} d\alpha_d$ auf, die als Ordinate jeweils das Gewicht derjenigen Kraftstoffdampfmenge angibt, die sich im Gemischmantel ausserhalb der Stelle r befindet, so kann man im rechten unteren Quadranten den Wärmebedarf Q_T des Tropfens als Fläche für den gewählten Zeitpunkt darstellen.

Dabei entspricht die Fläche B-C-D-E der Aufwärmung des flüssigen Resttropfens und die Fläche A-B-E-J der Flüssigkeitswärme, die Fläche J-E-F-H der Verdampfungswärme und die Fläche H-F-G der Ueberhitzungswärme des verdampften Kraftstoffanteils.

Man erkennt, dass der Wärmebedarf für die Tropfenaufwärmung etwa bis zur Zündung nicht so ermittelt werden kann, dass man den gesamten, oder den verdampften Kraftstoff vollständig als bis auf eine Zündtemperatur oder gar bis auf die allgemeine Lufttemperatur t_{Lo} erwärmt annimmt, sondern man muss offensichtlich die Verhältnisse der Verdampfung und die Temperaturen sowohl im Resttropfen als auch im Gemischmantel genauer kennen, um den Wärmebedarf angeben zu können. Quantitativ wird das auch erst möglich sein, wenn sich die Verdampfungs- und Aufwärmungsvorgänge der Tropfen quantitativ berechnen lassen; ausserdem fehlen noch weitgehend Unterlagen für die p-i-Diagramme der Kraftstoffe.

Qualitativ kann man aber zeigen, dass ein Kraftstoff, der sehr stark oder sogar vollständig verdampft, Bild 7, einen erheblich grösseren Wärmebedarf haben wird, als ein Kraftstoff, der nur in geringem Masse verdampft, Bild 8.

Die spezifischen Wärmen und vor allen Dingen die Grösse der Verdampfungswärme, also der horizontale Abstand J-H, sowie die Lage des kritischen Punktes des Kraftstoffs spielen für

den Wärmebedarf eine entscheidende Rolle. Hieraus erklärt es sich z.B., dass Kraftstoffe mit niedrigem Siedepunkt einer Dieselmündung unter Umständen erhebliche Schwierigkeiten entgegenzusetzen. Wir können das an Hand einiger praktisch nahe-
liegender Beispiele noch etwas genauer ansehen:

6. Wärmebedarf und Zündung verschiedenartiger Kraftstoffe.

In Bild 9 sind in einem einzigen Diagramm die p-i-Diagramme und die Wärmebedarfe von Methanol, Benzol und Tridecan eingetragen. Das ist hinsichtlich der p-i-Diagramme natürlich nur unter gewissen Vergewaltigungen des Maßstabes möglich; jedoch sind diese nicht so gross, dass sich nicht ein qualitativer Vergleich durchführen liesse. Tridecan mag dabei als Vertreter des Gasöl gelten.

Man erkennt, dass nicht nur die Verdampfungswärme, also der horizontale Abstand der beiden Grenzkurvenäste, sondern vor allem die Lage des kritischen Punktes der Kraftstoffe für den Wärmebedarf, also für die Diesel-Zündeinleitung eine wichtige Rolle spielt. Denn die von t_{Bz} senkrecht nach unten verlaufende T-Linie schneidet den linken Ast der Grenzkurve in einem Punkte, dessen Druckhöhe p ein Mass für die Stärke der Verdampfung ist. Daraus ergibt sich (da der Maßstab für i im überkritischen Bereich auch zugleich ungefähr ein Maßstab für t ist, vergl. Bild 5), dass Kraftstoffe mit niedriger kritischer Temperatur und hohem kritischen Druck stärker verdampfen als solche mit hoher kritischer Temperatur und niedrigem kritischen Druck. Nun haben in der Regel Stoffe mit grossen Molekeln (höher siedende Stoffe) hohe kritische Temperaturen und niedrigen kritischen Druck, dagegen Stoffe mit kleinen Molekeln (niedrig siedende Stoffe) niedrige kritische Temperaturen und hohen kritischen Druck. Daraus ergeben sich die Schwierigkeiten der Diesel-Zündung bei niedrig siedenden Kraftstoffen. Entscheidend ist letzten Endes die Steilheit des linken Grenzkurvenastes im p-i-Diagramm. Im Vortrag des Verfassers über die "Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselmethode" werden noch weitere Ausführungen zu dieser Frage gemacht werden.

7. Nichtzündungen kleinster Tropfen.

Eine weitere sehr interessante Anwendung der hiesigen Darstellung ist folgende:

Wenn sehr kleine Kraftstofftropfen der heissen Luft ausgesetzt werden, dann kann der Fall eintreten, dass der Tropfen schon zu Ende verdampft ist, ehe es zu einer Berührung zwischen der t_{LB} - und der t_z -Kurve kommt. In Bild 10 ist der

Zeitpunkt, in dem der Resttropfen zu Ende verdampft ist, durch den Index v bezeichnet. Die Zeitpunkte Index 3 und 5 in Bild 10 liegen später als Index v; während der Index a wiederum den Anfangszustand nach dem Einbringen des Tropfens in die heisse Luft bezeichnet.

Man muss nun beachten, dass vom Zeitpunkt v ab die Kraftstoffdampf-Konzentration im ehemaligen Mittelpunkt des Tropfens, also in der Ordinatenachse von Bild 10 wieder abnimmt. Das bedeutet, dass der tiefste Punkt t_{ze} der t_z -Kurve, der bis zum Zeitpunkt v von links nach rechts wanderte, sich nun wieder von rechts nach links verschiebt. Im Zeitpunkt 3 hat er die Ordinatenachse wieder erreicht. Von diesem Augenblick an ist das zu t_{ze} gehörige zündgünstigste Gemisch in dem Dampf-Luft-Gemischherd, der an der Stelle des ehemaligen Tropfens ja nun nur noch vorhanden ist, überhaupt nicht mehr gegeben. Noch später verschiebt sich die t_z -Kurve an der Ordinatenachse immer weiter nach oben.

Dabei ist es nun wiederum möglich, dass der Schnittpunkt der t_z -Kurve mit der Ordinatenachse die Höhe t_{Lo} überschreitet, ohne dass schon die Zündung eingetreten wäre. Da nun die t_{LB} -Kurve den Wert t_{Lo} nirgends überschreiten kann, weil der Kraftstoff höchstens nur bis auf die allgemeine Lufttemperatur t_{Lo} aufgewärmt werden kann, so muss in diesem Falle die Zündung überhaupt ausbleiben, obwohl die Lufttemperatur t_{Lo} unter Umständen sogar wesentlich höher ist, als die niedrigste Zündtemperatur t_{ze} des betreffenden Kraftstoffes bei zündgünstigstem Gemisch.

Man erkennt, dass es von der Kleinheit des Tropfens und im übrigen von den Verdampfungs-, Diffusions- und Aufwärmgeschwindigkeiten abhängig ist, um wieviel die Lufttemperatur t_{Lo} höher sein muss als t_{ze} , damit die Zündung gerade noch eintritt. Oder umgekehrt: Zu jeder Kombination einer gegebenen Lufttemperatur mit einem gegebenen Kraftstoff gehört eine bestimmte untere Tropfengrösse für die Zündung; kleinere Tropfen zünden nicht. Die Bedingung $t_{Lo} = t_{ze}$ als niedrigste Zündbedingung bei unendlich langem Zündverzug gilt nur bei hinreichend grossen Tropfen.

8. Zündung von Kraftstoffstrahlen.

Diese Betrachtungen leiten zur Zündung eingespritzter Kraftstoffstrahlen über:

Bei eingespritzten Kraftstoffstrahlen üblicher Form, Bild 11, befinden sich im Strahlkern verhältnismässig sehr

den Wärmebedarf eine entscheidende Rolle. Hieraus erklärt es sich z.B., dass Kraftstoffe mit niedrigem Siedepunkt einer Dieselmotorenzündung unter Umständen erhebliche Schwierigkeiten entgegenzusetzen. Wir können das an Hand einiger praktisch nachliegender Beispiele noch etwas genauer ansehen:

6. Wärmebedarf und Zündung verschiedenartiger Kraftstoffe.

In Bild 9 sind in einem einzigen Diagramm die p-i-Diagramme und die Wärmebedarfe von Methanol, Benzol und Tridecan eingetragen. Das ist hinsichtlich der p-i-Diagramme natürlich nur unter gewissen Vergewaltigungen des Maßstabes möglich; jedoch sind diese nicht so gross, dass sich nicht ein qualitativer Vergleich durchführen liesse. Tridecan mag dabei als Vertreter des Gasöl gelten.

Man erkennt, dass nicht nur die Verdampfungswärme, also der horizontale Abstand der beiden Grenzkurvenäste, sondern vor allem die Lage des kritischen Punktes der Kraftstoffe für den Wärmebedarf, also für die Diesel-Zündung eine wichtige Rolle spielt. Denn die von t_{BZ} senkrecht nach unten verlaufende T-Linie schneidet den linken Ast der Grenzkurve in einem Punkte, dessen Druckhöhe p ein Mass für die Stärke der Verdampfung ist. Daraus ergibt sich (da der Maßstab für i im überkritischen Bereich auch zugleich ungefähr ein Maßstab für t ist, vergl. Bild 5), dass Kraftstoffe mit niedriger kritischer Temperatur und hohem kritischen Druck stärker verdampfen als solche mit hoher kritischer Temperatur und niedrigem kritischen Druck. Nun haben in der Regel Stoffe mit grossen Molekeln (höher siedende Stoffe) hohe kritische Temperaturen und niedrigen kritischen Druck, dagegen Stoffe mit kleinen Molekeln (niedrig siedende Stoffe) niedrige kritische Temperaturen und hohen kritischen Druck. Daraus ergeben sich die Schwierigkeiten der Diesel-Zündung bei niedrig siedenden Kraftstoffen. Entscheidend ist letzten Endes die Steilheit des linken Grenzkurvenastes im p-i-Diagramm. Im Vortrag des Verfassers über die "Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselmotorenverfahren" werden noch weitere Ausführungen zu dieser Frage gemacht werden.

7. Nichtzündungen kleinster Tropfen.

Eine weitere sehr interessante Anwendung der hiesigen Darstellung ist folgende:

Wenn sehr kleine Kraftstofftropfen der heissen Luft ausgesetzt werden, dann kann der Fall eintreten, dass der Tropfen schon zu Ende verdampft ist, ehe es zu einer Berührung zwischen der t_{LB} - und der t_Z -Kurve kommt. In Bild 10 ist der

Zeitpunkt, in dem der Resttropfen zu Ende verdampft ist, durch den Index v bezeichnet. Die Zeitpunkte Index 3 und 5 in Bild 10 liegen später als Index v; während der Index a wiederum den Anfangszustand nach dem Einbringen des Tropfens in die heisse Luft bezeichnet.

Man muss nun beachten, dass vom Zeitpunkt v ab die Kraftstoffdampf-Konzentration im ehemaligen Mittelpunkt des Tropfens, also in der Ordinatenachse von Bild 10 wieder abnimmt. Das bedeutet, dass der tiefste Punkt t_{Ze} der t_Z -Kurve, der bis zum Zeitpunkt v von links nach rechts wanderte, sich nun wieder von rechts nach links verschiebt. Im Zeitpunkt 3 hat er die Ordinatenachse wieder erreicht. Von diesem Augenblick an ist das zu t_{Ze} gehörige zündgünstigste Gemisch in dem Dampf-Luft-Gemischherd, der an der Stelle des ehemaligen Tropfens ja nun nur noch vorhanden ist, überhaupt nicht mehr gegeben. Noch später verschiebt sich die t_Z -Kurve an der Ordinatenachse immer weiter nach oben.

Dabei ist es nun wiederum möglich, dass der Schnittpunkt der t_Z -Kurve mit der Ordinatenachse die Höhe t_{Lo} überschreitet, ohne dass schon die Zündung eingetreten wäre. Da nun die t_{LB} -Kurve den Wert t_{Lo} nirgends überschreiten kann, weil der Kraftstoff höchstens nur bis auf die allgemeine Lufttemperatur t_{Lo} aufgewärmt werden kann, so muss in diesem Falle die Zündung überhaupt ausbleiben, obwohl die Lufttemperatur t_{Lo} unter Umständen sogar wesentlich höher ist, als die niedrigste Zündtemperatur t_{Ze} des betreffenden Kraftstoffes bei zündgünstigstem Gemisch.

Man erkennt, dass es von der Kleinheit des Tropfens und im übrigen von den Verdampfungs-, Diffusions- und Aufwärmgeschwindigkeiten abhängig ist, um wieviel die Lufttemperatur t_{Lo} höher sein muss als t_{Ze} , damit die Zündung gerade noch eintritt. Oder umgekehrt: Zu jeder Kombination einer gegebenen Lufttemperatur mit einem gegebenen Kraftstoff gehört eine bestimmte untere Tropfengrösse für die Zündung; kleinere Tropfen zünden nicht. Die Bedingung $t_{Lo} = t_{Ze}$ als niedrigste Zündbedingung bei unendlich langem Zündverzögerung gilt nur bei hinreichend grossen Tropfen.

8. Zündung von Kraftstoffstrahlen.

Diese Betrachtungen leiten zur Zündung eingespritzter Kraftstoffstrahlen über:

Bei eingespritzten Kraftstoffstrahlen üblicher Form, Bild 11, befinden sich im Strahlkern verhältnismässig sehr

grosse Tropfen und andererseits ist dort nur wenig Luft vorhanden, die sich schnell abkühlt. Die Tropfen sind dort also in einer sehr niedrigen Umgebungstemperatur. An Hand der gemachten Ausführungen ist leicht zu erkennen, dass im Strahlkern die Voraussetzungen für die Tropfenzündung sehr ungünstig sind, Bild 12.

Dagegen sind im Aussenmantel des Strahlkerns kleinere und kleinste Tropfen verschiedenster Grösse vorhanden und auch der allgemeinen Außenluft stark ausgesetzt. Im Aussenmantel des Strahls sind also die Zündbedingungen für die einzelnen Tropfen sehr günstig, Bild 12, und ausserdem denen des Einzeltropfens in grossem Luftüberschuss -- die wir bisher betrachtet haben -- sehr ähnlich. Man kann mithin die Zündung eines eingespritzten Strahls praktisch offenbar weitgehend direkt auf die Theorie der Zündung eines einzelnen Tropfens in grossem Luftüberschuss zurückzuführen.

Es werden nun im Aussenmantel eines eingespritzten Kraftstoffstrahls diejenigen Tropfen zuerst zünden, die am schnellsten irgendwo in ihrem Gemischmantel die Zündverhältnisse erreichen. Das sind, wie wir gesehen haben, aber nicht die allerkleinsten Tropfen, sondern Tropfen, die zwar offenbar absolut auch noch klein sind, aber doch immerhin schon eine gewisse Grösse haben, damit sie nicht zu rasch verdampfen.

Die Zündung dieser schon etwas grösseren Tröpfchen erfordert eine gewisse Zeit, eben ihren Zündverzug; und der Zündverzug wird auch bei eingespritzten Kraftstoffstrahlen beobachtet.

Im Aussenmantel eines eingespritzten Kraftstoffstrahls gibt es nun aber Tröpfchen aller Grössen und es besteht kein Anlass dafür, etwas anderes anzunehmen, als dass die kleinsten von ihnen nur aus wenigen, vielleicht letzten Endes nur aus einer einzigen Kraftstoffmolekel bestehen. Würden derartige Tropfen zünden können, so müsste das nach Beginn des Einspritzens schon in einer Zeit zustande kommen, deren Grössenordnung lediglich durch Molekelstosszeiten gegeben wäre, also kleiner als $1/10000$ sec sein müsste. Die Tatsache, dass der Zündverzug an eingespritzten Kraftstoffstrahlen um Zehnerpotenzen grösser gemessen werden kann, ist umgekehrt ein Beweis dafür, dass Kraftstofftröpfchen im Luftüberschuss erst von einer gewissen Grösse an zündfähig sind.

9. Unabhängigkeit der Strahlzündung von Düse und Einspritzgesetz.

Andererseits aber deckt sich die Tatsache, dass Tröpfchen der verschiedensten Grösse im Aussenmantel der eingespritzten Strahlen vorhanden sind, wenn der Strahl überhaupt nur

einigermassen zerstäubt ist, mit der Erscheinung, dass der an eingespritzten Kraftstoffstrahlen gemessene Zündverzug von der speziellen Form der Strahlausbildung und der Düse sowie vom Abspritzdruck der Düse weitgehend unabhängig ist, weil eben bei den verschiedenartigsten Strahlformen die zündgünstigsten Tröpfchen in gleicher Weise im Aussenmantel vorhanden sind und die Zündeinleitung herbeiführen.

10. Durchbrennen von Kraftstoffstrahlen.

Auch über die Vorgänge beim Durchbrennen der verschiedenen Strahlformen lassen sich nähere Ausführungen machen. Doch muss dies im wesentlichen einer späteren Gelegenheit vorbehalten bleiben. Es soll deshalb nur angedeutet werden, dass bei den üblichen kegelförmigen Strahlen, die den Kegelraum vollständig ausfüllen, der im Strahlkern befindliche Kraftstoff bis an den Sauerstoff heran diffundieren muss. Dabei kommt den mechanischen Diffusionsvorgängen die entscheidende Bedeutung zu, weil diese zweifellos die langsamsten sind.²⁾ Bei Strahlen hingegen, die sich, sei es kegelmantelförmig oder flach wie eine dünne Haut in der Luft ausbreiten, wird das Durchbrennen jedes einzelnen Tropfens weitgehend dem Vorgange ähnlich sein, als wenn jeder einzelne Tropfen für sich allein in entsprechendem Luftüberschuss so verbrennen würde, wie es weiter vorn für die einzelnen Tropfen beschrieben worden ist.

Schluss

Mit diesen Ausführungen sollte vor allem der Weg aufgezeigt werden, auf dem die komplizierten Dieselmündvorgänge theoretisch systematisch erfasst werden können. Dass dabei erst einmal von den einfachsten Voraussetzungen -- Vernachlässigung relativer Bewegung von Kraftstofftropfen und Luft und chemisch einheitliche Kraftstoffe -- ausgegangen ist, versteht sich von selbst. Es kann aber heute schon gesagt werden, dass ein Abweichen von diesen einfachsten Voraussetzungen zwar die Darstellung und insbesondere die mathematische Erfassung erschwert, an den vorstehend aufgezeigten Vorgängen aber nichts Grundsätzliches ändert. Denn bei Relativbewegung von Luft und Kraftstofftropfen wird sich lediglich der hier kugelförmig-konzentrisch dargestellte Gemischmantel eiförmig verformen, und bei Mischbrennstoffen lehrt die Theorie der Mehrstoffgemische, dass die Komponenten der Mischung zwar verschieden stark, jedoch stets alle zugleich am Verdampfen beteiligt sind. Man wird es dann also mit einem Gemischmantel von überall verschiedener Mischungszusammensetzung des Kraftstoffanteils

2) Vgl. auch R. Blume, Dt. Kraftfahrtschg. i. Auftr. d. Reichsverkehrsmin. Heft 53 Berlin 1941, S. 1/30. Auszug: Forschg. Ing.-Wes. Bd. 11 (1940) S. 284/288.

zu tun haben, wodurch auch der Verlauf der t_z -Kurve entsprechend abgewandelt wird. Am grundsätzlichen Ablauf der Ereignisse tritt aber auch dadurch offenbar keine Änderung ein.

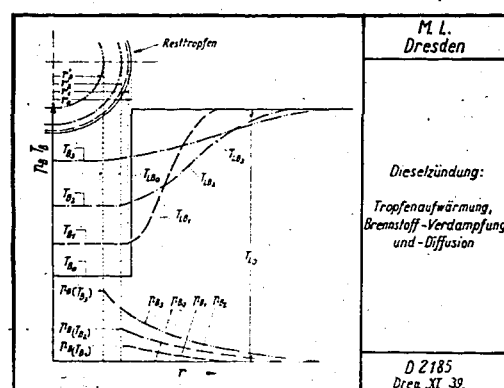


Bild 1

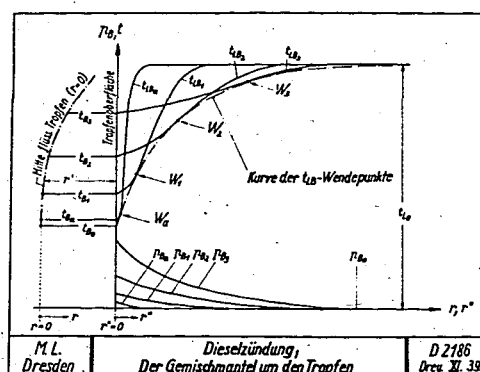


Bild 2

Zu Bild 1 und 2:

- r = radiale Entfernung vom Tropfenmittelpunkt;
 r' = Resttropfenhalbmesser;
 r'' = radiale Entfernung von der Resttropfenoberfläche
 $r = r' + r''$
 T_{LB}, t_{LB} = örtliche Temperatur im Kraftstoffdampf-Luft-Gemischmantel;
 p_B = örtlicher Kraftstoffdampf-Teildruck im Gemischmantel;
 T_{Lo}, t_{Lo} = Temperatur der allgemeinen Umgebungsluft;
 T_B, t_B = Temperatur im Resttropfen;
 W = Wendepunkt der t_{LB} -Kurve;
 Indizes o, a, 1, 2, 3, = Zeitfolge;
 Index o = Beginn der Vorgänge nach Einbringen des kalten Tropfens in die heiße Luft in unendlich kurzer Zeit.
 Index a = Beginn der Vorgänge nach Einbringen des kalten Tropfens in die heiße Luft in endlicher Zeit.

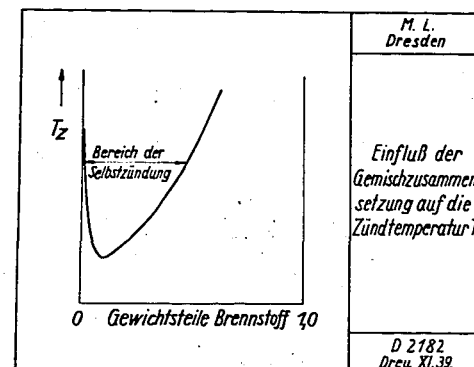


Bild 3

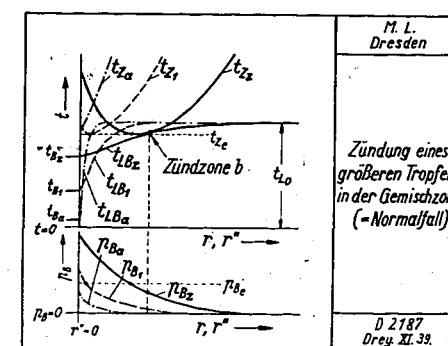


Bild 4

t_z = örtliche Zündtemperatur im Gemischmantel
 Index z = Zeitpunkt der Zündung in der Zone b
 Sonstige Erläuterungen siehe Bild 1 und 2

Wärmebilanz für jeden Ort r des t_{LB} -Feldes:

$$Q_{chem} + Q_{(+)} + Q_{(-)} + Q_{B(+)} + Q_{B(-)} + Q_{L(+)} + Q_{L(-)} = Q_T \left(\frac{kcal}{sek} \right) (1)$$

Q_{chem} = die im Volumelement $dV = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr$ je Zeiteinheit frei werdende Reaktionswärme,
 $Q_{(+)}$ = die dem Volumelement dV in der Zeiteinheit durch reine Wärmeleitung zugeführte,
 $Q_{(-)}$ = die desgl. durch reine Wärmeleitung abgeführte Wärmemenge,
 $Q_{B(+)}$ = die desgl. durch Kraftstoffdiffusion zugeführte,
 $Q_{B(-)}$ = die desgl. durch Kraftstoffdiffusion abgeführte,
 $Q_{L(+)}$ = die desgl. durch Luftdiffusion zugeführte,
 $Q_{L(-)}$ = die desgl. durch Luftdiffusion abgeführte Wärmemenge.
 Q_T = die Restwärmemenge, die für die Temperaturerhöhung des Volumelementes dV in der Zeiteinheit verbleibt.

Zeitabhängige Differentialgleichung jedes Ortes r der t_{LB} -Kurve:

$$\frac{dT_{LB}}{dt} = \frac{D \cdot \frac{d^2 T_{LB}}{dr^2} + (D_B \cdot c_{pB} \cdot \frac{dp_B}{dr} + D_L \cdot c_{pL} \cdot \frac{dp_L}{dr}) \cdot \frac{dT_{LB}}{dr} + K_p \cdot a \cdot T_{LB}}{P_B \cdot \gamma_B \cdot c_{pB} + P_L \cdot \gamma_L \cdot c_{pL}} \quad (2)$$

- ξ = Zeit P_C = Verdichtungsdruck des Motors,
- D = Wärmeleitzahl,
- D_B = Diffusionszahl)
 c_{pB} = Spezif. Wärme bei konst. Druck.)
 B = Spezif. Gewicht) des Kraftstoffdampfes,
 P_B = Teildruck)
- D_L = Diffusionszahl)
 c_{pL} = Spezif. Wärme bei konst. Druck)
 γ_L = Spezif. Gewicht) der Luft,
 P_L = Teildruck)
- a = mittlere Länge der Reaktionsketten der Kettenreaktionen,
- $\bar{E}_r$ = mittlere Reaktionsgrenze (=Energiegrenze der Molekeln),
- R = Gaskonstante,
- e = Basis der natürlichen Logarithmen,
- K_p = eine vom Gemisch abhängige Grösse, sämtlich an der Stelle r im Gemischmantel.

Sonstige Erläuterungen zu den Formeln (1) und (2) siehe bei 1, 2 und 4.

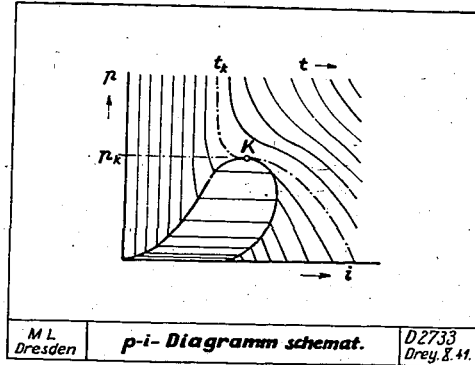


Bild 5

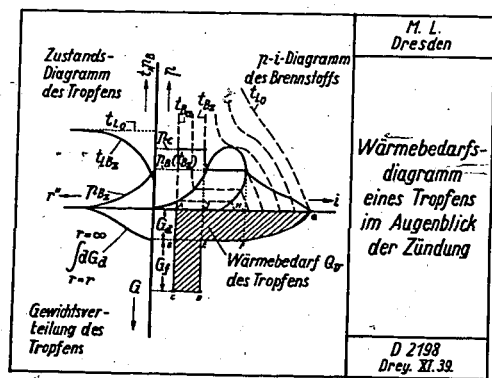


Bild 6
 G_d = Gewicht des verdampften Kraftstoffs
 G_r = Gewicht des flüssigen Resttropfens
Sonstige Erläuterungen siehe bei Bild 1, 2 und 4

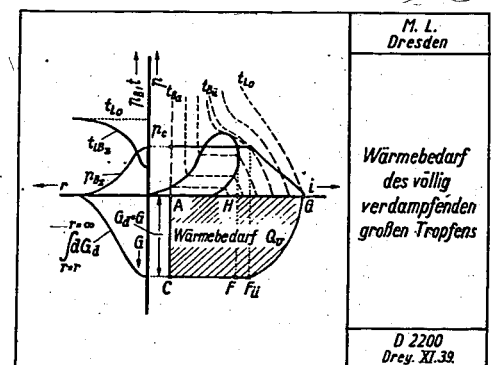


Bild 7

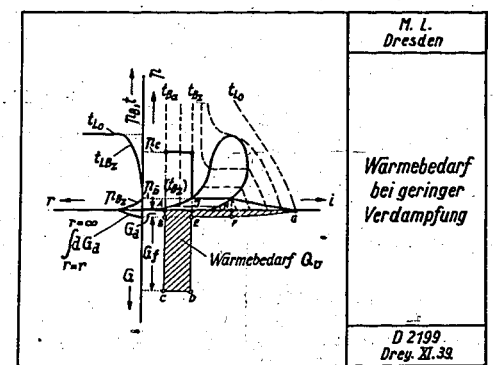


Bild 8

Zeitabhängige Differentialgleichung jedes Ortes r der t_{LB} -Kurve:

$$\frac{dT_{LB}}{dt} = \frac{D \cdot d^2 T_{LB}}{dr^2} + (D_B \cdot c_{p_B} \cdot \frac{dp_B}{dr} + D_L \cdot c_{p_L} \cdot \frac{dp_L}{dr}) \cdot \frac{dT_{LB}}{dr} + K_p \cdot a \cdot T_{LB} \cdot e^{\frac{3}{R \cdot T_{LB}}} \quad (2)$$

$$P_B \cdot \gamma_B \cdot c_{p_B} + P_L \cdot \gamma_L \cdot c_{p_L}$$

ζ = Zeit P_0 = Verdichtungsdruck des Motors,

D = Wärmeleitzahl,

D_B = Diffusionszahl

c_{p_B} = Spezif. Wärme bei konst. Druck

B = Spezif. Gewicht des Kraftstoffdampfes,

P_B = Teildruck

D_L = Diffusionszahl

c_{p_L} = Spezif. Wärme bei konst. Druck

γ_L = Spezif. Gewicht der Luft,

P_L = Teildruck

a = mittlere Länge der Reaktionsketten der Kettenreaktionen,

$\bar{E}_r$ = mittlere Reaktionsgrenze (=Energiegrenze der Molekeln),

R = Gaskonstante,

e = Basis der natürlichen Logarithmen,

K_p = eine vom Gemisch abhängige Grösse,

sämtlich an der Stelle r im Gemischmantel.

Sonstige Erläuterungen zu den Formeln (1) und (2)

siehe bei 1, 2 und 4.

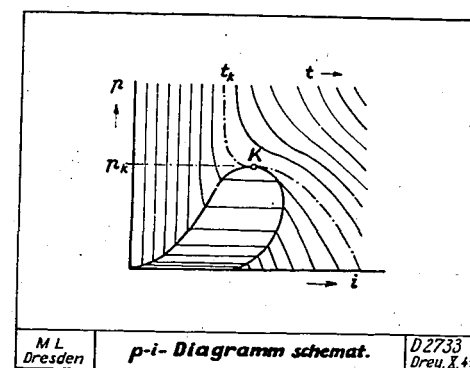


Bild 5

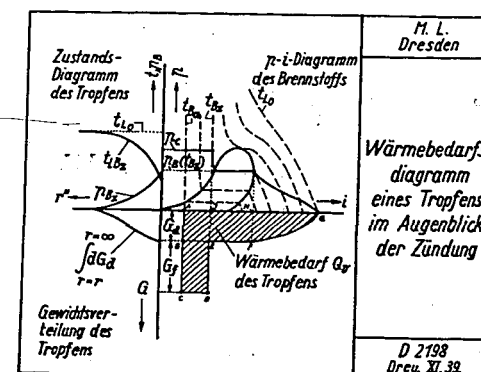


Bild 6

G_d = Gewicht des verdampften Kraftstoffs

G_f = Gewicht des flüssigen Resttropfens

Sonstige Erläuterungen siehe bei Bild 1, 2 und 4

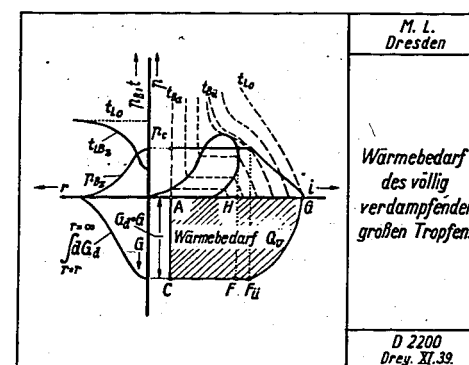


Bild 7

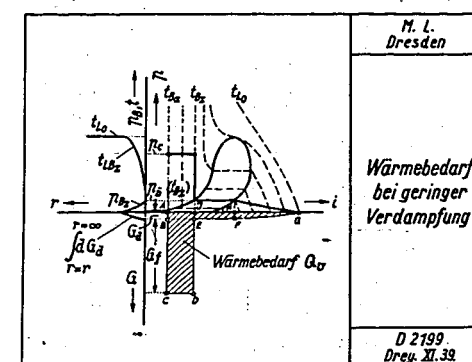


Bild 8

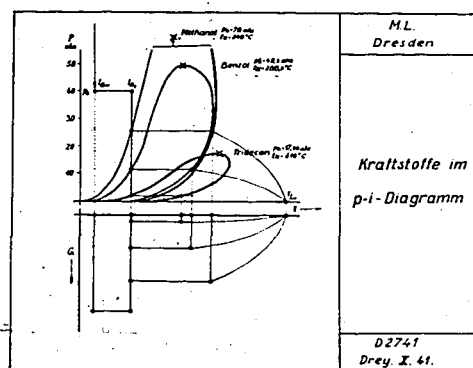


Bild 9
Erläuterungen siehe bei
Bild 6.

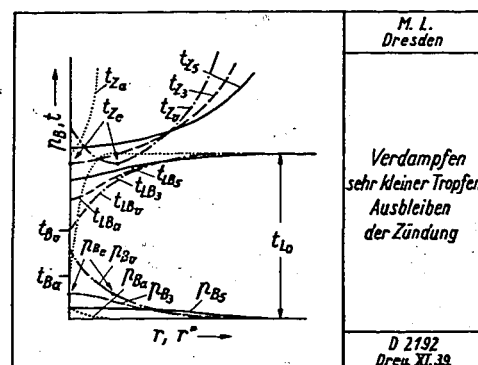


Bild 10
Erläuterungen siehe
bei Bild 1, 2 und 4.

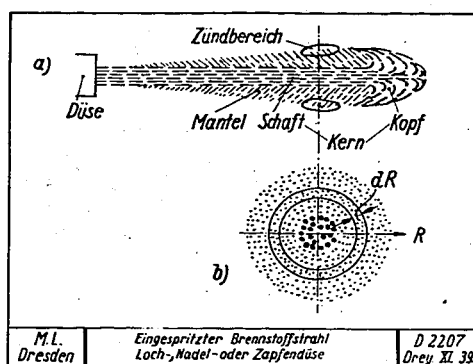


Bild 11

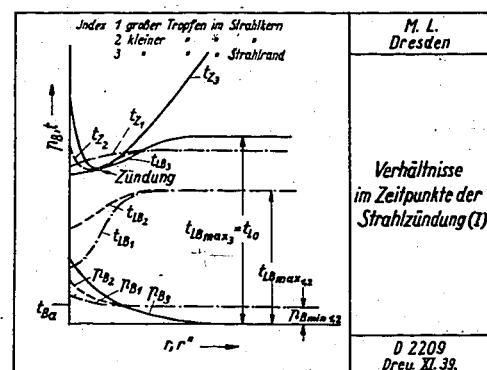


Bild 12
Erläuterungen siehe
bei Bild 1, 2 und 4

7. Verbrennung von Flüssiggas im reinen Dieselverfahren.

Von Dr.-Ing.habil. D r e y h a u p t

Aus dem Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen
Hochschule Dresden

1. Stand der Forschung.

Die Möglichkeit, Dieselmotoren mit Flüssiggas (Treibgas, Propan-Butan- Gemisch) im Diesel-Gasverfahren zu betreiben, ist schon weitgehend erforscht und in die Praxis eingeführt. Mit dem Flüssiggas-bezw. Treibgasbetrieb im reinen Dieselverfahren beschäftigen sich dagegen bisher nur zwei Veröffent-

lichungen 1) 2), die hauptsächlich die Schwierigkeiten bei der, und daraus folgende Systeme für die Einspritzung von Treibgas behandeln. Denn bekanntlich siedet Treibgas bei 1 ata schon bei -20 bis -30° C; und unter der Einwirkung des jeweiligen Flaschendrucks befinden sich Flüssiggase auch nur eben gerade im Siedezustand. Daher besteht in den Zuleitungen zur Brennstoffpumpe die Gefahr der Dampfblasenbildung, die ohne besondere Vorkehrungen unregelmäßige und schlechte Füllung der Pumpe und unregelmäßiges Arbeiten der Einspritzung und damit des Motors zurfolge hat. Hinsichtlich der Einzelheiten der betr. Einspritzsysteme muss auf die Originalarbeiten^{1) 2)} selbst verwiesen werden

2. Die Vorgänge im Zylinder, Zielsetzung.

Ueber die Vorgänge, die sich speziell im Zylinder bei Verwendung von Flüssiggas bzw. Treibgas im reinen Dieselverfahren abspielen, ist bisher so gut wie nichts bekannt. Indikator-Diagramme bringen nur Neugebauer und Wachsmuth¹⁾; deren Zeitmasstab ist aber sehr klein und es fehlt auch eine Registrierung der Düsenadelbewegung, sodass sich über die Einzelheiten der Vorgänge im Zylinder wesentliche Aussagen nicht machen lassen.

Das erste Ziel der hiesigen Untersuchungen musste es daher sein, mit den im Institut für Kolbenmaschinen an der Technischen Hochschule-Dresden zur Verfügung stehenden Mitteln Einblick in die Vorgänge im Zylinder zu gewinnen.

- 1) F.Neugebauer u.E.Wachsmuth, "Physikalische Grundlagen für den Bau von Diesel-Wechselmotoren".MTZ.Bd.2(1940).S.76/79
- 2) H.Stoll, "Die Verwendung von Flüssiggas und Generatorgas als Kraftstoff für den Fahrzeug-Dieselmotor".MTZ.Bd.2(1940), S. 121/123.

3. Einspritzsystem.

Hierzu war es erforderlich, ohne weitere Rücksicht auf spätere praktische Verwendbarkeit des zu wählenden Einspritzsystems die bei der Füllung der Brennstoffpumpe auftretenden Schwierigkeiten grundsätzlich zu unterdrücken, um so die Vorgänge im Zylinder und an der Düse allein untersuchen zu können. Deshalb wurde der Brennstoffpumpe Treibgas unter einem Stickstoffvordruck zugeführt, Bild 1. Ein Druck von 12 atü im Waagebehälter reichte unter allen Umständen aus, um mit einer schlitzzesteuerten Einspritzpumpe regelmässige Einspritzungen zu erzielen. Der besondere Waagebehälter, der nach dem Leerfahren jeweils neu gefüllt werden musste, war erforderlich 1.) weil die normale Treibgas-Vorratsflasche mangels einer zweiten Öffnung und auch aus Sicherheitsgründen nicht unter den Vordruck gesetzt werden konnte und 2.) weil die erforderliche Empfindlichkeit der Verbrauchswägung die Belastung der Waage mit dem Gewicht der Vorratsflasche nicht gestattet.

4. Versuchsmotor.

Als Versuchsmotor diente ein Ricardo-Motor mit Comet I-Wirbelkammer, Bild 2. Das Hubvolumen betrug 1590 cm³, die Verdichtung 17,3. Wirbelkammer und Kanäle umfassten 75 % des Verdichtungsraumes.

5. Heizeinsatz.

Um regelmässige Selbstzündungen reinen Treibgases zu erreichen war es grundsätzlich erforderlich, die Wirbelkammermündung in eine Anzahl enger Kanäle aufzuteilen. Diese Kanäle die bei der Expansion von den heissen Verbrennungsgasen durchströmt werden, heizen beim nächsten Arbeitsspiel die in die Kammer einströmende Luft wirksam auf. Es ist dies das von Zinner im Dresdner Maschinenlaboratorium schon 1935 für die Zündung von Steinkohlenteeröl entwickelte Verfahren.³⁾

6. Bisherige Betriebsergebnisse.

Mit dieser Vorkehrung lief der Motor schliesslich im gesamten Last- und Drehzahlbereich, der sich bis 2200 U/min erstreckte, mit reinem Treibgas völlig gleichmässig. Auch jeder Belastungsänderung folgte der Motor unverzüglich, sodass vorweg festzustellen ist, dass der reine Dieselbetrieb mit reinem Treibgas bei Anwendung der genannten einfachen Hilfsmittel grundsätzlich möglich ist.

3) K. Zinner, "Steinkohlenteeröl als Treibstoff des schnelllaufenden Dieselmotors". Z.VDJ. Bd. 79 (1935), S. 1319/1326; siehe auch F. Dreyhaupt, "Verbrennungsmotoren für besondere einheimische Treibstoffe". MTZ. Bd. 2 (1941), S. 37/43.

Die Indikator-Diagramme zeigten dabei bei gutem Treibgasbetrieb einen durchaus normalen Verlauf, Bild 3. Auch der gewichtsmässige Brennstoffverbrauch und die Abgastemperatur erreichten bei den hiesigen Versuchen bereits die Gasölwerte, Bild 4, wobei zu bemerken ist, dass die Versuche noch nicht bis zum äussersten Bestwert des Treibgasbetriebes durchgeführt worden sind, sodass die aus dem etwa 10 % höheren Heizwerte des Treibgases zu erwartende gewichtsmässige Verbrauchsminderung mit Sicherheit bei dem weiteren Fortschreiten der hiesigen Versuche noch erwartet werden kann.

Bevor diese Ergebnisse erzielt wurden, mussten jedoch erst eine Reihe wichtiger Gesichtspunkte erkannt und beachtet werden.

7. Kompressibilität des Treibgases, Teilverdampfung in der Düse,

Düsengrösse.

Treibgas hat eine um ein Vielfaches höhere Kompressibilität als Gasöl. Auch bei den hohen Drücken, die in der Druckleitung zwischen Pumpe und Düse herrschen, macht sich das noch stark bemerkbar. Ausserdem stellte sich heraus, dass die auf Flüssigkeit bezogene Durchflussziffer der Düse bei Treibgas ganz erheblich kleiner ist als bei Gasöl. Offenbar verdampft ein Teil des Treibgases beim Ausströmen aus der Düse schon in bzw. vor der Düsendrosselstelle, sodass der Drosselquerschnitt der Düse von einem halb flüssigen, halb gasförmigen Medium durchströmt wird, wobei natürlich die Durchflussmenge entsprechend abnehmen muss. Es war das daran zu erkennen, dass sich bei Verwendung der Gasöldüse mit Treibgas ausserordentlich lange Einspritzungen ergaben, Bild 5, die sich noch fortsetzten, nachdem die Förderung der Pumpe schon längst aufgehört hatte. Um so langes Nachspritzen hervorzubringen, ist nicht nur der infolge von Teilverdampfung des Treibgases zu kleine Durchflussquerschnitt der Düse notwendig, sondern es muss ausserdem in der Druckleitung vor der Düse mit Hilfe der Brennstoff-Kompressibilität die für das lange Nachspritzen erforderliche Brennstoffmenge gespeichert werden. Es genügt offenbar nicht, die den elastischen Verhältnissen entsprechend geringere Schallgeschwindigkeit im Treibgas allein für das lange Einspritzen verantwortlich zu machen etwa derart, dass die in der Einspritzleitung hin- und herlaufenden Druckwellen infolge ihrer langen Laufzeit das lange Nachspritzen der Düse bedingen. Bei diesen Versuchen war an der Einspritzpumpe ein Ueberströmventil mit einem grossen Entlastungskolben eingebaut. Dieses hätte, wenn man die elastische und damit speichernde Wirkung der Kompressibilität des Treibgases ausser Acht lassen wollte, bei Förderung der Pumpe sofort unabhängig von der gegebenen Schall-

geschwindigkeit des Kraftstoffs jede Druckwelle in der Einspritzleitung, die in der Lage gewesen wäre, die Düse noch nachträglich offenzuhalten oder wieder zu öffnen, sofort zum Zusammenbrechen bringen müssen.

Die Verbräuche des Motors waren bei Verwendung der Gasöldüse dem langen Nachspritzen entsprechend natürlich sehr schlecht. Beseitigt konnte dieser Mangel erst werden, als eine vielfach grössere Düse eingebaut wurde. Bild 6 zeigt die Durchflussquerschnitte der Gasöl- und der Treibgasdüse über dem Nadelhub.

8. Zündverzug, Spritzverzug, Förderbeginn der Einspritzpumpe.

Der Zündverzug betrug bei allen Versuchen mit reinem Treibgas fast konstant 14 bis 18° KW, Bild 7, das sind bei 1500 U/min 1,67 · 10⁻³ sek; also ein Wert, der durchaus in der Grössenordnung der bei Gasöl auftretenden Zündverzüge liegt. Nichtsdestoweniger musste jedoch der geometrische Förderbeginn der Einspritzpumpe beim reinen Treibgasbetrieb um etwa 20°KW vorgelegt werden. Auch Nemgebauer und Wachsmuth¹⁾ geben eine Vorverlegung der Pumpenförderung in ähnlicher Grössenordnung an. Wenn nun aber der Zündverzug des Treibgases nicht grösser als der des Gasöls ist, so handelt es sich bei der notwendigen Vorverstellung der Pumpe offensichtlich um den Ausgleich eines Spritzverzuges, also wiederum um die Wirkung der hohen Kompressibilität des Treibgases in der Pumpendruckleitung und in der Pumpe selbst, sowie wahrscheinlich auch um den Ausgleich der trotz des Vordruckes noch immer nicht vollkommenen Füllung der Einspritzpumpe.

9. Füllung der Einspritzpumpe.

Auf Einflüsse bei der Füllung der Einspritzpumpe lassen sich auch eigentümliche Erscheinungen am Einspritzgesetz schliessen, die aber wiederum ebenfalls nur zugleich durch die hohe Kompressibilität des Treibgases so stark an der Düse zur Auswirkung kommen können.

Bei unveränderter Pumpeneinstellung verschiebt sich bei einer Belastung $p_e = 4$ bis 5 kg/cm² die Düsennadel-Eröffnung plötzlich um etwa 10° KW nach später, Bild 7. Der Uebergang erfolgt derart, dass im Uebergangsbereich abwechselnd eine frühere und eine spätere Einspritzung erfolgt; dadurch entsteht die Schleife in den Kurven von Bild 7. Die Zündung folgt allen diesen Vorgängen im gleichen Abstände mit, Bild 7. Am Einspritzgesetz selbst, Bild 8, zeigt sich der Vorgang daran, dass bei steigender Einspritzmenge die erste Zacke des Düsennadelhubes immer kleiner wird und schliesslich ganz verschwindet. Die Pumpe macht also offenbar bei grösserer Einspritzmenge einen grösseren Leerweg, ehe die Förderung wirklich beginnt.

10. Bemessung der Einspritzpumpe.

Geringere Füllung der Einspritzpumpe und hohe Kompressibilität des Treibgases waren auch der Anlass dafür, dass die Maximalförderung der für Gasöl bemessenen Pumpe nicht ausreichte, um den Motor mit Treibgas bis zur Rußgrenze zu belasten. Man muss bedenken, dass nicht nur das Volumen der Brennstoffdruckleitung von der Pumpe zur Düse, sondern auch das Treibgasvolumen im Pumpenraum selbst der Kompressibilität unterworfen ist. Der Versuch, an der Brennstoffpumpe ein Ueberströmventil ohne Druckleistungsentlastung zu verwenden, um wenigstens das Entlastungsvolumen noch als Fördervolumen zu gewinnen, schlug, wie zu erwarten war, fehl, denn dann trat vielfach wiederholtes Oeffnen der Düsennadel infolge der nicht entlasteten, an Ueberströmventil und Düse reflektierten, in der Druckleitung hin- und herlaufenden Druckwellen auf. Die Verbräuche gingen infolge des Nachspritzens dabei natürlich erheblich in die Höhe, desgl. die Abgastemperaturen. Die maximale Fördermenge der Pumpe konnte nur durch Verwendung eines Pumpenstempels von grösserem Durchmesser unter Beibehalten des Entlastungsventils erreicht werden.

11. Untersuchung von Treibgasstrahlen in der Abspritzbombe.

Besondere Untersuchungen, bei denen Herr Dr. Oschatz mit seiner Versuchsanlage⁴⁾ in freundlicher Weise Unterstützung gewährte, galten der Strahlausbildung bei reinem Flüssiggas. Bild 9 zeigt zunächst Bilder von der Entwicklung eines Treibgasstrahles in kalter Luft von 15 ata Druck bei 110 ata Düsenspritzdruck im Vergleich zu einem Gasölstrahl bei gleichem Luftdruck und 150 ata Abspritzdruck. Zu beachten ist der grössere Aufweitungswinkel des Treibgasstrahls.

Eine dem Treibgasstrahl in 5 cm Abstand entgegengehaltene Plastilinplatte ergab die überraschende Tatsache, dass auch nach 200 Aufspritzungen noch keinerlei Eindruck auf ihr zu bemerken war, während Gasölstrahlen schon nach wenigen Aufspritzungen einen mehr oder weniger tiefen Eindruck des Strahlkerns verzeichnen. Die Treibgasstrahlen hatten bei diesen Versuchen also keinen Strahlkern. Besondere Untersuchungen in dieser Hinsicht werden vorbereitet.

In Bild 10 ist die Durchschlagslänge der Strahlspitze über p_{PW} aufgetragen. Man erkennt deutlich die an sich grössere Durchschlagskraft des Gasöls, die sich in dem steileren Anstieg

4) Siehe Vortrag Oschatz.

des Gasölcurve ausdrückt, obwohl die abgespritzte Gasölmenge nur 30 mg, die Treibgasmenge aber 145 mg betrug. Auf diesen Mengenunterschied ist es auch zurückzuführen, dass in Bild 10 die sichtbare Strahllänge beim Gasöl verhältnismässig früh schon nicht mehr wesentlich ansteigt, während die Treibgasstrahllänge noch lange konstant weiter zunimmt.

12. Die Abspritzung im p-i-Diagramm, kalte und warme Düse.

Mit dem soeben erwähnten grossen Unterschied in der Abspritzmenge hatte es noch eine besondere Bewandnis. Es war bei den Abspritzversuchen an der Oschatz'schen Abspritzanlage garnicht beabsichtigt, 145 mg Treibgas/Arbeitsspiel abzuspritzen. Vielmehr war das gesamte Treibgas-Einspritzsystem des Ricardo-Motors unverändert auf die Abspritzanlage übernommen worden und so eingestellt, dass es nach den Motorerfahrungen etwa 70 mg Treibgas/Arbeitsspiel hätte abspritzen müssen. Erst bei der Auswertung nach beendeten Versuchen stellte es sich heraus, dass die Abspritzmenge in Wirklichkeit 145 mg Arbeitsspiel betragen hatte.

Zur Erklärung dieser merkwürdigen Erscheinungen kann das p-i-Diagramm der Kraftstoffe herangezogen werden. Zunächst sei auf die schematische Darstellung des p-i-Diagrammes im Vortrag des Verfassers "Zur Theorie der motorischen Zündungsvorgänge" und auf die dortigen Ausführungen (siehe dort Bild 9) über die Darstellung verschiedener Kraftstoffe in einem einzigen p-i-Koordinatensystem nochmals hingewiesen.

In Bild 11 ist oben ein Massstab etwa für die Lage der t-Linien im überkritischen Gebiet eingetragen und im übrigen sind die linken Aeste der Grenzkurven für die beiden Hauptbestandteile des Treibgases, Propan und Butan, sowie für Octan als etwa den niedrigst siedenden Bestandteil des Gasöls eingezeichnet. Betrachtet man in diesem p-i-Diagramm den Vorgang in der Düsenmündung, also die Entspannung des Kraftstoffes von mindestens dem Düsenöffnungsdruck $p_{Düse} =$

110 ata auf den Gegendruck der Luft, in die die Düse hineinspritzt - ein Vorgang, der in erster Annäherung mit $i = \text{const.}$ verläuft - so ergibt sich folgendes: In der Abspritzanlage betrug der Gegendruck der Luft zwar nur 15 ata, aber die Düse ist kalt, sodass das Treibgas höchstens mit 20° C aus ihr auszutreten vermag. Man erkennt in Bild 11, dass die bei 20° C senkrecht nach unten verlaufende $i = \text{const.}$ Linie bei $p = 15$ ata die linke Propangrenzkurve noch nicht geschnitten hat, sondern noch immer im Flüssigkeitsgebiet verläuft. Nur der gegenüber 15 ata geringere Dampfdruck des Propan bei + 20° C und die Verdampfung evtl. im Treibgas enthaltenen geringer Mengen von leichtersiedenden Bestandteilen

sind bei diesem Vorgange also Anlass für Teilverdampfung in der Düsenmündung.

Im Motor betrug der Gegendruck demgegenüber zwar der Motorverdichtung entsprechend $p_c = 41$ ata, aber Düse und Düsenhalter sind sehr warm und heizen das Treibgas schon vor Verlassen der Düse auf. Nimmt man eine Treibgastemperatur von + 130° C an, so zeigt Bild 11, dass dann die $i = \text{const.}$ Linie bei $p_c = 41$ ata bereits in das Naßdampfgebiet des Propan hinein verläuft. Es muss hier also Propan schon in der Düsenmündung in erheblichem Umfange verdampfen. Daraus mag es sich erklären, dass das am Motor auf 70 mg/Arbeitsspiel eingestellte Einspritzsystem in der kalten Abspritzanlage 145 mg/Arbeitsspiel abspritzte. Dass bei Gasöl diese Erscheinungen nicht beobachtet werden, erklärt sich aus Bild 11 ebenfalls, da die Grenzkurve des Octans weder bei kalter noch bei warmer Düse von dem $i = \text{const.}$ Vorgange unterschritten wird.

Da die Abspritzversuchsanlage nur kurzzeitig zur Verfügung gestellt werden konnte, konnten Kontrollversuche zu dieser Frage bisher nicht vorgenommen werden; die vorstehende Ausdeutung muss also vor der Hand noch mit dem Vorbehalt der Nachprüfung versehen werden. Der etwaige Einwand, dass die Einspritzpumpe am Motor wie an der Abspritzanlage kalt sei und daher im wesentlichen bei gleicher Einstellung gleiche Treibgas Mengen fördern müsse, was auch zu ungefähr gleichen, jedenfalls nicht zu um über 100 % verschiedenen Abspritzmengen führen müsste, sei jedoch sogleich widerlegt. Wie schon erwähnt, war das Einspritzsystem mit einem Überströmventil an der Pumpe mit grösster Entlastung für die Druckleitung ausgerüstet. Schon bei der kleinen Abspritzmenge im Motor zeigte sich kein Nachspritzen; mithin brechen die Druckwellen in der Druckleitung mit dem Schliessen des Entlastungsventils, also rund mit dem Förderschluss der Pumpe in jedem Falle zusammen. Daher wird die Öffnungszeit der Düse in beiden Fällen - am Motor und an der Abspritzanlage - im wesentlichen durch die Förderzeit der Pumpe, nicht aber durch die abspritzende Menge bestimmt. Vielmehr richtet sich die abspritzende Menge nach den Ausflussverhältnissen an der Düse ein und die Fördermenge der Pumpe in Rückwirkung davon ebenfalls.

13. Weiterführung der Arbeiten. Schmierfähigkeit, Leckverluste.

Die Versuche sind noch nicht abgeschlossen.

Vor allem muss gesagt werden, dass es bisher noch nicht vollständig gelungen ist, mannschmal recht erhebliche Streuungen der Ergebnisse, besonders hinsichtlich des Verbrauches

zu beseitigen. Es wurde lange die Wägung des Brennstoffverbrauches dafür verantwortlich gemacht, weil von der unter dem Stickstoff-Vordruck stehenden biegsamen Leitung vom Waagebehälter zur Brennstoffpumpe, Bild 1, Rückwirkungen auf die Waage vermutet wurden. Jedoch haben wiederholte Verbesserungen an dieser Stelle die Streuungen nicht beheben können, sodass andere Gründe gesucht werden müssen. Diese sind wahrscheinlich trotz des an sich gleichmässigen Motorlaufs doch im Arbeiten des Einspritzsystems, insbesondere der Düse und vielleicht auch des Ueberströmventils an der Pumpe zu suchen, die unter der geringen Schmierfähigkeit des Treibgases leiden. Auch die Leckverluste der Düse, die unter Umständen ziemlich stark, vor allen Dingen aber schwankend sind, werden wohl einen Einfluss auf die Verbrauchsmessung ausüben. Es bedarf noch systematischer Versuche, um diese Schwierigkeiten zu klären und zu beheben. Trotzdem aber erscheint es keineswegs aussichtslos, den reinen Dieselmotor mit Treibgas zur praktischen Betriebsreife zu entwickeln. Im Gegenteil ist mit grosser Sicherheit zu erwarten, dass die vorläufig bei den hiesigen Versuchen gemessenen Verbrauchs, Bild 4, noch gesenkt werden können.

14. Ausweitung der Kraftstoffbasis.

Vor allem aber muss an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass mit dem Treibgas erstmalig ein Kraftstoff im Dieselmotor zu brauchbarer praktischer Verwendung kommt, der sowohl hinsichtlich seiner Zündtemperatur als auch hinsichtlich seiner Siede- und Kompressibilitäts-Eigenschaften weitgehend von den üblichen Dieselmotorkraftstoffen abweicht und dem damit Pioniereigenschaften für die Erweiterung des Kraftstoffgebietes schnell laufender Dieselmotoren überhaupt zukommen.

000797

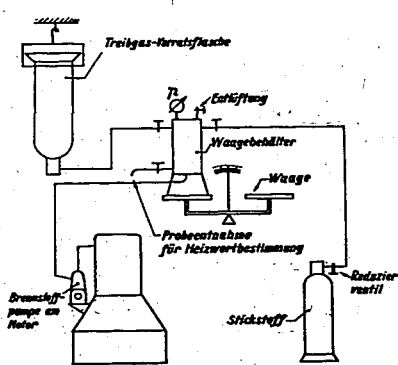


Bild 1
Anordnung der Treibgas-Zuführung und-Messung

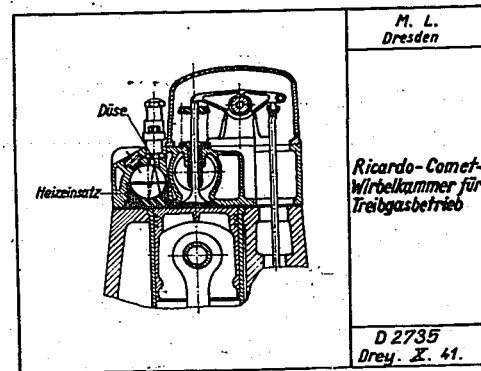
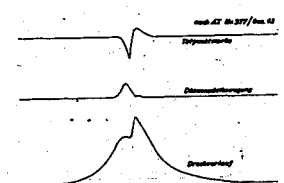


Bild 2



Ricardo-Cornet-E10 Wirbelkammermotor
Treibgas rein, reines Dieselmotoren mit 12/18 Pumpenverdrängung (H), Wirbelkammer indiziert

$n = 1500 \text{ min}^{-1}$
 $p_m = 12.7 \text{ bar}$
 $p_e = 1.0 \text{ bar}$
 $T_m = 1250^\circ \text{C}$
 $T_e = 450^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Zünd}} = 550^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Abgas}} = 400^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Wasser}} = 15^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Luft}} = 15^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Öl}} = 40^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Wand}} = 150^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Kammer}} = 150^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Zünd}} = 550^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Abgas}} = 400^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Wasser}} = 15^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Luft}} = 15^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Öl}} = 40^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Wand}} = 150^\circ \text{C}$
 $T_{\text{Kammer}} = 150^\circ \text{C}$

Bild 3
Indikatordiagramm mit Treibgas.

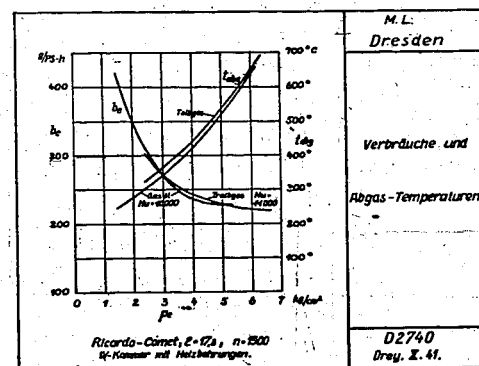


Bild 4

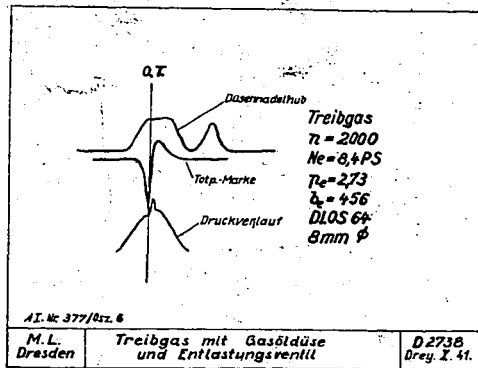


Bild 5

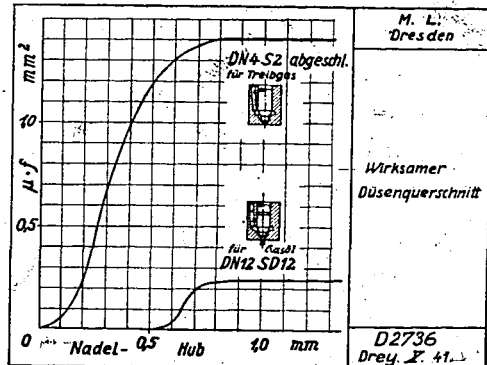
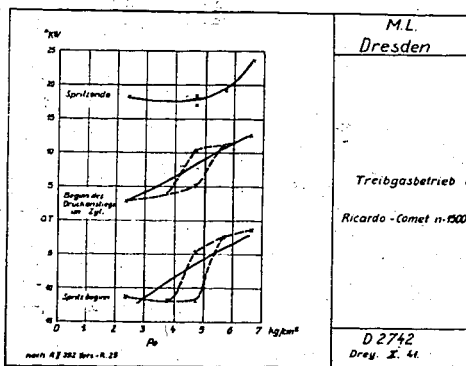
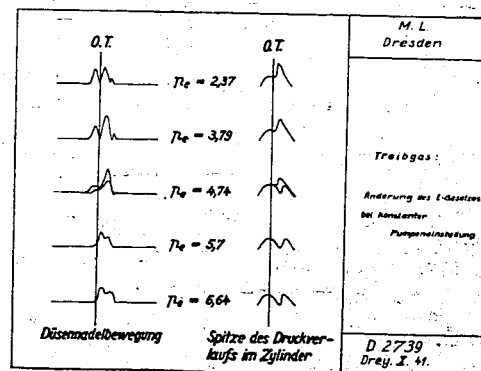

 Bild 6
 Vergleich Gasöl- und Treibgasdüse.

 Bild 7
 Zündverzug, Einspritz- und Zündzeitpunkt.


Bild 8

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 3

000799

84

Leistung und Wirtschaftlichkeit
gasgetriebener Fahrzeugmotoren

Dr.-Ing. W. Rixmann VDI

Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge
an der Technischen Hochschule Berlin

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

*Regelung für die Verwendung
d. VDI-Verlag*

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 3

**Leistung und Wirtschaftlichkeit
gasgetriebener Fahrzeugmotoren**

Dr.-Ing. W. Rixmann VDI
Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge
an der Technischen Hochschule Berlin

000800

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

INHALTSVERZEICHNIS

I. Einleitung	1
II. Die Eigenschaften der Treibgase in motor- technischer Hinsicht	2
III. Kennzeichnung der Versuchseinrichtung	4
IV. Die Motorleistung und die Ursachen des Leistungsabfalls bei Gasbetrieb	5
a) Der Einfluß des Mischungsverhältnisses Gas:Luft auf Leistung und Verbrauch	5
b) Volleistung und Leistungsabfall bei verschiedenen Treibgasen	6
c) Die Ursachen des Leistungsabfalls im Gasbetrieb	8
d) Die Berechnung des Leistungsabfalls	13
V. Leistungssteigerung im Gasbetrieb	15
VI. Wirtschaftlichkeit des gasgetriebenen Fahr- zeugmotors bei Teillast und seine Regu- lierung im Fahrbetrieb	16
a) Die Wirkungsweise der verbundenen Güte- und Drosselregulierung	16
b) Vergleich zum Vergaserbetrieb	18
c) Praktische Folgerungen	20
d) Die Abgastemperaturen bei Teillast	21
VII. Die Vorzündung im Treibgasbetrieb	21
VIII. Zusammenfassung und Schlußfolgerung	22

Alle Rechte vorbehalten · Copyright 1938 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7
Printed in Germany · Druck: Triasdruck G. m. b. H., Berlin SW 19

000801

Leistung und Wirtschaftlichkeit gasgetriebener Fahrzeugmotoren

Von Dr.-Ing. W. RIXMANN VDI, Berlin¹⁾

Die Frage der Ursachen des Leistungsabfalls gasgetriebener Fahrzeugmotoren wird an Hand von Prüfstandsversuchen für verschiedene Treibgase untersucht und rechnerisch verfolgt. Es wird ein neues Verfahren für die Teillast-Regulierung im Treibgasbetrieb angegeben, das den niedrigsten Kraftstoffverbrauch mit der Erzielung größter Leistung verbindet. Die Untersuchungen beziehen sich vor allem auf die in Flaschen mitgeführten Treibgase, während Generatorgas²⁾ in dem Bericht nur zu Vergleichszwecken mit herangezogen wird.

I. Einleitung

Die Bedeutung der in Flaschen mitgeführten Treibgase als Kraftstoff für den Fahrzeugantrieb, insbesondere für Lastwagen, hat in Deutschland in den letzten Jahren erheblich zugenommen. Hierbei ist unter Treibgas sowohl das sogenannte Flüssiggas (Mischung aus Propan und Butan) als auch das verdichtete Gas (Leuchtgas, Motorenmethan, Klärgas usw.) zu verstehen.

In Nordamerika, vor allem in den Vereinigten Staaten, liegen schon recht lange Erfahrungen mit Propan und Butan vor. Das Gas wird dort aus Gasquellen und bei der Erdölraffination gewonnen und in gewerblichen Betrieben, ferner für Eisenbahnen und für den Kraftfahrzeugantrieb verwendet. Welche Bedeutung dieses Gas im Rahmen der übrigen Kraftstoffwirtschaft besitzt, geht aus einem Handbuch³⁾ hervor, in dem wissenschaftliche und konstruktive Unterlagen für die verschiedenen Anwendungsgebiete sowie die Erfahrungen im praktischen Betrieb zusammengestellt sind.

Die Entwicklung der Treibgasanlagen setzte in Deutschland ein, als die Erweiterung unserer eigenen Kraftstoffherzeugung zur Notwendigkeit wurde. Die Geräte, vor allem die Druckregler, wurden in ihrer Konstruktion nicht von Amerika übernommen, sondern ihre Entwicklung erfolgte hier selbständig und hat schnell zu betriebssicheren Anlagen geführt⁴⁾, namentlich seit Buna als Werkstoff für die Membranen und als Dichtung in den Reglerventilen Verwendung fand.

Die Anpassung der bisher im Vergaserbetrieb arbeitenden Fahrzeugmotoren an die veränderten Bedingungen des Gasbetriebes ist jedoch noch verbesserungsfähig, um Leistung und Wirtschaftlichkeit des umgebauten Fahrzeuges möglichst groß zu halten.

In einem früheren Bericht⁵⁾ über die ersten Versuche mit Leuchtgas in einem langsamlaufenden Lastwagenmotor wurde bereits auf die Bedeutung des Liefergrades bei gasgetriebenen Fahrzeugmotoren hingewiesen. Ein wichtiges Ergebnis dieser Versuche war ferner der Nachweis der grundsätzlichen Brauchbarkeit der Güteregelelung für Fahrzeuggasmotoren.

Durch weitere Untersuchungen auch mit anderen Treibgasen wie Motorenmethan und Flüssiggas sowie durch Hinzuziehung eines schnelllaufenden kleineren Lastwagenmotors konnte die Frage der Abstimmung der Vergasermotoren auf Gasbetrieb auf eine breitere Basis gebracht werden.

¹⁾ Die vorliegenden Untersuchungen zur Entwicklung des Lastwagenantriebs durch Gas wurden auf Veranlassung und mit dankenswerter Unterstützung des Herrn Reichs- und Preussischen Verkehrsministers in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin durchgeführt. Bei den Versuchen arbeiteten insbesondere die Herren Dipl.-Ing. F. Schaub und Dipl.-Ing. W. Neumann mit.

²⁾ Über Generatorgas berichtet ausführlich H. Finkbeiner, Kraftfahrtechn. Forschungsarbeiten Heft 9, Berlin: VDI-Verlag 1937.

³⁾ The Handbook of Butane-Propane Gases. Los Angeles, USA: George H. Finley 1935.

⁴⁾ Ein Überblick über die handelsüblichen Treibgasanlagen findet sich in der Autom.-techn. Z. Bd. 39 (1936) S. 549.

⁵⁾ Vgl. W. Rixmann: Leuchtgasbetrieb für Fahrzeugmotoren Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 627.

II. Die Eigenschaften der Treibgase in motortechnischer Hinsicht

Zur Beurteilung des Treibgasbetriebes in Verbrennungsmotoren ist die Kenntnis der Eigenschaften dieser Gase in motortechnischer Hinsicht notwendig. Die wichtigsten Angaben sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt. Hierbei interessieren vor allem die Daten der handelsüblichen Treibgase. Zum Vergleich sind auch einige Generatorgase und flüssige Kraftstoffe hinzugefügt. Die Zahlentafel gibt einen Überblick über die Zusammensetzung, den Heizwert, den Luftbedarf und den Gemischheizwert bei verschiedenen Mischungsverhältnissen sowie über die Grenze des praktisch nutzbaren Verdichtungsverhältnisses und die Klopfestigkeit der Kraftstoffe. Bemerkenswert ist der hohe Gemischheizwert des Flüssiggases von 885 kcal/Nm³, der den der flüssigen Treibstoffe mit 928 bis 940 kcal/Nm³ fast erreicht. Auch der Gemischheizwert des Motorenmethans und des Leuchtgases ist mit 847 bzw. 808 kcal/Nm³ noch verhältnismäßig hoch. In einem großen Abstand von den flüssigen Brennstoffen folgen die Generatorgase mit rund 600 kcal/Nm³.

Als Flüssiggas wird in Deutschland eine Mischung von Propan und Butan verwendet, wie sie bei der Benzinsynthese anfällt; hierzu kommen noch einige Anteile ungesättigter Kohlenwasserstoffe. In Zahlentafel 2 sind die wichtigsten Kenngrößen des Flüssiggases, wie es für die Versuche geliefert wurde, aufgestellt. Daraus ist zu sehen, daß sich die Anteile von Propan und Butan bei verschiedenen Lieferungen in bestimmten Grenzen ändern. Aber der untere Heizwert und vor allem der Gemischheizwert bleiben fast gleich. Ebenso ändert sich auch der theoretische Luftbedarf nur wenig. Dies hängt damit zusammen, daß Propan und Butan, wie in Zahlentafel 1 gezeigt ist,

Zahlentafel 1

Zusammenstellung der für den motorischen Betrieb wichtigsten Kenngrößen der Treibgase

Kraftstoff	Spezif. Gewicht	Zusammensetzung bzw. Elementaranalyse (bei Gasen sind nur die brennbaren Bestandteile angegeben)	Unterer Heizwert	Theoretischer Luftbedarf	Gemisch-Heizwert	Mischungsverhältnis u. d. Verdichtungsverhältnis			Oktan Zahl etwa
						best. Leilung	Motor läuft unruhig über	im Otto-Motor	
Benzin (handelsüblich)	0,726 kg/l	80,7% C 14,2% H 5,1% O	10040	—	10,8 Nm ³ /kg	1 (978)	1,1 (845)	1,3	rd. 76 ¹⁾
Benzin-Benzol (handelsüblich, Gemisch „Aral“)	0,733 kg/l	83,2% C 11,3% H 5,0% O	9740	—	10,35 Nm ³ /kg	1 (940)	1,1 (855)	1,3	rd. 90 ¹⁾
Flüssiggas (handelsüblich)	2,22 kg/Nm ³	47 bis 55% Propan 42 bis 36% Butan 1 bis 3% Olefine 10 bis 6% Rest ²⁾	11000	—	12,0 Nm ³ /kg	0,94 (878)	1,14 (775)	1,4	rd. 105 ¹⁾ bis 110
Propan, rein	1,96 kg/Nm ³	100% Propan C ₃ H ₈	11040	21600	12,05 Nm ³ /kg	880	—	rd. 1:7	1:10 Klopfgrenze
Butan, rein	2,6 kg/Nm ³	100% Butan C ₄ H ₁₀	10920	28400	11,02 Nm ³ /kg	888	—	1:6,8	1:6,8 Klopfgrenze
Methan, rein	0,717 kg/Nm ³	100% Methan CH ₄	11970	8560	9,5 m ³ /m ³	815	—	rd. 1:7	rd. 1:10
Motoren-methan (handelsüblich)	0,915 kg/Nm ³	rd. 64% Methan = 16% Acetylen = 14% Acetan = 2,5% CO = 0,6% H ₂ = 0,3% C ₂ H ₆	10900	10000	10,8 m ³ /m ³	847	1,04 (817)	1,18 (727)	rd. 1:7
Leuchtgas (Berliner Stadtgas)	0,603 kg/Nm ³	49,8% H ₂ 14,8% CO 17,9% CH ₄ 2,1% C ₂ H ₆	—	3800	3,7 m ³ /m ³	808	0,97 (803)	1,2 (690)	rd. 1:7
Generator-gas aus		CO% H ₂ % CH ₄ %							1:7 bis 1:8
a) Holz	1,139 kg/Nm ³	22,8 18,6 2,3	—	1370	1,2 m ³ /m ³	623	0,95 (608)	1,02 (616)	1:9 bis 1:10
b) Holzkohle	1,171 kg/Nm ³	29,6 7,8 —	—	1110	0,89 m ³ /m ³	586	1 (586)	1,15 (518)	1:9 bis 1:10
c) Steinkohl-Schmelzkoks	—	27 13 10	—	1250	1,06 m ³ /m ³	605	—	—	1:9 bis 1:10

¹⁾ CFR-Res.-Methode; ²⁾ ASTM-Methode (CFR-Motor-Methode); ³⁾ Schwere Kohlen-Wasserstoffe und gelöstes Gas

000802

Zahlentafel 2

Kenngrößen des für die Versuche benutzten Flüssiggases

Lieferung	Juli 1936	Februar 1937	April 1937
Gesamtdichte (Luft = 1)	1,732	1,710	1,742
Spezifisches Gewicht von Dampf g/Ncm ³	2,24	2,210	2,252
Molekulargewicht	—	49,5	50,4
Analyse			
Kohlensäure Gew.-%	—	0,4	—
Inerte	—	—	0,9
Wasserstoff	—	—	—
Methan	—	0,6	0,3
Athylen	0,5	0,5	—
Athan	1,5	0,5	—
Propylen	1,5	1,3	0,2
Propan	49,5	55,4	46,8
Butylen	1,5	1,3	0,8
Butan	45,5	36,2	41,0
0 bis 20° C siedend	—	4,2 ¹⁾	0,1 ²⁾
über 20° C	—	—	—
Unterer Heizwert kcal/kg	10 970	10 960	10 880
Theoretischer Luftbedarf Nm ³ /kg	12,01	11,98	11,84
Unterer Gemisch-Heizwert kcal/Nm ³	888	881	880

¹⁾ Dichte 1,93; H_u = 25 570 kcal/kg. ²⁾ Dichte 1,77; H_u = 23 200 kcal/kg.

fast den gleichen Luftbedarf, bezogen auf 1 kg Gas, haben. Da die in Zahlentafel 2 zusammengestellten Angaben ungefähr Grenzwerte darstellen, spielt demnach die Zusammensetzung des Flüssiggases für die motortechnischen Untersuchungen eine verhältnismäßig geringe Rolle. Durch diese Tatsache werden die Untersuchungen selbst sehr erleichtert, da man bei verschiedenen Lieferungen nie genau gleiche Zusammensetzung des Flüssiggases erhalten kann.

Von besonderer Bedeutung für die Verwendung von Gasen im Verbrennungsmotor sind die Zündgrenzen⁶⁾ des Gemisches und die Zündgeschwindigkeiten⁷⁾. Hierbei interessiert, wie später noch gezeigt wird, vor allem das Mischungsverhältnis Gas:Luft in der Nähe der unteren Explosionsgrenze, bei der die Maschine anfängt, unruhig zu laufen.

Aus Zahlentafel 1 ist zu sehen, daß bei Leuchtgas Mischungsverhältnisse bis $m = 4$ im Motorbetrieb möglich sind. Auch Motorenmethan verträgt noch einen verhältnismäßig hohen Luftüberschuß von rd. 60 bis 70% ($m = 1,6$ bis 1,7). Flüssiggas dagegen nähert sich schon der niedrigen unteren Explosionsgrenze des Benzins und zeigt bei 40% Luftüberschuß unruhigen Lauf. Allerdings spielt die Bauart des Verbrennungsraumes hierbei noch eine gewisse Rolle, denn einheitlich runde Verbrennungsräume (Motor 1) vertragen einen etwas höheren Luftüberschuß als solche mit seitlich stehenden Ventilen (Motor 2), wie aus dem Vergleich der Abbildungen 3 und 4 hervorgeht.

Die Zündgeschwindigkeiten der Treibgase sind maßgebend für die Vorzündung, die der Motor für die günstigste Verbrennung benötigt. Besonders wichtig ist diese Frage bei Verwendung eines hohen Luftüberschusses. Über die notwendige Vorzündung der Motoren wird im Zusammenhang mit den Ergebnissen der Versuche berichtet.

Grundsätzlich ist zu sagen, daß sich die Treibgase als Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren gerade im Kraftfahrzeug außerordentlich gut verhalten, da die Aufbereitung des Gas-Luft-Gemisches unter viel günstigeren Umständen vor sich geht als im Benzinbetrieb. Vor allem fällt die Vernebelung fort, die bei flüssigen Kraftstoffen bez. der Ausbildung des Ansaugsystems stets einen Mittelweg zwischen der strömungstechnisch günstigsten Gestaltung und den für die Zerstäubung des Brennstoffes notwendigen Maßnahmen erfordert.

Im Gasbetrieb besteht die Aufbereitung des Gemisches lediglich in der Zuführung des Gases in den Luftstrom. Da im Gasbetrieb das Ausfallen von Brennstoff im Ansaugrohr und an den Zylinderwänden im kalten Zustand der Maschine wegfällt, ist auch eine Gemischvorwärmung unnötig und eine Verdünnung des Schmieröls durch Brennstoffkondensate mit allen ihren Nachteilen nicht möglich. Erwähnt muß noch werden, daß eine Belästigung durch schlecht riechende Auspuffgase im Betrieb mit Treibgasen nicht eintritt.

⁶⁾ Vgl. P. Schlöpfer, Ersatztreibstoffe im Motorbetrieb, Wien: J. Springer 1937.

⁷⁾ Vgl. H. Finkbeiner, Hochleistungs-Gaserzeuger, Berlin: J. Springer 1937. — H. Brückner, Gastafeln, Sonderdr. a. Handb. d. Gasindustrie Bd. 6, München: R. Oldenbourg 1937.

III. Kennzeichnung der Versuchseinrichtung

Die bei den Versuchen benutzten Motoren hatten folgende Kennwerte:

Motor 1 ist ein langsamlaufender Sechszylinder-Motor mit einheitlichem zylindrischen Verbrennungsraum, hängenden Ventilen und seitlich angebrachter Kerze. Seine normale Drehzahl beträgt 1250 U/min, seine Höchstzahl 1500 U/min

Bohrung 120 mm Dmr.,
Hub 160 mm,
gesamtes Hubvolumen 10,85 l.

Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$, veränderlich bis $\epsilon = 9$. Der Motor ist mit zwei Pallas-Vertikalvergäsern ausgerüstet, die je drei Zylinder durch einen kurzen Saugstutzen versorgen. Bauart: Henschel.

Motor 2 ist ein schnelllaufender Sechszylinder-Motor mit seitlich stehenden Ventilen und in der Mitte des Verbrennungsraumes befindlicher Kerze, seine Höchstzahl beträgt 3200 U/min.

Bohrung 79,4 mm Dmr.,
Hub 117,5 mm,
gesamtes Hubvolumen 3,40 l.

Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,2$. Der Motor ist mit einem Fallstromvergaser und normalem Saugrohr ausgerüstet, das unter dem Vergaser durch eine Heizplatte mit dem Auspuffrohr verbunden ist. Hierdurch ergibt sich eine ziemlich starke Vorwärmung des Gemisches beim Eintritt in das Ansaugrohr. Bauart: Opel.

Bei den Versuchen wurde die Gasmenge mit Ausnahme des Flüssiggases durch eine Gasuhr (Pintsch-Drehkolbengasmesser) gemessen. Bei Flüssiggas wurde, um den Einfluß des wechselnden spezifischen Gewichtes auszuschalten, von vornherein wie bei flüssigen Kraftstoffen der Verbrauch gewichtsmäßig bestimmt, und zwar mit Hilfe einer auf einer Waage aufgebauten kleinen Druckflasche, die vor jedem Versuch von der Hauptflasche gefüllt wurde. Es war notwendig, bei den Wägungen vor und nach der Messung den Verbindungsschlauch zwischen der Hauptflasche und der kleinen Meßflasche zu trennen, da der bewegliche Druckschlauch die Messung stets beeinflusste. Für die Prüfstandsversuche eignete sich am besten ein zweistufiger Regler, der vom Kühlwasser des Motors vorgewärmt wurde. Hierdurch wurde eine verhältnismäßig gleichmäßige Gasabgabe erreicht. Trotzdem war es notwendig, für jeden Meßpunkt zwei oder drei Verbrauchsmessungen zu machen, um einen Mittelwert zu erhalten.

Die Messung der Verbrennungsluft erfolgte ebenfalls mit einem Drehkolbengasmesser. Bei allen Versuchen war die Zündung auf Bestwert eingestellt.

Bei der Umstellung von Vergasermotoren auf Treibgasbetrieb liegt es nahe, das Ansaugsystem des Motors unverändert zu lassen, um die Änderung so billig wie möglich vornehmen und auch möglichst schnell wieder auf Benzinbetrieb umschalten zu können. Es werden deshalb in der Regel die einfachsten Mittel zur Erlangung dieses Zieles angewendet, nämlich den Vergaser an seiner Stelle zu belassen und das entspannte Gas durch eine Düse in den Lufttrichter des Vergasers einzuführen, der damit die Rolle des Mischers übernimmt. Eine solche Anordnung zeigt schematisch Abb. 1.

Eine andere Art der Gas-Luftmischung erfolgt mit Hilfe eines vor dem Vergaser eingebauten sogenannten Vorschalt- oder Vorsatzgerätes (Abb. 2), das ebenfalls einen Lufttrichter enthält und an dessen engster Stelle das Gas eingeführt wird. Das aufbereitete Gemisch muß dann noch durch den Vergaserlufttrichter hindurchströmen, bevor es ins Ansaugrohr gelangt. Die beiden Abbildungen sollen nur das Grundsätzliche dieser verschiedenen Mischerbauarten kennzeichnen. Es gibt noch

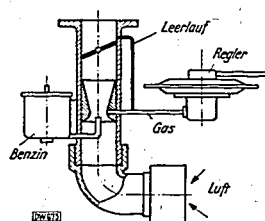


Abb. 1. Der Vergaser als Gasluftmischer (schematisch). Das Gas wird in den Lufttrichter des Benzin-Vergasers eingeführt.

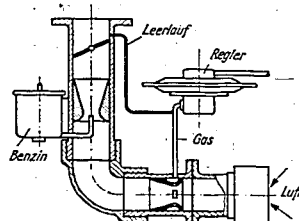


Abb. 2. Der Gasluftmischer als Vorschaltgerät vor dem Vergaser (schematisch).

eine Reihe weiterer Mischer, die sich aber im wesentlichen nicht von diesen beiden Arten unterscheiden.

Beide Vorrichtungen haben den Vorteil großer Einfachheit. Die Regulierung des Motors erfolgt wie bei Benzinbetrieb durch Verstellen der Vergaserdrosselklappe, d. h. durch reine Mengen- oder Drosselregulierung, wobei das Mischungsverhältnis Gas : Luft durch die Größe der Gasdüse festliegt.

Beide Mischer haben aber den grundsätzlichen Nachteil, daß das Gemisch bzw. die Verbrennungsluft unnötig stark gedrosselt wird. Bei der Mischerbauart nach Abb. 2 ist sogar eine zweimalige Drosselung vorhanden.

Um alle Einflüsse, die durch diese besonderen Bedingungen des Benzinbetriebes die Leistung im Gasbetrieb beeinflussen könnten, bei den Versuchen auszuschalten, wurden die Vergaser durch besondere für den Gasbetrieb hergerichtete Gasmischer ersetzt. Diese werden zur Unterscheidung von der üblichen, oben geschilderten Bauart im folgenden als „neue Mischer“ gekennzeichnet. Das Ansaugrohr selbst wurde jedoch beibehalten, um die Voraussetzung der leichten Umstellbarkeit des Vergasermotors auf Gasbetrieb zu erfüllen. Bei beiden Motoren wurden auch Vergleichsversuche mit Mischern normaler Bauart durchgeführt.

IV. Die Motorleistung und die Ursachen des Leistungsabfalls bei Gasbetrieb

a) Der Einfluß des Mischungsverhältnisses Gas : Luft auf Leistung und Verbrauch

Um Leistung und Verbrauch bei verschiedenen Treibgasen mit der Benzinleistung des Motors vergleichen zu können, muß zunächst die für den Vergleich wesentliche Frage des Einflusses des Mischungsverhältnisses bei Vollast, d. h. bei voll geöffneten Drosselklappen, untersucht werden.

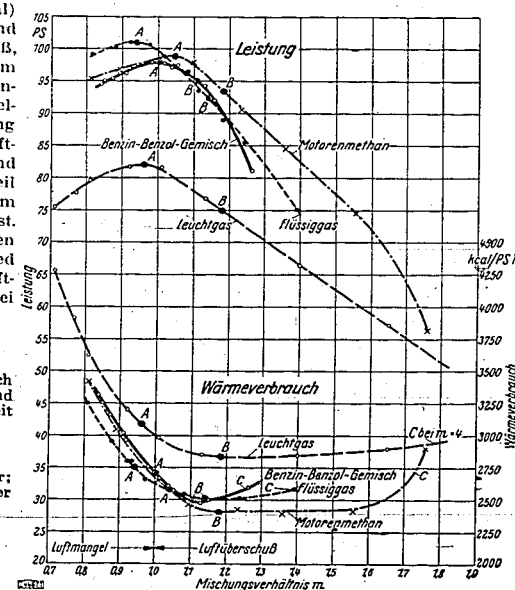
Das Mischungsverhältnis Gas : Luft hat für die einzelnen Treibgase einen verschiedenartigen Einfluß auf Leistung und Verbrauch. In Abb. 3 und 4 sind für beide Motoren diese Werte über dem Mischungsverhältnis aufgetragen, wobei das Mischungsverhältnis $m = 1$ das theoretische Verhältnis Gas : Luft bedeutet. Die Werte für „beste Leistung“ und für „wirtschaftlichen Verbrauch“ sind durch die Punkte A und B besonders hervorgehoben. Hierbei ist in Abb. 3 folgendes bemerkenswert: Die höchste Leistung wird für Leuchtgas und Flüssiggas bei Luftmangel erzielt, und zwar bei einem Mischungsverhältnis von etwa $m = 0,95$.

Bei dem Benzin-Benzol-Gemisch (Aral) wird die beste Leistung bei $m = 1$, und bei Motorenmethan bei Luftüberschuß, und zwar bei $m = 1,04$, erreicht. Aus dem Vergleich dieser mit A und B gekennzeichneten Werte ist zu sehen, mit welchem Leistungsabfall man bei Übergang von „besten Leistung“ auf „wirtschaftlichen Verbrauch“ rechnen muß, und zugleich kann man aus dem unteren Teil des Bildes erkennen, welche Ersparnis im Wärmeverbrauch hierbei zu erzielen ist. Bemerkenswert ist ferner, daß von den vier Kraftstoffen der Leistungsunterschied zwischen A und B für den flüssigen Kraftstoff am niedrigsten ist, weil bereits bei

Abb. 3. Volle Leistung und Wärmeverbrauch für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch) in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis.

Motor 1: Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$;
Drehzahl $n = 1250$ U/min.
Im Benzin-Benzol-Betrieb: 2 Pallas-Vergaser;
Im Treibgasbetrieb: 1 Gasluftmischer neuer Bauart.

zugeführte Luftmenge
 m theoret. Luftbedarf
A beste Leistung
B wirtschaftlicher Verbrauch
C Grenze des ruhigen Motorlaufs



INHALTSVERZEICHNIS

I. Einleitung	1
II. Die Eigenschaften der Treibgase in motor- technischer Hinsicht	2
III. Kennzeichnung der Versuchseinrichtung	4
IV. Die Motorleistung und die Ursachen des Leistungsabfalls bei Gasbetrieb	5
a) Der Einfluß des Mischungsverhältnisses Gas:Luft auf Leistung und Verbrauch	5
b) Volleistung und Leistungsabfall bei verschiedenen Treibgasen	6
c) Die Ursachen des Leistungsabfalls im Gasbetrieb	8
d) Die Berechnung des Leistungsabfalls	13
V. Leistungssteigerung im Gasbetrieb	15
VI. Wirtschaftlichkeit des gasgetriebenen Fahr- zeugmotors bei Teillast und seine Regu- lierung im Fahrbetrieb	16
a) Die Wirkungsweise der verbundenen Güte- und Drosselregulierung	16
b) Vergleich zum Vergaserbetrieb	18
c) Praktische Folgerungen	20
d) Die Abgastemperaturen bei Teillast	21
VII. Die Vorzündung im Treibgasbetrieb	21
VIII. Zusammenfassung und Schlußfolgerung	22

Alle Rechte vorbehalten · Copyright 1938 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7

Printed in Germany · Druck: Triasdruck G. m. b. H., Berlin SW 19

000801

Leistung und Wirtschaftlichkeit gasgetriebener Fahrzeugmotoren

Von Dr.-Ing. W. RIXMANN VDI, Berlin¹⁾

Die Frage der Ursachen des Leistungsabfalls gasgetriebener Fahrzeugmotoren wird an Hand von Prüfstandsversuchen für verschiedene Treibgase untersucht und rechnerisch verfolgt. Es wird ein neues Verfahren für die Teillast-Regulierung im Treibgasbetrieb angegeben, das den niedrigsten Kraftstoffverbrauch mit der Erzielung größter Leistung verbindet. Die Untersuchungen beziehen sich vor allem auf die in Flaschen mitgeführten Treibgase, während Generatorgas²⁾ in dem Bericht nur zu Vergleichszwecken mit herangezogen wird.

I. Einleitung

Die Bedeutung der in Flaschen mitgeführten Treibgase als Kraftstoff für den Fahrzeugantrieb, insbesondere für Lastwagen, hat in Deutschland in den letzten Jahren erheblich zugenommen. Hierbei ist unter Treibgas sowohl das sogenannte Flüssiggas (Mischung aus Propan und Butan) als auch das verdichtete Gas (Leuchtgas, Motorenmethan, Klärgas usw.) zu verstehen.

In Nordamerika, vor allem in den Vereinigten Staaten, liegen schon recht lange Erfahrungen mit Propan und Butan vor. Das Gas wird dort aus Gasquellen und bei der Erdölraffination gewonnen und in gewerblichen Betrieben, ferner für Eisenbahnen und für den Kraftfahrzeugantrieb verwendet. Welche Bedeutung dieses Gas im Rahmen der übrigen Kraftstoffwirtschaft besitzt, geht aus einem Handbuch³⁾ hervor, in dem wissenschaftliche und konstruktive Unterlagen für die verschiedenartigen Anwendungsgebiete sowie die Erfahrungen im praktischen Betrieb zusammengestellt sind.

Die Entwicklung der Treibgasanlagen setzte in Deutschland ein, als die Erweiterung unserer eigenen Kraftstoffherzeugung zur Notwendigkeit wurde. Die Geräte, vor allem die Druckregler, wurden in ihrer Konstruktion nicht von Amerika übernommen, sondern ihre Entwicklung erfolgte hier selbständig und hat schnell zu betriebssicheren Anlagen geführt⁴⁾, namentlich seit Buna als Werkstoff für die Membranen und als Dichtung in den Reglerventilen Verwendung fand.

Die Anpassung der bisher im Vergaserbetrieb arbeitenden Fahrzeugmotoren an die veränderten Bedingungen des Gasbetriebes ist jedoch noch verbesserungsfähig, um Leistung und Wirtschaftlichkeit des umgebauten Fahrzeuges möglichst groß zu halten.

In einem früheren Bericht⁵⁾ über die ersten Versuche mit Leuchtgas in einem langsamlaufenden Lastwagenmotor wurde bereits auf die Bedeutung des Liefergrades bei gasgetriebenen Fahrzeugmotoren hingewiesen. Ein wichtiges Ergebnis dieser Versuche war ferner der Nachweis der grundsätzlichen Brauchbarkeit der Güteregelelung für Fahrzeuggasmotoren.

Durch weitere Untersuchungen auch mit anderen Treibgasen wie Motorenmethan und Flüssiggas sowie durch Hinzuziehung eines schnelllaufenden kleineren Lastwagenmotors konnte die Frage der Abstimmung der Vergasermotoren auf Gasbetrieb auf eine breitere Basis gebracht werden.

¹⁾ Die vorliegenden Untersuchungen zur Entwicklung des Lastwagenantriebs durch Gas wurden auf Veranlassung und mit dankenswerter Unterstützung des Herrn Reichs- und Preussischen Verkehrsministers in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin durchgeführt. Bei den Versuchen arbeiteten insbesondere die Herren Dipl.-Ing. F. Schaub und Dipl.-Ing. W. Neumann mit.

²⁾ Über Generatorgas berichtet ausführlich H. Finkbeiner, Kraftfahrtechn. Forschungsarbeiten, Heft 9, Berlin: VDI-Verlag 1937.

³⁾ The Handbook of Butane-Propane Gases. Los Angeles, USA: George H. Finley 1935.

⁴⁾ Ein Überblick über die handelsüblichen Treibgasanlagen findet sich in der Autom.-techn. Z. Bd. 30 (1936) S. 549.

⁵⁾ Vgl. W. Rixmann: Leuchtgasbetrieb für Fahrzeugmotoren Z. VDI Bd. 80 (1938) S. 627.

II. Die Eigenschaften der Treibgase in motortechnischer Hinsicht

Zur Beurteilung des Treibgasbetriebes in Verbrennungsmotoren ist die Kenntnis der Eigenschaften dieser Gase in motortechnischer Hinsicht notwendig. Die wichtigsten Angaben sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt. Hierbei interessieren vor allem die Daten der handelsüblichen Treibgase. Zum Vergleich sind auch einige Generatorgase und flüssige Kraftstoffe hinzugefügt. Die Zahlentafel gibt einen Überblick über die Zusammensetzung, den Heizwert, den Luftbedarf und den Gemischheizwert bei verschiedenen Mischungsverhältnissen sowie über die Grenze des praktisch nutzbaren Verdichtungsverhältnisses und die Klopfestigkeit der Kraftstoffe. Bemerkenswert ist der hohe Gemischheizwert des Flüssiggases von 885 kcal/Nm³, der den der flüssigen Treibstoffe mit 928 bis 940 kcal/Nm³ fast erreicht. Auch der Gemischheizwert des Motorenmethans und des Leuchtgases ist mit 847 bzw. 808 kcal/Nm³ noch verhältnismäßig hoch. In einem großen Abstand von den flüssigen Brennstoffen folgen die Generatorgase mit rund 600 kcal/Nm³.

Als Flüssiggas wird in Deutschland eine Mischung von Propan und Butan verwendet, wie sie bei der Benzinsynthese anfällt; hierzu kommen noch einige Anteile ungesättigter Kohlenwasserstoffe. In Zahlentafel 2 sind die wichtigsten Kenngrößen des Flüssiggases, wie es für die Versuche geliefert wurde, aufgestellt. Daraus ist zu sehen, daß sich die Anteile von Propan und Butan bei verschiedenen Lieferungen in bestimmten Grenzen ändern. Aber der untere Heizwert und vor allem der Gemischheizwert bleiben fast gleich. Ebenso ändert sich auch der theoretische Luftbedarf nur wenig. Dies hängt damit zusammen, daß Propan und Butan, wie in Zahlentafel 1 gezeigt ist,

Zahlentafel 1

Zusammenstellung der für den motorischen Betrieb wichtigsten Kenngrößen der Treibgase

Kraftstoff	Spezif. Gewicht	Zusammensetzung bzw. Elementaranalyse (bei Gasen sind nur die brennbaren Bestandteile angegeben)	Unterer Heizwert		Theoretischer Luftbedarf		Mischungsverhältnis u. Gemischheizwert (kcal/Nm ³) nach Versuchen am Motor		Prakt. nutzbare Grenze d. Verdichtungsverhältnisses		Oktan Zahl etwa
			kcal/kg	kcal/Nm ³	Luftbedarf	Gemisch-Heizwert	Luftbedarf	Gemisch-Heizwert	im Otto-Motor	im umgebauten Diesel-Motor	
Benzin (handelsüblich)	0,736 kg/l	80,7% C 14,2% H 5,1% O	10040	—	10,8 Nm ³ /kg	928	1 (978)	1,1 (845)	1,3	rd. 1:6	76 ¹⁾
Benzin-Benzol (handelsüblich, Gemisch „Aral“)	0,733 kg/l	83,2% C 11,8% H 5,0% O	9740	—	10,35 Nm ³ /kg	940	1 (940)	1,1 (855)	1,3	rd. 1:7	90 ¹⁾
Flüssiggas (handelsüblich)	rd. 2,22 kg/Nm ³	47 bis 55% Propan 42 bis 26% Butan 1 bis 3 % Olefine 10 bis 6 % Rest ²⁾	11000	—	12,0 Nm ³ /kg	885	0,98 (878)	1,14 (775)	1,4	rd. 1:7	105 ¹⁾ bis 110
Propan, rein	1,96 kg/Nm ³	100% Propan C ₃ H ₈	11040	21 600	12,05 Nm ³ /kg	880	—	—	—	rd. 1:7	1:10 Klopfgrenze 125 ²⁾
Butan, rein	2,6 kg/Nm ³	100% Butan C ₄ H ₁₀	10920	28 400	11,92 Nm ³ /kg	888	—	—	—	1:6,8	1:6,8 Klopfgrenze 90 ²⁾
Methan, rein	0,717 kg/Nm ³	100% Methan CH ₄	11970	8 500	9,5 m ³ /m ³	815	—	—	—	rd. 1:7	rd. 1:10
Motoren-methan (handelsüblich)	0,815 kg/Nm ³	rd. 64% Methan 10% Äthylen 14% Äthan 2,5% CO 0,6% H ₂ 0,3% C ₂ H ₆	10900	10 000	10,8 m ³ /m ³	847	1,04 (817)	1,18 (727)	1,7 bis 1,8	rd. 1:7	rd. 1:10 122 ²⁾
Leuchtgas (Berliner Stadtlgas)	0,603 kg/Nm ³	49,8% H ₂ 14,8% CO 17,9% CH ₄ 2,1% C ₂ H ₄	—	3 800	2,7 m ³ /m ³	808	0,97 (803)	1,2 (699)	rd. 4	1:7	1:7 bis 1:8 100 ²⁾
Generator-gas aus		CO% H ₂ % CH ₄ %									
a) Holz	1,139 kg/Nm ³	22,8 18,0 2,3	—	1 370	1,2 m ³ /m ³	623	0,95 (609)	1,02 (616)	—	1:9 bis 1:10	1:9 bis 1:10
b) Holzkohle	1,171 kg/Nm ³	29,6 7,8 —	—	1 110	0,89 m ³ /m ³	586	1 (586)	1,15 (518)	—	1:9 bis 1:10	1:9 bis 1:10
c) Steinkohl-Schmelzkoks	—	27 13 10 bis 1,2	—	1 250	1,06 m ³ /m ³	605	—	—	—	1:9 bis 1:10	1:9 bis 1:10

¹⁾ CFR-Res.-Methode; ²⁾ ASTM-Methode (CFR-Motor-Methode); ³⁾ Schwere Kohlen-Wasserstoffe und gelöstes Gas

000802

Zahlentafel 2

Kenngrößen des für die Versuche benutzten Flüssiggases

Lieferung	Juli 1936	Februar 1937	April 1937
Gesamtdichte (Luft=1)	1,732	1,710	1,742
Spezifisches Gewicht von Dampf g/Ncm ³	2,24	2,210	2,252
Molekulargewicht	—	49,6	50,4
Analyse			
Kohlensäure	Gew.-%	0,4	—
Inerte	—	—	0,9
Wasserstoff	—	—	—
Methan	—	0,6	0,3
Äthylen	—	0,5	—
Äthan	—	1,5	0,5
Propylen	—	1,5	—
Propan	—	1,3	0,2
Butylen	—	55,4	46,8
Butan	—	1,3	0,8
0 bis 20° C siedend	—	86,2	41,9
über 20° C	—	4,2 ¹⁾	9,1 ¹⁾
Unterer Heizwert	kcal/kg	10 970	10 960
Theoretischer Luftbedarf	Nm ³ /kg	12,01	11,98
Unterer Gemisch-Heizwert	kcal/Nm ³	888	881

¹⁾ Dichte 1,93; H_u = 25 570 kcal/kg. ²⁾ Dichte 1,77; H_u = 23 200 kcal/kg.

fast den gleichen Luftbedarf, bezogen auf 1 kg Gas, haben. Da die in Zahlentafel 2 zusammengestellten Angaben ungefähr Grenzwerte darstellen, spielt demnach die Zusammensetzung des Flüssiggases für die motortechnischen Untersuchungen eine verhältnismäßig geringe Rolle. Durch diese Tatsache werden die Untersuchungen selbst sehr erleichtert, da man bei verschiedenen Lieferungen nie genau gleiche Zusammensetzung des Flüssiggases erhalten kann.

Von besonderer Bedeutung für die Verwendung von Gasen im Verbrennungsmotor sind die Zündgrenzen³⁾ des Gemisches und die Zündgeschwindigkeiten⁴⁾. Hierbei interessiert, wie später noch gezeigt wird, vor allem das Mischungsverhältnis Gas:Luft in der Nähe der unteren Explosionsgrenze, bei der die Maschine anfängt, unruhig zu laufen.

Aus Zahlentafel 1 ist zu sehen, daß bei Leuchtgas Mischungsverhältnisse bis $m=4$ im Motorbetrieb möglich sind. Auch Motorenmethan verträgt noch einen verhältnismäßig hohen Luftüberschuß von rd. 60 bis 70% ($m=1,6$ bis 1,7). Flüssiggas dagegen nähert sich schon der niedrigen unteren Explosionsgrenze des Benzins und zeigt bei 40% Luftüberschuß unruhigen Lauf. Allerdings spielt die Bauart des Verbrennungsraumes hierbei noch eine gewisse Rolle, denn einheitlich runde Verbrennungsräume (Motor 1) vertragen einen etwas höheren Luftüberschuß als solche mit seitlich stehenden Ventilen (Motor 2), wie aus dem Vergleich der Abbildungen 3 und 4 hervorgeht.

Die Zündgeschwindigkeiten der Treibgase sind maßgebend für die Vorzündung, die der Motor für die günstigste Verbrennung benötigt. Besonders wichtig ist diese Frage bei Verwendung eines hohen Luftüberschusses. Über die notwendige Vorzündung der Motoren wird im Zusammenhang mit den Ergebnissen der Versuche berichtet.

Grundsätzlich ist zu sagen, daß sich die Treibgase als Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren gerade im Kraftfahrzeug außerordentlich gut verhalten, da die Aufbereitung des Gas-Luft-Gemisches unter viel günstigeren Umständen vor sich geht als im Benzinbetrieb. Vor allem fällt die Vernebelung fort, die bei flüssigen Kraftstoffen bez. der Ausbildung des Ansaugsystems stets einen Mittelweg zwischen der strömungstechnisch günstigsten Gestaltung und den für die Zerstäubung des Brennstoffes notwendigen Maßnahmen erfordert.

Im Gasbetrieb besteht die Aufbereitung des Gemisches lediglich in der Zuführung des Gases in den Luftstrom. Da im Gasbetrieb das Ausfallen von Brennstoff im Ansaugrohr und an den Zylinderwänden im kalten Zustand der Maschine wegfällt, ist auch eine Gemischvorwärmung unnötig und eine Verdünnung des Schmieröls durch Brennstoffkondensate mit allen ihren Nachteilen nicht möglich. Erwähnt muß noch werden, daß eine Belästigung durch schlecht riechende Auspuffgase im Betrieb mit Treibgasen nicht eintritt.

³⁾ Vgl. P. Schlöpfer, Ersatztreibstoffe im Motorbetrieb, Wien: J. Springer 1937.

⁴⁾ Vgl. H. Finkbeiner, Hochleistungs-Gasorenzger, Berlin: J. Springer 1937. — H. Brückner, Gastafeln, Sonderdr. a. Handb. d. Gasindustrie Bd. 6, München: R. Oldenbourg 1937.

III. Kennzeichnung der Versuchseinrichtung

Die bei den Versuchen benutzten Motoren hatten folgende Kennwerte:

Motor 1 ist ein langsamlaufender Sechszylinder-Motor mit einheitlichem zylindrischen Verbrennungsraum, hängenden Ventilen und seitlich angebrachter Kerze. Seine normale Drehzahl beträgt 1250 U/min, seine Höchstzahl 1500 U/min

Bohrung 120 mm Dmr.,
Hub 160 mm,
gesamtes Hubvolumen 10,85 l.

Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$, veränderlich bis $\epsilon = 9$. Der Motor ist mit zwei Pallas-Vertikalvergäsern ausgerüstet, die je drei Zylinder durch einen kurzen Saugstutzen versorgen. Bauart: Henschel.

Motor 2 ist ein schnelllaufender Sechszylinder-Motor mit seitlich stehenden Ventilen und in der Mitte des Verbrennungsraumes befindlicher Kerze, seine Höchstzahl beträgt 3200 U/min.

Bohrung 70,4 mm Dmr.,
Hub 117,5 mm,
gesamtes Hubvolumen 3,49 l.

Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,2$. Der Motor ist mit einem Fallstromvergaser und normalem Saugrohr ausgerüstet, das unter dem Vergaser durch eine Heizplatte mit dem Auspuffrohr verbunden ist. Hierdurch ergibt sich eine ziemlich starke Vorwärmung des Gemisches beim Eintritt in das Ansaugrohr. Bauart: Opel.

Bei den Versuchen wurde die Gasmenge mit Ausnahme des Flüssiggases durch eine Gasuhr (Pintsch-Drehkolbengasmesser) gemessen. Bei Flüssiggas wurde, um den Einfluß des wechselnden spezifischen Gewichtes auszuschalten, von vornherein wie bei flüssigen Kraftstoffen der Verbrauch gewichtsmäßig bestimmt, und zwar mit Hilfe einer auf einer Waage aufgebauten kleinen Druckflasche, die vor jedem Versuch von der Hauptflasche gefüllt wurde. Es war notwendig, bei den Wägungen vor und nach der Messung den Verbindungsschlauch zwischen der Hauptflasche und der kleinen Meßflasche zu trennen, da der bewegliche Druckschlauch die Messung stets beeinflusste. Für die Prüfstandsversuche eignete sich am besten ein zweistufiger Regler, der vom Kühlwasser des Motors vorgewärmt wurde. Hierdurch wurde eine verhältnismäßig gleichmäßige Gasabgabe erreicht. Trotzdem war es notwendig, für jeden Meßpunkt zwei oder drei Verbrauchsmessungen zu machen, um einen Mittelwert zu erhalten.

Die Messung der Verbrennungsluft erfolgte ebenfalls mit einem Drehkolbengasmesser. Bei allen Versuchen war die Zündung auf Bestwert eingestellt.

Bei der Umstellung von Vergasermotoren auf Treibgasbetrieb liegt es nahe, das Ansaugsystem des Motors unverändert zu lassen, um die Änderung so billig wie möglich vornehmen und auch möglichst schnell wieder auf Benzinbetrieb umschalten zu können. Es werden deshalb in der Regel die einfachsten Mittel zur Erlangung dieses Zieles angewendet, nämlich den Vergaser an seiner Stelle zu belassen und das entspannte Gas durch eine Düse in den Lufttrichter des Vergasers einzuführen, der damit die Rolle des Mischers übernimmt. Eine solche Anordnung zeigt schematisch Abb. 1.

Eine andere Art der Gas-Luftmischung erfolgt mit Hilfe eines vor dem Vergaser eingebauten sogenannten Vorschalt- oder Vorsatzgerätes (Abb. 2), das ebenfalls einen Lufttrichter enthält und an dessen engster Stelle das Gas eingeführt wird. Das aufbereitete Gemisch muß dann noch durch den Vergaserlufttrichter hindurchströmen, bevor es ins Ansaugrohr gelangt. Die beiden Abbildungen sollen nur das Grundsätzliche dieser verschiedenen Mischerbauarten kennzeichnen. Es gibt noch

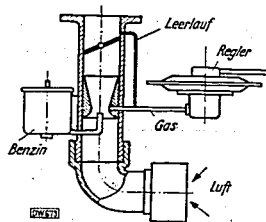


Abb. 1. Der Vergaser als Gasluftmischer (schematisch). Das Gas wird in den Lufttrichter des Benzin-Vergasers eingeführt.

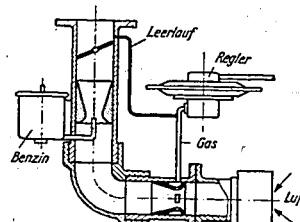


Abb. 2. Der Gasluftmischer als Vorschaltgerät vor dem Vergaser (schematisch).

eine Reihe weiterer Mischer, die sich aber im wesentlichen nicht von diesen beiden Arten unterscheiden.

Beide Vorrichtungen haben den Vorteil großer Einfachheit. Die Regulierung des Motors erfolgt wie bei Benzinbetrieb durch Verstellen der Vergaserdrosselklappe, d. h. durch reine Mengen- oder Drosselregulierung, wobei das Mischungsverhältnis Gas : Luft durch die Größe der Gasdüse festliegt.

Beide Mischer haben aber den grundsätzlichen Nachteil, daß das Gemisch bzw. die Verbrennungsluft unnötig stark gedrosselt wird. Bei der Mischerbauart nach Abb. 2 ist sogar eine zweimalige Drosselung vorhanden.

Um alle Einflüsse, die durch diese besonderen Bedingungen des Benzinbetriebes die Leistung im Gasbetrieb beeinflussen könnten, bei den Versuchen auszuschalten, wurden die Vergaser durch besondere für den Gasbetrieb hergerichtete Gasmischer ersetzt. Diese werden zur Unterscheidung von der üblichen, oben geschilderten Bauart im folgenden als „neue Mischer“ gekennzeichnet. Das Ansaugrohr selbst wurde jedoch beibehalten, um die Voraussetzung der leichten Umstellbarkeit des Vergasermotors auf Gasbetrieb zu erfüllen. Bei beiden Motoren wurden auch Vergleichsversuche mit Mischern normaler Bauart durchgeführt.

IV. Die Motorleistung und die Ursachen des Leistungsabfalls bei Gasbetrieb

a) Der Einfluß des Mischungsverhältnisses Gas : Luft auf Leistung und Verbrauch

Um Leistung und Verbrauch bei verschiedenen Treibgasen mit der Benzinleistung des Motors vergleichen zu können, muß zunächst die für den Vergleich wesentliche Frage des Einflusses des Mischungsverhältnisses bei Vollast, d. h. bei voll geöffneter Drosselklappe, untersucht werden.

Das Mischungsverhältnis Gas : Luft hat für die einzelnen Treibgase einen verschiedenartigen Einfluß auf Leistung und Verbrauch. In Abb. 3 und 4 sind für beide Motoren diese Werte über dem Mischungsverhältnis aufgetragen, wobei das Mischungsverhältnis $m = 1$ das theoretische Verhältnis Gas : Luft bedeutet. Die Werte für „beste Leistung“ und für „wirtschaftlichen Verbrauch“ sind durch die Punkte A und B besonders hervorgehoben. Hierbei ist in Abb. 3 folgendes bemerkenswert: Die höchste Leistung wird für Leuchtgas und Flüssiggas bei Luftmangel erzielt, und zwar bei einem Mischungsverhältnis von etwa $m = 0,95$. Bei dem Benzin-Benzol-Gemisch (Aral) wird die beste Leistung bei $m = 1$, und bei Motorenmethan bei Luftüberschuß, und zwar bei $m = 1,04$, erreicht. Aus dem Vergleich dieser mit A und B gekennzeichneten Werte ist zu ersehen, mit welchem Leistungsabfall man bei Übergang von „besten Leistung“ auf „wirtschaftlichen Verbrauch“ rechnen muß, und zugleich kann man aus dem unteren Teil des Bildes erkennen, welche Ersparnis im Wärmeverbrauch hierbei zu erzielen ist. Bemerkenswert ist ferner, daß von den vier Kraftstoffen der Leistungsunterschied zwischen A und B für den flüssigen Kraftstoff am niedrigsten ist, weil bereits bei

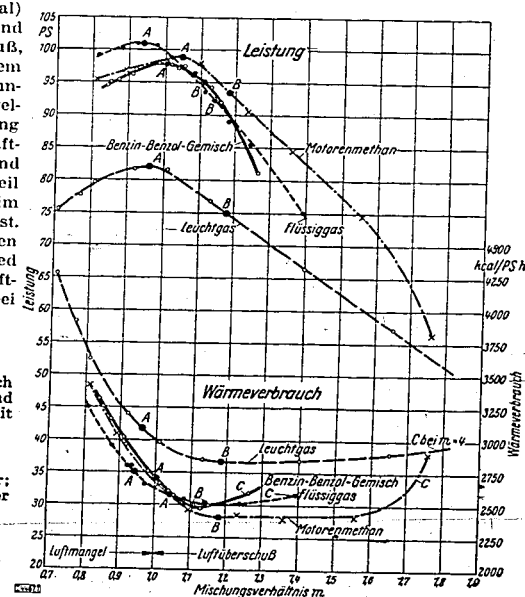


Abb. 3. Volle Leistung und Wärmeverbrauch für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch) in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis.

Motor 1: Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$; Drehzahl $n = 1250$ U/min.
Im Benzin-Benzol-Betrieb: 2 Pallas-Vergaser;
im Treibgasbetrieb: 1 Gasluftmischer neuer Bauart.

zugeführte Luftmenge
m theoret. Luftbedarf
A beste Leistung
B wirtschaftlicher Verbrauch
C Grenze des ruhigen Motorlaufs

Zahlentafel 3

Leistungsabfall und Wärmeersparnis bei Übergang von „besten Leistung“ auf wirtschaftlichen Verbrauch bei Motor 1. Drehzahl $n = 1250$ U/min. Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$.

Kraftstoff	Leistungsabfall		Wärmeersparnis		Wirtsch. Wirkungsgrad	
	PS	%	kcal/m ³ (20°C, 1at)	%	beste Leistung %	wirtsch. Verbrauch %
Aral	3	3,1	210	8,5	23,4	25,4
Flüssiggas . . .	8,6	8,5	240	8,7	23	25,2
Motorenmethan .	5,6	5,6	180	7	24,5	26,3
Leuchtgas . . .	7	8,5	200	8,5	20,6	22,4

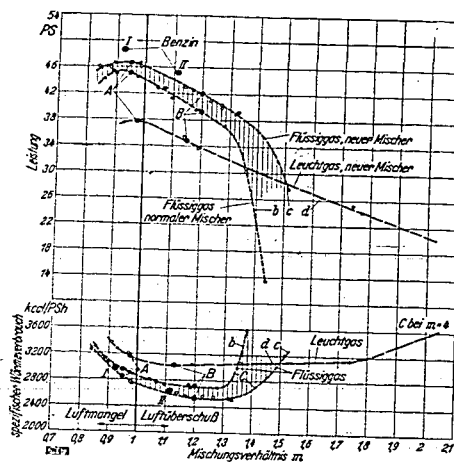


Abb. 4. Vollleistung und Wärmeverbrauch für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin) in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis m .

Motor 2: $\epsilon = 5,2$; $n = 1880$ U/min.

Im Benzinbetrieb: Fallstrom-Vergaser; Im Treibgasbetrieb: Gasluftmischer, normaler (s. Abb. 1) und neuer Bauart (s. Abb. 11 und 12). (Bedeutung von m , A , B und C wie in Abb. 3.)

10% Luftüberschuß ($m = 1,1$) der geringste Verbrauch auftritt. Diese Werte sind in Zahlentafel 3 zusammengestellt.

Bei der Betrachtung der Abb. 3 ist die Tatsache wichtig, daß die einzelnen Kraftstoffe ein ganz verschiedenes Verhalten im Gebiet des Luftüberschusses zeigen. Bei Benzin-Benzol-Gemisch z. B. steigt unmittelbar hinter dem Punkt B des wirtschaftlichen Verbrauchs der spezifische Wärmeverbrauch wieder an; etwas besser verhält sich in dieser Beziehung Flüssiggas. Bei Motorenmethan und Leuchtgas dagegen ist der Luftüberschuß in weiten Grenzen zu verändern, ohne daß eine merkbare Veränderung des spezifischen Verbrauches eintritt.

Die Punkte C dieser Kurven zeigen zugleich den Luftüberschuß, bei dem der Motor unruhig zu laufen beginnt. Dieses verschiedene Verhalten der einzelnen Treibgase gewinnt durch die Anwendung der Gütereulierung (s. unten) besondere Bedeutung.

Für Motor 2 sind diese Verhältnisse für Flüssiggas und Leuchtgas in Abb. 4 dargestellt; sie zeigen grundsätzlich das gleiche Verhalten wie bei Motor 1. Die Vergleichspunkte I und II gelten für Benzin und entsprechen den für diesen Motor gelieferten zwei Vergasereinstellungen. Hierbei ist die mit II gekennzeichnete die allgemein übliche sparsame Einstellung. Die Kurven b und c kennzeichnen zwei Mischerbauarten, und zwar entspricht die Kurve c der weiter unten beschriebenen neuen Mischerbauart, während die Kurve b der üblichen Anordnung des Mischers entspricht, bei der das Gas dem Vergaserlufttrichter zugeführt wird. Die Punkte A , B und C haben die gleiche Bedeutung wie vorher.

Aus beiden Abbildungen ist zu erkennen, daß bei gleichem Mischungsverhältnis für Flüssiggas, Motorenmethan und flüssigen Kraftstoff der spezifische Wärmeverbrauch in dem Gebiet zwischen der besten Leistung und dem wirtschaftlichen Verbrauch, d. h. zwischen A und B , ungefähr gleich ist, daß sich dagegen für Leuchtgas beträchtlich höhere Werte ergeben. Eine Nachrechnung des theoretisch-thermischen Wirkungsgrades hat gezeigt, daß die Ursachen hierfür in der Hauptsache in dem schlechteren indizierten und mechanischen Wirkungsgrad zu suchen sind⁸⁾.

b) Vollleistung und Leistungsabfall bei verschiedenen Treibgasen

Die im Motor 1 mit den einzelnen Treibgasen erreichten Vollleistungen sind in Abb. 5 in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt und zum Vergleich durch die mit Holzkohlengas erreichten Leistungen ergänzt. Die stark ausgezogene Kurve stellt die Leistung mit Benzin-Benzol dar bei einer

⁸⁾ Vgl. W. Pfäum, I S-Diagramme für Verbrennungsgase und ihre Anwendung auf die Verbrennungsmaschine. Berlin: VDI-Verlag 1932.

Verdichtung von $\epsilon = 5,05$ und bei fabriküblicher mittlerer Einstellung der beiden Pallas-Vergaser ($m \approx 1,07$).

Um die mit den Treibgasen erreichten Leistungen untereinander besser vergleichen zu können, wurde für Flüssiggas, Motorenmethan und Leuchtgas die Einstellung für beste Leistung gewählt; diesen Kurven liegen gleiche Liefergrade zugrunde (Abb. 9 unten). Wenn man zunächst die Leistungen dieser drei Treibgase bei dem gleichen Verdichtungsverhältnis wie für Benzin-Benzol ($\epsilon = 5,05$) untereinander vergleicht, so ist in Abb. 5 bemerkenswert, daß bis zu einer bestimmten Drehzahl, nämlich ungefähr $n = 1100$ U/min, alle Leistungen mit Treibgas unter denen für Benzin-Benzol geblieben sind. Motorenmethan und Flüssiggas weisen darüber hinaus jedoch höhere Leistungen auf.

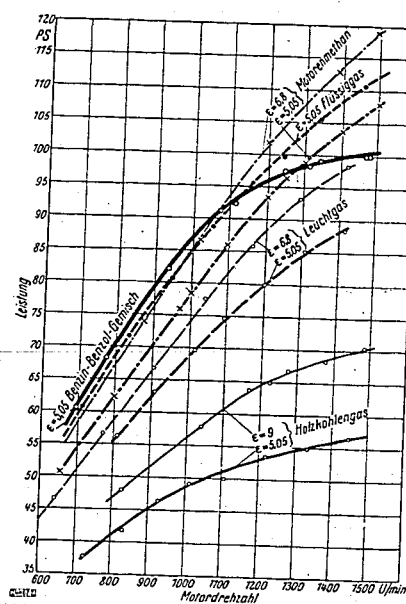


Abb. 5. Vollleistung für verschiedene Kraftstoffe und Verdichtungsverhältnisse ϵ in Abhängigkeit von der Drehzahl bei Motor 1.
Im Benzin-Benzol-Betrieb: 2 Pallas-Vergaser;
Im Treibgasbetrieb: Gas-Luft-Mischer neuer Bauart.

In Abb. 6 ist der Leistungsunterschied zahlenmäßig dargestellt, und zwar in Prozent Minder- oder Mehrleistung gegenüber der Vergleichsleistung mit flüssigem Kraftstoff bei fabriküblicher Einstellung der Vergaser. Wenn man wiederum zunächst nur die Kurven bei gleichem Verdichtungsverhältnis miteinander vergleicht, so ist zu sehen, daß mit Flüssiggas der Leistungsabfall 3% nicht übersteigt und daß bei der Höchstdrehzahl von 1500 U/min sogar eine Mehrleistung von fast 12% und für Motorenmethan eine solche von 7% erzielbar ist. Alle Kurven, mit Ausnahme derjenigen für Holzkohlengas, zeigen in ihrem Verlauf das gleiche Verhalten, nämlich, daß der Leistungsabfall sich bei niedrigen Drehzahlen bis ungefähr 1000 U/min nur wenig ändert, aber darüber hinaus sich plötzlich stark verringert, bzw. zum Teil in eine Leistungszunahme gegenüber Betrieb mit Benzin-Benzol-Gemisch übergeht.

Für Motor 2 sind die Vollleistungen in Abb. 7 aufgetragen. Die stark ausgezogene Kurve a kennzeichnet den Betrieb mit flüssigem Brennstoff (Benzin) bei sparsamer Einstellung (Punkt II in Abb. 4). Ferner sind noch die Leistungen mit Flüssiggas und Leuchtgas eingetragen, und zwar kennzeichnet die Kurve c die Leistungen für Flüssiggas mit einem Mischer neuer Bauart, während Kurve b

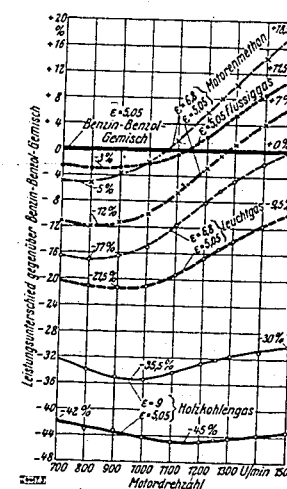


Abb. 6. Mehr- oder Minderleistung für verschiedene gasförmige Kraftstoffe und bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen ϵ gegenüber Benzin-Benzol-Betrieb in Abhängigkeit von der Drehzahl bei Motor 1.

Im Benzin-Benzol-Betrieb ist das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$. (Die Kurven sind aus Abb. 5 ermittelt.)

diejenigen mit der normalen Mischerbauart darstellt. Die Leistungen für Treibgas gelten für ein Mischungsverhältnis, das bei 1880 U/min (50 km/h) für beste Leistung eingestellt war; der Verlauf des Mischungsverhältnisses ist in Abb. 10 (Mitte) zu erkennen.

Auffallend ist bei der Benzinleistung der konkave Verlauf der Kurven im unteren Drehzahlbereich, der der Kurve ein nicht übliches Aussehen gibt. Als Ursache hierfür wurde festgestellt, daß das Mischungsverhältnis sich bei diesem Vergaser in dem Drehzahlbereich von $n = 800$ bis 3200 U/min in starkem Maße verändert. Abb. 10 zeigt, wie das Mischungsverhältnis, ausgehend von $n = 800$ U/min, von $m = 1$ auf $\approx 1,14$ ansteigt und dann langsam wieder fällt, um bei $n = 2700$ U/min wieder $m = 1$ zu erreichen. Zwar zeigt auch der Liefergrad bei Benzin- und Gasbetrieb (Abb. 10 unten) in dem Bereich zwischen $n = 1000$ und 2000 U/min eine wahrscheinlich durch Schwingungen hervorgerufene Unregelmäßigkeit, durch die eine Füllungsverminderung herbeigeführt wird. Da diese Erscheinung aber bei den Treibgasen keinen Einfluß auf das Mischungsverhältnis hat, muß das Verhalten der Kurve α (Abb. 7) für Benzin in der Regulierart des Vergasers selbst gesucht werden.

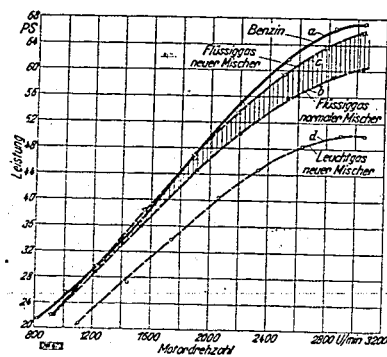


Abb. 7. Vollleistung für verschiedene Kraftstoffe und Mischerbauarten in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Motor 2; $\epsilon = 5,2$.

Im Benzinbetrieb: Fallstromvergaser mit Einstellung II (Abb. 4).

Die Leistungsunterschiede bei Flüssiggas und Leuchtgas gegenüber Benzin sind zahlenmäßig in Abb. 8 dargestellt. Sie zeigen im Bereich zwischen $n = 1000$ und 2000 U/min alle eine starke Verminderung des Leistungsabfalles gegenüber Benzin, die durch das erwähnte Verhalten des Motors im Benzinbetrieb hervorgerufen wird. Im oberen Drehzahlbereich dagegen bleibt selbst bei der neuen Mischerbauart ein geringer Leistungsabfall von rd. 3 bis 4% bestehen.

c) Die Ursachen des Leistungsabfalls im Gasbetrieb

Ein Vergleich der Vollleistungen (Abb. 5 und 7) sowie der Leistungsunterschiede (Abb. 6 und 8) läßt erkennen, daß beide Motoren sich im Gasbetrieb gegenüber dem Betrieb mit flüssigen Kraftstoffen verschieden verhalten. Zu einer Erklärung des Verhaltens der Leistungen im Gas- und Benzinbetrieb kommt man, wenn man die Ursachen des Leistungsabfalls im einzelnen nachgeht. Für die aus der Ladung in einer bestimmten Maschine erreichbare Nutzleistung sind folgende drei Faktoren maßgebend:

1. Der volumetrische Wirkungsgrad bzw. der Liefergrad als Maß für die Größe der Ladung, die in die Maschine gelangt.
2. Der Gemischheizwert der Ladung hinter dem Gasmischer bzw. Vergaser.
3. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad, als Maß für die wirtschaftliche Ausnutzung der Ladung.

Der Liefergrad

Der volumetrische Wirkungsgrad, der das Verhältnis der angesaugten Ladung im Zustande vor dem Motor zur theoretisch möglichen Ladung angibt, ist für die vergleichende Betrachtung der Füllungsverhältnisse zweier Betriebsarten oder Mischer an sich zwar am

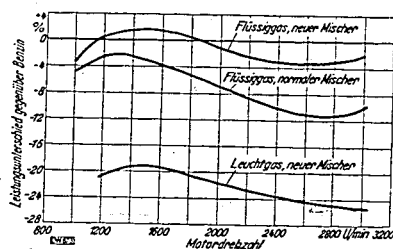


Abb. 8. Mehr- oder Minderleistung für verschiedene Treibgase gegenüber Benzinbetrieb in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Motor 2; $\epsilon = 5,2$.

(Die Kurven sind aus Abb. 7 ermittelt.)

besten geeignet. Für die folgende rechnerische Behandlung ist aber der Liefergrad zweckmäßiger, da bei diesem die angesaugte Ladung stets auf einen bestimmten Zustand (in diesem Falle 20°C , 1 at) bezogen ist. Da sich ferner gezeigt hat, daß der Einfluß der Witterungsverhältnisse an den verschiedenen Versuchstagen kleiner als $\pm 1\%$ war, konnte der Liefergrad in diesem Falle auch mit großer Annäherung als Vergleichsmaßstab für die volumetrische Füllung beim Vergleich der einzelnen Betriebs- und Mischerbauarten gewählt werden. Zweckmäßigerweise wird daher im folgenden nur noch vom Liefergrad gesprochen.

Der Liefergrad im Treibgasbetrieb

Bestimmend für den Liefergrad sind im wesentlichen Temperatur und Unterdruck der Ladung vor Eintritt in die Ventilkammer. Allgemein läßt sich sagen, daß im Gasbetrieb die Vorwärmung des Ansaugrohrs in viel höherem Maße die Temperatur der Ladung beeinflusst als im Benzinbetrieb, da die Verdampfung des Kraftstoffes hinter dem Vergaser fortfällt. Jede noch so geringe Vorwärmung durch die Nähe des Auspuffrohrs macht sich im Gasbetrieb ungünstig bemerkbar. Dies ist an folgenden Beispielen zu erkennen.

Bei Vollast ergab sich bei Motor 1 bei 20°C Lufttemperatur im Benzinbetrieb ein Abfall der Temperatur von rd. 6°C , im Treibgasbetrieb dagegen eine Steigerung von 8 bis 10°C , z. T. bis 14°C bis Eintritt Zylinderkopf, obwohl keine besondere Vorwärmung vorhanden war, sondern die Ansaugstutzen lediglich in der Nähe des Auspuffrohrs vorbeiführten.

Bei Motor 2, der, wie oben beschrieben, mit einer ziemlich starken Vorwärmung versehen ist, liegen die Verhältnisse für Gasbetrieb wesentlich ungünstiger. Im Benzinbetrieb trat bei Vollast ein Abfall der Gemischtemperatur, je nach der Drehzahl, von 0 bis 4°C ein, wobei der größere Temperaturabfall der höheren Drehzahl entspricht. Im Treibgasbetrieb dagegen ergab sich eine Steigerung um 20 bis 25°C , die sich natürlich ungünstig auf den Liefergrad auswirkte⁹⁾. Im Gasbetrieb ist deshalb eine Vorwärmung nach Möglichkeit zu vermeiden; darüber hinaus ist eine Isolation des Ansaugrohrs gegen Wärmestrahlung zweckmäßig, sofern im Benzinbetrieb auf die Vorwärmung verzichtet werden kann. Am günstigsten ist natürlich in dieser Beziehung die Anordnung von Ansaug- und Abgasrohr auf verschiedenen Motorseiten.

Der Unterdruck im Ansaugrohr ist durch die konstruktive Ausbildung des Ansaugsystems bedingt; soweit bei einer umgebauten Maschine das Ansaugrohr durch die Notwendigkeit des Wechselbetriebes (Benzin — Treibgas) erhalten bleiben muß, ist für den Unterdruck vor allem die Ausbildung des Gas-Luft-Mischers maßgebend.

Im Benzinbetrieb wird der Unterdruck durch den starken Strömungsverlust im Lufttrichter des Vergasers bedingt. Es ist anzustreben, im Gasbetrieb ohne eine solche starke Drosselstelle auszukommen. Falls dies baulich nicht möglich ist, wie es bei den oben geschilderten Luftmischern mit Vorsatzstück und mit Einführung der Gasdüse in den Vergaser der Fall ist, so addieren sich im Gasbetrieb die zwei wesentlichen Faktoren Temperatur- und Unterdruckeinfluß nach der ungünstigen Seite hin, d. h. es macht sich der Ladungsverlust durch die höhere Temperatur des Gases, sowie ein weiterer Ladungsverlust durch die unnötig große Drosselung des Gemisches im Lufttrichter des Vergasers bemerkbar.

Ein wesentliches Kennzeichen der neuen Mischer für Treibgasbetrieb ist deshalb Unabhängigkeit vom Vergaser und eine möglichst geringe Drosselung durch einen entsprechend großen Lufttrichter, der gerade so bemessen ist, daß der Druckregler noch im Leerlauf anspricht.

Für Motor 1 zeigt Abb. 9 unten die im normalen Benzinbetrieb und die im Treibgasbetrieb mit den neuen Mischern erreichten Liefergrade. Hier ist deutlich zu erkennen, wie im unteren Drehzahlbereich die Liefergrade im Benzinbetrieb infolge der niedrigen Gemischtemperaturen höher liegen als im Betrieb mit Treibgas, daß aber im oberen Drehzahlbereich der Liefergrad im Benzinbetrieb durch die zunehmende Drosselung im Lufttrichter sehr stark abfällt. Dagegen macht sich im Gasbetrieb jetzt trotz der höheren Temperatur der Einfluß der kleineren Drosselung durch ein sehr geringes Abfallen des Liefergrades bemerkbar. Wie später noch rechnerisch gezeigt wird, liegt in dem hohen Liefergrad im Treibgasbetrieb die Ursache zu der beträchtlichen und plötzlich einsetzenden Verminderung des Leistungsabfalles bei 1000 U/min in Abb. 6 gegenüber Betrieb mit Benzin-Benzol-Gemisch.

Wenn aber im Gasbetrieb die Gasdüse in der üblichen Weise in den engen Lufttrichter des Vergasers mündet, so wird der Liefergrad (Abb. 9) in diesem Falle im unteren Drehzahlbereich dem Kurvenstück $D-E$ und im oberen Drehzahlbereich günstigstenfalls dem Kurvenstück $E-F$ des Benzinbetriebes folgen, so daß dann ein nicht unbeträchtlicher Ladungsverlust entstehen muß, der

⁹⁾ In beiden Fällen stand die Regelklappe für die Vorwärmung auf Null.

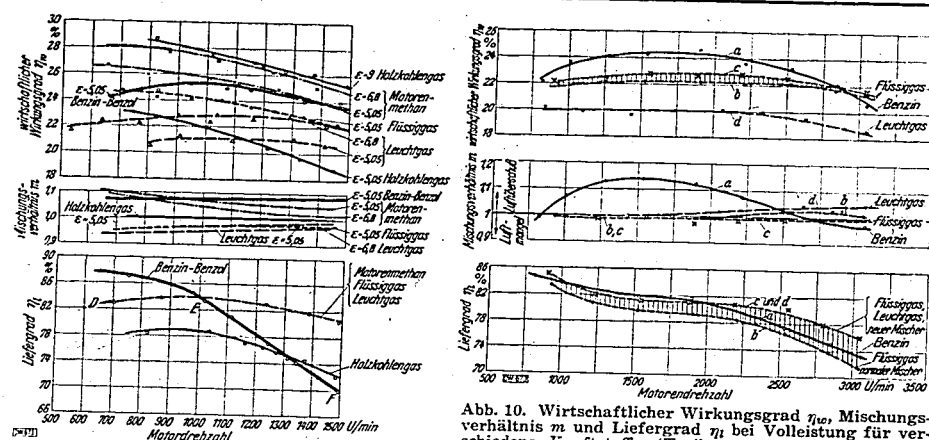


Abb. 9. Wirtschaftlicher Wirkungsgrad η_w , Mischungsverhältnis m und Liefergrad η_l bei Volleistung für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch) und bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen ϵ in Abhängigkeit von der Drehzahl n bei Motor 1.

(Diese Werte entsprechen den Leistungen in Abb. 5.)
D-E-F: etwaiger Verlauf des Liefergrades für Treibgasbetrieb bei bisher üblicher Gaszuführung in den Vergaser-Lufttrichter.

nach Abb. 9 bei $n = 1500$ U/min mindestens 13% beträgt. Daraus folgt, daß auch im wechselnden Gas-Benzinbetrieb Mittel und Wege gefunden werden müssen, um bei Umstellung eines Motors auf Gasbetrieb den Liefergrad so hoch wie möglich zu halten.

Für Motor 2 sind die Liefergrade in Abb. 10 unten dargestellt. Wie schon erwähnt, zeigen die Kurven im unteren Drehzahlbereich alle einen deutlichen Knick, der auf Füllungsverminderung infolge einer durch das Ansaugsystem gegebenen Schwingung hindeutet. Wenn auch mit dem neuen Mischer (Kurve c und d) ein flacherer Verlauf gegenüber der normalen Anordnung erreicht worden ist, so kann man doch erkennen, daß bei diesem Motor im oberen Drehzahlbereich nicht eine derartige Verbesserung des Liefergrades gegenüber Benzinbetrieb erreicht wurde wie bei Motor 1, bei dem durch den neuen Mischer ein grundsätzlich anderer Charakter des Liefergradverlaufes erzielt war. Dies liegt offenbar in der Ausbildung des Ansaugsystems selbst begründet; denn im Gegensatz zu Motor 1, der nur mit zwei kleinen, unmittelbar in den Zylinderkopf führenden Ansaugstutzen ausgerüstet ist, hat dieser Motor, wie erwähnt, ein übliches gemeinsames Ansaugrohr für alle Zylinder mit rechtwinklig aufeinanderstoßenden Gaswegen und verhältnismäßig starker Vorwärmung.

Auf diese Weise ist beim Motor 2 das Ansaugrohr in höherem Maße bestimmend für den Liefergrad als die beiden kurzen Ansaugstutzen von Motor 1, und entsprechend ist der Einfluß des Mischers auf den Liefergrad auch geringer. Hieraus folgt, daß auch die Möglichkeit zur Leistungssteigerung durch Verbesserung des Mischers bei Motor 2 nicht in so hohem Maße gegeben ist wie bei dem anderen Motor, wenn durch den Wechselbetrieb Treibgas-Benzin das Ansaugrohr in der gekennzeichneten Form erhalten bleiben muß. Naturgemäß könnte ein anderes Ansaugrohr mit größeren Querschnitten und ohne Vorwärmung diese Verhältnisse verbessern.

Ein Vergleich der Kurven a und b untereinander zeigt, daß bei Anordnung der üblichen Gas-mischung mit Einbau der Gasdüse in den Vergaser-Lufttrichter der Liefergrad sich, wie oben erwähnt, besonders eng dem Verlauf des Liefergrades für Benzin anpaßt.

Die Frage, wie im Wechselbetrieb bei einer gegebenen Maschine der Gasluftmischer für größten Liefergrad im Treibgasbetrieb angeordnet werden muß, ist grundsätzlich auf zweierlei Weise zu lösen:

Abb. 11 zeigt im Schema die parallele Anordnung von Vergaser und Mischer, die beide über ein Hosenrohr mit dem Ansaugrohr verbunden sind. Die Umschaltung von einer Betriebsart auf die andere kann durch einen Drehschieber erfolgen, wie in Abb. 11 gezeichnet, oder durch einen Blind-

Abb. 10. Wirtschaftlicher Wirkungsgrad η_w , Mischungsverhältnis m und Liefergrad η_l bei Volleistung für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin) in Abhängigkeit von der Drehzahl bei Motor 2 und konstantem Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,2$. (Diese Werte entsprechen den Leistungen in Abb. 7.)

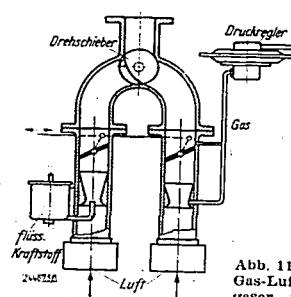


Abb. 11. Gas-Luft-Mischer und Vergaser parallel geschaltet.

Abb. 11 und 12: Beispiele für die Anordnung der neuen Mischerbauart für Wechselbetrieb mit Treibgas und Benzin.

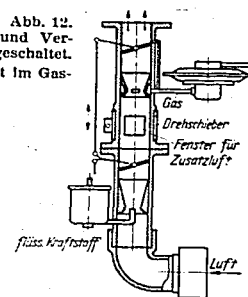


Abb. 12. Gas-Luft-Mischer und Vergaser hintereinandergeschaltet. Fenster für Zusatzluft im Gasbetrieb.

hansch, Kappenverschluß o. dgl. unterhalb des Mischers bzw. Vergasers, der je nach der gewählten Betriebsart umgesteckt wird. Beide Drosselklappen werden stets gemeinsam betätigt.

Die zweite Möglichkeit sieht Vergaser und Mischer hintereinander angeordnet vor (Abb. 12), und zwar liegt der Mischer zwischen Vergaser und Ansaugrohr (im Gegensatz zu dem Vorschaltgerät, Abb. 2). Der Mischer ist mit mehreren durch einen Drehschieber verschließbaren Fenstern versehen, die im Gasbetrieb geöffnet werden und Zusatzluft hereinlassen. Der enge Lufttrichter des Vergasers verliert damit seine Bedeutung. Bei Gasbetrieb arbeiten beide Drosselklappen gemeinsam. Bei Benzinbetrieb ist die Drosselklappe des Mischers abgeschaltet und in geöffneter Stellung festgelegt.

Der Liefergrad im Generatorgasbetrieb

Im Generatorgasbetrieb ist der Liefergrad naturgemäß in hohem Maße von der Bauart und dem Zustand des Gaserzeugers und der Reinigungsanlage abhängig. Darum lassen sich darüber keine allgemein gültigen Angaben für einen gegebenen Motor machen. Die in Abb. 9 unten dargestellte Kurve für Motor 1 entspricht zwar einem guten Zustand der Anlage, trotzdem betrugen hierbei die Gastemperatur noch 45°C und der Unterdruck —35 mm QS vor dem Mischer bei 1250 U/min. Je nach der Temperatur und dem Reinigungszustand der ganzen Anlage kann sich die Liefergradkurve in der Höhe und in der Form etwas ändern. Wesentlich ist aber für den vorliegenden Vergleich, daß die Kurve bei gutem Zustand der Anlage grundsätzlich flacher verläuft als im Betrieb mit Benzin-Benzol-Gemisch, wenn auch nicht so flach wie für Treibgasbetrieb. Hieraus folgt, daß auch im Generatorbetrieb ein gewisser günstiger Einfluß des Liefergrades auf den Leistungsverlust festzustellen sein wird (s. unten).

Über die Anordnung des Mischers gilt natürlich das Gleiche wie für Treibgas. Doch ist hier die parallele Anordnung von Vergaser und Mischer schon allgemein, so daß auf die Notwendigkeit nicht mehr besonders hingewiesen zu werden braucht.

Der Gemischheizwert

Die Größe des Leistungsabfalls der gasgetriebenen Motoren wird weiter beeinflusst durch den Gemischheizwert der Ladung. Dieser ist in hohem Maße von dem jeweils eingestellten Mischungsverhältnis abhängig. Für gasförmige Kraftstoffe ergibt sich der auf den Kraftstoff bezogene Gemischheizwert h_u aus der Beziehung:

$$h_u = \frac{H_u}{1+mL} \text{ kcal/m}^3 \quad (1)$$

Hierin bezeichnet H_u den unteren Heizwert des Treibgases, kcal/m³, L die zur Verbrennung theoretisch notwendige Luftmenge [m³/m³], m das Mischungsverhältnis.

Für flüssige Kraftstoffe kann deren Volumen bei der Berechnung vernachlässigt werden, so daß dann in obiger Formel im Nenner die 1 fortfällt. H_u und L sind auf 1 kg zu beziehen.

Im Gebiet des Luftmangels ist der Begriff des Gemischheizwertes nicht eindeutig definiert. Neben dem aus Gl. 1 zu berechnenden, auf den zugeführten Kraftstoff bezogenen Gemischheizwert

kann dieser auch noch auf den zugeführten Sauerstoff bezogen werden. In diesem Falle ergibt er sich aus Gl. 1 dadurch, daß H_u durch $m H_u$ ersetzt wird.

In Abb. 13 ist der Verlauf des Gemischheizwertes verschiedener Kraftstoffe in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis dargestellt, und zwar bezeichnen die dicker ausgezogenen Kurven den auf den Kraftstoff, und die dünner ausgezogenen Kurven den im Gebiet des Luftmangels auf den zugeführten Sauerstoff bezogenen Gemischheizwert. In der Abb. ist der große Einfluß des Mischungsverhältnisses auf h_u zu erkennen.

Während z. B. bei dem theoretischen Mischungsverhältnis $m=1$ bei Benzin-Benzol-Gemisch der Gemischheizwert 847 kcal/m³ (20°C, 1 at) und für Flüssiggas 794 kcal/m³, d. h. 6% weniger beträgt, stehen sich bei einer für den Benzinbetrieb üblichen, mittleren Einstellung (z. B. $m=1,05$) und dem bei Flüssiggas häufig aus Sparsamkeitsgründen einregulierten „wirtschaftlichen Verbrauch“ ($m=1,12$ vgl. Abb. 3) 805 und 710 kcal/m³ gegenüber; d. h. es ist bereits eine Verringerung des Gemischheizwertes von 12% bei Flüssiggas vorhanden. Dasselbe gilt entsprechend auch für die übrigen Treibgase.

Es ist ersichtlich, daß zur Beurteilung des Leistungsverlustes nach dem Gemischheizwert unbedingt die Angabe des Mischungsverhältnisses erforderlich ist, um so mehr, als bei Benzin- und Gasbetrieb im allgemeinen nicht die gleichen Mischungsverhältnisse eingestellt werden.

Der wirtschaftliche Wirkungsgrad

Der wirtschaftliche Wirkungsgrad ist die dritte wichtige Einflußgröße auf den Leistungsabfall eines gasgetriebenen Motors gegenüber dem Antrieb mit Benzin. Er gibt an, bis zu welchem Grade die in die Maschine hineingeführte Energie der Ladung in nutzbare Leistung umgesetzt wird. Ein Vergleich dieser Werte bei den einzelnen Kraftstoffen ist — bei gleichem Verdichtungsverhältnis — nur auf der Grundlage des gleichen Mischungsverhältnisses möglich (vgl. hierzu Abb. 3).

In Abb. 9 sind für Motor 1 die für die besprochenen Vollerleistungen errechneten wirtschaftlichen Wirkungsgrade mit den zugehörigen Mischungsverhältnissen aufgetragen. Sie gelten alle, wie aus einem Vergleich von Abb. 3 und 9 erkennbar ist, mit Ausnahme des Benzinbetriebes für die beste Leistung bei dem Einregulierungspunkt 1250 U/min. Das geringe Abweichen des Mischungsverhältnisses von diesem Wert bei niedrigen Drehzahlen ergibt sich jeweils durch die Bauart des Mischers.

Der verhältnismäßig hohe wirtschaftliche Wirkungsgrad im Methanbetrieb ist dadurch zu erklären, daß die „beste Leistung“ bei einem Luftüberschuß von etwa 1,04 auftritt, bei dem der spezifische Wärmeverbrauch an sich schon einen niedrigen Wert hat. Leuchtgas liegt auch hier, und zwar im ganzen Drehzahlbereich, am ungünstigsten. Z. B. zeigt ein Vergleich von Flüssiggas und Leuchtgas bei $n=1000$ U/min, daß zwar beide an dieser Stelle genau das Mischungsverhältnis von $m=0,97$ haben, daß aber Flüssiggas einen wirtschaftlichen Wirkungsgrad von 24,2% und Leuchtgas einen solchen von 21,2% hat.

Für Motor 2 ist der wirtschaftliche Wirkungsgrad in Abb. 10 oben dargestellt. Bemerkenswert ist auch wiederum der niedrige Wert für Leuchtgas. Die hier gezeigten Kurven entsprechen den im mittleren Teil des Bildes dargestellten Mischungsverhältnissen, deren Verlauf auch hier durch die Bauart des Mischers bzw. Vergasers bestimmt wird.

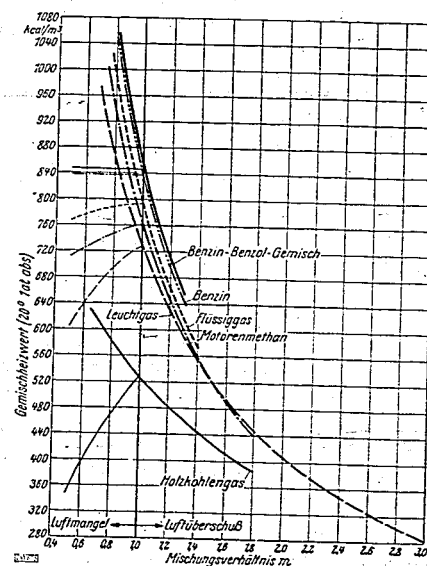


Abb. 13. Unterer Gemischheizwert verschiedener gasförmiger und flüssiger Kraftstoffe in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis m . Starke Kurven: bezogen auf den zugeführten Kraftstoff; schwache Kurven: bezogen auf den zugeführten Sauerstoff.
 m zugeführte Luftmenge/theoret. Luftbedarf.

d) Die Berechnung des Leistungsabfalls

Es liegt nun nahe, den Leistungsabfall mit Hilfe der dargestellten Einflußgrößen rechnerisch nachzuprüfen. Dies ist auf Grund einer einfachen Überlegung möglich. Bezeichnet

h_u den auf den Kraftstoff bezogenen unteren Gemischheizwert,
 η_l den Liefergrad,
 η_w den wirtschaftlichen Wirkungsgrad,

dann ist die bei einer gegebenen Maschine (mit dem Hubvolumen 1 m^3 je Zeiteinheit) aus dem Kraftstoff in Leistung umgesetzte Nutzwärme W :

$$W = h_u \eta_l \eta_w \quad [\text{kcal je Zeiteinh.}] \quad (2)$$

Hierbei ist der Gemischheizwert h_u nach Gl. 1, also auf den Kraftstoff bezogen, zu berechnen und auf den gleichen Zustand zu beziehen wie der Liefergrad. Für die untersuchten Kraftstoffe kann h_u aus Abb. 13 entnommen werden¹⁰⁾. Bezeichnet ferner

W_b die Nutzwärme im Betrieb mit Benzin bzw. Benzin-Benzol und
 W_g die Nutzwärme im Gasbetrieb,

so beträgt der Leistungsabfall gegenüber Benzinbetrieb

$$\Delta N = \left(1 - \frac{W_g}{W_b}\right) \cdot 100 \% \quad (3)$$

Wird dieser Wert negativ, so ist eine Leistungssteigerung erreicht worden. In der Zahlentafel 4 ist nach dieser Formel der Leistungsabfall bzw. die Leistungszunahme aus den Einzelwerten der Abbildungen 9, 10 und 11 errechnet und zu den wirklich gemessenen Werten aus Abb. 6 und 8 in Vergleich gesetzt worden.

Zahlentafel 4. Berechneter und gemessener Leistungsunterschied im Gasbetrieb gegenüber Vergasorbetrieb mit flüssigen Kraftstoffen

Motor 1 Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$				Motor 2 Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,2$			
Kraftstoff	Motor- drehzahl U/min	Leistungsunterschied gegenüber Benzin-Benzol berechnet ΔN_r %	gemessen ΔN_m %	Kraftstoff	Motor- drehzahl U/min	Leistungsunterschied gegenüber Benzin berechnet ΔN_r %	gemessen ΔN_m %
Flüssiggas (neuer Mischer)*	750	- 2,2	- 2,8	Flüssiggas (neuer Mischer)*	1000	- 3	- 3,5
	1000	- 2,1	- 2,2		1500	+ 0,8	+ 1,6
	1250	+ 3,8	+ 3,6		1880	- 0,7	0
	1450	+ 8,8	+ 10,1		2400	- 3,1	- 5,0
Motorenmethan (neuer Mischer)*	750	- 10,8	- 11,7	Flüssiggas (Gasdüse im Ver- gaser-Lufttrichter)	1000	- 6,0	- 5,0
	1000	- 8,8	- 10		1500	- 3,0	- 5,0
	1250	0	- 0,8		1880	- 6,0	- 5,6
	1450	+ 6	+ 5,6		2400	- 10,0	- 10,0
Leuchtgas (neuer Mischer)*	750	-	-	Leuchtgas (neuer Mischer)*	1000	-	-
	1000	- 21,9	- 21,1		1500	- 19,5	- 19,0
	1250	- 18,6	- 15,2		1880	- 21,4	- 21,1
	1450	- 8,4	- 10		2400	- 24,8	- 23,5
Holzkohlengas	750	- 44,5	- 42,8		3000	- 24,8	- 25,2
	1000	- 45,2	- 44,2				
	1250	- 44,0	- 44,5				
	1450	- 45	- 43,6				

*) Für den Gasbetrieb besonders eingerichteter Mischer.

Es ist zu erkennen, daß die gerechneten und gemessenen Werte durchweg gut übereinstimmen. Ist der Leistungsabfall an sich nur sehr gering, wie es bei Flüssiggas der Fall ist, so zeigt sich in einigen Fällen eine weniger gute Übereinstimmung, die darin ihren Grund hat, daß bei sehr kleinem Leistungsabfall die Meßfehler der einzelnen Einflußgrößen verhältnismäßig stark zum Ausdruck kommen.

¹⁰⁾ Bei sehr geringem Luftmangel, etwa bis zum Punkt der besten Leistung, ergibt der auf den Sauerstoff bezogene Gemischheizwert noch angenäherte Werte.

Hiermit ist gezeigt, daß bei einem gegebenen Motor und gegebenen Kraftstoffen der Leistungsabfall bzw. die Leistungszunahme durch den im Gasbetrieb erreichten Liefergrad und das eingestellte Mischungsverhältnis bestimmt wird, wobei letzteres den Gemischheizwert und den wirtschaftlichen Wirkungsgrad bedingt.

Die rechnerische Verfolgung des Leistungsabfalles gestattet es, den Einfluß irgendeiner Maßnahme, etwa eine Änderung des Liefergrades durch bauliche Umgestaltung des Ansaugsystems oder eine Änderung des Mischungsverhältnisses größenordnungsmäßig zu ermitteln.

Eine zeichnerische Darstellung des Einflusses der genannten drei Größen auf die Leistung von Motor 1 ist in Abb. 14 gegeben, und zwar ist hier über der Drehzahl jeweils das Verhältnis f des Gemischheizwertes, Liefergrades und wirtschaftlichen Wirkungsgrades des Treibgases (Index g) zu den entsprechenden Werten des flüssigen Kraftstoffes (Index b) aufgetragen. Danach ist also:

$$f_h = \frac{h_{u,g}}{h_{u,b}}; \quad f_w = \frac{\eta_{w,g}}{\eta_{w,b}}; \quad f_t = \frac{\eta_{t,g}}{\eta_{t,b}},$$

daraus ergibt sich als Verhältnis der Leistungen

$$f_n = f_h f_w f_t \dots \dots \dots (4)$$

Durch einen anderen Maßstab ergibt sich aus der Kurve für f_n unmittelbar der Leistungsunterschied ΔN in Prozent.

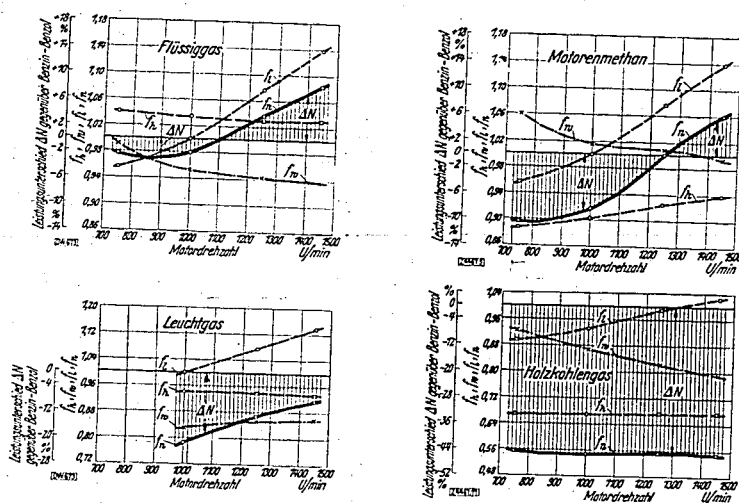


Abb. 14. Einfluß des Gemischheizwertes, des Liefergrades und des wirtschaftlichen Wirkungsgrades auf den Leistungsverlust bzw. Leistungsgewinn im Gasbetrieb gegenüber Benzin-Benzol-Betrieb für verschiedene Kraftstoffe (berechnet).

Motor 1; $\epsilon = 5,05$; neue Mischerbauart.

Aus den Kurven ist zu erkennen, in welchem Maße die drei Einflußgrößen den Leistungsunterschied im ganzen Drehzahlbereich bestimmen. Vor allem ist der besonders große Einfluß des Liefergrades bei den Treibgasen ersichtlich.

Bei Leuchtgas wirkt sich z. B. der Einfluß des Gemischheizwertes und des wirtschaftlichen Wirkungsgrades, fast unabhängig von der Drehzahl, verkleinernd auf die Leistung im Gasbetrieb gegenüber Benzin-Benzolbetrieb aus (f_h und $f_w < 1$). Von dem Punkt 1000 U/min, bei dem kein Einfluß des Liefergrades auf die Leistungen vorhanden ist ($f_t = 1$), wird mit zunehmender Drehzahl der Leistungsabfall in demselben Maße kleiner, wie sich der Einfluß des Liefergrades vergrößert auf die Leistung im Gasbetrieb auswirkt ($f_t > 1$).

Bei Flüssiggas und Motorenmethan ist es ähnlich. Bestimmend für den Verlauf des Leistungsverhältnisses f_n ist auch hier der Verlauf der Kurve f_t . Es ist ersichtlich, wie nur durch den

starken Anstieg dieser Kurve der Leistungsabfall bei beiden Treibgasen im oberen Drehzahlbereich in eine Leistungszunahme übergeht.

Bei Holzkohlengas wird der gradlinige Verlauf der Kurve für den Leistungsabfall, der unabhängig von der Drehzahl rd. 45% beträgt, dadurch erzielt, daß beim Gasbetrieb der mit steigender Drehzahl im Verhältnis zum Betrieb mit Benzin-Benzol-Gemisch schlechter werdende wirtschaftliche Wirkungsgrad (f_w hat abfallenden Verlauf) aufgehoben wird durch den in gleichem Maße besser werdenden Liefergrad (f_t hat steigenden Verlauf).

V. Leistungssteigerung im Gasbetrieb

Aus der Kenntnis der Ursachen des Leistungsabfalles ergeben sich von selbst die Möglichkeiten zur Erhöhung der Leistung, ohne das Verdichtungsverhältnis ändern zu müssen. Beim Umstellen eines Vergasermotors auf Treibgas ist es aus Gründen möglichst großer Fahrweite in den meisten Fällen notwendig, mit einer mittleren oder ganz sparsamen Einstellung des Mischers zu fahren. Dadurch ist das Mischungsverhältnis und zugleich der Gemischheizwert und der wirtschaftliche Wirkungsgrad gegeben, wenn bester Verbrennungsablauf durch Wahl geeigneter Kerzen, Vorzündung usw. gewährleistet ist. Es ist also, wie oben ausführlich dargelegt, nur noch möglich, zur Leistungssteigerung den Liefergrad zu erhöhen. An einigen Beispielen soll gezeigt werden, wie weit dies möglich ist.

1. Bei Motor 1 wurden im Leuchtgasbetrieb Parallelversuche mit zwei handelsüblichen, aber strömungstechnisch nicht genügend durchgebildeten Mischern, die an den beiden Ansaugstutzen befestigt waren, und einem neuen, für alle Zylinder gemeinsamen Mischer vorgenommen. Für diesen ergaben sich folgende Mehrleistungen:

	bei $n = 800$	1000	1250	1400	1500 U/min
Mehrleistungen	0	0	+ 3,8	+ 7,5	+ 10%

Das Mischungsverhältnis entsprach in beiden Fällen dem für beste Leistung.

2. In Abb. 14 ist gezeigt, daß im Betrieb mit Motorenmethan bei einem Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$ bei 1250 U/min gerade die Leistung des Betriebes mit Benzin-Benzol-Gemisch erreicht wurde und bei 1450 U/min eine Mehrleistung von 6% auftrat, wenn ein Mischer mit hohem Liefergrad (vgl. Abb. 9 unten) verwendet wurde.

Wird nun statt dessen die Gastüse in den normalen Vergaserlufttrichter eingeführt, so daß die Liefergrade im Gasbetrieb denen des Betriebes mit Benzin-Benzol-Gemisch entsprechen, so ergeben sich nach der oben dargestellten Formel bei gleichem Gemischheizwert und gleichem wirtschaftlichen Wirkungsgrad, aber unter Einsetzung der Liefergrade nach dem Kurvenstück $E-F$ (Abb. 9) für beide Drehzahlen eine Minderleistung von 6,5% gegenüber Betrieb mit Benzin-Benzol-Gemisch.

3. Bei Motor 2 gehen, wie erwähnt, die Kurven b und c in Abb. 7 die mit zwei Mischerbauarten mit Flüssiggas erreichten Leistungen wieder; hierbei war in beiden Fällen bei 1880 U/min das Mischungsverhältnis auf gleichen Wert eingestellt. An der Leistungssteigerung von 8% bei 3000 U/min mit dem neuen Mischer hat die Erhöhung des Liefergrades von 72% auf 76,5% den weitaus größten Anteil, wie eine Nachrechnung mit Hilfe der obigen Formel erkennen läßt.

Die Erhöhung der Verdichtung ist natürlich das wirksamste Mittel zur Steigerung der Leistung. Bei Wechselbetrieb für Benzin und Treibgas ist die Grenze für die Verdichtungssteigerung naturgemäß durch die Klopfgrenze des verwendeten flüssigen Kraftstoffes gegeben.

Die im Motor 1 erzielte Steigerung der Leistung durch Erhöhung der Verdichtung zeigen die Abb. 5 und 6; die dabei auftretende Verbesserung des wirtschaftlichen Wirkungsgrades ist in Abb. 9 mitgehalten.

Unter der Voraussetzung, daß das Triebwerk eines auf Treibgas umgestellten Motors der Verdichtungssteigerung gewachsen und die Klopfgrenze nicht überschritten ist, ist die höchstmögliche Verdichtungssteigerung durch die Tatsache gegeben, daß bei einem bestimmten Verdichtungsverhältnis die Nutzleistung einen Grenzwert erreicht, weil die erhöhte Reibungsarbeit im Triebwerk den durch die bessere thermische Ausnutzung erzielbaren Gewinn aufhebt. In Abb. 15 und 16 sind für eine Reihe von Treibgasen diese Verhältnisse dargelegt, und zwar ist hier die Leistung bei konstanter Drehzahl über dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen. Es ist zu erkennen, wie in Abb. 15 z. B. bei Leuchtgas schon bei einer Verdichtung von $\epsilon = 7$ und bei Holzkohlengas von $\epsilon = 9$ die Kurve für 1250 U/min in eine Horizontale übergeht¹¹⁾. Abb. 16 rechts zeigt das gleiche für Propan¹²⁾. Bei der Drehzahl von 1250 U/min ist bei einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 10$ der Höchstwert der

¹¹⁾ Dieses Bild ist der Vollständigkeit halber aus dem ersten Bericht über Leuchtgasbetrieb übernommen; s. W. Rixmann a. a. O.

¹²⁾ Amerikanische Versuche, entnommen aus: Handbook of Butane- and Propanegases, a. a. O.

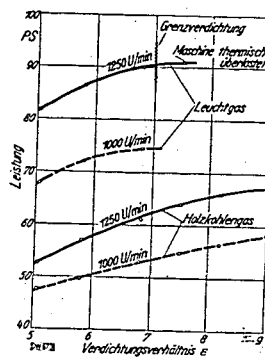


Abb. 15. Vollleistung in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis ϵ für Leuchtgas und Holzgas bei konstanter Drehzahl.

Motor 1.

Abb. 16 (Rechts). Vollleistung und Wärmeverbrauch für Benzin (gasoline), Propan und Butan bei den größten anwendbaren Verdichtungsverhältnissen ϵ in Abhängigkeit von der Drehzahl (linker Teil d. Abb.). Vollleistung und Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis beim Betrieb mit Propan (rechter Teil d. Abb.).

(Aus „The Handbook of butane-propane-gases“: 6-Zyl.-Motor, 4,5 l Hubvolumen.)

Leistung erreicht; bei einer höheren Drehzahl, z. B. bei 2200 U/min zeigt die Kurve dagegen noch eine weitere leichte Steigerung der Leistung an. Der Kraftstoffverbrauch hat aber bereits bei $\epsilon = 8$ seinen Bestwert erreicht.

Welche Leistungssteigerung für Propan und Butan in der gleichen Maschine bei verschiedenen Drehzahlen durch Verdichtungssteigerung gegenüber Benzin erreicht werden kann, zeigt Abb. 16 links. Die dargestellten drei Kurven für Benzin (gasoline), Propan und Butan entsprechen den größten Verdichtungsverhältnissen, die für diese Treibstoffe durch die Klopfgrenze anwendbar waren. Hiernach ist das höchste anwendbare Verdichtungsverhältnis für Butan $\epsilon = 6,75$ und für Propan $\epsilon = 10$.

Für die in Deutschland üblichen Gemische von Propan und Butan ist hiernach mit einem höchsten Verdichtungsverhältnis von $\epsilon \approx 8,5$ zu rechnen; hierüber sind noch genaue Untersuchungen im Gange. Die genannten höchsten Verdichtungsverhältnisse sind naturgemäß nur dann zu erreichen, wenn die Abmessungen des Triebwerkes etwa denen der Dieselmachine entsprechen, d. h. für die deutschen Verhältnisse sind diese nur bei einem auf Gasbetrieb umgebauten Dieselmotor möglich.

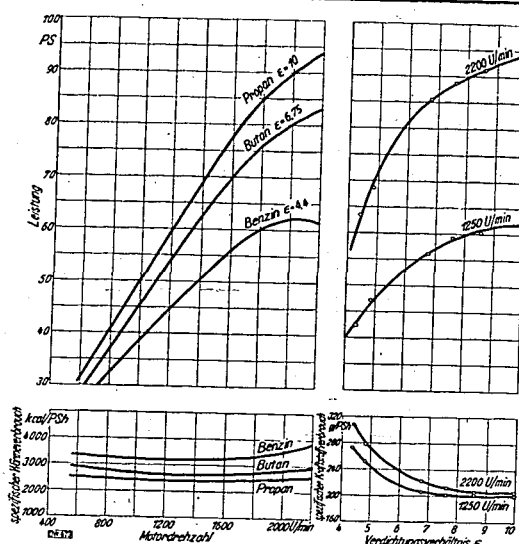
Für eine umgebaute Vergasermachine werden bei Flüssiggas die Grenzen für das anwendbare Verdichtungsverhältnis demnach nicht durch die Klopffestigkeit des Kraftstoffes, sondern durch das Triebwerk gegeben. Da bei Flüssiggas die Verbrennungsdrücke ungefähr denen für Benzin entsprechen, muß hierbei als Richtlinie das Verdichtungsverhältnis genommen werden, das auch für flüssige Treibstoffe (Benzin-Benzol-Gemisch) für die Maschine gerade noch zulässig ist.

VI. Wirtschaftlichkeit des gasgetriebenen Fahrzeugmotors bei Teillast und seine Regulierung im Fahrbetrieb

a) Die Wirkungsweise der verbundenen Güte- und Drosselregulierung (Verbund-Regulierung)

Neben der Erreichung möglichst hoher Leistung ist für den praktischen Fahrbetrieb der gasgetriebenen Motoren auch ihr Verhalten im Teillastgebiet sehr wichtig, weil die Wirtschaftlichkeit im Teillastgebiet ausschlaggebend für die Gesamtwirtschaftlichkeit des Fahrzeuges ist.

Eine wichtige Aufgabe des üblichen Gas-Luft-Mischers ist es, im ganzen Teillastgebiet das eingestellte Mischungsverhältnis gleichmäßig zu erhalten. Alle Mittel, hierbei das Verhältnis von Gas : Luft durch zwangsläufig gesteuerte Klappen, Schieber u. dgl. zu regeln, sind unzweckmäßig, weil durch



sie der Strömungswiderstand in der Ansaugleitung erhöht wird, ohne daß dabei die Gewähr gegeben ist, daß das Mischungsverhältnis tatsächlich konstant bleibt. Im Gegensatz dazu ist bei Zuführung des Gases an der engsten Stelle eines Lufttrichters das Mischungsverhältnis bei allen Drehzahlen und Belastungen in den praktisch notwendigen Grenzen konstant (vgl. Abb. 18, 20 und 21).

Die Regulierung im Teillastgebiet geschieht normalerweise durch Drosselung des Gas-Luft-Gemisches. Infolge der kleiner werdenden Füllung des Motors steigt dabei der spezifische Wärmeverbrauch mit zunehmender Teillast an. Die Untersuchungen haben gezeigt, daß beim Fahrzeugmotor die für stationäre Gasmotoren schon früher angewendete Gütereulierung im Teillastgebiet außerordentliche Vorteile bzgl. des spezifischen Wärmeverbrauches gewährt. Bei der Gütereulierung wird bekanntlich bei vollgeöffneter Drosselklappe, d. h. bei stets gleicher Füllung mit Gemisch, die gewünschte Teillast durch Verringerung der zugeführten Gasmenge erreicht; das Gemisch wird dadurch ärmer und die Leistung fällt in der in Abb. 3 und 4 angegebenen Weise mit zunehmendem Luftüberschuß ab.

Es ist natürlich notwendig zu wissen, bis zu welcher Luftüberschußzahl die einzelnen Treibgase in einer Maschine verbrannt werden können, ohne daß diese beginnt unruhig zu laufen. In den Abb. 3 und 4 ist dieser Zeitpunkt durch C dargestellt. Der spezifische Wärmeverbrauch steigt darüber hinaus infolge der Unvollkommenheit des Verbrennungsablaufes schnell an. Das höchste Mischungsverhältnis, bei dem ein Treibgas noch mit Sicherheit wirtschaftlich verbrannt, gibt den größten nutzbaren Luftüberschuß dieses Gases an. Wie oben schon erwähnt, ist dieser von der Bauart des Motors in gewissen Grenzen abhängig.

Es hat sich nun gezeigt, daß die Regulierung des gasgetriebenen Fahrzeugmotors im Teillastgebiet am zweckmäßigsten in der Weise erfolgt, daß, ausgehend von der „besten Leistung“, zunächst durch Gütereulierung mit verändertem Mischungsverhältnis bis zum Punkt des größten nutzbaren Luftüberschusses und von da an mit konstantem Mischungsverhältnis durch Drosselregulierung gefahren wird.

Für Gasbetrieb mußten solche Gasmischer mit verbundener Güte- und Drosselregulierung erst neu entwickelt werden. Die Untersuchungen wurden mit einem Gerät vorgenommen, dessen grundsätzliche Wirkungsweise in Abb. 17 schematisch dargestellt ist. In der Gasdüse D befindet sich eine Nadel N, die von der Drosselklappe aus mit Hilfe einer Hebelübersetzung angehoben werden kann. Bewegt sich die Drosselklappe von der Stellung a in die Stellung b, so bleibt die Nadel in der gekennzeichneten Stelle in Ruhe (Drosselregulierung). Hierbei ist der freie Gasquerschnitt so bemessen, daß der größte nutzbare Luftüberschuß, d. h. ein möglichst niedriger Gasverbrauch eingestellt ist. In der Stellung b wird der Hebel H, der lose auf der Drosselklappenwelle sitzt, durch den Winkelhebel W hochgehoben. Hat die Drosselklappe die Stellung c erreicht, so ist die Nadel N aus ihrer Grundstellung soweit angehoben, daß die Gasdüse D den vollen Querschnitt frei hat. Dieser Querschnitt ist dann für das Mischungsverhältnis der „besten Leistung“ eingestellt. Wenn die Drosselklappe sich von b nach c bewegt, wird also der Motor mit Gütereulierung geregelt.

Das grundsätzliche Verhalten dieser Verbund-Regulierung ist für Motor 1 in Abb. 18 für Motorenmethan dargestellt. Im oberen Teil des Bildes ist der spezifische Wärmeverbrauch, in der Mitte das Mischungsverhältnis und unten der Liefergrad in Abhängigkeit von der Leistung aufgetragen. Die Drehzahl ist hierbei konstant auf 1250 U/min gehalten. Die stark ausgezogene Kurve a stellt die Gütereulierung dar. Vom Punkt der höchsten Leistung B kennzeichnet die Kurve B-A die von diesem Punkt ausgehende reine Drosselregulierung mit fettem Gemisch.

Bei verbundener Güte- und Drosselregulierung wird dagegen, vom Punkt B ausgehend, das Gemisch bis zum praktisch nutzbaren Luftüberschuß zunächst ärmer gemacht, d. h. das Mischungsverhältnis steigt von 1,07 auf 1,7 (Punkt C). In diesem Augenblick hat die Nadel den kleinsten freien Querschnitt der Gasdüse eingestellt und im weiteren Verlauf von C bis D wird nur mit Drosselregulierung bei armem Gemisch geregelt. Die schraffierte Fläche gibt demnach die Ersparnis an Kraftstoff gegenüber der reinen Drosselregulierung mit fettem Gemisch an. Aus dem mittleren Teil der Abb. 18 ist zu sehen, wie der Gasmischer bei der Drosselregulierung in allen gezeichneten Fällen das Mischungsverhältnis praktisch konstant hält. Der Liefergrad im unteren Teil des Bildes zeigt, wie mit Hilfe der Gütereulierung die Füllung der Maschine von B nach C fast gleichmäßig hoch gehalten wird und erst bei einsetzender Drosselregulierung abfällt.

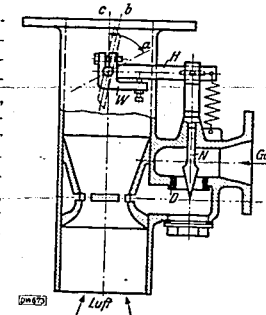


Abb. 17. Gas-Luft-Mischer (schematisch) für verbundene Güte- und Drosselregulierung mit mechanisch gesteuerter Gasdüse.

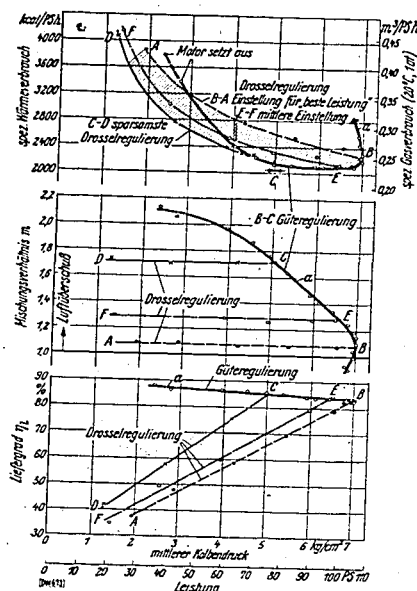


Abb. 18. Wärmeverbrauch, Mischungsverhältnis und Liefergrad für Motorenmethan bei verschiedenen Regulierarten im Teillastgebiet.
Motor 1; $\epsilon = 6,8$; $n = 1250$ U/min; neue Mischerbauart.
Kurven B-C-D verbundene Güte- und Drosselregulierung.

Um den Verbrauch bei gasgetriebenen Fahrzeugmaschinen zu verringern, hat man bisher im allgemeinen den Weg eingeschlagen, das Mischungsverhältnis auf einen mittleren Wert, der zwischen B und C liegt, einzustellen. Eine solche Einstellung ist durch die Kurven E-F dargestellt. Man hat aber bei einer solchen Drosselregulierung mit einer mittleren Einstellung nicht nur den Nachteil, einen Teil der Vollast zu verlieren, sondern es ist hiermit auch nicht der niedrigste Kraftstoffverbrauch zu erzielen.

b) Vergleich zum Vergaserbetrieb

Einen Überblick über die Wirtschaftlichkeit im Teillastgebiet bei Flüssiggas, Motorenmethan und Leuchtgas im Vergleich zum Vergaserbetrieb mit Benzin-Benzol-Gemisch (Aral) gibt Abb. 19 für Motor 1. Für alle Kurven gilt das gleiche Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 5,05$.

Die Kurve C'-D' entspricht für alle drei Bilder der wirtschaftlichen Einstellung des Vergasers für Aral. Der Punkt B' kennzeichnet die zugehörige „beste Leistung“, die hier nur zum Vergleich mit eingetragen und deshalb nur durch eine dünne Linie mit C' verbunden ist. Im übrigen haben die Kurven B-1 und B-C-D die gleiche Bedeutung wie bei Abb. 18, d. h. B-C-D stellt den niedrigsten spezifischen Wärmeverbrauch für das betreffende Treibgas bei Anwendung der Verbundregulierung dar. Hierbei ist bei den Drosselkurven B-A und C-D das Mischungsverhältnis jeweils konstant, wie bei Abb. 18 gezeigt ist. Ebenso ist auch die Vorzündung fest eingestellt, und zwar als Bestwert für die Punkte B bzw. C. Im Bereich der Gütereulierung ist die Vorzündung dagegen für jeden Meßpunkt auf den Bestwert eingestellt (s. unten). Der Vergleich der Kurven ergibt folgendes:

Motorenmethan hat selbst bei fetter Drosselregulierung im Teillastgebiet noch den gleichen spezifischen Wärmeverbrauch wie der sparsamste Vergaserbetrieb. Selbst bei Ausnutzung der besten Leistung (B) ist der Verbrauch noch niedriger als bei derjenigen des Vergaserbetriebes (B'). Bei dem neuen Regulierverfahren (B-C-D) ergeben sich daher für Motorenmethan ganz

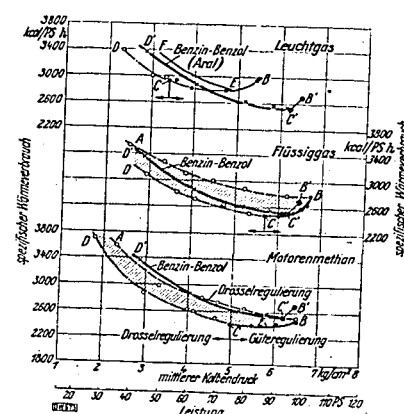


Abb. 19. Wärmeverbrauch im Teillastgebiet bei verschiedenen Regulierarten und Kraftstoffen (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch).

Motor 1; $\epsilon = 5,05$; $n = 1250$ U/min; neue Mischerbauart.
Im Betrieb mit Benzin-Benzol: Kurve C'-D' Drosselregulierung mit sparsamer Einstellung; im Gasbetrieb: Kurve B-C-D verbundene Güte- und Drosselregulierung; Kurve B-A reine Drosselregulierung mit Einstellung für „beste Leistung“.

Abb. 20. Wärmeverbrauch und Mischungsverhältnis für Flüssiggas und Benzin im Teillastgebiet.

Motor 2; $\epsilon = 5,2$; $n = 1880$ U/min.

Im Benzinbetrieb: Kurve C'-D' Drosselregulierung (sparsame Einstellung II, Abb. 4) mit Fallstrom-Vergaser; im Flüssiggasbetrieb: Kurve B-C-D verbundene Güte- und Drosselregulierung; Kurve B-A reine Drosselregulierung.

beträchtliche Ersparnisse. Der Grund hierfür liegt in dem verhältnismäßig großen nutzbaren Luftüberschuß für dieses Treibgas, der es gestattet, noch bei 70% Luftüberschuß ($m = 1,7$) einwandfreie Drosselregulierung zu fahren. Auch bei einer mittleren Einstellung (E) ist der Verbrauch noch niedriger als bei Vergaserbetrieb.

Bei Flüssiggas liegt der Wärmeverbrauch im Vergaserbetrieb zwischen den beiden Drosselkurven des Gasbetriebes. Da bei diesem Gas der größte nutzbare Luftüberschuß nicht mehr so hoch ist wie beim Motorenmethan, ist die Ersparnis bei der Verbund-Regulierung auch nicht mehr so groß. Bei Ausnutzung der Vollast (H) ist der Verbrauch nur wenig größer als bei dem entsprechenden Wert für den Vergaserbetrieb (B'). Bei einer mittleren Einstellung fällt der Beginn einer solchen Drosselkurve mit C' zusammen, so daß diese ungefähr wie beim Vergaserbetrieb (C'-D') verläuft.

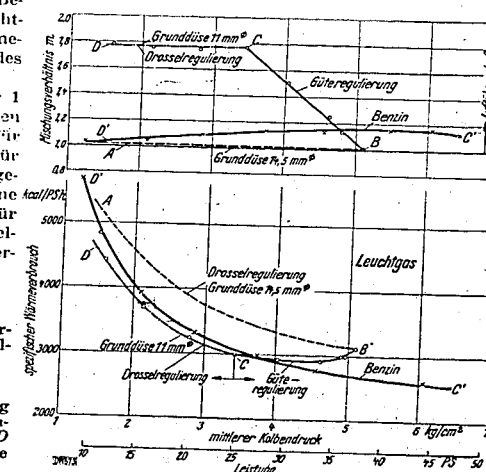
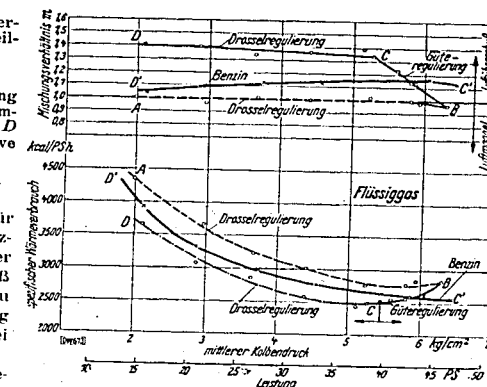
Bei Leuchtgas ergibt sich, wie oben schon dargelegt, durch die grundsätzlich höheren Verbrauchsweite ein ganz anderes Bild. Im oberen Belastungsbereich, d. h. bei dem Beispiel in Abb. 19 (oben) über 64 PS, ist der spezifische Wärmeverbrauch im Vergaserbetrieb niedriger als bei Anwendung der Gütereulierung. Selbst bei einer mittleren Einstellung für den normalen Drosselbetrieb mit fester Düse unter Verzicht auf etwa 10% der besten Leistung (angedeutet durch E-F), bleibt der spezifische Wärmeverbrauch auch im unteren Belastungsbereich noch ungünstiger als der sparsame Vergaserbetrieb. Bei Anwendung der verbundenen Güte- und Drosselregulierung unter Ausnutzung des sehr hohen nutzbaren Luftüberschusses ist jedoch auch hier für Leuchtgas noch ein fühlbarer Minderverbrauch zu erzielen. Unter der Voraussetzung, daß im praktischen Fahrbetrieb gleichmäßig im unteren und oberen Belastungsbereich gefahren wird, ist bei Leuchtgas dann mit einem mittleren Wärmeverbrauch zu rechnen, der ungefähr dem des sparsamen Benzinbetriebes entspricht.

Das hier im einzelnen am Motor 1 nachgewiesene Verhalten des spezifischen Wärmeverbrauchs im Teillastgebiet ist für den schnell laufenden Motor 2 in Abb. 20 für Flüssiggas und in Abb. 21 für Leuchtgas gezeigt. Auch hier ist wiederum die reine Drosselregulierung mit fettem Gemisch für Treibgas (B-A) und die sparsame Drosselkurve für Benzinbetrieb (C'-D') der ver-

Abb. 21. Wärmeverbrauch und Mischungsverhältnis für Leuchtgas und Benzin im Teillastgebiet.

Motor 2; $\epsilon = 5,2$; $n = 1880$ U/min.

Im Benzinbetrieb: Kurve C'-D' Drosselregulierung (sparsame Einstellung II, Abb. 4) mit Fallstrom-Vergaser; im Leuchtgasbetrieb: Kurve B-C-D verbundene Güte- und Drosselregulierung; Kurve B-A reine Drosselregulierung.



hundenen Güte- und Drosselregulierung (B-C-D) gegenübergestellt. Ferner sind die zugehörigen Mischungsverhältnisse eingetragen, so daß die Regulierungsart der verschiedenen Mischer bzw. des Vergasers deutlich zu erkennen ist. Im übrigen zeigen die Kurven in Abb. 20 und 21 grundsätzlich das gleiche Verhalten wie bei Motor 1 (Abb. 19), vor allem also hinsichtlich der Tatsache, daß bei dem neuen Regulierverfahren bei Flüssiggasbetrieb der spezifische Wärmeverbrauch im Teillastgebiet niedriger ist als für den sparsamen Betrieb mit Benzin. Im Leuchtgasbetrieb ist auch hier im oberen Belastungsbereich der Vergaserbetrieb und im unteren Belastungsbereich der Gasbetrieb günstiger.

c) Praktische Folgerungen

Aus dieser Beurteilung der Kurven in Abb. 19 bis 21 ergibt sich, daß auf jeden Fall bei einem Vergleich zwischen Treibgas und Benzinbetrieb im Teillastgebiet die Kenntnis der Vergaser- und Mischereinstellung, d. h. des Mischungsverhältnisses Gas:Luft notwendig ist. Es ist sehr leicht möglich, daß man sonst zu Trugschlüssen hinsichtlich des spezifischen Wärmeverbrauchs der einzelnen Treibgase kommt, da der Gasbetrieb infolge des größeren nutzbaren Luftüberschusses immer ärmere Gemische zuläßt als der Benzinbetrieb; und gerade darin liegt die größere Sparsamkeit im Gasbetrieb im wesentlichen begründet.

Diese grundsätzlichen Versuche an zwei sehr verschiedenartigen Motoren zeigen allgemein, daß bei Umstellung eines Fahrzeugmotors von Benzin auf Treibgas bei Anwendung eines Gasmischers für verbundene Güte- und Drosselregulierung die für das Treibgas erzielbare höchste Leistung mit dem überhaupt möglichen geringsten Wärmeverbrauch vereinigt wird. Für Anwendung dieses Verfahrens im praktischen Fahrbetrieb ergeben sich folgende Möglichkeiten.

1. Wenn ein Fahrzeugmotor, wie es im bergigen Gelände und im Anhängerbetrieb nötig ist, bei normaler Drosselregulierung sonst auf „beste Leistung“ eingestellt wird, so wird jetzt bei der gleichen Volleistung eine beträchtliche, im einzelnen aus den Abb. 18 bis 21 feststellbare Ersparnis im Teillastgebiet erzielt.

2. Wenn andererseits ein solcher Motor bei normaler Drosselregulierung sonst auf sparsamsten Verbrauch in der Nähe des größten nutzbaren Luftüberschusses eingestellt ist, so ergibt sich jetzt eine erhebliche Leistungssteigerung zum Beschleunigen, Bergfahren usw., die in den besprochenen Kurven aus dem Vergleich der Punkte C und D ermittelt werden kann.

3. Ist schließlich bei der üblichen Drosselregulierung sonst eine mittlere Einstellung (zwischen B und C) gewählt, dann ist jetzt je nach dem eingestellten Mischungsverhältnis sowohl ein sparsamerer Verbrauch als auch eine höhere Leistung möglich.

Es gibt eine Reihe von Möglichkeiten zur praktischen Ausführung der verbundenen Güte- und Drosselregulierung, die aber in diesem Zusammenhang nur angedeutet werden sollen. — Grundsätzlich sind zwei Wege möglich. Der eine ist in dem Ausführungsbeispiel (Abb. 17) gezeigt. Hier wird

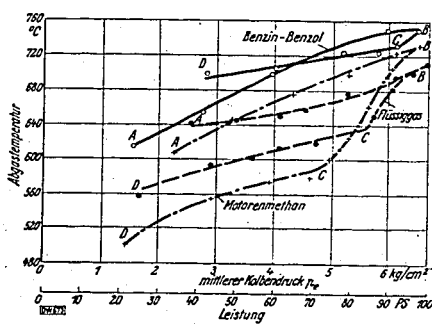


Abb. 22. Abgastemperaturen im Teillastgebiet für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch).

Motor 1: $\epsilon = 5,05$; $n = 1250$ U/min; neue Mischereinstellung.

Kurve B-A Drosselregulierung bei Einstellung für „beste Leistung“; Kurve B-C Gütereulierung; Kurve C-D Drosselregulierung bei dem größten nutzbaren Luftüberschuß; Kurve B-C-D (für Treibgas) verbundene Güte- und Drosselregulierung

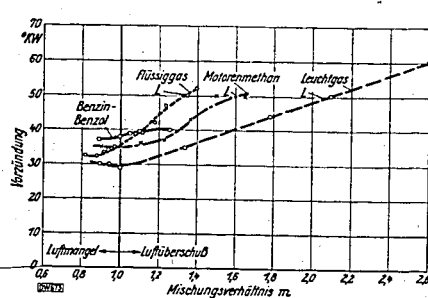


Abb. 23. Vorzündung bei Volleistung für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch) in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis m .

Motor 1: $\epsilon = 5,05$; $n = 1250$ U/min.

eine Gasdüse im Bereich der Gütereulierung durch eine mechanisch gesteuerte Nadel, einen Schieber od. dgl. im Querschnitt verändert.

Der andere Weg sieht zwei getrennte Gasdüsen vor, von denen die eine, die sog. Haupt- oder Grunddüse, stets unverändert bleibt und so bemessen ist, daß sie für die magerere Drosselregulierung in der Nähe des größten nutzbaren Luftüberschusses ausreicht. Die zweite Gasdüse wird als Zusatzdüse derart ausgebildet, daß ihr größter Querschnitt gerade dem Zusatzgasstrom entspricht, der das Gemisch bis zum Erreichen der besten Leistung anreichert. Dieser Zusatzgasstrom entspricht, der das Gütereulierung mit Hilfe eines Ventils, Schiebers o. dgl., von der Drosselklappe aus oder über eine Membran vom Unterdruck im Ansaugrohr geschlossen bzw. geöffnet. Nach vollständigem Abschluß des Zusatzstromes arbeitet der Mischer nur noch mit reiner Drosselregulierung, wobei die Hauptdüse ein möglichst mageres Gemisch liefert. Die praktischen Versuche mit diesen Geräten sind im Gange.

d) Die Abgastemperaturen bei Teillast

In Abb. 22 sind für Motor 1 die Abgastemperaturen im Teillastgebiet in Abhängigkeit von der Leistung dargestellt; sie zeigen, daß durch Anwendung der Verbund-Regulierung (B-C-D) diese Temperaturen im Treibgasbetrieb ganz beträchtlich unter denen der üblichen Drosselregulierung mit fettem Gemisch (B-A) liegen. Zum Beispiel ist bei Motorenmethan dieser Unterschied bei einem mittleren Kolbendruck von 4 kg/cm^2 bzw. 60 PS Leistung rd. 100°C . Auf keinen Fall tritt also durch die Anwendung der Verbund-Regulierung eine höhere thermische Belastung der Ventile ein.

VII. Die Vorzündung im Treibgasbetrieb

Die für die Motoren im Treibgasbetrieb gewählte Vorzündung wird durch die Zündgeschwindigkeit der einzelnen Treibgase, durch die Form und Größe des Verbrennungsraumes, durch die Lage der Kerze, durch das Verdichtungsverhältnis usw. bestimmt.

Einen Überblick über das Verhalten der besten Vorzündung bei den einzelnen Treibgasen in Motor 1 gibt Abb. 23, in der diese Punkte in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis aufgetragen sind. Bei allen Treibgasen ist die Vorzündung in viel höherem Maße von dem Mischungsverhältnis abhängig als bei flüssigem Kraftstoff; diese Frage gewinnt daher durch die Anwendung großen Luftüberschusses an Bedeutung.

Bei Betrieb mit Flüssiggas ist die Abhängigkeit der Vorzündung vom Mischungsverhältnis, wie Abb. 23 zeigt, besonders groß. Der Unterschied gegenüber flüssigem Treibstoff ist in dieser Beziehung beträchtlich. Motorenmethan und Leuchtgas haben dagegen im Gebiete zwischen $m = 0,9$ und $m = 1,2$ fast den gleichen Verlauf wie Aral, liegen nur im ganzen etwas niedriger. Der hohe nutzbare Luftüberschuß bei Motorenmethan und Leuchtgas verlangt jedoch darüber hinaus erheblich größere Vorzündungen, die bis 50 bzw. 60°C ansteigen.

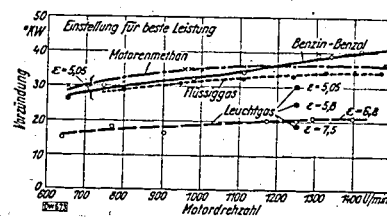


Abb. 24. Motor 1: $\epsilon = 5,05$ (für Leuchtgas verschiedene m).

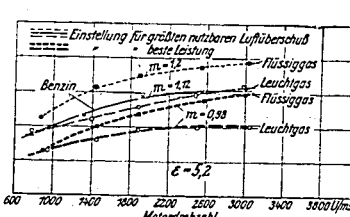


Abb. 25. Motor 2: $\epsilon = 5,2$.

Abb. 24 und 25. Vorzündung bei Volleistung für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin bzw. Benzin-Benzol-Gemisch) in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Die Abhängigkeit der Vorzündung von der Drehzahl bei Vollast unterscheidet sich bei den Treibgasen nur wenig von dem Verhalten flüssiger Kraftstoffe, wie Abb. 24 zeigt. Von $n \approx 1000$ U/min aufwärts bleibt die Vorzündung bei den Gasen fast auf dem gleichen Wert. In dieses Bild sind auch für Leuchtgas bei einer Drehzahl von 1250 U/min die Vorzündungen für verschiedene Verdichtungen eingetragen. Bei einer Verdichtung von $\epsilon = 7,5$ geht der Wert auf 18°C herunter, gegenüber 30°C bei $\epsilon = 5,05$.

bundenen Güte- und Drosselregulierung (B-C-D) gegenübergestellt. Ferner sind die zugehörigen Mischungsverhältnisse eingetragen, so daß die Regulierungsart der verschiedenen Mischer bzw. des Vergasers deutlich zu erkennen ist. Im übrigen zeigen die Kurven in Abb. 20 und 21 grundsätzlich das gleiche Verhalten wie bei Motor 1 (Abb. 19), vor allem also hinsichtlich der Tatsache, daß bei dem neuen Regulierungsverfahren bei Flüssiggasbetrieb der spezifische Wärmeverbrauch im Teillastgebiet niedriger ist als für den sparsamen Betrieb mit Benzin. Im Leuchtgasbetrieb ist auch hier im oberen Belastungsbereich der Vergaserbetrieb und im unteren Belastungsbereich der Gasbetrieb günstiger.

c) Praktische Folgerungen

Aus dieser Beurteilung der Kurven in Abb. 19 bis 21 ergibt sich, daß auf jeden Fall bei einem Vergleich zwischen Treibgas und Benzinbetrieb im Teillastgebiet die Kenntnis der Vergaser- und Mischereinstellung, d. h. des Mischungsverhältnisses Gas:Luft notwendig ist. Es ist sehr leicht möglich, daß man sonst zu Trugschlüssen hinsichtlich des spezifischen Wärmeverbrauchs der einzelnen Treibgase kommt, da der Gasbetrieb infolge des größeren nutzbaren Luftüberschusses immer ärmere Gemische zuläßt als der Benzinbetrieb; und gerade darin liegt die größere Sparsamkeit im Gasbetrieb im wesentlichen begründet.

Diese grundsätzlichen Versuche an zwei sehr verschiedenartigen Motoren zeigen allgemein, daß bei Umstellung eines Fahrzeugmotors von Benzin auf Treibgas bei Anwendung eines Gasmischers für verbundene Güte- und Drosselregulierung die für das Treibgas erzielbare höchste Leistung mit dem überhaupt möglichen geringsten Wärmeverbrauch vereinigt wird. Für Anwendung dieses Verfahrens im praktischen Fahrbetrieb ergeben sich folgende Möglichkeiten.

1. Wenn ein Fahrzeugmotor, wie es im bergigen Gelände und im Anhängerbetrieb nötig ist, bei normaler Drosselregulierung sonst auf „beste Leistung“ eingestellt wird, so wird jetzt bei der gleichen Volleistung eine beträchtliche, im einzelnen aus den Abb. 18 bis 21 feststellbare Ersparnis im Teillastgebiet erzielt.

2. Wenn andererseits ein solcher Motor bei normaler Drosselregulierung sonst auf sparsamsten Verbrauch in der Nähe des größten nutzbaren Luftüberschusses eingestellt ist, so ergibt sich jetzt eine erhebliche Leistungssteigerung zum Beschleunigen, Bergfahren usw., die in den besprochenen Kurven aus dem Vergleich der Punkte C und D ermittelt werden kann.

3. Ist schließlich bei der üblichen Drosselregulierung sonst eine mittlere Einstellung (zwischen B und C) gewählt, dann ist jetzt je nach dem eingestellten Mischungsverhältnis sowohl ein sparsamerer Verbrauch als auch eine höhere Leistung möglich.

Es gibt eine Reihe von Möglichkeiten zur praktischen Ausführung der verbundenen Güte- und Drosselregulierung, die aber in diesem Zusammenhang nur angedeutet werden sollen. — Grundsätzlich sind zwei Wege möglich. Der eine ist in dem Ausführungsbeispiel (Abb. 17) gezeigt. Hier wird

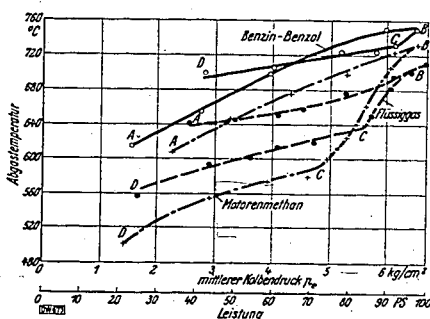


Abb. 22. Abgastemperaturen im Teillastgebiet für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch).
Motor 1: $\epsilon = 5,05$; $n = 1250$ U/min; neue Mischereinstellung.

Kurve B-A Drosselregulierung bei Einstellung für „beste Leistung“; Kurve B-C Gütereinstellung; Kurve C-D Drosselregulierung bei dem größten nutzbaren Luftüberschuß; Kurve B-C-D (für Treibgas) verbundene Güte- und Drosselregulierung

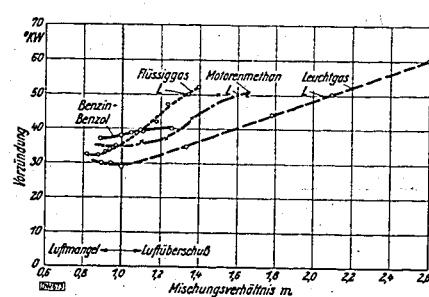


Abb. 23. Vorzündung bei Volleistung für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin-Benzol-Gemisch) in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis m .

Motor 1: $\epsilon = 5,05$; $n = 1250$ U/min.

eine Gasdüse im Bereich der Gütereinstellung durch eine mechanisch gesteuerte Nadel, einen Schieber od. dgl. im Querschnitt verändert.

Der andere Weg sieht zwei getrennte Gasdüsen vor, von denen die eine, die sog. Haupt- oder Grunddüse, stets unverändert bleibt und so bemessen ist, daß sie für die magerere Drosselregulierung in der Nähe des größten nutzbaren Luftüberschusses ausreicht. Die zweite Gasdüse wird als Zusatzdüse derart ausgebildet, daß ihr größter Querschnitt gerade dem Zusatzgasstrom entspricht, der das Gemisch bis zum Erreichen der besten Leistung anreichert. Dieser Zusatzgasstrom wird bei der Gütereinstellung mit Hilfe eines Ventils, Schiebers o. dgl., von der Drosselklappe aus oder über eine Membran vom Unterdruck im Ansaugrohr geschlossen bzw. geöffnet. Nach vollständigem Abschluß des Zusatzstromes arbeitet der Mischer nur noch mit reiner Drosselregulierung, wobei die Hauptdüse ein möglichst mageres Gemisch liefert. Die praktischen Versuche mit diesen Geräten sind im Gange.

d) Die Abgastemperaturen bei Teillast

In Abb. 22 sind für Motor 1 die Abgastemperaturen im Teillastgebiet in Abhängigkeit von der Leistung dargestellt; sie zeigen, daß durch Anwendung der Verbund-Regulierung (B-C-D) diese Temperaturen im Treibgasbetrieb ganz beträchtlich unter denen der üblichen Drosselregulierung mit fettem Gemisch (B-A) liegen. Zum Beispiel ist bei Motorenmethan dieser Unterschied bei einem mittleren Kolbendruck von 4 kg/cm^2 bzw. 60 PS Leistung rd. 100°C . Auf keinen Fall tritt also durch die Anwendung der Verbund-Regulierung eine höhere thermische Belastung der Ventile ein.

VII. Die Vorzündung im Treibgasbetrieb

Die für die Motoren im Treibgasbetrieb gewählte Vorzündung wird durch die Zündgeschwindigkeit der einzelnen Treibgase, durch die Form und Größe des Verbrennungsraumes, durch die Lage der Kerze, durch das Verdichtungsverhältnis usw. bestimmt.

Einen Überblick über das Verhalten der besten Vorzündung bei den einzelnen Treibgasen in Motor 1 gibt Abb. 23, in der diese Punkte in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis eingetragen sind. Bei allen Treibgasen ist die Vorzündung in viel höherem Maße von dem Mischungsverhältnis abhängig als bei flüssigem Kraftstoff; diese Frage gewinnt daher durch die Anwendung großen Luftüberschusses an Bedeutung.

Bei Betrieb mit Flüssiggas ist die Abhängigkeit der Vorzündung vom Mischungsverhältnis, wie Abb. 23 zeigt, besonders groß. Der Unterschied gegenüber flüssigen Treibstoffen ist in dieser Beziehung beträchtlich. Motorenmethan und Leuchtgas haben dagegen im Gebiete zwischen $m = 0,9$ und $m = 1,2$ fast den gleichen Verlauf wie Aral, liegen nur im ganzen etwas niedriger. Der hohe nutzbare Luftüberschuß bei Motorenmethan und Leuchtgas verlangt jedoch darüber hinaus erheblich größere Vorzündungen, die bis 50 bzw. 60°KW ansteigen.

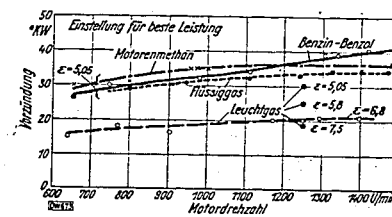


Abb. 24. Motor 1: $\epsilon = 5,05$ (für Leuchtgas verschiedene ϵ).

Abb. 24 und 25. Vorzündung bei Volleistung für verschiedene Kraftstoffe (Treibgas und Benzin bzw. Benzin-Benzol-Gemisch) in Abhängigkeit von der Drehzahl.

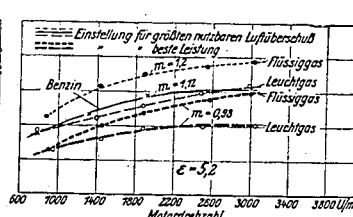


Abb. 25. Motor 2: $\epsilon = 5,2$.

Die Abhängigkeit der Vorzündung von der Drehzahl bei Vollast unterscheidet sich bei den Treibgasen nur wenig von dem Verhalten flüssiger Kraftstoffe, wie Abb. 24 zeigt. Von $n \approx 1000$ U/min aufwärts bleibt die Vorzündung bei den Gasen fast auf dem gleichen Wert. In diesem Bild sind auch für Leuchtgas bei einer Drehzahl von 1250 U/min die Vorzündungen für verschiedene Verdichtungen eingetragen. Bei einer Verdichtung von $\epsilon = 7,5$ geht der Wert auf 18°KW herunter, gegenüber 30°KW bei $\epsilon = 5,05$.

Für den schnelllaufenden Versuchsmotor 2 ist die Vorzündung in Abb. 25 aufgetragen, und zwar ebenfalls für Vollast in Abhängigkeit von der Drehzahl. Die stark ausgezogenen Kurven entsprechen der Einstellung für beste Leistung und die dünn ausgezogenen ungefähr der für den größten nutzbaren Luftüberschuß. Die absolut niedrigeren Werte am Motor 2 (gegenüber Motor 1) sind durch die Lage der Zündkerze in der Mitte des Verbrennungsraumes bedingt.

Die dünn ausgezogenen Kurven haben für die Anwendung der verbundenen Güte- und Drosselregulierung im Teillastgebiet besondere Bedeutung. Aus den Abb. 23 und 25 ist zu ersehen, daß dabei im Gebiet der Gütereulierung eigentlich eine belastungsabhängige Vorzündungseinstellung notwendig wäre. Die Versuche haben aber gezeigt, daß man bei der üblichen drehzahlabhängigen Vorzündungseinstellung diese dann zweckmäßigerweise auf ein mittleres Mischungsverhältnis, d. h. also ungefähr auf die Mitte zwischen dem für beste Leistung und dem für den größten nutzbaren Luftüberschuß einstellt. Da bei reiner Drosselregulierung die Vorzündung sowieso einen annähernd konstanten Wert hat, entsteht durch diese Methode, wie die Versuche gezeigt haben, nur ein verhältnismäßig geringer Einfluß auf den Verbrauch, wenn die Verbundregulierung angewandt wird.

In Abb. 23 sind die Punkte des größten nutzbaren Luftüberschusses bei Treibgas durch den Punkt L dargestellt. Wenn man daher im Bereich der Gütereulierung auf ein mittleres Mischungsverhältnis einstellen will, so ergibt sich für alle Treibgase ungefähr 40° KW. Dies entspricht genau der Einstellung für flüssigen Kraftstoff bei sparsamer Einstellung, so daß also praktisch an diesem Motor keine Zündungsverstellung vorgenommen werden braucht, wenn man mit Verbundregulierung und der üblichen drehzahlabhängigen Vorzündung fahren will.

VIII. Zusammenfassung und Schlußfolgerung

Die beiden Hauptgrundsätze des Treibgasbetriebes: möglichst große Sparsamkeit, d. h. möglichst große Fahrweite des Fahrzeuges im Teillastgebiet, und möglichst hohe Leistung zum Beschleunigen, Bergfahren usw. sind bestimmend für den Umbau von Vergasermotoren auf Treibgasbetrieb.

Um die Mittel zur Durchführung dieser beiden Grundsätze gasgetriebener Fahrzeuge zu erkennen, werden an Hand von ausgedehnten Prüfstandversuchen mit zwei verschiedenartigen Motoren und verschiedenen Treibgasen die einzelnen Einflußgrößen ermittelt, die bei einer gegebenen Maschine den Leistungsabfall gegenüber Benzinbetrieb bestimmen. Diese Einflußgrößen sind: der Liefergrad, der Gemischheizwert und der wirtschaftliche Wirkungsgrad.

Während der Liefergrad im wesentlichen durch die konstruktive Gestaltung des Ansaugsystems im Gasbetrieb bestimmt wird, sind der Gemischheizwert und der wirtschaftliche Wirkungsgrad von dem eingestellten Mischungsverhältnis Gas:Luft abhängig. Eine Nachrechnung des Leistungsabfalles im Gasbetrieb mit Hilfe der genannten drei Einflußgrößen ergibt eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Durch eine zeichnerische Darstellung kann der Verlauf und die Größe des Einflusses der einzelnen Faktoren erkannt werden.

Es wird darauf hingewiesen, wie im Wechselbetrieb Treibgas—Benzin auf einfache Weise durch geeignete Bauart und Anordnung des Gas-Luft-Mischers der Liefergrad beim Gasbetrieb so groß wie möglich gehalten werden kann, um damit den durch den Einfluß des Gemischheizwertes und wirtschaftlichen Wirkungsgrades eintretenden Verlust an Leistung soweit wie möglich aufzuheben. Unter bestimmten Voraussetzungen ist dadurch sogar eine Mehrleistung gegenüber Benzinbetrieb zu erreichen.

Die Erhöhung der Verdichtung als ein weiteres wichtiges Mittel zur Steigerung der Leistung gasgetriebener Motoren wird in ihrer Wirkung dargestellt und die Grenzverdichtung bestimmt.

Das für den praktischen Fahrbetrieb wichtige Verhalten der Motoren im Teillastgebiet wird untersucht. Es ergibt sich, daß die verbundene Güte- und Drosselregulierung bezüglich des sparsamsten Verbrauches mit gleichzeitiger Erreichung der besten Leistung der üblichen reinen Drosselregulierung mit fester Düse überlegen ist. Die hierbei erzielbaren Vorteile werden an Hand der Prüfstandsergebnisse dargelegt.

Als praktische Folgerung ergibt sich aus den Untersuchungen der Bau eines neuen Misch- und Reguliergerätes für Wechselbetrieb, das die Forderung: möglichst große Füllung im Treibgasbetrieb und die Anwendung der verbundenen Güte- und Drosselregulierung erfüllt.

Die Erprobung des Gerätes, dessen grundsätzliche Ausführungsmöglichkeiten angegeben werden, ist bereits im Gange.

Prüfstand
Ruhrbenzin Aktiengesellschaft

000814

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 4

(85)

**Frischölschmierung
beim Pleuel-Gleitlager**

Dipl.-Ing. L. Huber VDI
und Dipl.-Ing. J. Eiberger
Forschungsinstitut für Kraftfahr-
wesen und Fahrzeugmotoren an der
Technischen Hochschule Stuttgart

**Untersuchungen an
Fahrzeugdieselmotoren**

Dr.-Ing. P. Riekert und Dipl.-Ing. H. Ernst
Forschungsinstitut für Kraftfahr-
wesen und Fahrzeugmotoren an der
Technischen Hochschule Stuttgart

**Untersuchung
der Ausstrahlung
des Verbrennungsraumes
schnellaufender
Diesel- und Ottomotoren**

Dr.-Ing. Lothar Bisang VDI/ATG
Forschungsinstitut für Kraftfahr-
wesen und Fahrzeugmotoren an der
Technischen Hochschule Stuttgart

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

51/
Prüfstand
Ruhrbenzin Aktiengesellschaft

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 4

000815

**Frischölschmierung
beim Pleuel-Gleitlager**

Dipl.-Ing. L. Huber VDI
und Dipl.-Ing. J. Eiberger
Forschungsinstitut für Kraftfahr-
wesen und Fahrzeugmotoren an der
Technischen Hochschule Stuttgart

**Untersuchungen an
Fahrzeugdieselmotoren**

Dr.-Ing. P. Riekert und Dipl.-Ing. H. Ernst
Forschungsinstitut für Kraftfahr-
wesen und Fahrzeugmotoren an der
Technischen Hochschule Stuttgart

**Untersuchung
der Ausstrahlung
des Verbrennungsraumes
schnellaufender
Diesel- und Ottomotoren**

Dr.-Ing. Lothar Bisang VDI/ATG
Forschungsinstitut für Kraftfahr-
wesen und Fahrzeugmotoren an der
Technischen Hochschule Stuttgart

Bibliothek

der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten

Eingetragen unter

Nr. ~~8888~~ 194

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

000816

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
Frischölschmierung beim Pleuel-Gleitlager. Von Dipl.-Ing. L. Huber und Dipl.-Ing. J. Eiberger	1
1. Stand der Forschung und Schrifttum	1
2. Zweck der Untersuchungen	2
3. Versuchsanlage	2
4. Versuchsdurchführung und Versuchsergebnisse	5
5. Einfluß der Formgebung auf die Schmierung der Lager	10
6. Zusammenfassung	13
7. Schrifttum	14
Untersuchungen an Fahrzeugdieselmotoren. Von Dr.-Ing. P. Riekert und Dipl.-Ing. H. Ernst	15
1. Aufbau der Motoren, Meßverfahren	15
2. Die Kennzahlen der untersuchten Motoren, Vergleichsmöglichkeiten	16
3. Leistung, mittlerer wirksamer Kolbendruck, Drehmoment und spezi- fischer Kraftstoffverbrauch	16
4. Wärmeverteilung	20
5. Ansaugwirkungsgrad	22
6. Abgase	22
7. Verhalten des Schmieröls	23
8. Druckverlauf in Brennraum und Einspritzleitung	23
9. Betriebsverhalten	26
10. Zusammenfassung	26
Berichte und Veröffentlichungen	26
Untersuchung der Ausstrahlung des Verbrennungsraumes schnelllaufender Diesel- und Ottomotoren mit der ultrarot-empfindlichen Photozelle (Photo- zellen-Indikator). Von Dr. Lothar Bisang	27
I. Versuchseinrichtung	27
II. Temperatur und Strahlung	30
III. Der Photozellen-Indikator zur Strahlungsmessung	32
IV. Der Photozellen-Indikator zur Temperaturmessung	43
V. Zusammenfassung	46
VI. Anhang	46
VII. Schrifttum	47

Frischölschmierung beim Pleuel-Gleitlager

Von Dipl.-Ing. L. HUBER VDI und Dipl.-Ing. J. EIBERGER, Stuttgart¹⁾

Zur Herabsetzung des Ölverbrauchs im Fahrzeugmotor wird bemessene Schmierung angestrebt. Die gestellte Aufgabe, bemessene Frischölschmierung im handelsüblichen Motor zu verwirklichen, verlangt eine Klärung der Möglichkeiten, inwieweit die zu schmierenden Teile des Motors mit bemessener Schmierung betriebssicher arbeiten. Die schwierigsten Bedingungen stellt dabei das im handelsüblichen Fahrzeugmotor verwirklichte Gleitlager.

Ausgehend von dem Stand der Erkenntnisse auf dem Gebiet der Lagerschmierung wurden bei der gestellten Aufgabe, Frischölschmierung am handelsüblichen Fahrzeugmotor anzuwenden, die Grenzen der Betriebsfähigkeit im Versuch festgelegt und für das in die Pleuelstange eingebaute Lager Betriebszustände nachgewiesen, die erheblich von den anzustrebenden und theoretisch erwarteten Bedingungen abweichen.

1. Stand der Forschung und Schrifttum

Beim Gleitlager wird flüssige Reibung angestrebt, zu deren Verwirklichung bei hochbelasteten und schnellaufenden Lagern Umlaufschmierung notwendig ist. Im Schrifttum finden sich daher zahlreiche theoretische Arbeiten und Versuchsberichte auf dem Gebiet der flüssigen Reibung unter Voraussetzung reichlicher Schmierung, während Betrachtungen und Versuche über das Verhalten der Gleitlager bei beschränkter Schmierung meistens nur zum Zwecke der Klärung der Notlaufeigenschaften und der Vorgänge beim An- und Auslauf angestellt wurden.

Für bestimmte, außerhalb des Motorgebiets liegende Zwecke unter leichteren Betriebsbedingungen (niedere Temperatur) werden Lager mit gewollt begrenzter Schmierung [1]²⁾ unter Anwendung besonderer Werkstoffe [2] und gehärteter, feinpolierter Wellen betriebsfähig gestaltet. In beschränktem Umfang hat Piet Hein [3] an einem Lager üblicher Bauart bei Wechselbelastung für verschiedene Öle die Grenzen der flüssigen Reibung untersucht und ist dabei auf kleine Ölmengen heruntergekommen.

Die Anwendbarkeit der Frischölschmierung hängt in erster Linie davon ab, wie weit es gelingt, einen für einen Dauerbetrieb ausreichenden Ölfilm zwischen Welle und Lagerschale zu halten. Dazu ist zunächst die Kenntnis des Druckverlaufs in der Ölschicht, sowie das Meßverfahren zur Messung der Schmierschichtstärke und Feststellung metallischer Berührung nützlich. Für Versuche, die hauptsächlich der Nachprüfung der hydrodynamischen Theorie und der Klärung der Vorgänge im wechselbelasteten Lager dienen, wurden verschiedene Meßverfahren zur Messung des Drucks im Schmierfilm entwickelt, so ein Gerät der DVL [4] zur Aufzeichnung des Druckverlaufs im wechselbelasteten Lager und das Meßvorgehen von Nücker [5] und Rotzoll [6] am ruhend belasteten Lager zur Feststellung des Druckverlaufs und der Dicke der Schmierschicht.

Auch amerikanische Arbeiten von Stone [7] beschreiben ein Verfahren zur Messung der Wellenverlagerung, aus der dann die Dicke des Ölfilms mittels eines sog. elektromagnetischen Mikrometers bestimmt wird.

Die Aufstellung einheitlicher Grundgesetze für Druck und Reibungsverlauf über dem Lagerumfang durch Heidebreck [8], sowie die Berücksichtigung der Erwärmung des Öls durch innere Reibung und des unterschiedlichen Zähigkeitsverlaufes verschiedener Schmieröle durch Vogelwohl [9] stellen eine Erweiterung der hydrodynamischen Theorie dar.

¹⁾ Die vorliegenden Untersuchungen konnten im Rahmen des Forschungsprogramms des Reichsverkehrsministeriums durchgeführt werden. Das Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart dankt an dieser Stelle dem Herrn Reichs- und Preussischen Verkehrsminister für die zur Durchführung der Forschungsaufgabe gegebene Unterstützung.

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf die Zusammenstellung des Schrifttums am Ende der Arbeit.

Schon die Anwendung begrenzter Umlaufschmierung als Vorstufe der Frischölschmierung kann in das Gebiet der Grenzschmierung und der gemischten Reibung führen. Bemerkenswert sind Vorschläge der DVL [4], Kennwerte für bestimmte Lagerkenngrößen und Schmiermittel im Übergangsbereich zwischen flüssiger und halbflüssiger Reibung mit der Durchschlagsfestigkeit des Ölfilms festzustellen.

Bei den Grenzschmierungszuständen ist neben dem physikalischen Begriff der Ölzähigkeit der physikalisch-chemische Begriff der Haftfestigkeit zwischen Öl und Metall [10] auch bei hohen Temperaturen und Drücken wichtig, mit dessen Eigenart sich Klemmole [11] theoretisch beschäftigt. Versuche auf diesem Gebiet blieben auf physikalische Messungen [12, 13] und solche zur Feststellung von Notlaufeigenschaften, An- und Auslaufzuständen beschränkt.

Betrachtungen und Untersuchungen über die Grenzschichten des Ölfilms von Pye [14] stellen einen wesentlichen Beitrag zur Klärung der physikalisch-chemischen Vorgänge dar; u. a. ergaben Temperaturmessungen in der Reibstelle äußerst hohe Temperaturen bis zum Schmelzpunkt, während das restliche Metall kalt blieb.

Bei der Schaffung eines frischölschmiedierten Lagers wird man zu Konstruktionen greifen müssen, die neben der Ölhaltung auf Vermeidung von Kantenpressungen [15], auf Lagerkühlung und Beherrschung des Lagerspiels abzielen.

Im Fahrzeugmotor werden insbesondere an die Lager-Werkstoffe vielseitige Anforderungen gestellt. Die laufenden Untersuchungen auf dem Werkstoffgebiet auch hinsichtlich der Vermeidung von Sparmetallen werden die Unterlagen für die Wahl der Werkstoffe liefern. Weiche Bleihbronzen haben sich wegen ihrer guten Aufnahmefähigkeit für Stoßbelastungen bewährt, ebenso Lagerwerkstoffe auf Al-Basis, die jedoch gegen Kantenpressungen empfindlich sind. Dynamische Prüfungen von Lagerwerkstoffen der DVL [16] ergaben bei geschlossener Ausbildung der Lagerschalen und unter Vermeidung von Kantenpressungen sehr hohe Belastbarkeit der Leichtmetalllegierungen. Prüfungen der Lagerwerkstoffe auf Dauerfestigkeit bei Wechselbelastung mittels besonderer Pleuellagerprüfmaschinen ergänzen die Erkenntnisse über Lager. Trotz vielseitiger versuchsmäßiger und theoretischer Forschungstätigkeit ist eine einheitliche, widerspruchsfreie Beurteilung, die für praktische Folgerungen notwendig ist, nicht möglich. Dies ist vor allem bedingt durch die Schwierigkeiten, genaue Lagerversuche durchzuführen. Die große Zahl der Veränderlichen und Einflußgrößen, die in mannigfacher Überlagerung auftreten, bietet für die Auswertung bedeutende Hindernisse. Aber gerade deshalb ist es notwendig, weitere Lagerversuche durchzuführen, damit alle die Lebensdauer des Lagers beeinflussenden Werte erfaßt werden und erweiterte Grundlagen geschaffen werden, die Lager betriebssicher zu gestalten.

2. Zweck der Untersuchungen

Die bemessene Schmierung von Lagern in Fahrzeugmotoren ist nur bei Anwendung von Rollslagern bekannt. Zur Herabsetzung des Ölverbrauchs im Motor, der besonders auch durch den beim Ölwechsel entstehenden für die Schmierung des Motors nicht voll ausgenutzten Ölanfall bedingt ist, soll deshalb die Möglichkeit der bemessenen Frischölschmierung auch beim Gleitlager und vor allem beim Pleuellager untersucht werden, wozu neben anderen folgende Fragen zu klären sind:

1. Wie weit kann bei den heutigen hochbelasteten Motorenlagern mit der zugeführten Ölmenge zurückgegangen werden, ohne die Flüssigkeitsreibung im Lager aufzugeben?
2. Sind bei Frischölschmierung Maßnahmen konstruktiver Art erforderlich und möglich zur Einschränkung des seitlichen Ölabflusses und zur Erreichung gleichmäßigen Öldrucks im Lager?
3. Wie kann die entstehende Lagerwärme beherrscht werden?

Zur Untersuchung der noch offenstehenden Fragen wurde eine Versuchsanlage mit Meßgeräten gebaut.

3. Versuchsanlage

Da Lagerversuche der vorliegenden Aufgabe keinesfalls nur an ideal gebauten und beanspruchten Lagern durchgeführt werden dürfen, muß die Möglichkeit bestehen, das tatsächliche Verhalten eines Pleuellagers zu erreichen. Bei der in Bild 1 und 2 dargestellten Versuchsanlage wurden die zu untersuchenden Vorgänge im Lager möglichst gut der Messung zugänglich gemacht.

Das Versuchspleuellager ist zwischen den zwei Präzisionswellenteilen, die beiderseits in je zwei Lagern genau geführt werden, mit Hirthverzahnung eingebaut. Die Drehzahl der belasteten Welle ist zwischen $n=1000$ U/min und $n=3000$ U/min veränderlich.

Eine ruhende Last wird durch eine Belastungsvorrichtung mit Federspannung erzeugt und über einen Hebel mit der Übersetzung 1:15 auf das Pleuellager und Pleuellager als Zug- oder Druck-

000818

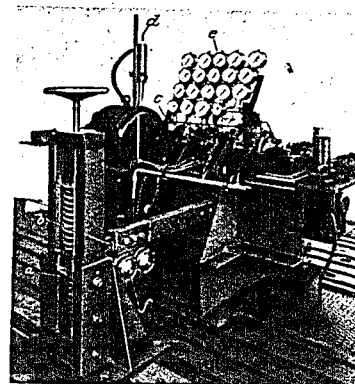


Bild 1. Versuchsanlage für Gleitlageruntersuchungen, Vorderansicht.
a Belastungsvorrichtung; b Hebel; c Prüflager; d Oberlaufgabel für Kühlwasser;
e Öldruck-Meßvorrichtung.

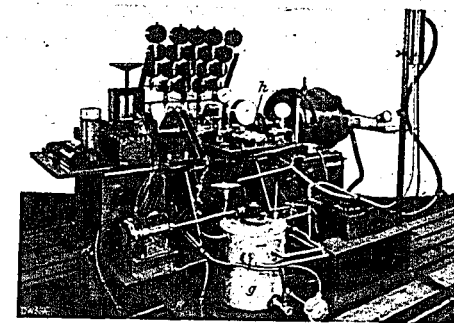


Bild 2. Versuchsanlage für Gleitlageruntersuchungen, Rückansicht.
g Ölbehälter; h Ölmeßvorrichtung.

kraft bis zu ± 10 t übertragen. Für Betrieb mit Wechselast kann an dem Belastungshebel eine Unwucht angebracht werden, die sinusförmig wechselnde Kräfte bis zu ± 5 t auf das Lager geben kann.

a) Abmessungen des Versuchslagers

Die Versuchslager hatten einen Durchmesser von 85 mm und eine tragende Lagerlänge von 70 mm, die in Einzelfällen auf 62 mm verkürzt wurde. Der zweiteilige Pleuellagerkörper (Bild 3) ist von der Schubstange getrennt, damit die Lagerschalen unabhängig von der Schubstange im Lagerkörper auf einem Aufspannwinkel — genau ausgerichtet — mit dem Diamant ausgebohrt werden können. Ober- und Unterteil des Pleuellagerkörpers sind zur Kühlung des Lagers mit Wasserkanälen versehen. Durch die hohle Schubstange kann ebenfalls Kühlwasser durchgeführt werden.

b) Meßeinrichtungen, Feststellung der Grenze der flüssigen Reibung

Zur Feststellung der Grenze der flüssigen Reibung wurde eine elektrische Widerstandsmethode gewählt. An Stelle des üblichen Meßverfahrens, das über die ganze Lagerschalen-Gleitfläche einen Stromübergang ermöglicht, wurde nur in den beim Anlauf und Auslauf, sowie bei Überbelastung gefährdeten Gebieten punktuell durch die in Bild 3 und 4 dargestellten Berührungssonden gemessen. Diese Elektroden mit 1 mm Dmr. sind gegen den Lagerkörper isoliert und zur Einstellung des Berührungspunktes mit einem strammgehenden Gewinde versehen. Wesentlich war, daß das ölfeste Isolationsstück in der Lagerschale auch bei hohen Lagerschalentemperaturen festsetzt.

Diese Berührungssonden wurden so eingestellt, daß sie bei stillstehender Welle und belastetem Lager die Welle berührten, womit voller Stromdurchgang vorhanden war. Die Ströme wurden mit dem Ampere-meter und dem Elektrodenstrahl- bzw. Schleifen-Oszillograph gemessen. Die Messungen zeigten beim Übergang vom flüssigen zum halbflüssigen Betrieb, wie er beim Auslauf, bei Überbelastung oder ungenügender Schmierölfuhr entsteht, einen immer größer werdenden Stromdurchgang bei gleichzeitigem Anwachsen der Lagertemperatur, Bild 5. Der stoßweise Stromdurchgang entsteht durch die etwas unruhig laufende Welle.

Öldruckmessung. Messungen der DVL zeigten, daß am wechselbelasteten Lager die Öldruckverteilung weitgehend der bei ruhend belastetem Lager entspricht, so daß angenommen werden kann, daß Messungen am ruhend belasteten Lager ebenfalls gute Werte liefern.

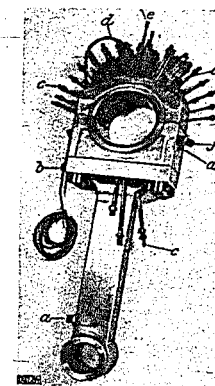


Bild 3. Versuchspleuellagerkörper.
a Kühlwasserzufuhr; b Kühlwasserabfluß; c Öldruck-Meßrohrchen; d Thermoelement; e zwei Berührungssonden; f Ölzufluß.

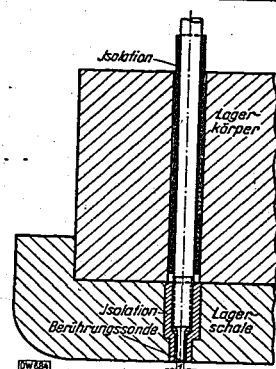
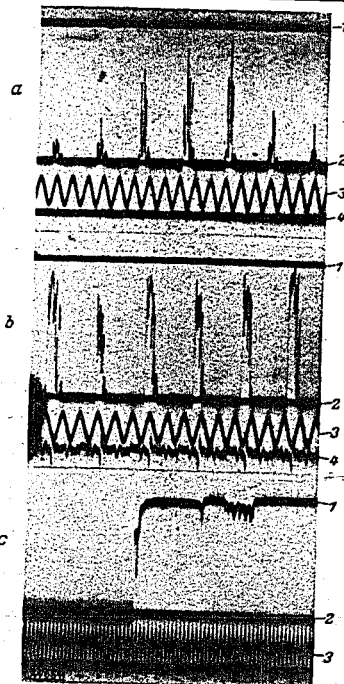


Bild 4. Einbau der Berührungssonde.

Bild 5 (rechts). Messungen mit der Berührungssonde bei halbflüssiger Reibung (a, b) und beim Auslauf (c).
 a) Beginn der halbflüssigen Reibung (Umrundlauf der Welle 0,02 mm)
 b) Starkerwerden der halbflüssigen Reibung
 c) Auslauf (spez. Belastung = 27 kg/cm²; n = 60 bis 0 U/min).
 1 Voller Stromdurchgang, trockene Reibung;
 2 Isolation, flüssige Reibung; 3 Frequenz (50 Hz);
 4 Drehzahlmarkierung.



Für die Messung des Ölfilmdruckverlaufs bei ruhend- und wechselbelastetem Lager war zunächst ein Kohle-Indikator vorgesehen. Eine Eichung zeigte aber, daß der Kohlegeber sehr temperatur-empfindlich ist und bei längerer Strombelastung, wie sie für diese Versuche notwendig ist, seinen Widerstand stark ändert. Die auftretenden Meßfehler von 50 % und mehr ließen die Anwendung dieses Kohleindikators nicht zu.

Deshalb wurde für die Messung der Öldruckverteilung bei ruhender Belastung die in Bild 1 dargestellte Ölfilmdruckmeßvorrichtung gebaut. 48 Meßstellen (Bild 3) mit kleinen radialen Bohrungen von 0,5 mm Dmr., die über der Lagerschalenoberfläche verteilt und durch Leitungen unmittelbar mit Manometern verbunden sind, gestatten ein einwandfreies Anzeigen des Ölfilmdruckverlaufes im ruhend belasteten Lager bei jedem Betriebszustand. Durch die Einfachheit dieser Ölfilmdruckmeßvorrichtung sind Fehlerquellen weitgehend vermieden, wenn die Leitungen an allen Verbindungsstellen auch bei den auftretenden hohen Drücken dicht sind.

Die Lagertemperatur wurde mit geeichten Thermoelementen (Kupfer-Konstantan 0,3 mm) gemessen, die teils bis zu 2 mm unterhalb der Gleitbahn eingebracht waren und teils in die Öldruckmeßstellen eingeschraubt wurden.

Die Lagerreibungsmessungen wurden mit der in Bild 6 dargestellten Reibungswaage durchgeführt. Das am Pleuellager auftretende Reibungsmoment dreht das Pleuel um die Achse C und damit den Bügel B um die Schneide S₁ solange, bis das Gleichgewicht nach der Gleichung

$$M_r = P \cdot a$$

hergestellt ist. Der Hebelarm a des durch die Auslenkung der am Pleuelauge angreifenden Kraft P entstehenden Moments wird über das Gestänge St und den Zeiger Z mit einer Gesamtübersetzung von 1:79 an der Zeigerspitze übertragen. Der Ausschlag A des Zeigers ist (r = Halbmesser des Zapfens) verhältlich dem Reibungsbeiwert

$$M_r = \mu P r = a P = \frac{A}{79} P \mu r = \frac{A}{79} \cdot$$

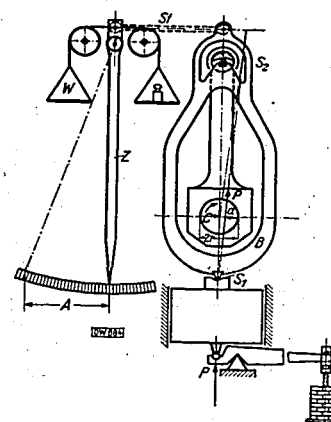


Bild 6. Reibungswaage, schematisch.

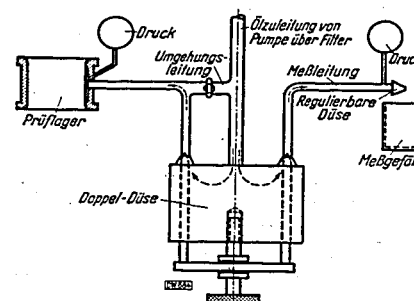


Bild 7. Ölmeßvorrichtung, schematisch.

Die Masse des Zeigers ist so groß, daß sein Schwerkraftmoment bei jedem Ausschlag die Schwerkraftmomente von Reibungswaage und Pleuel ausgleicht.

Als Zusatzeinrichtung war die Wiegevorrichtung W angebracht. Die aufgelegten Gewichte, die notwendig sind, um das Pleuel bzw. die Reibungswaage in die senkrechte Ausgangsstellung zu bringen, sind dem Reibungsmoment verhältlich.

Messung der Ölmenge. Damit die dem Prüflager unter Druck zugeführte Ölmenge, die in weiten Grenzen regelbar sein mußte, genau gemessen werden konnte, wurde die in Bild 7 und 2 dargestellte Vorrichtung entwickelt. Das Öl fließt unter Druck durch eine Doppeldüse, deren Durchflußquerschnitt fein einstellbar, jedoch an beiden Düsen immer gleich groß ist, in zwei Leitungen mit gleichen Abmessungen. Die eine Leitung führt zum Prüflager, die zweite Leitung ist die Meßleitung, an deren Ende eine weitere verstellbare Düse angebracht ist, mit welcher derselbe Ausflußdruck, wie derjenige in der Öltasche des Lagers, eingestellt wird. Bei gleichem Durchflußquerschnitt und gleichem Druck vor und hinter der Meßdüse sind die durchfließenden Ölmengen gleich. Die abfließende Ölmenge der freien Meßleitung kann eindeutig bestimmt werden. Bei Kontrollmessungen wurde zum Vergleich auch das durch das Lager fließende Öl festgestellt. Um das Lager rasch mit größeren Ölmengen zu versorgen, wurde eine Umgehungsleitung angebracht, die das Öl unmittelbar dem Lager zuführt, Bild 7.

Das Öl wurde von außen in die beiden an der Trennfuge der Lagerschale liegenden Öltaschen im entlasteten Gebiet des Lagers zugeführt, um auch bei sehr geringen Ölmengen einen gleichmäßigen Ölzulauf zu gewährleisten. Die Reinigung des Öles erfolgte durch ein Stoff-Filter.

4. Versuchsdurchführung und Versuchsergebnisse

Untersucht wurde zunächst eine Bleibronzelagerschale²⁾ (Nr. 2) mit Gittermetallausguß. Das Lagerspiel betrug nach dem Einlauf bei Beginn der Versuche im Durchschnitt 0,065 mm.

Um die Frage der Frischölschmierung zu klären, war vor allem die dem Lager zuzuführende Ölmenge in Abhängigkeit von der Belastung bei flüssiger Reibung wissenswert.

Die Belastung erfolgte zunächst durch Drücken des Pleuels auf den durch den Verbrennungsdruck beanspruchten Lagerteil. Für alle Versuche wurde das gleiche Öl (Stanavo 120 Flugmotorenöl) verwendet. (Zähigkeitskurve Bild 8.)

²⁾ Die Lagerschalen wurden von den Braunschweiger Hüttenwerken zur Verfügung gestellt und bearbeitet.

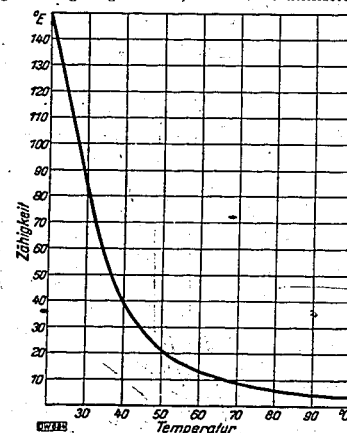


Bild 8. Zähigkeitskurve für Stanavo 120.

a) Ölmenge und Belastung

In Bild 9 ist die dem Lager an der Grenze der Flüssigkeitsreibung zuzuführende kleinste Ölmenge und die dabei auftretende Lagertemperatur, aufgezeichnet in Abhängigkeit von der Belastung bei Gleitgeschwindigkeiten von $v=5$ und 8 m/s. Man kann auch aus diesem Bild umgekehrt die Grenzbelastung bei $v=5$ und 8 m/s in Abhängigkeit von der dem Lager zugeführten Ölmenge entnehmen.

Schon bei geringen spezifischen Lagerbelastungen und kleinen Geschwindigkeiten sind verhältnismäßig große Ölmengen (bis zu 90 g/min nötig, damit Flüssigkeitsreibung im Lager erhalten bleibt und die Lagertemperatur nicht übermäßig ansteigt, Bild 10. Höhere Gleitgeschwindigkeit verlangt auch eine größere Mindestölmenge.

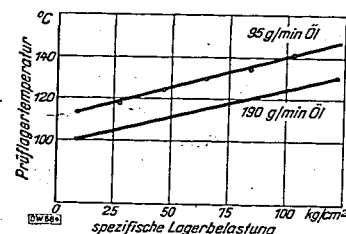
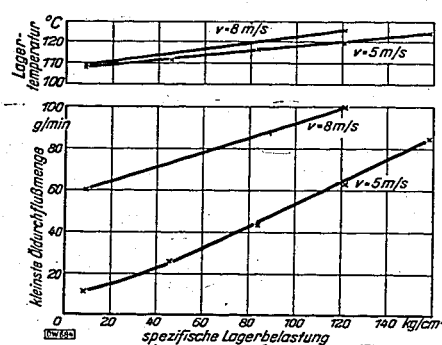


Bild 11. Prüflagertemperatur in Abhängigkeit von der spezifischen Lagerbelastung und der zugeführten Ölmenge.
Gleitgeschwindigkeit $v=8$ m/s; Öltemperatur $=40^\circ\text{C}$.

Bild 9 und 10. Kleinste Öldurchflußmenge und Lagertemperatur in Abhängigkeit von der Belastung an der Grenze der vollkommenen Schmierung.
Öltemperatur etwa 45°C ; keine Wärmeabfuhr durch Kühlwasser.

b) Ölmenge und Lagertemperatur

Der Einfluß der Ölmenge auf die Lagertemperatur ist in Bild 11 dargestellt. Eine Erhöhung der Ölmenge von 95 g/min auf 190 g/min hat eine Senkung der Lagertemperatur im vorliegenden Falle von etwa 15°C zur Folge.

c) Einfluß des Lagerzustandes

Einen erheblichen Einfluß auf die Mindestölmenge hat der jeweilige Lagerzustand. Bild 12 und 13 zeigen, daß schon bei ganz kurzen Betriebszeiten während der Messungen, wohl infolge Vergrößerung des Lagerspiels, die Ölmenge gesteigert werden mußte, um bei gleicher Belastung und Drehzahl die Lagertemperatur nicht ansteigen zu lassen. Man erkennt aber auch hier schon, wie schwierig es ist, Lagerversuche gerade im Grenzgebiet der Schmierung durchzuführen, da schon während des Versuches die Lagerverhältnisse sich ändern und die einzelnen Versuche nicht unmittelbar miteinander verglichen werden können. Inwieweit hier bereits im Gebiet der halbflüssigen Reibung gefahren wurde, bei der der Lagerverschleiß rascher zunimmt als bei bestem Betriebszustand, ist nicht geklärt.

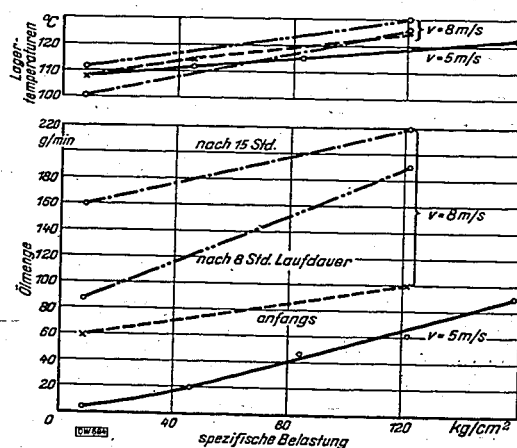


Bild 12 und 13. Öldurchflußmenge und Lagertemperatur in Abhängigkeit von der spezifischen Belastung und der Laufdauer.
Gleitgeschwindigkeit $v=5$ und 8 m/s; Öltemperatur etwa 42°C .

000820

d) Wirkung der Lagerkühlung

Die Wärmeabfuhr aus dem Lager wird mit kleiner Ölmenge ungünstiger. Um das Lager in betriebssicheren Grenzen zu halten, wurde der Lagerkörper durch Wasserdurchfluß gekühlt und dieser Einfluß auf die zur vollkommenen Schmierung noch notwendigen Ölmengen untersucht.

Bild 14 zeigt, daß bei einer spezifischen Lagerbelastung von $k=121$ kg/cm² und $v=5$ m/s erst bei einer Ölmenge von $4,5$ g/min, und bei $k=158$ kg/cm² und $v=8$ m/s erst bei 24 g/min die Grenze der flüssigen Reibung erreicht wird. Der Ölbedarf ist also auf den zehnten Teil des vorherigen Bedarfs zurückgegangen, nachdem die Lagertemperatur durch anderweitige Wärmeabfuhr niedrig gehalten wurde.

Zur Bildung einer ausreichend tragenden Ölschicht ist also weit weniger Öl nötig, wenn man die Reibungswärme auf anderem Wege als durch das Öl abführen kann.

Diese Wärmeabfuhr ließe sich natürlich nicht an einem im Motor eingebauten Pleuellager mit Hilfe von Wasser durchführen, sondern müßte im Falle der Möglichkeit von Frischölschmierung beispielsweise bei der Wärme gut leitenden Werkstoffen (Leichtmetall) mit Hilfe von Kühlluft, die durch das Kurbelgehäuse durchgeführt wird, vorgenommen werden.

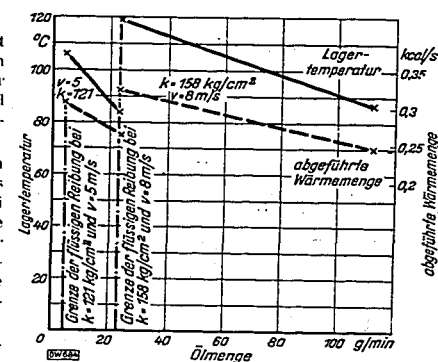


Bild 14. Lagertemperatur und abgeführte Wärmemenge in Abhängigkeit von der zugeführten Ölmenge bei zusätzlicher Wasserkühlung des Lagers.
Gleitgeschwindigkeit $v=5$ und 8 m/s;
spez. Lagerbelastung $k=121$ und 158 kg/cm².

e) Druckverteilung im Ölfilm

Zur weiteren Beobachtung des Schmervorganges wurde versucht, die Druckverteilung in der Schmierschicht in Abhängigkeit von der Ölmenge bei ruhender Belastung festzustellen.

Zwei Meßstellen I und II waren in der unteren belasteten Lagerschale angebracht, Bild 15 und 16, und dienten zur ersten Erprobung des Druckmeßgerätes. Den axialen Druckverlauf bei verschiedener spezifischer Lagerbelastung zeigt Bild 15 (ausgezogen gezeichnet). Später wurde das Lager mit zwei weiteren Meßstellen 1 und 3 versehen. Nach etwa 40 Versuchslaufstunden wurde der in Bild 15 gestrichelte axiale Ölfilm-Druckverlauf festgestellt. Ein Vergleich der beiden Versuchsergebnisse zeigt, daß besonders bei hoher spezifischer Lagerbelastung eine Verflachung des Druckberges infolge längerer Betriebsdauer des Lagers eintritt, was wohl auf Oberflächenänderung der aufeinandergleitenden Bahnen und deren Abstände zurückzuführen ist; dies kann jedoch erst nach Versuchen mit genau bearbeiteten Lagerschalen sicher geklärt werden. Bild 16 zeigt den Querschnitt durch Lagerschale und Welle mit der Anordnung der Meßstellen.

Der Einfluß der Gleitgeschwindigkeit bei 5 und 8 m/s auf den Ölfilm-Druck ist gering, wie Bild 17 zeigt, bei dem der Ölfilm-Druck in Abhängigkeit von der spezifischen Lagerbelastung bei $v=5$ m/s und 8 m/s dargestellt ist.

f) Ölmenge und Ölfilmdruck

Den Ölfilm-Druck in Abhängigkeit von der Ölmenge an den beiden Meßstellen I und II bei einer Gleitgeschwindigkeit von 5 m/s und an den Meßstellen 1, 2, 3 und 4 (Bild 15, 16) bei $v=8$ m/s zeigen die Bilder 18 und 19. Der höchste Ölfilm-Druck, der bei größerer Ölmenge ein Vielfaches der spezifischen Lagerbelastung beträgt, nimmt an den einzelnen Meßstellen mit der Ölmenge ab. Es ist nicht anzunehmen, daß diese Druckabnahme auf eine Verlagerung der Welle, also des Druckberges bei abnehmender Ölmenge allein, zurückzuführen ist.

Um jedoch weitere Folgerungen auf den Schmierzustand im Lager ziehen zu können, ist es notwendig, den Druckverlauf an vielen Stellen aufzunehmen.

g) Lagerreibung

Außer den Betriebswerten im Lauf war auch das Verhalten des Lagers im Übergang (beim Anlaufen) interessant. Diese Fragen wurden durch gleichzeitige Messung der Lagerreibung untersucht.

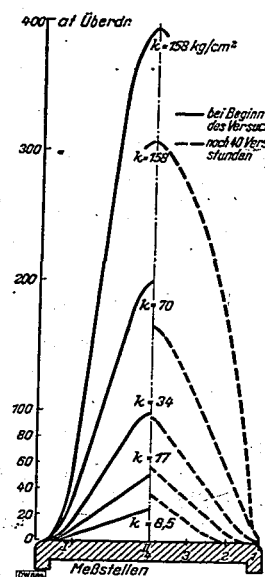


Bild 15 und 16. Axialer Druckverlauf in Abhängigkeit von der spezifischen Lagerbelastung k .
Gleitgeschwindigkeit $v = 5$ m/s;
Öl: 0,4 at Überdr., 40°C, 68 g/min.

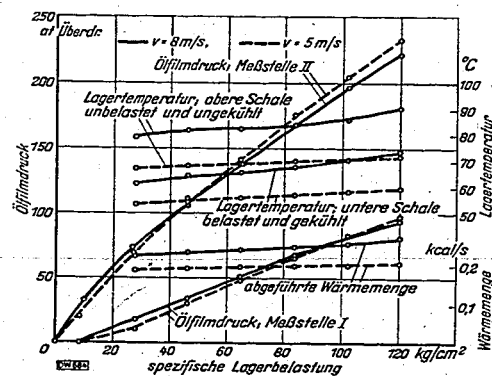


Bild 17. Ölfilmdruck, Lagertemperatur und abgeführte Wärmemenge in Abhängigkeit von der spezifischen Lagerbelastung.

Gleitgeschwindigkeit $v = 5$ m/s; Öl: 0,4 at Überdr., 40°C, 87 g/min;
Gleitgeschwindigkeit $v = 8$ m/s; Öl: 0,4 at Überdr., 40°C, 57 g/min;
Kühlwasser: 2000 g/min.

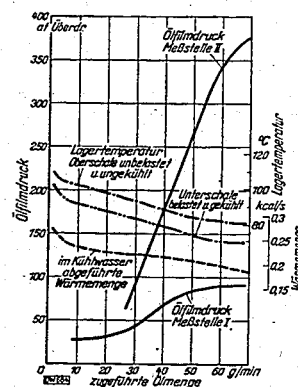


Bild 18. Ölfilmdruck, Lagertemperatur und abgeführte Wärmemenge in Abhängigkeit von der zugeführten Ölmenge.

Gleitgeschwindigkeit $v = 5$ m/s; spez. Lagerbelastung $k = 158$ kg/cm²; Öl: 80 bis 40°C, 0,35 bis 0,40 at Überdr.; Kühlwasser: 1000 g/min.

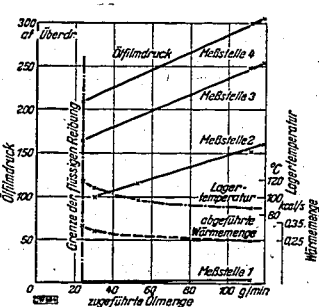


Bild 19. Ölfilmdruck, Lagertemperatur und abgeführte Wärmemenge in Abhängigkeit von der zugeführten Ölmenge.

$v = 8$ m/s; $k = 158$ kg/cm².

000821

Die Reibungsmessungen wurden mit Hilfe der in Bild 6 dargestellten Reibungswaage durchgeführt. Das Pleuel wurde dabei nicht wie bei den vorhergegangenen Versuchen gedrückt, sondern gezogen. Die Versuchsergebnisse sind in Bild 20 bis 25 aufgezeichnet.

h) Grenzdrehzahl und Lagerbelastung

Eine tragfähige Schmierkeilbildung eines kalten und deshalb dickflüssigen Öles tritt schon bei niedrigen Umdrehungszahlen (wenige U/min) auf. Bild 20 zeigt den Verlauf der Grenzdrehzahlkurve abhängig von der Belastung. Geringste Gleitgeschwindigkeiten genügen hier schon, um Flüssigkeitsreibung im Lager zu schaffen. Voraussetzung ist jedoch diese niedrige Lager- und Öltemperatur zur Bildung eines dickflüssigen tragfähigen Ölfilms.

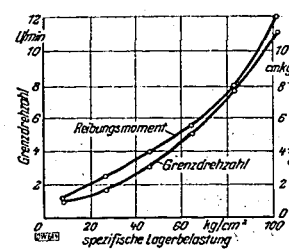
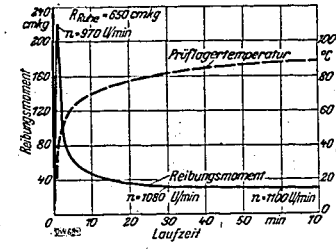


Bild 20. Grenzdrehzahl und Reibungsmoment in Abhängigkeit von der spezifischen Belastung bei einer Lager- und Öltemperatur von etwa 20°C.

Bild 21. Reibungsmoment und Prüflagertemperatur in Abhängigkeit von der Laufzeit. Anlaufvorgang. Spez. Lagerbelastung $k = 8,3$ kg/cm².



i) Lagerreibung im Anlaufzustand bei ruhender Belastung

Das Reibungsmoment nimmt, wie aus Bild 21 ersichtlich, beim Anfahren infolge des noch zähen Öles und kalten Lagers mit der Drehzahl zunächst stark zu, um mit steigender Lagertemperatur auch wieder entsprechend zu fallen. Beachtenswert ist das gegenüber Rollenlagern auch bei der kleinen Lagerbelastung von 8,3 kg/cm² große Reibungsmoment der Ruhe. Die große hydraulische Reibung nach dem Losbrechen des Lagers sichert auch dem bemessen geschmierten Lager die Bildung eines Schmierkeils durch restliche Ölbestände beim Anlaufen.

k) Reibungsmoment und Ölmenge

Wie aus Bild 22 und 23 ersichtlich ist, konnte auch mit Hilfe der Reibungsmomentenmessung die Grenze der flüssigen Reibung bei verschiedenen spezifischen Belastungen in Abhängigkeit von der Ölmenge gut gefunden werden. Das Reibungsmoment nimmt zunächst mit kleiner werdender Ölmenge infolge zunehmender Dünnschichtigkeit des Öles etwas ab, da bei geringerem Ölmenge durchfluß die Kühlung schlechter ist und die Lager- sowie Öltemperatur ansteigt.

Mit Erreichung der Grenze der flüssigen Reibung, bzw. bei Beginn der halbflüssigen Reibung steigt das Reibungsmoment wieder an, und zwar um so mehr, je höher die spezifische Belastung ist. Vielfach werden zwar Reibungsmessungen z. B. bei Lagerwerkstoff-Untersuchungen vernachlässigt, da der Wert dieser Messungen bei den meisten Meßmethoden wegen der vielfältigen fremden Einflüsse auf die Ergebnisse allerdings zweifelhaft ist. Reibungsmessungen, wie sie mit der im

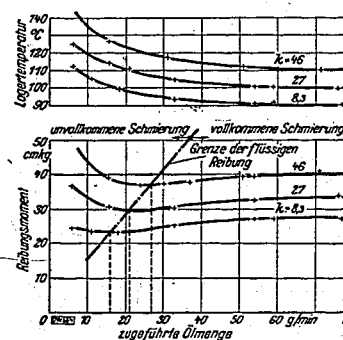
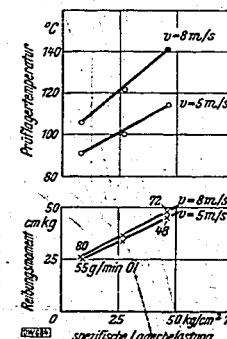


Bild 22 und 23. Reibungsmoment und Lagertemperatur in Abhängigkeit von der zugeführten Ölmenge bei verschiedenen spezifischen Lagerbelastungen. $v = 5$ m/s; Öltemperatur etwa 45°C.

Bild 24 und 25. Reibungsmoment und Prüflagertemperatur in Abhängigkeit von der spezifischen Lagerbelastung bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten v . Öl: 2 at Überdr., etwa 50°C.



Stuttgarter Institut gebauten Reibungswaage an einem Pleuellager bei ruhender Last möglich sind, geben jedoch wertvolle Erkenntnisse bei Untersuchungen im Gebiete halbflüssiger Reibung. Die Empfindlichkeit der Waage ist, wie die Meßergebnisse zeigen, ausreichend.

Der Einfluß des durch Wasser gekühlten Lagerkörpers auf das Reibungsmoment in Abhängigkeit von der Ölmenge konnte dabei noch nicht untersucht werden, da für die Wasserzu- und Ableitungen des Pleuellagerkörpers Änderungen an der Reibungswaage vorgenommen werden müssen.

Eine Steigerung der Gleitgeschwindigkeit hat eine Erhöhung der Lagertemperatur zur Folge, zeigt jedoch im vorliegenden Fall einen geringeren Einfluß auf das Reibungsmoment (s. Bild 24 und 25) als die Änderung der Lagerbelastung.

Die durch höhere Gleitgeschwindigkeit zu erwartende größere hydraulische Reibungsarbeit innerhalb der Ölschicht erhöht die Öltemperatur, das Öl wird dünnflüssiger, was wiederum ein Sinken der Reibung zur Folge hat (vgl. Bild 21).

5. Einfluß der Formgebung auf die Schmierung der Lager

Im Verlauf der Versuche wurde wiederholt festgestellt, daß die Art der Lagerbelastung einen erheblichen Einfluß auf die Belastbarkeit des Lagers ergibt.

Im Gegensatz zu der Lastaufbringung bei den bekannten Lagerprüfungen wurde bei den vorliegenden Versuchen das in eine sehr kräftig ausgebildete Pleuelstange eingesetzte Lager vom Kolbenbolzenlager der Stange aus mit Zug oder Druck belastet.

a) Lastrichtung und Öldurchflußmenge

Auffallend war zunächst die viel geringere Belastbarkeit der Lager auf Zug. Einen Hinweis auf die Ursache dieser Erscheinung ergab die Messung des Öldurchflusses durch die Lager bei gleich gehaltenem Öldruck in der in der Trennungsfuge liegenden Öltasche des Lagers.

Bild 26 zeigt an einem Leichtmetalllager einen starken Abfall der Durchflußmenge des Öls mit zunehmender Lagerbelastung und die gleichzeitig damit verbundene Temperatursteigerung, durch die die Belastbarkeit des Lagers begrenzt wird. Das Fallen der Öldurchflußmenge auf 24 g/min trotz des hohen Druckes in der Öltasche von 3 at Überdr. wird durch Verengungen des Durchflußquerschnitts im Lager bedingt. Auch im theoretisch starren Lager tritt bei höherer Last eine Verengung des kleinsten Schmierfilms ein; dieser starke Abfall der Öldurchflußmenge ist jedoch darauf nicht zurückzuführen.

In Bild 27 ist die Öldurchflußmenge sowie die Lagertemperatur in Abhängigkeit von der spezifischen Belastung der oberen Schale (bei Zugbelastung) und der unteren Schale (bei Druckbelastung) des Bleibronzelagers aufgezeichnet. Bei Druckbelastung ist nur ein geringer Abfall der Öldurchflußmenge und eine entsprechend geringe Temperatursteigerung mit zunehmender Belastung festzustellen. Wie bei dem Leichtmetalllager erfolgt aber auch bei dem Bleibronzelager der starke Abfall der Öldurchflußmenge bei Zugbelastung und die Begrenzung der Lagerbelastung durch den steilen Anstieg der Lagertemperatur.

Die Bleibronze-Lagerschale (Nr. 1) mit Gittermetallausguß mit durchschnittlich 0,1 mm Spiel konnte nur bis 41 kg/cm² belastet werden bei einer Lagertemperatur von 144°C. Die Öldurchflußmenge betrug dabei 28 g/min trotz eines Öldruckes in der Öltasche von 3,0 at Überdr.

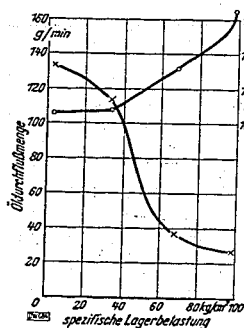


Bild 26. Öldurchflußmenge und Lagertemperatur in Abhängigkeit von der spezifischen Lagerbelastung beim gezogenen Pleuel.

$v = 6,2$ m/s;
Öl: 3 at Überdr.,
etwa 50°C.

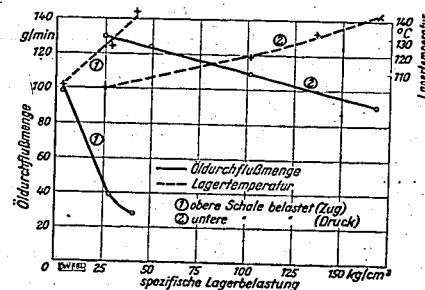


Bild 27. Öldurchflußmenge und Lagertemperatur in Abhängigkeit von der spez. Lagerbelastung bei Zug- und Druckbeanspruchung des Pleuellagers (Bleibronzelager).

$v = 6,2$ m/s; Öltemperatur 60°C; Öldruck in der Öltasche 3,0 at Überdr.

000822

Bei der Belastung der unteren Lagerschale, also bei Druckbeanspruchung des Pleuellagerkörpers konnte jedoch das Lager mit 168 kg/cm² belastet werden bei einer Lagertemperatur von 144°C. Die Öldurchflußmenge betrug hierbei immer noch 90 g/min.

b) Verformung des Lagerkörpers

Der sehr starke Abfall der Öldurchflußmenge bei Belastung des Pleuels auf Zug ist auf die dabei eingetretene Verformung des Pleuellagers zurückzuführen. Durch Messung mit Mikrometer am Lagerkörper außen in der Nähe der Trennfuge kann auf Änderungen des Lagerdurchmessers von 0,09 mm zwischen Zug und Druckbelastung (± 168 kg/cm²) der Pleuelstange geschlossen werden. Die dadurch entstehenden Öleintrittsquerschnitte (Bild 28) ergeben ein Abdrosseln der Ölzufuhr zum belasteten Lagergebiet bei einer Zugbelastung des Lagers. Eine Verformung des Pleuellagers tritt bekanntlich aber auch schon bei verschieden starker Spannung der Verbindungsschrauben ein. Zum

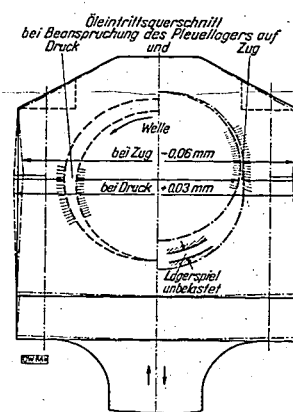


Bild 28. Pleuellager-Verformung bei Zug- und Druckbelastung. Verformung und Lagerspiel 100fach übertrieben, $k = 168$ kg/cm².

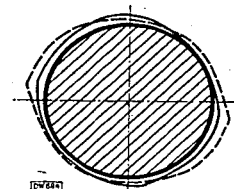


Bild 29. Verformung eines in einem heutigen Motor verwendeten Pleuellagers bei verschiedenen starker Zusammenspannung. — Abmessung der Lagerbohrung, fest zusammengespant — Abmessung der Lagerbohrung, weniger fest zusammengespant. Die Hülse wurde dabei um 1/4 Umdrehung gedreht.

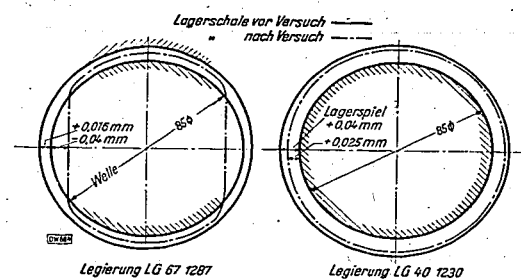


Bild 30 und 31. Plastische Verformung von Leichtmetall-Lagern. Verformung und Lagerspiel 200fach übertrieben.

Vergleich wurde ein in einem Motor verwendetes Pleuel bei verschiedener Vorspannung der Schrauben im unbelasteten Zustand vermessen. Die in Bild 29 gezeigten Änderungen und Verlagerungen des Lagerspiels können auch hier die Schmierung wesentlich beeinflussen.

Bei Laufversuchen mit Leichtmetallagern wurde eine weitere Erscheinung einer Laufspieländerung festgestellt.

Auffallend war, daß sämtliche Lagerdurchmesser nach dem Lauf, bei dem noch keine große Abnutzung auftreten konnte, meßbar kleiner wurden (Bild 30, 31). Eine Meßungenauigkeit lag nicht

Zahlentafel 1.

Einfluß des Lagerspiels auf die Belastbarkeit beim gezogenen Pleuel

Lagerwerkstoff	Durchschnittl. Lagerspiel mm	Spezifische Lagerbelastung kg/cm ²	Lagertemperatur °C	Öldurchflußmenge g/min	Gleitgeschwindigkeit m/s
Leichtmetall Nr. 1 LG 67 1287	0,045	165	125	87	6,2
Leichtmetall Nr. 7 LG 40 1280	0,07	98	165	24	6,2
Bleibronze Nr. 1 mit Gittermetallausguß	0,10	41	144	28	6,2

vor. Durch Versuche an anderer Stelle [4] wurde diese Feststellung bestätigt und mit der verschiedenen starken Wärmeausdehnung der Leichtmetall-Lagerschale im Stahlpleuel, die zu plastischen Formänderungen führt, erklärt. Durch weitere Versuche wird man in diese Erscheinung noch tiefer eindringen.

Die Größe des durchschnittlichen Lagerspiels ist bei dem auf Zugbeanspruchung so empfindlichen Lagerteil ebenfalls wesentlich.

Die Versuchsergebnisse, die allerdings hinsichtlich dieser Frage noch weitergehend nachgeprüft werden müßten, ergaben eine Zunahme der Belastbarkeit mit kleinerem durchschnittlichem Lagerspiel, Zahlentafel 1, bei dem anscheinend eine ölsperrende Verformung der Lagerschale weniger möglich ist.

c) Einfluß auf die Öldruckverteilung im Lager

Die starke Verschlechterung der Belastbarkeit des gezogenen Pleuellagers muß sich auch in der Öldruckverteilung des Schmierfilms bemerkbar machen. Während beim gedrückten Pleuel die Druckverteilung über die Lagerlänge durchaus den theoretischen und an anderen Stellen gefundenen Werten entsprach (vgl. Bild 15, 16), wurden im gleichen Lager bei Zugbelastung sehr unregelmäßige Öldruckverteilungen gemessen, Bild 32, 33, die sich mit der Belastung änderten.

Nach auffälliger waren die Abweichungen von den nach den üblichen Ansichten zu erwartenden Druckverteilungen in den Leichtmetallagern. Es wurden Versuche durchgeführt mit einer Leichtmetall-Lagerschale (LG 67 1287)⁴⁾. Die Lagerschalen waren im Lagerkörper vom Hersteller mit Diamant ausgebohrt worden. Das Lagerspiel betrug im Durchschnitt 0,045 mm. Die Belastung erfolgte auf die obere Lagerschale, das Pleuel wurde also gezogen. Dabei konnte das Lager nach kurzer Einlaufzeit bis zu 165 kg/cm² belastet werden bei einer Lagertemperatur von 135°C und einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 6,2$ m/s. Die Öldurchflußmenge war dabei 87 g/min; die Ölzufußtemperatur 36°C. Nach dem Ausbau konnte eine bleibende Verformung der Lagerschale an der Trennfuge (0,117 mm) festgestellt werden (s. Bild 30).

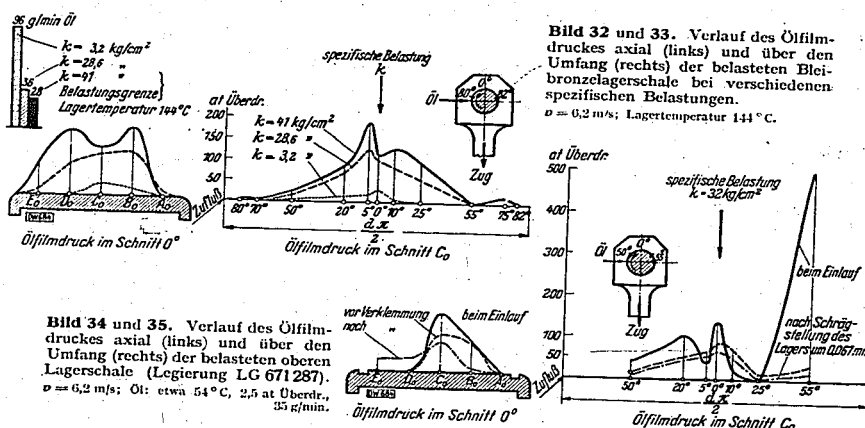


Bild 34 und 35. Verlauf des Öldruckes axial (links) und über den Umfang (rechts) der belasteten oberen Lagerschale (Legierung LG 671 287). $v = 6,2$ m/s; Öl: etwa 54°C, 2,5 at Überdr., 35 g/min.

Das ohne jegliche Änderung wieder eingebaute Lager zeigte zunächst beim Einlauf schon bei der geringen spezifischen Belastung von 32 kg/cm² hohe Öldrucke bis zu 500 at Überdr., und zwar nicht im höchstbelasteten Gebiet, sondern mehr in der Nähe der Trennfuge, also dort, wo die Lagerschale sich stärker verformt und dadurch das Lagerspiel kleiner wird (s. Bild 34, 35). Der Öldruckverlauf ist sehr unregelmäßig und entspricht keinesfalls dem angestellten theoretischen und bei sehr sorgfältiger Versuchsvorbereitung und Einrichtung erreichten Verlauf.

Das wiederingelaufene Lager hatte später einen gleichmäßigen Druckverlauf. Die axiale Druckverteilung, die ebenfalls gestört ist, konnte durch seitliches Verkleben der Pleuelstange (Schrägstellung des Lagers um 0,067 mm) etwas beeinflußt werden.

⁴⁾ Die Lagerschale wurde von einem Motoren-Werk zur Verfügung gestellt.

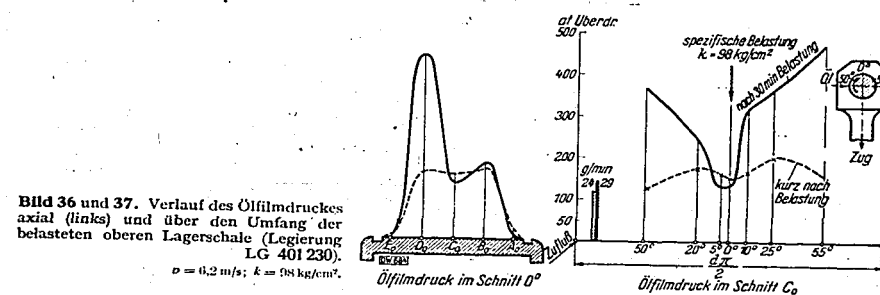


Bild 36 und 37. Verlauf des Öldruckes axial (links) und über den Umfang (rechts) der belasteten oberen Lagerschale (Legierung LG 401 230). $v = 6,2$ m/s; $k = 98$ kg/cm².

Ein weiterer Versuch mit einer Leichtmetall-Lagerschale (LG 40 1230) gestattete mit einem Lagerspiel von 0,07 mm einer Lagerbelastung von 98 kg/cm² bei einer Temperatur von 165°C. Der Druckzustand des Lagers, Bild 36 und 37, der anfangs, ohne dem erstrebten Verlauf zu entsprechen, noch ausgeglichen war, änderte sich nach 30 Minuten Laufzeit bei gleichen Bedingungen sehr stark. Die Zunahme des Öldruckes in Richtung der Lagerschalenkante ist ebenfalls ein Beweis für die eingetretene Verformung bzw. Verkleinerung des Lagerspiels in der Nähe der Trennfuge.

Welcher Anteil dieser Verformung auf die Belastung und welcher auf die ungleiche Wärmeausdehnung von Lagerkörper und Schale zurückzuführen ist, muß noch geklärt werden. Der bei gleichbleibender Belastung auftretende Druckanstieg in der Schmierschicht in der Nähe der Trennfuge bei steigender Lagertemperatur läßt darauf schließen, daß sich hier auch Verformungen infolge Wärmeausdehnung bemerkbar machen. Diese Lagerschale hatte jedoch gegenüber der Leichtmetall-Lagerschale Nr. 1 eine kleinere bleibende Verformung (s. Bild 31).

Die Versuche können nur als Stichversuche gewertet werden. Sie zeigen aber, daß die Lagerprüfung sehr stark von den Versuchsbedingungen beeinflußt wird und daß nur eine Prüfung unter wirklichen Bedingungen wirklichkeitsgetreue Werte liefert, daß also die Prüfung eines Pleuellagers nur im Pleuel selbst erfolgen kann.

Dagegen ist eine Lagerprüfung, die zwar von dieser Bedingung abweicht, wohl geeignet, z. B. für die Werkstoff- und Schmiermittelauswahl wertvolle Auslese zu schaffen.

Die Ergebnisse gelten zunächst für ruhende Belastung. Wie weit jedoch die bei ruhender Belastung auftretende Störung der Schmierfilmbildung infolge Verformung auch für das wechselbelastete Lager zutrifft, muß noch durch weitere Versuche mit Wechsellast festgestellt werden. Denkbar wäre es, daß bei raschem Lastwechsel die bei ruhender Belastung mögliche Verformung nicht ganz zur Auswirkung kommt.

Durch elastische Verformungen des Pleuellagerkörpers wird die Aufnahme der Kräfte durch das Lager ungünstig beeinflusst; außerdem werden Dauerbiegekräfte im Lagerwerkstoff ausgelöst.

Die Messungen zeigen erneut, daß der Lagerkörper einen wesentlichen Einfluß auf den einwandfreien Betrieb der Lager hat. Gleichmäßige Belastung der einzelnen Lager, sowie die Aufnahme der Kräfte von der ganzen Lauffläche, sind Forderungen, die selbst bei geringen zur Verfügung stehenden Einheitsgewichten unbedingt angestrebt werden müssen. Ob diese Forderung durch eine heute vielfach angestrebte, sehr starre Bauweise, die auch bei der üblichen Lagerprüfung hohe Belastungswerte ergibt, oder durch eine richtige elastische Bauweise erfüllt werden kann, muß die Entwicklung lehren.

Die heutigen hohen spezifischen Lagerdrücke sind nur zum Teil an der Zerstörung eines Lagerschuld. Die Abnutzungserscheinungen der versagenden Lager zeigen, daß nur Bruchteile der Lagerfläche zum Tragen kommen. Es muß also dafür gesorgt werden, durch konstruktive Maßnahmen diesen Schwierigkeiten zu begegnen. Die heutigen Lagerwerkstoffe dürften dann bei den gleichen Abmessungen noch bessere Ergebnisse zeigen.

6. Zusammenfassung

Im Rahmen der Aufgabe, bemessene Schmierung am handelsüblichen Fahrzeugmotor anzuwenden, wurden die Lauf- und Schmierbedingungen eines Pleuel- und Gleitlagers bei bemessener Schmierung auf einem dazu gebauten Prüfstand untersucht.

Durch Messungen an der Grenze der flüssigen Reibung mit elektrischen Widerstandskontakten, durch Temperatur-, Reibungs- und Ölmengenmessung, sowie Feststellung der Druckverteilung an den

in die Pleuelstange eingebauten Lagerschalen aus Bleibronze mit Gittermetall und aus Leichtmetall wurden Zusammenhänge zwischen Mindestölmenge und Lagerbelastung festgestellt.

Die Mindestölmenge und die Belastung sind hauptsächlich durch die Lagertemperatur bestimmt, die durch die Ölzuflußtemperatur und die Kühlung des Lagers gegeben ist.

Zusätzliche Kühlung des Lagers gestattet eine weitgehende Herabsetzung des Ölbedarfes (auf den zehnten Teil). Übermäßige Ölzuführung zum Lager ergibt keine unmittelbare Verbesserung der Schmierverhältnisse, sondern nur eine mittelbare Steigerung der Betriebssicherheit durch die dabei auftretende Kühlwirkung des Durchflußöles. Eine gleiche Wirkung würde auch mit weniger Öl bei andersartiger zusätzlicher Kühlung des Lagers erreicht werden. Dies ist zu erstreben, da die Rückkühlung des Öles stets Schwierigkeiten bereitet.

Bemessene Schmierung des Gleitlagers in der Größenordnung des Schmierbedarfes für den Kolben und Zylinder ist jedoch nicht möglich, da bei bemessener Zylinderschmierung der Ölbedarf auch eines größeren hoch belasteten Zylinders bis zu 5 g/PSH gesenkt werden kann und dieser Wert weit unter dem für die Lagerschmierung benötigten Ölbedarf liegt.

Wenn es gelingt, ausreichende Lagerkühlung ohne Öldurchfluß zu erreichen, dürften besondere Maßnahmen zur Stauung des Öles im Lager auch eine weitere Senkung des Ölbedarfes für das Lager bringen.

Die Prüfung der Lager in einer dem Pleuelaufbau entsprechenden Einspannung führte zu Ergebnissen, die erheblich von den gewohnten Meßwerten bei bisher üblichen Lagerprüfungen mit möglichst ausgeglichener und starrer Befestigung der Versuchslager abweichen. Es trat eine starke Abhängigkeit von den konstruktiven Bedingungen und den Verformungen des Lagers unter Last auf, die die üblicherweise erwarteten Öldruckverteilungen im Lager ändern.

Die starken Abweichungen zwischen den vielfach hervorragenden Prüfstandsergebnissen und den praktischen Ergebnissen in der Anwendung sind durch diese Messungen weiter geklärt.

Für die allgemeine Wertung der Lagerversuche muß nach den Erkenntnissen dieser Arbeit angestrebt werden, Lagerversuche im Grenzgebiet der Schmierung unter Bemessung der Schmierölmengen durchzuführen, um auch die Einflüsse zwischen den Wechselbeziehungen von Metall zu Metall und von Öl zu Metall festzustellen. Diese Zusammenhänge sind für die Notlaufeigenschaften eines Lagers wichtig und dürfen bei der Prüfung nicht durch übermäßige Ölbeschickung verwischt werden. Die Einwirkung der Gestaltungsmaßnahmen auf die Laufeigenschaften eines Lagers können ebenfalls nur an Lagern untersucht werden, die der Wirklichkeitsausführung entsprechen. Man wird deshalb anstreben, für die Lagerprüfung neben den grundlegenden Untersuchungen über das Wesen des Gleitlagers und über Werkstoff- und Ölfragen im üblichen Lagerprüfstand die Gestaltungseinflüsse nach Art der hier durchgeführten Versuche weiter zu klären.

7. Schrifttum

- [1] A. Riebe, Anwendungs- und Belastungsmöglichkeiten eines neuen Gleitlagers in den Abmessungen der Wälzlager, Autom.-techn. Z. Bd. 37 (1934) S. 133.
- [2] H. Mann, Beiträge zur Gleitlagerfrage in schnelllaufenden Verbrennungsmaschinen, Autom.-techn. Z. Bd. 39 (1936) S. 290.
- [3] Piet Hein, Experimentelle Untersuchung der Grenzbedingungen flüssiger Reibung im oszillierend belasteten Lager, Diss. T. H. Karlsruhe 1932.
- [4] E. Gilbert und A. Buske, Gleitlager-Untersuchungen, Jb. 1936 d. Lilienthal-Ges. f. Luftf.-Forsch., Berlin u. München: R. Oldenbourg 1937, S. 372.
- [5] W. Nücker, Über den Schmiervorgang im Gleitlager, VDI-Forsch.-Heft 352, Berlin: VDI-Verlag 1932.
- [6] E. Rotzoll, Untersuchungen an einem Gleitlager für die Hauptspindel der Feinbearbeitungsmaschinen, Diss. T. H. Hannover 1935.
- [7] M. Stone, Film Lubrication in Sleeve Bearings, Trans. Amer. Soc. mech. Engrs. Bd. 57 (1935) S. A-59.
- [8] E. Heidebrock, Zur Theorie der Flüssigkeitsreibung zwischen Gleit- und Wälzflächen, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 6 (1935) S. 161.
- [9] G. Vogelbein, Hydrodynamische Lagertheorie und halbflüssige Reibung, Z. angew. Math. Mech. Bd. 16 (1936) S. 371.
- [10] S. Kyropoulos, Schmierung und Schmiermittel, Metallwirtsch. Bd. 12 (1933) S. 62.
- [11] A. Klemencic, Die Haftfestigkeit von Öl an Metall als Maß für die Schmierfähigkeit bei gemischter Reibung, Ing.-Arch. Bd. 6 (1935) S. 183.
- [12] S. Kyropoulos u. E. I. Shober, Ein einfaches Verfahren zur Bestimmung des nichtviskosen Reibungskoeffizienten dünner Schmierschichten, Ing.-Arch. Bd. 7 (1936) S. 222.
- [13] S. Kyropoulos, Die physikalisch-chemischen Grundlagen der Schmiervorgänge, Druckschrift Schmierung, Selbstverlag der DAPG, S. 29.
- [14] D. R. Pye, Oberflächenfilm und Schmierung, J. roy. aeron. Soc. Bd. 2 (1936) Nr. 310 S. 754.
- [15] W. Endreß, Elastische Lagerschalen, Z. VDI Bd. 79 (1935) S. 982.
- [16] O. Heyer, Lagermetallprüfmaschine mit dynamischer Belastung, Luftf.-Forsch. Bd. 14 (1937) S. 14.

000824

Untersuchungen an Fahrzeugdieselmotoren

Von Dr.-Ing. P. RIEKERT und Dipl.-Ing. H. ERNST, Stuttgart¹⁾

Die Versuchsarbeiten hatten das Ziel, die mit der Entwicklung der Fahrzeug-Dieselmotoren zusammenhängenden technischen Fragen so zu klären, daß die Hersteller Kenntnis über wesentliche Eigenschaften ihrer Motoren und damit Grundlagen für die Weiterentwicklung erhielten. Die Untersuchungen wurden deshalb im Benchmen mit der deutschen Kraftfahrzeug-Industrie so durchgeführt, daß die Bedürfnisse der Herstellerwerke in zweckentsprechender Weise mit den nach dem jeweiligen Stand der Erkenntnisse gegebenen Möglichkeiten berücksichtigt wurden. Dadurch ergab sich im Laufe der Versuche immer wieder die Aufgabe, Meßgeräte neu zu entwickeln oder vorhandene Geräte und Verfahren zu vervollkommen. Unter anderem gelang es auf diese Weise, die Anwendung des Quarzes für die Druckmessung zu einer brauchbaren Meßmethode zu entwickeln. Mit der Durchführung der Versuche sollte ferner eine Verbindung zwischen Herstellung und Forschung geschlossen werden, die es den Werken ermöglicht, sich weiterhin die entwickelten Geräte und Methoden durch eigene Anwendung oder durch Erteilung der entsprechenden Versuchsaufträge zunutze zu machen. Die Einzelergebnisse sind in verschiedenen Berichten und Veröffentlichungen niedergelegt (siehe am Ende der Arbeit).

1. Aufbau der Motoren, Meßverfahren

Zur Durchführung der Untersuchungen waren sämtliche Motoren auf dem Prüfstand, soweit möglich, in gleicher Weise aufgebaut. Als Bremsmittel diente eine Krupp-Wasserbremse der Type A 40/50, welche mit Hardy-Scheiben angekuppelt war. Sofern bei den stärkeren Motoren die Wasserbremse in den niedrigen Drehzahlen die Motorleistung nicht mehr aufnehmen konnte, wurde ein in einem Pendelrahmen gelagertes Getriebe zwischen Motor und Bremse eingeschaltet. Die Kühlung der Motoren erfolgte in Gegenstromwasserkühlern. Das Kühlergebläse und die Lichtmaschine wurden wegen des einheitlichen Vergleiches abgeschaltet, soweit dies mit Rücksicht auf den Antrieb der Kühlwasserpumpe möglich war. Zur Feststellung der genauen Drehzahl war der selbsttätige FKFS-Stichdrehzähler an die Bremse angeschlossen.

Die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs wurde zunächst raummäßig in geeichten Meßgläsern durchgeführt und der gewichtsmäßige Verbrauch errechnet. Die Temperaturen des ein- und austretenden Kühlwassers und des Schmieröls wurden mit elektrischen Widerstandsthermometern aufgenommen. Ein in den Kühlwasserumlauf eingeschalteter Trommelzähler wurde zur Feststellung der umlaufenden Kühlwassermenge verwendet.

Der Druckverlauf im Verbrennungsraum und im Einspritzsystem wurden mit FKFS-Quarzgebern und Gleichstromverstärker, die Bewegung der Düsenadel mit einem FKFS-Hochfrequenzmeßgerät aufgenommen. Um den gegenseitigen Einfluß bzw. die zeitliche Lage der verschiedenen Vorgänge bei einer Verbrennung einwandfrei festlegen zu können, wurden alle Vorgänge gleichzeitig mit einem Mehrschleifenoszillographen aufgenommen.

Die Ermittlung von Leistung und Verbrauch konnte im allgemeinen nur dann durchgeführt werden, wenn für die zu messenden Bedingungen der Beharrungszustand des Motors herbeigeführt werden konnte. Die gemessene Höchstleistung stellt mithin keinen Augenblickswert dar, sondern wird vom Motor über längere Zeit abgegeben; dabei mußte dann das Schmieröl im allgemeinen über das dem Fahrtwind entsprechende Maß gekühlt werden.

Die bei Beginn der Untersuchungen vorhandenen Meßgeräte, insbesondere die Druckmeßgeräte, genügten den an sie zu stellenden Anforderungen teils überhaupt nicht, teils nur in unvollkommener

¹⁾ Die vorliegenden Untersuchungen konnten im Rahmen des Forschungsprogramms des Reichsverkehrsministeriums durchgeführt werden. Das Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart dankt an dieser Stelle dem Herrn Reichs- und Preussischen Verkehrsminister für die zur Durchführung der Forschungsaufgabe gegebene Unterstützung.

Weise. Eine wichtige Aufgabe der Versuche bestand deshalb, wie schon erwähnt, darin, neue Meßgeräte zu entwickeln, soweit sie nicht beschafft werden konnten. Naturgemäß gelang dies erst im Laufe der Versuche, so daß bei den zuerst untersuchten Motoren nicht immer diejenigen Feststellungen gemacht werden konnten, welche gegen Ende der Versuche möglich waren.

2. Die Kennzahlen der untersuchten Motoren, Vergleichsmöglichkeiten

Im Rahmen der Versuche wurden ein Fahrzeug-Motor mit unmittelbarer Einspritzung, mehrere Motoren mit Vorkammer, je ein Motor mit MWM-Luftspeicher, Wirbelkammer und Wälzkammer untersucht.

Sämtliche Motoren arbeiteten nach dem Viertaktverfahren. Der Hubraum je Zylinder lag zwischen 0,75 und 2 l, die Höchstzahl entsprechend zwischen 2200 und 1400 U/min. Das Verdichtungsverhältnis bewegte sich zwischen 1:14 und 1:19,5, die am höchsten verdichtenden Motoren waren im allgemeinen Vorkammermotoren, die unmittelbare Einspritzung hatte das kleinste Verdichtungsverhältnis. Eine Zusammenstellung der wichtigsten Kennwerte der Motoren ist aus Zahlentafel 1 ersichtlich.

Motor Nr.	Verbrennungsverfahren	Hubraum je Zylinder	Verdichtungsverhältnis	Höchstzahl U/min
1	Unmittelbare Einspritzung	2,0	1:14	1400
2	Vorkammer	1,9	1:18	1500
3	Vorkammer	1,2	1:17	2000
4	Vorkammer	1,2	1:17	2000
5	Vorkammer	1,2	1:16,5	2000
6	Vorkammer	0,7	1:19,5	2000
7	Luftspeicher	1,3	1:17,5	2000
8	Wirbelkammer	1,5	1:14,4	1800
9	Wälzkammer	1,1	1:18	1800

Zahlentafel 1.
Untersuchte Fahrzeugdieselmotoren

Die verschiedene Größe des Hubraumes sowie die Verschiedenartigkeit des konstruktiven Aufbaues der einzelnen Motoren müssen bei einem unmittelbaren Vergleich der Ergebnisse mit den einzelnen Verbrennungsverfahren berücksichtigt werden. Weiter muß beachtet werden, daß es nicht immer möglich war, das Gebläse für den Kühler abzuschalten, so daß also für diesen Fall gegenüber den übrigen Messungen noch die Leistung des Kühlergebläses berücksichtigt werden muß. An einigen Motoren wurde zur Beobachtung des Verhaltens bei Überbelastung die Einspritzpumpe über den für den Fahrbetrieb eingestellten Anschlag hinaus geöffnet. Die Ermittlung des Druckverlaufs im Hauptbrennraum konnte an manchen Motoren nur durch eine verhältnismäßig enge Bohrung durchgeführt werden, weshalb mitunter Drosselerscheinungen auftraten. Die Auswertung der Meßergebnisse erfolgte unter Zugrundelegung der Tageswerte, da infolge anderer Einflüsse eine Umrechnung auf gleiche atmosphärische Verhältnisse keine besser vergleichbaren Werte ergeben hätte. Unter Berücksichtigung dieser Umstände ist aber ein Vergleich ohne weiteres möglich.

3. Leistung, mittlerer wirksamer Kolbendruck, Drehmoment und spezifischer Kraftstoffverbrauch

Eine Übersicht über den gesamten Leistungs- und Verbrauchsbereich des einzelnen Motors gehen die Bilder 1 bis 21. Um die Kennwerte der einzelnen Motoren auch gegeneinander unmittelbar vergleichen zu können, wurde eine vom Hubraum unabhängige Darstellungsweise gewählt. In Abhängigkeit von der Drehzahl läßt sich die auf die Einheit des Hubraums bezogene Leistung mit dem zugehörigen Drehmoment sowie der bei einem bestimmten spezifischen Kraftstoffverbrauch mittlere wirksame Kolbendruck entnehmen. Die durch den Pumpenanschlag bestimmte höchst erreichbare Leistung ist als Kurve oben eingetragen. Praktisch liegt sie stets an der Rußgrenze.

a) Bei voller Pumpenöffnung, wie sie vom Herstellerwerk jeweils eingestellt war, lagen die im Dauerzustand erreichten Höchstwerte für die Literleistungen mit Gasöl zwischen 8 und 13,5 PS/l Hubraum. Mit Teeröl ergaben sich praktisch gleich hohe Werte.

Erwartungsgemäß stiegen mit abnehmendem Hubraum des einzelnen Zylinders die Literleistungen an. Dabei zeigte sich, daß bei den Motoren mit kleinen Zylindereinheiten die Belastungsgrenze mehr durch die Forderung nach einwandfreier Verbrennung, bei den größeren Zylindereinheiten mehr durch die Grenze der thermischen Beanspruchung gegeben war.

000825

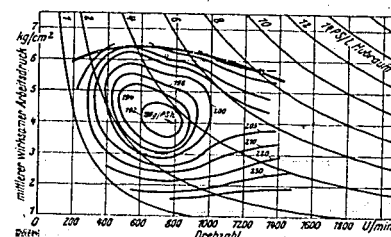


Bild 1. Motor 1 mit unmittelbarer Einspritzung; Kraftstoff: Gasöl.

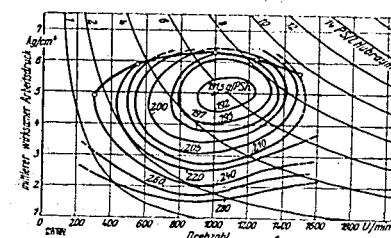


Bild 2. Motor 2 mit Vorkammer; Kraftstoff: Gasöl.

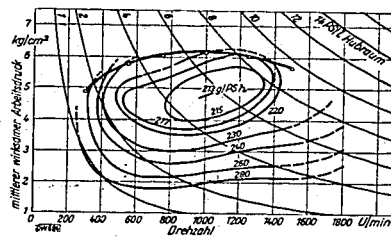


Bild 3. Motor 2 mit Vorkammer; Kraftstoff: Rositzer Braunkohlenteer (Grenzöl I).

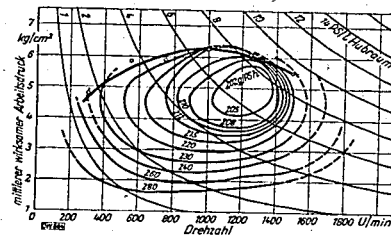


Bild 4. Motor 2 mit Vorkammer; Kraftstoff: Rositzer Braunkohlenteer (Grenzöl II).

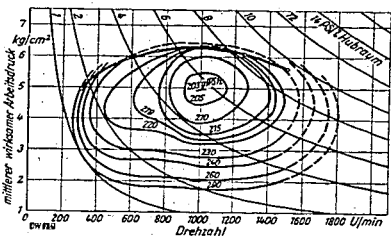


Bild 5. Motor 2 mit Vorkammer; Kraftstoff: Webauer Braunkohlenteer (Grenzöl I).

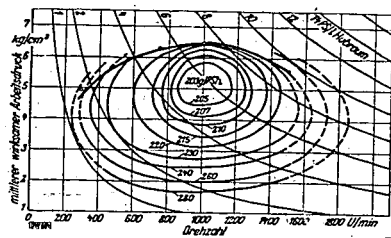


Bild 6. Motor 2 mit Vorkammer; Kraftstoff: Webauer Braunkohlenteer (Grenzöl II).

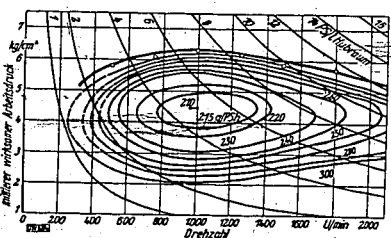


Bild 7. Motor 3 mit Vorkammer; Kraftstoff: Gasöl.

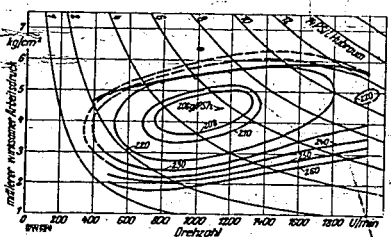


Bild 8. Motor 4 mit Vorkammer; Kraftstoff: Gasöl.

Bild 1 bis 8. Mittlerer wirksamer Arbeitsdruck bei gleichem spezifischen Kraftstoffverbrauch und gleicher Literleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl für verschiedene Motoren und Kraftstoffe (vgl. auch Bild 9 bis 21).

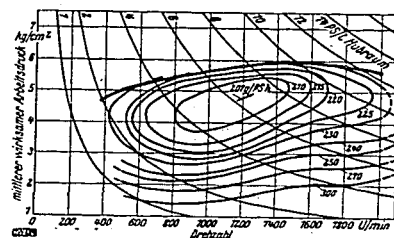
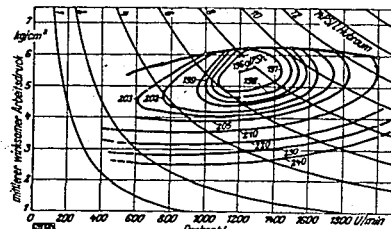
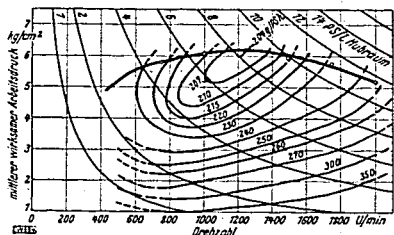
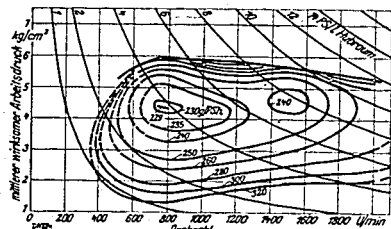
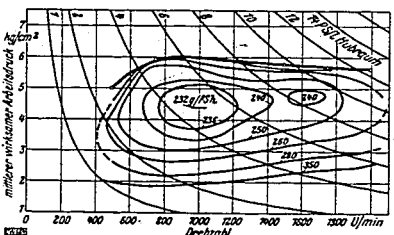
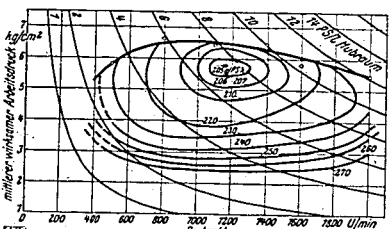
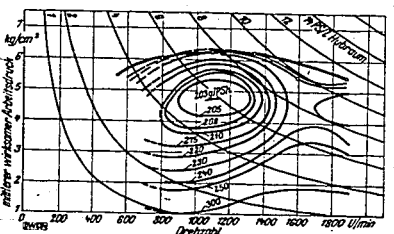
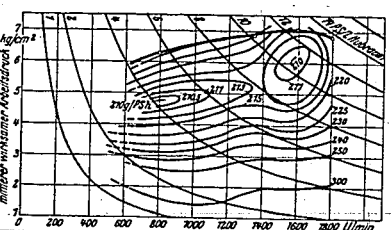
Bild 9. Motor 4 mit Vorkammer;
Kraftstoff: Deurgas.Bild 10. Motor 5 mit Vorkammer;
Kraftstoff: Gasöl.Bild 11. Motor 6 mit Vorkammer;
Kraftstoff: Braunkohlenteer.Bild 12. Motor 6 mit Vorkammer;
Kraftstoff: Gasöl.Bild 13. Motor 6 mit Vorkammer;
Kraftstoff: Teeröl.Bild 14. Motor 7 mit Luftspeicher;
Kraftstoff: Gasöl.Bild 15. Motor 8 mit Wirbelkammer;
Kraftstoff: Gasöl.Bild 16. Motor 8 mit Wirbelkammer;
Kraftstoff: Braunkohlenteeröl.

Bild 9 bis 16. Mittlerer wirksamer Arbeitsdruck bei gleichem spezifischem Kraftstoffverbrauch und gleicher Literleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl für verschiedene Motoren und Kraftstoffe (vgl. auch Bild 1 bis 8, 17 bis 21).

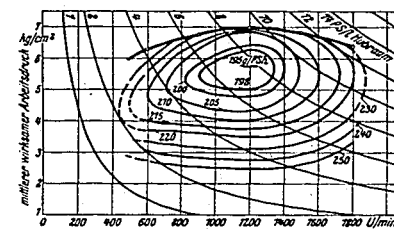
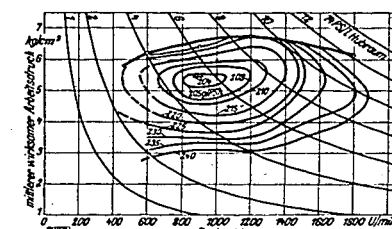
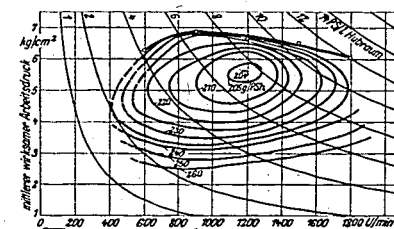
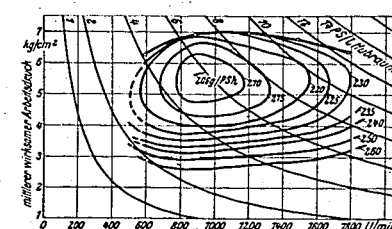
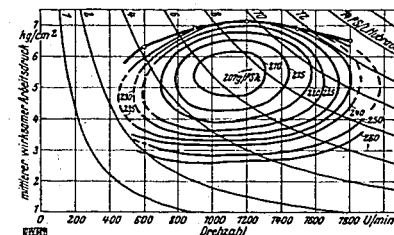
Bild 17. Motor 9 mit Wälzkammer;
Kraftstoff: Gasöl.Bild 18. Motor 9 mit Wälzkammer;
Kraftstoff: Rositzer Braunkohlenteeröl (Grenzöl I).Bild 19. Motor 9 mit Wälzkammer;
Kraftstoff: Rositzer Braunkohlenteeröl (Grenzöl II).Bild 20. Motor 9 mit Wälzkammer;
Kraftstoff: Webauer Braunkohlenteeröl (Grenzöl I).Bild 21. Motor 9 mit Wälzkammer;
Kraftstoff: Webauer Braunkohlenteeröl (Grenzöl II).

Bild 17 bis 21. Mittlerer wirksamer Arbeitsdruck bei gleichem spezifischem Kraftstoffverbrauch und gleicher Literleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl für verschiedene Motoren und Kraftstoffe (vgl. auch Bild 1 bis 16).

Im Bereich der vollen Belastung scheint die unmittelbare Einspritzung hinsichtlich der Forderung nach einwandfreier Verbrennung durch die Empfindlichkeit der Mehrlochdüsen den andern Verbrennungsverfahren unterlegen zu sein.

Bei den Verbrennungsverfahren mit unterteiltem Brennraum zeigte sich die Vorkammer gegen thermische Belastung am unempfindlichsten. So konnten zwei Vorkammermotoren (Nr. 3 und 6), der eine mit größerer Füllung, der andere mit 10% über der Höchstdrehzahl, ohne Anzeichen thermischer Überlastung gefahren werden. Aus dem Verhalten der übrigen Verbrennungsverfahren konnte geschlossen werden, daß sie bei voller Belastung im allgemeinen sich näher der Belastungsgrenze befanden.

Die Höchstwerte für die mittleren wirksamen Arbeitsdrücke lagen zwischen 6 und 7 kg/cm^2 . Die unmittelbare Einspritzung gab einen Arbeitsdruck von annähernd 6,5 kg/cm^2 . Die Vorkammermotoren gaben im allgemeinen niedrigere Werte, während die übrigen Verbrennungsverfahren darüber lagen, wobei die Wälzkammer mit 7 kg/cm^2 den Höchstwert erreichte.

Vergleicht man unter den einzelnen Verbrennungsverfahren die Wärmemenge, die im Kraftstoff an der Stelle des höchsten mittleren Arbeitsdruckes dem Brennraum, jeweils bezogen auf 1 l Hubraum, zugeführt wurde, so findet man an dem von den Hersteller-Werken für Vollast eingestellten Pumpen-

ansschlag, der als höchstzulässig für praktisch einwandfreien Betrieb anzusprechen ist, bei Vorkammermotoren einheitlich eine Wärmemenge von rd. 0,45 kcal, bei den übrigen Verbrennungsverfahren mit unterteiltem Brennraum 0,55 kcal je Arbeitsspiel und Liter-Hubraum. Man sieht hieraus, daß es mit Wälzkammer, Wirbelkammer oder Luftspeicher möglich ist, in einem gegebenen Hubraum bei noch hinreichend guter Verbrennung bis zu 20 % mehr Kraftstoff umzusetzen als mit Vorkammer, ein Umstand, der wohl auf die kräftige Durchwirbelung der Verbrennungsluft mit den Einspritzstrahlen, auf die bei diesen Verfahren Wert gelegt ist, zurückzuführen ist.

Der mittlere wirksame Arbeitsdruck erreicht im allgemeinen in den mittleren Drehzahlen seinen Höchstwert und fällt in den hohen Drehzahlen wieder ab. Einem größeren Höchstwert des wirksamen Arbeitsdruckes entspricht damit noch keine größere Literleistung, da einerseits der wirksame Arbeitsdruck im Gebiet der hohen Drehzahlen verschieden stark abfallen, andererseits auch die Drehzahlgrenze verschieden hoch liegen kann.

Tatsächlich ergaben sich bei den Verfahren mit Wälzkammer usw. infolge größerer thermischer Belastung (der größere Wärmeumsatz macht sich besonders bei hoher Drehzahl nachteilig bemerkbar), keine größeren Literleistungen als mit Vorkammerbetrieb, da entweder die Höchstdrehzahl nicht so hoch gehalten werden kann oder der mittlere wirksame Arbeitsdruck entsprechend stark abfällt.

b) Im Gebiet der Teilbelastungen lassen sich hinsichtlich der besten Ausnutzung der zugeführten Energie unter den einzelnen Verbrennungsverfahren praktisch keine Unterschiede feststellen. Es ergaben sich Geringstverbräuche bis zu 190 g/PS_h, was einem thermischen Wirkungsgrad von annähernd 33 % entspricht. — Mit Teeröl liegen die Verbräuche im allgemeinen um einige Hundertteile höher.

Bemerkenswert ist, daß die Drehzahl, in welcher der geringste spezifische Verbrauch liegt, im allgemeinen auch den höchsten, mittleren Arbeitsdruck ergibt. Es zeigt sich mithin, daß in der Regel die günstigste Umsetzung des Kraftstoffs in Leistung über den ganzen Belastungsbereich nur bei einer Drehzahl stattfindet. Dieser regelmäßige Verlauf wird vielfach dadurch gestört, daß infolge von Schwingungen oder sonstigen Unregelmäßigkeiten sich mehrere Verbrauchsmindestwerte einstellen. In einzelnen Fällen verschieben sich jedoch im unteren Belastungsgebiet die Mindestwerte der Verbrauchskurven den niedrigen Drehzahlen zu, ein Umstand, der für den Fahrbetrieb als günstig anzusprechen ist.

Die Bilder geben auch einen guten Überblick über das Verhalten der verschiedenen Kraftstoffe in den einzelnen Drehzahl- und Belastungsgebieten des Motors. Man sieht insbesondere, daß mit Gasöl ein gleichmäßiger Verlauf der Verbrauchskurven als mit Teeröl sich ergibt, daß im übrigen die Teeröle keine wesentlichen Unterschiede gegenüber dem Gasölbetrieb aufweisen und daß nur die schlechteren Teeröle günstigere thermische Bedingungen zur Verbrennung verlangen.

4. Wärmeverteilung

Die bei der Verbrennung umgesetzte Kraftstoffmenge wurde aufgeteilt in wirksame Leistung an der Kupplung, in den Anteil, der als Wärme im Kühlwasser abgeführt wird und in die aus Strahlungs-, Auspuffwärme usw. bestehenden restlichen Anteile. Auf den Bildern 22 bis 37 sind die Hundertteile des Kühlwasseranteils und des Leistungsanteils in Abhängigkeit vom mittleren wirksamen

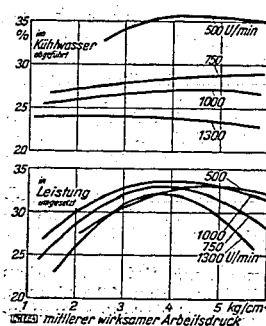


Bild 22 und 23.
Motor 1 mit unmittelbarer Einspritzung;
Kraftstoff: Gasöl.

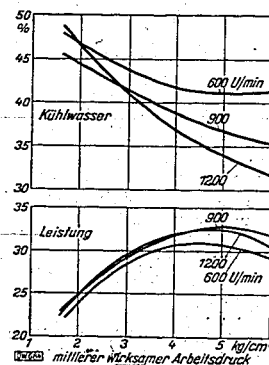


Bild 24 und 25.
Motor 2 mit Vorkammer; Kraftstoff: Gasöl.

000827

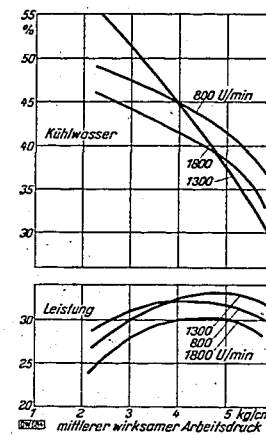


Bild 26 und 27.
Motor 4 mit Vorkammer; Kraftstoff: Gasöl.

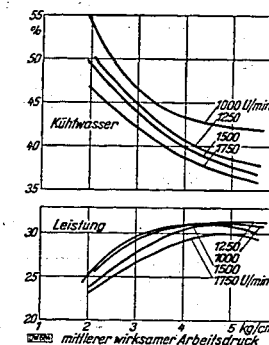


Bild 28 und 29.
Motor 5 mit Vorkammer; Kraftstoff: Gasöl.

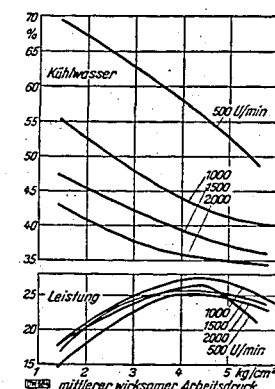


Bild 30 und 31.
Motor 6 mit Vorkammer; Kraftstoff: Gasöl.

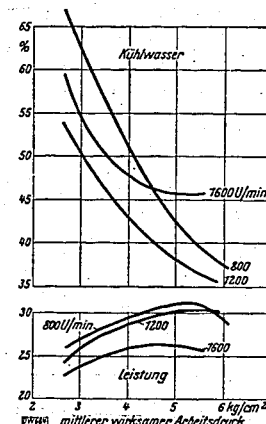


Bild 32 und 33.
Motor 7 mit Luftspeicher;
Kraftstoff: Gasöl.

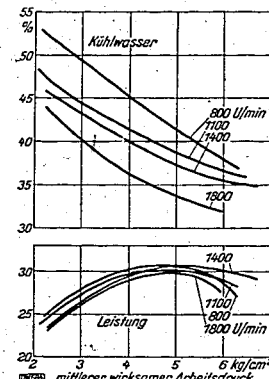


Bild 34 und 35.
Motor 8 mit Wirbelkammer;
Kraftstoff: Gasöl.

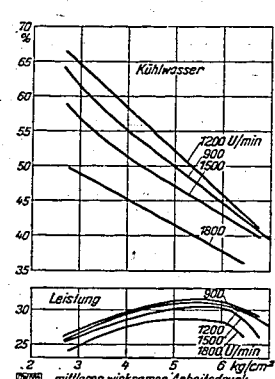


Bild 36 und 37.
Motor 9 mit Wälzkammer;
Kraftstoff: Gasöl.

Bild 22 bis 37. In Leistung umgesetzte und im Kühlwasser abgeführte Wärmemenge, dargestellt in Hundertteilen der zugeführten Wärme. Die Ergänzung zu 100 % besteht aus Verlusten durch Strahlung, Auspuff usw.

samen Arbeitsdruck bei jeweils verschiedenen Drehzahlen aufgetragen. Die restlichen Anteile ergeben sich als Ergänzung zu 100 %.

Der Leistungsanteil wächst bei gleichbleibender Drehzahl mit zunehmender Belastung zunächst an, erreicht allgemein zwischen 4 und 5 kg/cm² mittlerem Arbeitsdruck seinen Höchstwert und fällt dann bis zur Höchstleistung wieder ab. Vergleicht man die einzelnen Drehzahlen untereinander, so findet man, daß in der Regel der Leistungsanteil bei gleichem Arbeitsdruck bis zu einer mittleren Drehzahl ebenfalls ansteigt und dann mit höherer Drehzahl wieder zurückgeht. Doch überschneiden sich häufig einige Drehzahlen, wenn die Änderung des Leistungsanteils und diejenige des mittleren Arbeitsdruckes in den einzelnen Drehzahlen sehr verschieden ist.

Im Leerlaufgebiet bzw. im Gebiet geringer Belastung beträgt der Leistungsanteil 15 bis 20 %, im Bereich bester Brennstoffausnutzung (bei 4 bis 5 kg/cm² mittlerem Arbeitsdruck) zwischen 25 und 33 %, während er im Vollastgebiet wieder um einige Hundertteile zurückgeht.

Der Kühlwasseranteil zeigt, von wenigen Abweichungen abgesehen, einen regelmäßigeren Verlauf.

Bei gleichbleibender Drehzahl ergibt sich mit unmittelbarer Einspritzung nur geringe Abhängigkeit von der Belastung; mit zunehmendem Arbeitsdruck ist ein schwaches Ansteigen des Kühlwasseranteils festzustellen. Demgegenüber fällt der Kühlwasseranteil bei den Verbrennungsverfahren mit unterteiltem Brennraum mit größerem Arbeitsdruck zum Teil sehr stark ab und liegt durchweg höher als bei der unmittelbaren Einspritzung. Dies bedeutet, daß die größere Brennraumbofläche besonders bei geringem Wärmeumsatz verhältnismäßig mehr Wärme abführt und daß nur im Vollastbereich ein wesentlicher Wärmeanteil in den Auspuffgasen usw. abgeführt werden kann.

Mit zunehmender Drehzahl geht bei gleichbleibendem mittleren Arbeitsdruck einheitlich der Kühlwasseranteil zurück. Wird somit bei Gleichhaltung des mittleren Arbeitsdruckes in der Zeiteinheit mehr Wärme im Brennraum umgesetzt, so wird der Anteil, der im Kühlwasser abgeführt wird, immer kleiner.

Der Kühlwasseranteil liegt bei der unmittelbaren Einspritzung zwischen 20 und 35 %, bei den übrigen Verbrennungsverfahren betrug er 35 bis 70 %.

5. Ansaugwirkungsgrad

Der Ansaugwirkungsgrad ist zunächst durch die Größe der Ansaugwiderstände bestimmt, welche mit größerer Luftgeschwindigkeit und damit mit höherer Drehzahl zunehmen. Die Verschlechterung des Wirkungsgrades durch die Erhöhung der Ansaugwiderstände mit höherer Drehzahl ist verhältnismäßig gering. An manchen Motoren wird mit höherer Drehzahl der Wirkungsgrad zunächst sogar dadurch besser, daß sich die Durchlässigkeit der Kolben weniger bemerkbar machen kann. Eine Verschlechterung des Ansaugwirkungsgrades in größerem Ausmaße tritt durch das Aufheizen der angesaugten Luft an den heißen Wänden des Brennraumes ein. Die Temperatur der Wände ist hauptsächlich abhängig von der umgesetzten Wärmemenge, d. h. dem eingespritzten Kraftstoffgewicht. Die Abhängigkeit des Ansaugwirkungsgrades von der Drehzahl ist wesentlich geringer und wird zumeist durch andere Einflüsse verwischt. Bild 38 zeigt als Beispiel den Verlauf des Ansaugwirkungsgrades bei verschiedenen Drehzahlen in Abhängigkeit von der thermischen Belastung. Allgemein beträgt die Verminderung des Wirkungsgrades beim Übergang von Leerlauf auf Vollast (bei gleicher Drehzahl) 4 bis 7 %. Eine Übersicht über den Ansaugwirkungsgrad verschiedener Motoren mit den Grenzwerten ist auf Bild 39 dargestellt.

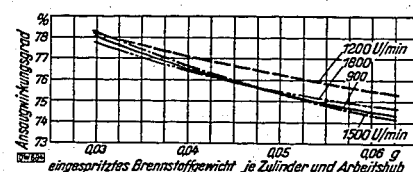
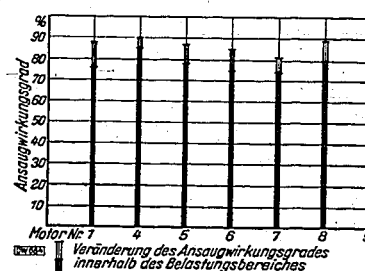


Bild 38. Ansaugwirkungsgrad für verschiedene Drehzahlen in Abhängigkeit vom eingespritzten Kraftstoffgewicht je Zylinder und Arbeitshub.

Bild 39. Ansaugwirkungsgrade verschiedener Fahrzeug-Dieselmotoren.



6. Abgase

Zusammensetzung. Die Bestandteile der Abgase aus der Verbrennung sind in ihrer Zusammensetzung hauptsächlich von der Belastung des Motors bzw. von der eingespritzten Kraftstoffmenge abhängig. Die Veränderung der Zusammensetzung durch die Drehzahl ist im allgemeinen gering. Dies läßt auf eine in den einzelnen Drehzahlen nahezu unveränderte Verbrennung schließen, was sich auch aus Form und Lage der Verbrauchskurven ergibt.

Der Gehalt an überschüssigem freien Sauerstoff in den Abgasen liegt im Bereich geringer Belastung bei 13 bis 16 % (Raumanteile) und geht bei Vollast in der Regel auf 3 bis 6 % zurück. Umgekehrt wächst der Anteil an Kohlendioxyd von 4 bis 6 % bei geringer Belastung auf 10 bis 13 % im

Vollastgebiet an. Diese Werte gelten bei einwandfreier Verbrennung und für gut abgestimmte Verbrennungsbedingungen. Bei Unregelmäßigkeiten oder sonstigen ungünstigen Verhältnissen ist der Sauerstoffgehalt größer, der Gehalt an Kohlendioxyd kleiner. Der Anteil des Kohlenoxydes ist im Bereich zulässiger Belastung äußerst gering und beträgt weniger als 1 %. Erst bei Überlastung, wenn der überschüssige Sauerstoff zur Bildung weiteren Kohlendioxyds nicht mehr ausreicht, kann auch Kohlenoxyd bis zu mehreren Hundertteilen entstehen.

Mittlere Temperatur der Verbrennungsgase. Die Abgase besitzen im Auspuffstutzen bei Vollastbetrieb und hoher Drehzahl mittlere Temperaturen von 600 bis 700 °C, die im niedrigen Drehzahlbereich auf 180 bis 200 °C zurückgehen. Die Abgastemperaturen steigen mit der Belastung und mit der Drehzahl stark an.

Die mittleren Temperaturen in den Brennräumen weisen einen wesentlich flacheren Anstieg auf, da dem Verbrennungsraum in jedem Arbeitsspiel durch die angesaugte Luft und den eingespritzten Kraftstoff wieder Wärme entzogen wird, während sich im Auspuffstutzen dauernd nur heiße Abgase befinden, wodurch der Einfluß der in der Zeiteinheit umgesetzten Wärmemenge im Auspuffstutzen größer ist. Im allgemeinen ist deshalb bei hoher Belastung die mittlere Temperatur im Auspuff größer als im Brennraum, bei geringer Belastung umgekehrt.

7. Verhalten des Schmieröls

Die Verschmutzung des Schmieröls setzt sich im wesentlichen zusammen aus den vom Kraftstoff stammenden organischen Bestandteilen, die hauptsächlich als Rußflocken oder Asphalt auftreten, und aus dem metallischen Abrieb der aufeinandergleitenden Triebwerksteile, der als Aschegehalt ermittelt wird. Die Zunahme der Verschmutzung wurde in längeren Dauerläufen bei gleichbleibenden Belastungsverhältnissen zu ungefähr 0,1 bis 0,2 % für je 10 Stunden Laufzeit festgestellt, dabei betrug der Anteil des metallischen Abriebs bis zu einem Fünftel der gesamten Verschmutzung. Neben den motorischen Eigenschaften, der Art des Schmieröls und des Kraftstoffs beeinflussen hauptsächlich die Betriebsverhältnisse die Verschmutzung. Beim Durchblasen der Kolben beispielsweise wird der vom Kraftstoff stammende Anteil, bei schlechten Schmiereigenschaften des Öls der Abrieb sich erhöhen.

Die Veränderung des Schmieröls äußert sich in einer Erhöhung der Zähigkeit mit der Laufzeit. Dieser Umstand ist darauf zurückzuführen, daß einerseits Verbrennungsprodukte von höherer Zähigkeit als die des Schmieröls gebildet werden, andererseits durch die Rußflocken eine Erhöhung der Zähigkeit vorgetäuscht wird. Weiterhin besteht auch die Möglichkeit, daß durch das gebildete Verbrennungswasser eine Emulsionserscheinung auftritt, die eine Erhöhung der Zähigkeit mit sich bringt. Den jeweiligen Betriebsbedingungen entsprechend ist auch die Zunahme der Zähigkeit verschieden. Dickflüssiges Schmieröl gibt eine größere, dünnflüssiges Schmieröl eine geringere Zunahme der Zähigkeit, doch ist im letzteren Fall der Ölverbrauch entsprechend größer. In Versuchsläufen auf dem Prüfstand wurde für gewöhnliche Verhältnisse ein Anwachsen der Zähigkeit (bei 50 °C) um 0,3 bis 0,7 ° Engler für je 10 Stunden Laufzeit festgestellt. In ungünstigen Fällen kann die Zunahme bis zu mehreren Grad Engler betragen. Bild 40 gibt als Beispiel die Zunahme der Zähigkeit während eines Versuchslaufs von 80 Stunden bei etwa ¾ der Volleistung des Motors.

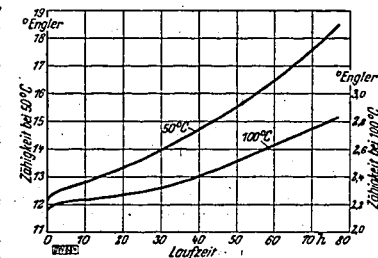
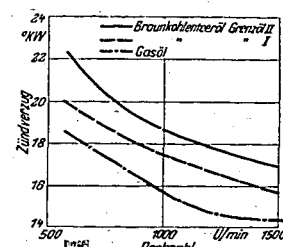
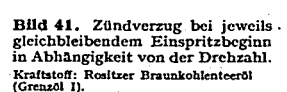
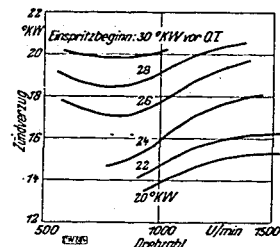


Bild 40. Zähigkeit des Schmieröls in Abhängigkeit von der Laufzeit.

8. Druckverlauf im Brennraum und Einspritzleitung

Druckverlauf im Brennraum. Der Verbrennungsablauf wird im wesentlichen vom Zündverzug und damit bei gegebenen Verhältnissen am Motor vom jeweiligen Einspritzbeginn und von den Eigenschaften des Kraftstoffs beeinflusst.

Der Zündverzug ist für einen bestimmten Belastungsfall vom jeweiligen Einspritzbeginn abhängig. Bei Späteinspritzung, wenn der Einspritzbeginn näher beim 0. T. liegt, wird der Kraftstoff bei günstigeren thermischen Verhältnissen im Brennraum eingespritzt, der Zündverzug ist daher kleiner als bei Früheinspritzung. Diese Abhängigkeit vom Einspritzbeginn ist für einen Vorkammermotor auf Bild 41 dargestellt. Der Zündverzug ändert sich ferner mit der Drehzahl und ist vor allem von der Art des Kraftstoffs abhängig, wie aus Bild 42 zu ersehen ist. Danach ergab sich auch mit dem besseren Braunkohlenteeröl (Grenzöl I) noch durchweg ein größerer Zündverzug als mit Gasöl.



Diesem Verhalten des Zündverzugs entsprechend zeigt sich, daß beim Übergang von spätem auf frühen Einspritzbeginn der sich ausbildende Höchstdruck grundsätzlich zunimmt, daß somit die Späteinspritzung die niedrigsten Drücke ergibt. Entsprechend läßt sich auch bezüglich des Einflusses der Kraftstoffe feststellen, daß gegenüber den eingeföhrten Gasölen, die unter sich keine erwähnenswerten Unterschiede aufweisen, die verwendeten Braunkohlenteeröle bei praktisch einwandfreier Verbrennung gröößere Höchstdrücke ergaben.

Der Druckverlauf wurde, soweit dies möglich war, immer in drei Einspritzstellungen aufgenommen. Die Besteinspritzung ist die Stellung höchster Leistung, bei Früh- oder Späteinspritzung geht die Leistung bereits wieder zurück. Die im folgenden angegebenen Werte beziehen sich auf Vollast, da bei dieser Belastung sich die höchsten Drücke ausbilden.

Mit unmittelbarer Einspritzung wurden Höchstdrucke bei Besteinspritzung zwischen 70 und 80 at Überdr., bei Früheinspritzung von über 80 at Überdr. ermittelt²⁾.

Die Vorkammermotoren ergaben mit Gasöl im Hauptbrennraum Drücke zwischen 60 und 65 at Überdr. bei Besteinspritzung und zwischen 70 und 75 at Überdr. bei Früheinspritzung, in der Vorkammer wurden höhere Drücke mit 65 bis 70 at Überdr. bzw. 70 bis 80 at Überdr. festgestellt. Braunkohlenteeröle ergaben teilweise bis zu 10% höhere Drücke.

Bei den übrigen Verbrennungsverfahren waren die Drücke gegenüber den Vorkammermotoren im allgemeinen höher. Bei der Wirbelkammer z. B. lag der Druck im Hauptbrennraum bei 70 at Überdr. mit Besteinspritzung und bei über 80 at Überdr. mit Früheinspritzung.

Gegebenenfalls können sich die angeführten Höchstdrücke erhöhen, sofern es im Einzelfall möglich ist, den Einspritzbeginn noch früher zu legen. Ferner muß beachtet werden, daß sich beim Anlassen der kalten Motoren im Hauptbrennraum Drücke bis zu 90 at Überdr. und mehr ergeben können, da infolge des großen Zündverzugs bei kalter Brennraumoberfläche der Einspritzbeginn sehr früh gelegt werden muß.

Druckverlauf in der Einspritzleitung. Der Strömungsvorgang in der Kraftstoffdruckleitung vollzieht sich unter Verhältnissen, die den Kraftstoff zu Schwingungen anregen. Mithin ist der Einspritzvorgang in seinem zeitlich-mengenmäßigen Verlauf nicht allein vom Fördergesetz der Einspritzpumpe, sondern auch von den Schwingungsvorgängen in der Kraftstoffsäule abhängig. Die Ermittlung der Einspritzgesetze ist, wie verschiedene Arbeiten³⁾ gezeigt haben, auf rechnerischer Grundlage möglich; auch die versuchsmäßige Klärung ist mit gewissen Einschränkungen durchführbar. Für den praktischen Versuchsbetrieb wird man sich im allgemeinen auf die Ermittlung des Druckverlaufs und der Düsenmadelbewegung beschränken können, welche beide auf verhältnismäßig einfache Weise feststellbar sind.

Die untersuchten Motoren hatten in der Mehrzahl Einspritzpumpen mit Schrägschlitzsteuerung und vom Brennstoff gesteuerte, geschlossene Düsen mit Entlastung der Druckleitung zwischen zwei Arbeitsspielen. Bild 43 zeigt für diese Verhältnisse die Aufnahme des Druckverlaufs und der Düsenadelbewegung während eines Einspritzvorganges. Das kennzeichnende Merkmal dieses Einspritzsystems sind die außerordentlich großen Druckschwankungen während des Einspritzens insbeson-

dere bei hohen Drehzahlen, welche durch das jedesmalige Aufhören des Druckes und die dadurch wirksamen Massenkkräfte verursacht werden. Der Höchstdruck in der Leitung kann bis zum doppelten des eingestellten Abspritzdruckes der Düse anwachsen. Diese hohen Druckunterschiede wirken sich auch auf die Düsen-nadelbewegung dahin aus, daß der Austrittsquerschnitt keinen stetigen Verlauf während des Einspritzvorganges aufweist, sondern ebenfalls entsprechenden Schwankungen unterworfen ist.

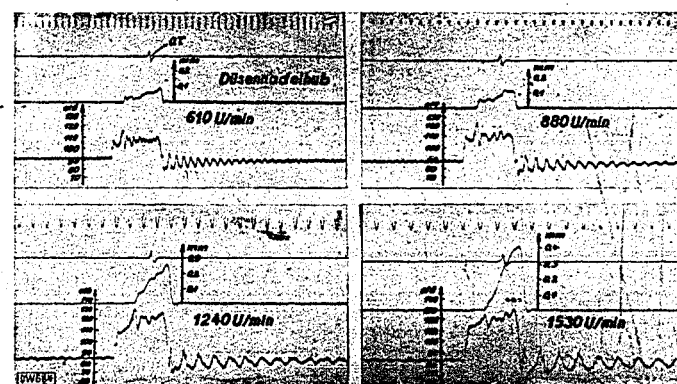
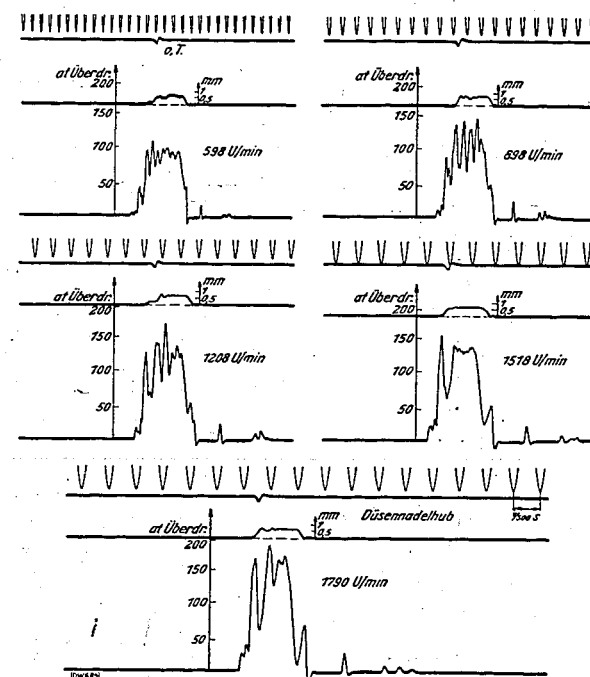
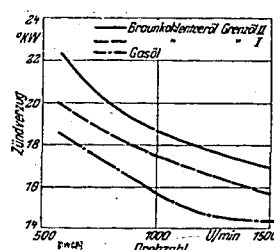
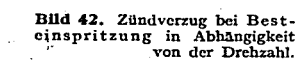
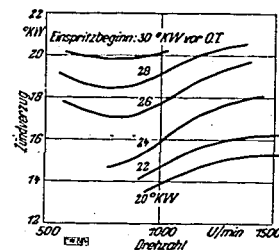


Bild 44. Düsennadelbewegung und Druckverlauf in der Einspritzleitung bei nichtentlasteter Druckleitung.

²⁾ Diese Werte können nicht mit voller Zuverlässigkeit angegeben werden, da das benutzte Druckmeßgerät an diesem Motor zum erstenmal verwendet wurde und sich nachträglich die Möglichkeit gewisser Ungenauigkeit herausstellte.

a) *A. Pischinger*, Beitrag zur Mechanik der Druckeinspritzung, ATZ-Beih. 1, Stuttgart: Franckh 1985. — *E. Blaum*, Vorgänge in Einspritzsystemen schnelllaufender Dieselmotoren, Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 2, S. 15, Berlin: VDI-Verlag 1986.



Diesem Verhalten des Zündverzugs entsprechend zeigt sich, daß beim Übergang von spätem auf frühen Einspritzbeginn der sich ausbildende Höchstdruck grundsätzlich zunimmt, daß somit die Späteinspritzung die niedrigsten Drücke ergibt. Entsprechend läßt sich auch bezüglich des Einflusses der Kraftstoffe feststellen, daß gegenüber den eingeföhrten Gasölen, die unter sich keine erwähnenswerten Unterschiede aufwiesen, die verwendeten Braunkohlenteeröle bei praktisch einwandfreier Verbrennung größere Höchstdrücke ergaben.

Der Druckverlauf wurde, soweit dies möglich war, immer in drei Einspritzstellungen aufgenommen. Die Besteinspritzung ist die Stellung höchster Leistung, bei Früh- oder Späteinspritzung geht die Leistung bereits wieder zurück. Die im folgenden angegebenen Werte beziehen sich auf Vollast, da bei dieser Belastung sich die höchsten Drücke ausbilden.

Mit unmittelbarer Einspritzung wurden Höchstdrucke bei Besteinspritzung zwischen 70 und 80 at Überdr. bei Früheinspritzung von über 80 at Überdr. ermittelt²⁾.

Die Vorkammermotoren ergaben mit Gasöl im Hauptbrennraum Drücke zwischen 60 und 65 at Überdr. bei Besteinspritzung und zwischen 70 und 75 at Überdr. bei Früheinspritzung, in der Vorkammer wurden höhere Drücke mit 65 bis 70 at Überdr. bzw. 70 bis 80 at Überdr. festgestellt. Braunkohlenteeröle ergaben teilweise bis zu 10 % höhere Drücke.

Bei den übrigen Verbrennungsverfahren waren die Drücke gegenüber den Vorkammermotoren im allgemeinen höher. Bei der Wirbelkammer z. B. lag der Druck im Hauptbrennraum bei 70 at Überdr. mit Besteinspritzung und bei über 80 at Überdr. mit Früheinspritzung.

Gegebenenfalls können sich die angeführten Höchstdrücke erhöhen, sofern es im Einzelfall möglich ist, den Einspritzbeginn noch früher zu legen. Ferner muß beachtet werden, daß sich beim Anlassen der kalten Motoren im Hauptbrennraum Drücke bis zu 90 at Überdr. und mehr ergeben können, da infolge des großen Zündverzugs bei kalter Brennraumoberfläche der Einspritzbeginn sehr früh gelegt werden muß.

Druckverlauf in der Einspritzleitung. Der Strömungsvorgang in der Kraftstoffdruckleitung vollzieht sich unter Verhältnissen, die den Kraftstoff zu Schwingungen anregen. Mithin ist der Einspritzvorgang in seinem zeitlich-mengenmäßigen Verlauf nicht allein vom Fördergesetz der Einspritzpumpe, sondern auch von den Schwingungsvorgängen in der Kraftstoffsaule abhängig. Die Ermittlung der Einspritzgesetze ist, wie verschiedene Arbeiten³⁾ gezeigt haben, auf rechnerischer Grundlage möglich; auch die versuchsmäßige Klärung ist mit gewissen Einschränkungen durchführbar. Für den praktischen Versuchsbetrieb wird man sich im allgemeinen auf die Ermittlung des Druckverlaufs und der Düsenadelbewegung beschränken können, welche beide auf verhältnismäßig einfache Weise feststellbar sind.

Die untersuchten Motoren hatten in der Mehrzahl Einspritzpumpen mit Schrägschlitzsteuerung und vom Brennstoff gesteuerte, geschlossene Düsen mit Entlastung der Druckleitung zwischen zwei Arbeitsspielen. Bild 43 zeigt für diese Verhältnisse die Aufnahme des Druckverlaufs und der Düsen-nadelbewegung während eines Einspritzvorganges. Das kennzeichnende Merkmal dieses Einspritz-systems sind die außerordentlich großen Druckschwankungen während des Einspritzens insbeson-

²⁾ Diese Werte können nicht mit voller Zuverlässigkeit angegeben werden, da das benutzte Druckmeßgerät an diesem Motor zum erstenmal verwendet wurde und sich nachträglich die Möglichkeit gewisser Ungenauigkeit herausstellte.

^{a)} A. Pischinger, Beitrag zur Mechanik der Druckeinspritzung, ATZ-Beih. 1, Stuttgart: Franckh 1935. — E. Blaum, Vorgänge in Einspritzsystemen schnelllaufender Dieselmotoren, Kraft-techn. Forsch.-Arb. H. 2, S. 15, Berlin: VDI-Verlag 1936.

tere bei hohen Drehzahlen, welche durch das jedesmalige Aufhören des Druckes und die dadurch wirksamen Massenkkräfte verursacht werden. Der Höchstdruck in der Leitung kann bis zum doppelten des eingestellten Abspritzdruckes der Düse anwachsen. Diese hohen Druckunterschiede wirken sich auch auf die Düsenadelbewegung dahin aus, daß der Austrittsquerschnitt keinen stetigen Verlauf während des Einspritzvorganges aufweist, sondern ebenfalls entsprechenden Schwankungen unterworfen ist.

Wird bei sonst gleichen Verhältnissen die Druckleistung nach der Einspritzung nicht entlastet, so kann die von der Düse einerseits und der Pumpe andererseits eingeschlossene Kraftstoffsäule zwischen den einzelnen Arbeitspielen weiterschwingen, Bild 44. Die Druckschwankungen während des Einspritzvorgangs selbst sind jedoch wesentlich geringer. Die Höchstdrücke liegen nur bis zu 30% über dem eingestellten Abspritzdruck, auch die Düsenanabewegung weist damit einen gleichmäßigeren Anstieg während des Einspritzvorgangs auf.

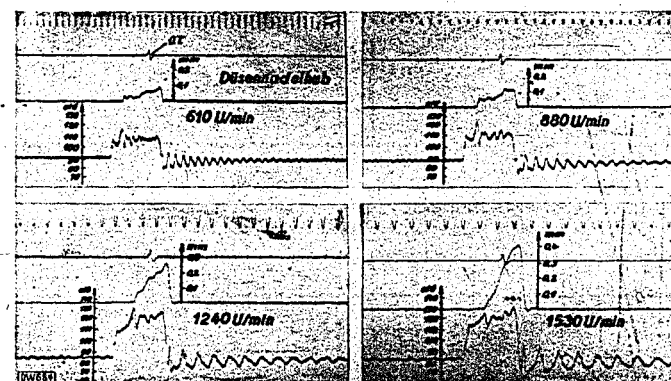
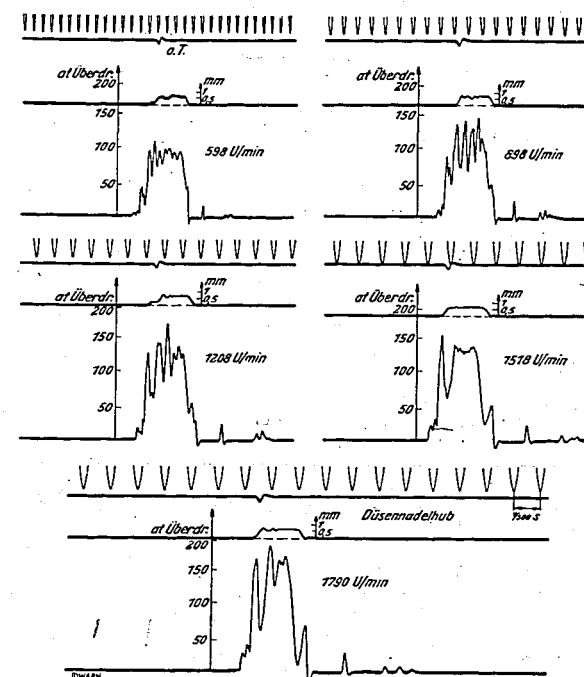


Bild 44. Düsennadelbewegung und Druckverlauf in der Einspritzleitung bei nichtentlasteter Druckleitung

9. Betriebsverhalten

Allgemein kann gesagt werden, daß die Motoren in allen Teilen so weitgehend durchgebildet sind, daß nur in sehr geringem Maße Anlaß zu Betriebsstörungen vorhanden ist.

Die Einspritzorgane arbeiten durchweg zuverlässig und einwandfrei. Beim Betrieb mit Braunkohlenteeröl waren mitunter wohl infolge Ausscheidungen des Teeröls Unregelmäßigkeiten wahrzunehmen.

Auch an den Kolben und Kolbenringen waren im allgemeinen keine Schäden festzustellen. Nach längeren Dauerläufen oder wenn sich Verbrennungsrückstände am Kolben bildeten, konnten festsetzende Ringe beobachtet werden. In diesem Fall war auch die Abnutzung der Ringe auffallend groß.

Die Ventile arbeiteten völlig zuverlässig, wenn sie mit zwangsläufiger Schmierung versehen waren. Sofern dies nicht der Fall war, blieben manchmal Ventile hängen. Beim Betrieb mit Teeröl wurde in einzelnen Fällen wahrgenommen, daß sich am unteren Teil des Ventilschaftes Verbrennungsrückstände ansetzten, wodurch die Ventile ebenfalls zum Klemmen neigten.

Die Verbrennungsgeräusche können durchweg als mäßig bezeichnet werden. Einige Motoren wiesen einen härteren Gang auf insbesondere gegenüber den Vorkammermotoren, welche verhältnismäßig weich liefen. Mit Teeröl waren die Verbrennungsgeräusche größer und der Gang härter als mit Gasöl; dies fiel besonders beim Anlassen auf.

An sämtlichen Motoren, mit Ausnahme im Falle der unmittelbaren Einspritzung, mußten zum Anlassen Hilfsvorrichtungen, meistens Glühkerzen, benutzt werden. Trotzdem liefen die Motoren mit Braunkohlenteeröl merklich schwerer an.

10. Zusammenfassung

Bei den Untersuchungen ergaben sich Literleistungen bis zu 13,5 PS/l, mittlere wirksame Kolbendrücke bis zu 7 kg/cm² und Geringstverbräuche zwischen 190 und 200 g/PS. Entsprechend betrug der Leistungsanteil an der Kupplung bis zu 33% der zugeführten Wärmemenge. Die Eindickung des Schmieröls lag bei 0,3 bis 0,7° Engler für je 10 Stunden Laufzeit. Die Verbrennungshöchstdrücke betrugen in ungünstigen Fällen bis zu 90 at Überdr. Im Betrieb der Motoren wurden sehr wenig Störungen wahrgenommen. Die Eigenarten der verschiedenen Arbeitsverfahren können aus den Versuchsergebnissen entnommen werden.

Berichte und Veröffentlichungen

des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren der Technischen Hochschule Stuttgart.

P. Riebert u. H. Ernst, Versuche zur Bestimmung der Abgastrübung, Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 3 S. 25, Berlin: VDI-Verlag 1936.

P. Riebert u. H. Ernst, Messung von Biegeschwingungen an einem Fahrzeugdieselmotor, Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 5 S. 1, Berlin: VDI-Verlag 1936.

L. Bisang, Beitrag zur Entwicklung des Quarzindikators und seine Anwendung, Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 8 S. 18, Berlin: VDI-Verlag 1937.

O. Hoffmeister, Elektrische Verfahren zur Messung von Schwingungen an Motor und Zelle, Jahrbuch 1937 der deutschen Luftfahrtforschung S. II 283, München: R. Oldenbourg 1937.

000830

Untersuchung der Ausstrahlung des Verbrennungsraumes schnelllaufender Diesel- und Ottomotoren mit der ultrarot-empfindlichen Photozelle (Photozellen-Indikator)^{*)}

Von Dr. LOTHAR BISANG VDI/ATG, Hamburg

Für Untersuchungen des Verbrennungsvorganges hat sich das im folgenden beschriebene, im Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart (FKFS) entwickelte Verfahren bewährt, das gestattet, den Strahlungsverlauf, der für die Wärmeübertragung an die Zylinderwände, die Ventile, den Kolben usw. erstlich maßgebend ist, trügerlos aufzunehmen. Zusammen mit der Aufnahme des Druckverlaufes ergeben sich wertvolle Erkenntnisse zur Steigerung der spezifischen Leistung und restlosen Ausnutzung des Brennstoffes. Ein in der Entwicklung befindliches Eichverfahren zur Umwertung der Strahlungs- werte in Temperaturen wird beschrieben²⁾.

I. Versuchseinrichtung

In Bild 1 ist der bei der Entwicklung verwendete Versuchsaufbau mit dem Meßtisch, den Oszillographen und Verstärkern, dem Motor (mit angebaute Photozellenmeßeinrichtung) und der Wasserpumpe wiedergegeben.

Die Messungen wurden hauptsächlich mit dem Schleifen-Oszillographen durchgeführt; für Untersuchungen, bei denen es auf unbedingte Frequenzunabhängigkeit bis zu den höchsten Schwingungszahlen ankam, wurde der Kathodenstrahl-Oszillograph verwendet.

Den Anbau der Strahlungsentnahme-Vorrichtung mit Photozelle und des für die gleichzeitig erfolgenden Druckaufnahmen verwendeten Quarzindikators an die Vorkammer eines Dieselmotors zeigt Bild 2.

Zur Herausführung der während der Verbrennung ausgesandten Temperaturstrahlung diente ein Schraubstück aus stark-nickelhaltigem Stahl, in welchem ein Quarzfenster befestigt war. Eine Schraubhülse drückte das zwischen zwei Kupferabsträngen weich gelagerte Quarzfenster gegen einen Ansatz des Einschraubstückes.

Als Fenster wurden anfangs Kristallquarzscheiben verwendet. Da diese sich aber nicht bewährten, wurden mit sehr gutem Erfolg solche aus geschmolzenem Quarz verwandt; denn durch den Schmelzprozeß scheint der Quarz einen Teil seiner Härte eingebüßt, dafür aber eine gewisse „Zähigkeit“ erlangt zu haben, was sich z. B. in einer wesentlich besseren Bearbeitungsmöglichkeit äußerte. Diese Fenster hielten sogar die großen Temperatur- und Druckbeanspruchungen, wie sie in einem Dieselmotor — besonders beim Anlassen — auftreten, ohne weiteres aus. Auch verrißten sie viel weniger als die kristallinen Fenster.

Die Haltbarkeit der Fenster wurde wesentlich dadurch gesteigert, daß sie gekühlt wurden. Die Kühlung brachte den weiteren Vorteil, daß das Festbrennen von auf das Fenster aufgespritztem Öl wirksam unterbunden wurde. Letzteres verursachte anfangs erhebliche Fehler bei den Messungen. Es bestätigte sich, daß sich Verbrennungsrückstände wie Ruß und Teer nicht an sehr heißen oder erheblich gekühlten Flächen ansetzen, wohl aber an solchen von mittlerer Temperatur.

Es zeigt sich, daß sich ein gewisser Endzustand der Verrußung einstellte. War das Fenster eingeschraubt, während der Motor warm gefahren wurde, so bildete sich eine weiche, mit dem Finger

^{*)} Aus dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart (FKFS). Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Kamn dankt der Verfasser für das stets entgegengebrachte Wohlwollen und die wertvolle Unterstützung auf das herzlichste.

²⁾ Ein Kurzbericht über die Untersuchungen erschien in Z. VDI Bd. 81 (1937) S. 805. Die Arbeit ist die Dissertation des Verfassers (K. 14 702 II).

abwischbare Rußhaut, die sich nicht mehr verstärkte. Messungen mit derart behandelten Fenstern zeigten noch nach Stunden eine große Konstanz. Um aber Fehlschlüsse auf jeden Fall zu vermeiden, wurde eine Kontrolle des Fensters durchgeführt, indem der Photostrom einer Strahlungsquelle, die sich vor dem Fenster befand, vor und nach Gebrauch desselben gemessen wurde. Es ergaben sich beispielsweise nach zweistündigem Dauerbetrieb im Dieselmotor Differenzen in der Stärke des Photostroms von nur 0,2 %.

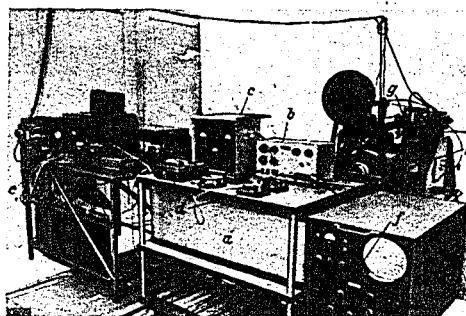


Bild 1. Gesamtansicht der Versuchseinrichtung.
a Meßfläch; b Gleichstromverstärker; c Rohrvoltmeter; d Überwachungs-
instrumente; e Siemens-Schleifen-Ozillograph; f Kathodenstrahl-Ozillo-
graph; g Motor; h Wasserbremse.

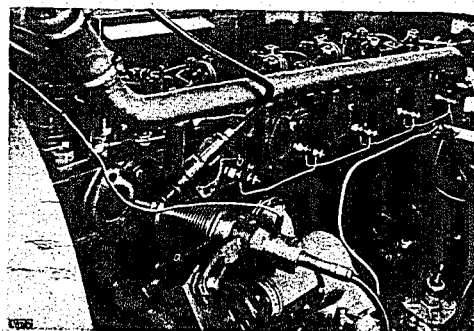


Bild 2. Anbau des Photozellenindikators a und des Quarz-
indikators b an einem Dieselmotor (Deutz F 6 M 317).

Unter Berücksichtigung dieser Forderungen wurde für die Strahlungsuntersuchungen eine Preßler-Phonopreßzelle Spezial I der Form F 133 mit Edelgasfüllung gewählt, deren selektives Maximum — Kurve I in Bild 4 — sich bei einer Wellenlänge der auffallenden Strahlung von etwa $0,85 \mu$ befand.

Um den Spektralbereich, in dem die Untersuchungen stattfinden sollten, noch weiter einzuengen und um außerdem stets in etwa der Gegend der größten Empfindlichkeit der Zelle zu arbeiten, wurde zwischen Quarzfenster und Photozelle ein Filter eingebaut; von den drei Typen RG 5, RG 7 und RG 8 der Firma Schott & Gen., Jena, erwies sich das Farbfilter RG 7 in der Stärke von 2 mm als am besten geeignet.

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern sind Hinweise auf das Schrifttumsverzeichnis am Ende der Arbeit.

An die Photozelle waren auf Grund theoretischer Erwägungen [1 bis 5]²⁾ und praktischer Erfahrungen folgende Anforderungen zu stellen, um sie als Strahlungsmeßelement im vorliegenden Falle verwenden zu können:

1. Die Photozelle muß ultrarot-empfindlich sein. (Dadurch tatsächliches Erfassen der Wärmestrahlung und keine Verfälschung der Ergebnisse durch Chemilumineszenz.)
2. Die Photozelle soll eine möglichst weit nach langen Wellen hin verschobene „rote Grenze“ besitzen. (Die „rote Grenze“ ist durch diejenige Grenzwellenlänge gegeben, bei deren Überschreitung durch Strahlen größerer Wellenlänge keine lichtelektrische Wirkung mehr hervorgerufen werden kann.)
3. Es ist ein möglichst ausgeprägtes „selektives Maximum“ (weit im Ultraroten) erwünscht, um einen engen Spektralbereich auszublenzen. (Bestimmte lichtempfindliche Schichten zeigen einen Effekt derart, daß die Elektronenausbeute bei gleicher absorbierten Energie für einen bestimmten Wellenlängenbereich einen resonanzartigen Höchstwert besitzt. Dies ist der sogenannte „selektive lichtelektrische Effekt“.)
4. Die Empfindlichkeit der Photozelle muß genügend hoch sein, da die auffallende Strahlungsintensität erwartungsgemäß nicht zu groß ist.
5. Die Photozelle soll in den in Betracht kommenden Frequenzbereichen praktisch trägheitslos arbeiten.
6. Die Photozelle darf nicht erschütterungsempfindlich sein und keine allzu niedrige Lebensdauer haben.
7. Der Einbau der Photozelle soll in eine röhrenförmige optische Anordnung erfolgen können.

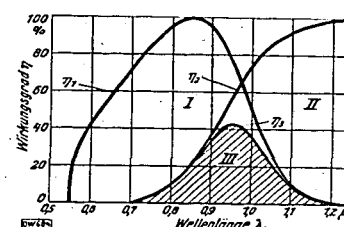


Bild 3. Spektraler Empfindlichkeitsbereich der Photozelle mit vorgeschaltetem Filter.
I Empfindlichkeitsbereich der Photozelle (Preßler F 133);
II Durchlässigkeitsbereich des Filters (Farbfilter RG 7);
III Strahlungsempfindlicher Bereich. Die drei Bereiche werden durch die Kurven η_1 , η_2 und η_3 begrenzt.

Der durch Empfindlichkeitsbereich der Zelle (I) und Durchlässigkeitsbereich des Filters (II) sich ergebende strahlungsempfindliche Bereich (III) bestimmt sich aus der Formel:

$$\eta_3 = \eta_1 \cdot \eta_2 \quad [\%]$$

und ist aus Bild 3 ersichtlich. (η_1 Wirkungsgrad der Photozelle, η_2 des Filters und η_3 der Kombination Photozelle + Filter als Funktion der Wellenlänge λ .)

Wie aus Bild 3 zu ersehen ist, liegt nun der erfaßte Spektralbereich — allerdings unter Verzicht auf die Ausnutzung der vollen Zellenempfindlichkeit — ziemlich eng um die Wellenlänge $\lambda = 1,0 \mu$ herum.

Bild 4 zeigt schematisch die Anordnung des Quarzfensters, Filters und der Photozelle, ferner den „Strahlungswinkel“, d. i. der von der Photozelle aus dem Verbrennungsraum herausgegriffene Strahlungskegel. (Tatsächlich erfüllt natürlich die Strahlung wegen der Reflexion an den Wänden das gesamte Innere des Quarzfenster-Schraubstückes und des Photozellengehäuses.)

Der von der Photozelle erfaßte Strahlungsraumwinkel (Bild 4) ergibt im Verbrennungsraum eine „Strahlungsfläche“ unmittelbar vor dem Quarzfenster, deren Strahlungsintensität sich einerseits aus der Intensität der dicht vor dem Fenster gelegenen Schichten und andererseits aus der durch Absorption geschwächten Intensität entfernter liegenden Schichten zusammensetzt.

Wegen der Inhomogenität des im Verbrennungsraum befindlichen Mediums (Dichtegradienten durch Wirbelung, ungleichmäßige Verbrennung usw.) ist es schwierig, wenn nicht gar unmöglich, diesen Zusammenhang rechnerisch zu erfassen.

Die Zelle f (Bild 4 und 5) wurde in Schwammgummi verpackt in einem Metallgehäuse g zum Schutz gegen mechanische Beschädigung und elektrische oder magnetische Störungen untergebracht. Auch die elektrischen Anschlüsse sind in Gummi u gelagert. Den vorderen Abschluß des Gehäuses bildet das durch eine Schraubhülse festgehaltene Filter l, das die Zelle gleichzeitig bei Zerstörung des Quarzfensters vor aufprallenden Splintern schützt.

Um eine Zerstörung der Zelle durch Glimmentladungen bei Überlastung zu verhüten, wurde ihr ein Widerstand w von 50 000 Ω vorgeschaltet, der auch in dem Metallgehäuse g untergebracht wurde.

Die Ströme wurden durch einen zweistufigen Netzanschluß-Gleichstromverstärker verstärkt, der den besonderen Verhältnissen angepaßt wurde. Besonderes Augenmerk wurde auf seine Frequenz-

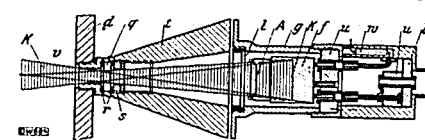


Bild 4. Schnitt durch den Photozellenindikator.
a Verbrennungsraum; b Wandung des Verbrennungsraums; c Strahlungswinkel; d Quarzfenster; e Quarzfenster-Schraubstück; f Gehäuse für die Photozelle; g Filter;
f Photozelle;
A Anode der Photozelle;
K Kathode der Photozelle;
u Gummlagerung der Photozelle u. der elektrischen Anschlüsse;
w Schutzwiderstand (50 000 Ω);
b Bernsteinsolator;
s Schraubhülse;
r Kupferabstrich.

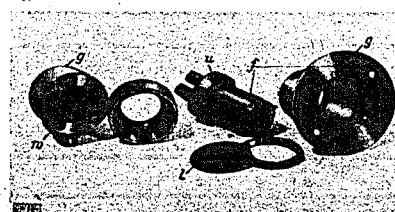


Bild 5. Photozellengehäuse mit Photozelle und Zubehör.
f Photozelle; g Gehäuse für die Photozelle; w Schutzwiderstand (50 000 Ω); l Filter; u Gummlagerung der Photozelle.

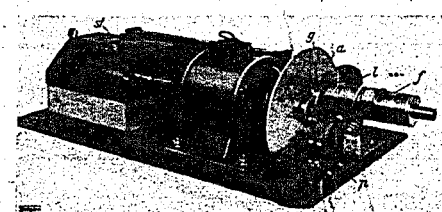


Bild 6. Lichtsirenen-Anordnung.
l Lichtquelle;
f Photozelle;
a Aluminiumscheibe (Stroboskopscheibe);
s Schlitz in der Scheibe a;
g Stahlmagnet für die Be-
p Spule; f Lichtsirenenan-
zeiger;
H FKFS-Stichdurchführer.

unabhängigkeit durch sorgfältige Bemessung der Gitter- und Anodenwiderstände und Verminderung schädlicher Kapazitäten gelegt.

Die Prüfung der gesamten Meßeinrichtung — Photozelle, Verstärker und Oszillograph — auf die erreichte Frequenzunabhängigkeit wurde mit Hilfe einer „Lichtsirenenanordnung“ vorgenommen, wobei die „Schlitzfrequenz“ der Zahl der Verbrennungen je Sekunde entspricht, die „Belichtungs-frequenz“ dagegen der Dauer der Verbrennung, dem Zündverzögerung und ähnlichen Größen entspricht. Der Aufbau ist aus Bild 6 zu ersehen.

Über die Zusatz-Meßeinrichtungen ist an anderer Stelle berichtet worden [5, 7].

II. Temperatur und Strahlung

Die von der Photozelle aufzuzeichnende Strahlung ist eine reine „Temperaturstrahlung“, d. h. sie hängt in ihrer Intensität mit der Temperatur der Gase im Verbrennungsraum gesetzmäßig zusammen. Es ist aber, wie an anderer Stelle ausgeführt wurde [1], nicht richtig, einfach von einer bestimmten Temperatur im Verbrennungsraum in einem gewissen Zeitpunkt zu sprechen, da sich in der kurzen Zeit, in der die Verbrennung beim schnelllaufenden Motor stattfindet, kein thermisches Gleichgewicht ausbilden kann. Andererseits ist die Temperatur aber auch zu verschiedenen Zeiten am selben Ort verschieden. Diese Aussage bezieht sich zunächst auf den durch den Verbrennungsablauf gegebenen Anstieg oder Abfall der Temperatur an der betrachteten Stelle. Dieser Anstieg bzw. Abfall ist aber durchaus nicht stetig, sondern mit sehr starken Schwingungen durchsetzt. Die Temperatur wechselt also auch zeitlich äußerst stark, und zwar ist die Frequenz dieser Temperaturänderungen sehr groß.

Unter Berücksichtigung dieser Punkte sind für die motorischen Verhältnisse die allgemeinen Strahlungsgesetze [8 bis 10] gültig, die den Zusammenhang zwischen Strahlung und der dieselbe verursachenden Temperatur vermitteln. Wäre die vom Verbrennungsraum auf die Photozelle gelangende Strahlung als diejenige eines „schwarzen Körpers“ anzusehen, so würde für den Wellenbereich λ bis $\lambda + d\lambda$ die Strahlungsformel von Planck gelten:

$$E_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5 \cdot (e^{c_2/\lambda T} - 1)}$$

Hierbei ist E_λ diejenige Energiemenge zwischen den Wellenlängen λ und $\lambda + d\lambda$, die sekundlich von der Flächeneinheit in den räumlichen Winkel 2π (d. h. nach einer Seite der Fläche) gestrahlt wird, T die Temperatur des schwarzen Körpers in °K.

Die Konstanten c_1 und c_2 ergeben sich aus den Formeln:

$$c_1 = c^2 h \quad c_2 = c h/k$$

Es wird also mit der Lichtgeschwindigkeit $c = 2,999 \cdot 10^{10}$ cm/s, dem Planckschen Wirkungsquantum $h = 6,547 \cdot 10^{-27}$ erg·s und der Boltzmannschen Entropiekonstanten $k = 1,375 \cdot 10^{-16}$ erg/Grad:

$$c_1 = 5,88 \cdot 10^{-6} \text{ erg cm}^2/\text{s} = 0,14 \cdot 10^{-13} \text{ cal cm}^2/\text{s}; \quad c_2 = 1,43 \text{ cm} \cdot \text{Grad}.$$

Beim schwarzen Körper gilt bekanntlich, daß in der Gleichung

$$A + R + D = 1$$

das Reflexionsvermögen R und Durchlaßvermögen D gleich Null gesetzt werden kann, so daß das Absorptionsvermögen $A = 1$ wird, wenn die gesamte, den schwarzen Körper treffende Strahlungsenergie 1 ist. Für den nichtschwarzen Körper ist aber sowohl R als auch D verschieden von Null.

Andererseits gibt das Gesetz von Kirchhoff einen allgemein gültigen Zusammenhang zwischen dem Emissionsvermögen E des schwarzen und dem Emissionsvermögen E' und Absorptionsvermögen A' des nichtschwarzen Körpers bei derselben Temperatur T und Wellenlänge λ :

$$\left[\begin{array}{l} \lambda = \text{konst} \\ T = \text{konst} \end{array} \right] \quad \frac{E'}{A'} = E,$$

d. h. also, daß für alle Körper das Verhältnis der Emission der Temperaturstrahlung zur Absorption der Temperaturstrahlung gleich der Emission der Temperaturstrahlung des schwarzen Körpers ist, wobei dieselbe Wellenlänge und dieselbe absolute Temperatur der Temperaturstrahlung vorausgesetzt wird.

Um also für einen bestimmten Wellenlängenbereich dieselbe Emission wie die eines schwarzen Körpers der Temperatur T_s zu haben, muß ein nichtschwarzer Körper vom Absorptionsvermögen A in diesem Spektralbereich eine höhere Temperatur T_w besitzen. T_s heißt die schwarze, T_w die wahre Temperatur des nichtschwarzen Körpers.

Für kleine λT , wie das für den von der Photozelle erfaßten Bereich um $\lambda = 1,0 \mu$ herum und Temperaturen im Verbrennungsraum bis höchstens 3000°K der Fall ist, geht durch Reihenentwicklung mit $e^{c_2/\lambda T} \gg 1$, d. h. $\lambda T \ll c_2$ die Strahlungsformel von Planck in die von Wien über:

$$E_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5} e^{-\frac{c_2}{\lambda T}}$$

Mit Hilfe dieser Formel und des Gesetzes von Kirchhoff lassen sich die wahren Temperaturen in dem von der Photozelle erfaßten Bereich des Verbrennungsraumes durch Messung der Strahlung errechnen, wobei allerdings die bei Strahlungsmessungen immer wieder auftauchende Frage nach der Zusammensetzung und dem Absorptionsvermögen der Strahler in jedem Zeitpunkt beantwortet sein muß.

Für die Überlegungen gilt also die Voraussetzung, daß in einem gut ausgeblendeten, praktisch monochromatischen Bereich des Spektrums die Temperaturstrahlung des Verbrennungsraumes durch ein Quarzfenster auf die Photozelle fällt und dort den Strahlungsintensitätsänderungen entsprechende Photoströme verursacht.

Irgendeinem beliebig herausgegriffenen Zeitpunkt entspricht in der mittels Verstärkers und Oszillographen aufgenommenen Strahlungskurve dann ein Strahlungswert $E'_{(T_w)}$, der in Milliampere gemessen wird. Die vorliegende Aufgabe ist, die zu diesem Strahlungswert gehörige wahre Temperatur T_w zu bestimmen.

Nach dem Gesetz von Kirchhoff ist nun für $\lambda = \text{konst} = 1,0 \mu$:

$$\frac{E'_{(T_w)}}{A'_{(T_w)}} = E_{(T_w)} \quad (1)$$

wobei $E'_{(T_w)}$ und $A'_{(T_w)}$ die Emission bzw. Absorption des nichtschwarzen Strahlers, $E_{(T_w)}$ die Emission des schwarzen Körpers bei derselben Temperatur T_w ist.

Setzt man den für den schwarzen Strahler geltenden Wert der Strahlungsformel von Wien

$$E_{(T_w)} = \frac{c_1}{\lambda^5} e^{-\frac{c_2}{\lambda T_w}} \quad (2)$$

in Gl. 1 ein, so ergibt sich die Emission des nichtschwarzen Körpers bei der wahren Temperatur T_w im von der Photozelle erfaßten Bereich des Verbrennungsraumes aus

$$E'_{(T_w)} = A'_{(T_w)} E_{(T_w)} = A'_{(T_w)} \cdot \frac{c_1}{\lambda^5} e^{-\frac{c_2}{\lambda T_w}} \quad (3)$$

Für eine Temperatur T_s eines schwarzen Strahlers lautet die Strahlungsformel von Wien

$$E_{(T_s)} = \frac{c_1}{\lambda^5} e^{-\frac{c_2}{\lambda T_s}} \quad (4)$$

Sei T_s die zu der wahren Temperatur T_w gehörige schwarze Temperatur des nichtschwarzen Körpers, so ist nach deren Definition

$$E_{(T_s)} = E'_{(T_w)} \quad (\text{gemessen in mA}) \quad (5)$$

Setzt man in Gl. 5 die aus den Gl. 3 und 4 erhaltenen Werte ein, so findet man

$$A'_{(T_w)} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda T_w}} = e^{-\frac{c_2}{\lambda T_s}} \quad (6)$$

oder

$$\ln A'_{(T_w)} = \frac{c_2}{\lambda} \left(\frac{1}{T_w} - \frac{1}{T_s} \right)$$

Die Bestimmung der wahren Temperaturen T_w erfolgt nun in der Art, daß die zu Strahlungswerten $E_{(T_s)}$ (in mA gemessen) gehörigen schwarzen Temperaturen T_s aus einer Eichung der Photozelle mittels Hohlraumstrahlung in einer Eichkurve aufgetragen werden. (Zur zahlenmäßigen Feststellung der Größe der Temperatur T_s aus Gl. 4 genügt es, wenn für einen einzigen Wert von $E_{(T_s)}$ der Faktor zur Umrechnung der in mA gemessenen Strahlungswerte in energetische Werte bekannt ist.)

Die aus den Messungen im Motor erhaltene Strahlungskurve ergibt die $E'_{(T_w)}$ -Werte, die aus der Eichkurve die dazugehörigen schwarzen Temperaturen T_s liefern.

Zeichnet man schließlich noch Gl. 6 nomographisch auf, so findet man aus den schwarzen Temperaturen T_s die zur Strahlung $E'_{(T_w)}$ gehörigen gesuchten wahren Temperaturen T_w . Es sei aber nochmals betont, daß diese Methode nur dann verwendbar ist, wenn das Absorptionsvermögen A' für die an der Strahlung im selektiven Wellenlängenbereich beteiligten Stoffe und für die wahren Temperaturen T_w bekannt ist.

Außer den schon erwähnten Schwierigkeiten, die sich einer solchen Kenntnis entgegenstellen, tritt noch die weitere hinzu, daß das Absorptionsvermögen druckabhängig ist, und da gerade während der Beobachtung eine Konstanz des Druckes nicht vorhanden ist, müßte auch diese Tatsache bei Auswertungen Berücksichtigung finden.

Es muß also das Absorptionsvermögen in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel durch stroboskopische Abtastung des Arbeitskreislaufes bestimmt werden, indem die Schwächung einer durch den Verbrennungsraum gesandten Strahlung mit der Photozelle gemessen wird.

Die Umwertung der erhaltenen Strahlungskurven in solche der Temperatur ist jedoch eine Angelegenheit von nachgeordneter Bedeutung, denn die bei der Verbrennung auftretenden Tempera-

turen äußern sich in der Wirkung im wesentlichen als Strahlung und diese wird ja unmittelbar gemessen. Hier sollte lediglich auf die bei der Verbrennung herrschenden theoretischen Zusammenhänge zwischen Strahlung und Temperatur hingewiesen werden.

Im übrigen ist das in Abschnitt IV angeführte Verfahren für die Umwertung der Strahlungsergebnisse in Temperaturen bestimmt geeigneter, da das Absorptionsvermögen und die anderen schlecht erfaßbaren Einflüsse hierbei herausfallen.

Die zu untersuchende Strahlung im Motor dürfte, wie schon erwähnt, hauptsächlich durch die Emission des bei der Verbrennung entstehenden H_2O -Dampfes, des CO_2 und der unverbrannten Rußteilchen (evtl. beim Dieselmotor auch durch diejenige der noch vorhandenen Brennstofftröpfchen) verursacht sein.

Die glühenden festen Körperchen geben ein kontinuierliches Spektrum, die Photozelle erfaßt also bestimmt einen Teil der Strahlung. Die am stärksten strahlenden Banden von H_2O und CO_2 liegen aber bei $2,7\mu$ und $4,4\mu$. In der Gegend von $1,0\mu$ besitzt CO_2 keine Bande, wohl aber H_2O . Die Kohlenwasserstoffe, CO sowie auftretende Dissoziationsprodukte — OH , $C-C$, CH -Radikale beispielsweise — besitzen im durch die Versuchsanordnung gegebenen Meßbereich keine Banden oder aber nur solche von äußerst geringer Intensität³⁾. Es kommt also für die Photozelle im wesentlichen nur die Strahlung des Wasserdampfes und der festen Teilchen in Frage. Diese Feststellung vereinfacht die Auswertung der Ergebnisse von Untersuchungen an Diesel- und Ottomotoren außerordentlich.

III. Der Photozellen-Indikator zur Strahlungsmessung

1. Anwendung bei Dieselmotoren

Die Eignung der Strahlungsmeßeinrichtung für die Untersuchung von Dieselmotoren wurde an einem Deutz-Motor F 6 M 317 erprobt. Der wassergekühlte Sechszyl.-Motor hatte einen Hubraum von $6 \times 1156 \text{ cm}^3$. Hub = 120 mm, Bohrung = 170 mm, Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 18$. Der Motor arbeitete nach dem Vorkammer-Verfahren, der Einspritzdruck betrug etwa 135 kg/cm^2 . Die von Deutz selbst entwickelte Einspritzpumpe mit Schrägschlitzzsteuerung entlastete nicht vollständig, sondern nur bis zu einem Grunddruck von 85 bis 88 kg/cm^2 . Der mittlere Arbeitsdruck betrug $5,8 \text{ kg/cm}^2$, der Kraftstoffverbrauch etwa 200 g/PS $\cdot$ h. Gefahren wurde für die Versuche mit Standard-Gasöl. Die Hubraumleistung war 8,7 PS/l, das Hubraumgewicht 75 kg/l und das Leistungsgewicht 8,6 kg/PS .

Bei den Versuchen wurde einmal die Strahlung in der Vorkammer und der Druckverlauf in der Vorkammer unter Verwendung eines Einschraubstückes, das an Stelle der Glühkerze eingeschraubt wurde, aufgezeichnet (Bild 2). In einer zweiten Meßreihe wurden Diagramme des Strahlungsverlaufes in der Vorkammer, des Druckverlaufes in der Einspritzleitung und der Erhebung der Düsenadel aufgenommen (Bild 7). Die Beobachtungsmöglichkeit der Strahlung war wegen der für den besonderen Zweck günstigen Bauart der Vorkammer und Anordnung der Düse und der Bohrung für die Glühkerze sehr gut, da die Längsachse der Düse und der Glühkerzenbohrung beim Deutz F 6 M 317 nahezu senkrecht zueinander stehen [11]. Der Einspritzdruck-Indikator war möglichst nahe an die Düse verlegt worden, um auch tatsächlich den Einspritzdruckverlauf an der Düse zu erhalten.

Aus früheren Untersuchungen ergab sich nämlich, daß der Druckverlauf an verschiedenen Stellen der Leitung zwischen Einspritzpumpe und Düse verschieden, zumindest phasenverschoben ist. Dies ergibt sich ja auch schon durch theoretische Überlegungen.

Selbstverständlich wurde zum Druck- und Strahlungsverlauf jeweils auch der obere Totpunkt und die Zeitmarkierung (mittels einer 500 Hz-Linie) aufgezeichnet.

Der eigenartige Verlauf der Strahlungskurven der ersten Meßreihe (z. B. Bild 8), gab Veranlassung, Photozelle und Verstärker auf einwandfreies Arbeiten zu untersuchen, da es nicht glaubhaft erschien, daß der Strahlungsverlauf derartig sein könnte. Durch Übersteuerung des Verstärkers und ein „Überschwingen“ der Schleife infolge des plötzlichen starken Stoßes wäre diese Kurvenform wahrscheinlich erschienen (z. B. durch Übersteuerung der Eingangsrolle bei normalem Arbeiten der Endröhre). Es war jedoch selbst bei einer Einstellung des Verstärkers, bei der diese Ursachen auf keinen Fall auftreten, nicht möglich, eine andere Kurvenform zu erhalten. Da andererseits ein gewisser Gang der aufgezeichneten Strahlungsamplitude mit der anzunehmenden Strahlungsintensität auftrat, wurden die Diagramme — allerdings unter Vorbehalt — teilweise doch zur Auswertung herangezogen.

Der in allen Oszillogrammen auftretende plötzliche Anstieg der Strahlung aus der Grundlinie heraus hängt damit zusammen, daß die Photozelle erst bei einem Schwellwert der Strahlung anzusprechen beginnt, d. h. daß die Zelle erst bei einem gewissen Mindestwert an auftretender Strahlungsenergie beginnend die Strahlungswerte anzeigt. Es wird also die Anzeige der Zelle für Strah-

³⁾ Struktur und Eigenschaften der Materie, Bd. 15 u. 16: H. Sponer, Molekülspektren und ihre Anwendung auf chemische Probleme, Berlin: J. Springer 1935 u. 1936.

000833

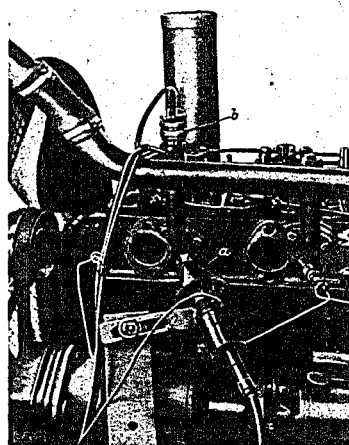


Bild 7. Photozellenindikator (a) und Düsenadelmeßgerät (b) (Deutz F 6 M 317).

(Legende zu Bild 7):
Quarzindikator zur Messung des Druckverlaufes in der Einspritzleitung nicht sichtbar.

(Legende zu Bild 7a):
1. Düsenadel öffnet, Druckspitze in der Einspritzleitung; 2. Einsetzen der ersten Verbrennung; 3. Erreichter Höchstwert bei der ersten Verbrennung ohne Druckanstieg; 4. Einsetzen der schlagartigen Verbrennung, Druckanstieg durch die Verbrennung; 5. erster Strahlungs- (Temperatur-)Höchstwert; 6. zweiter Strahlungs- und Druck-Höchstwert; 7. Schließen der Düsenadel, Druckmindestwert in der Einspritzleitung, Beginn des Nachbrennens; 8. Ende der Verbrennung.
1-2 „wahrer Zündverzöger“, die ersten Tröpfchen umgeben sich mit einer Dampfhülle; 2-3 erste Verbrennung ohne Druckanstieg; 3-4 Abgabe der bei der ersten Verbrennung entstehenden Wärme an andere Kraftstoff-Luftteilchen; 4-5 „erweiterter Zündverzöger“, wie er sich aus dem Druckverlauf ergibt; 4-5 schlagartige Verbrennung mit Druckanstieg; 5-7 geregelte Verbrennung; 7-8 Nachbrennen.

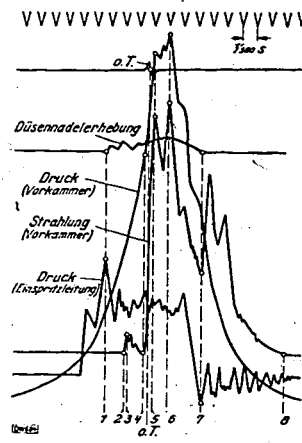


Bild 7a. Verbrennungsablauf beim Dieselmotor.

lungswerte (bzw. Temperaturen) unter dem erwähnten Schwellwert und für diesen Schwellwert selbst dieselbe sein. Die Temperaturen im Verbrennungsraum liegen aber vor der Verbrennung teilweise unter der zu diesem Schwellwert der Temperaturstrahlungsenergie gehörigen Temperatur, und so wird der entsprechende Anstieg nicht aufgezeichnet. Andererseits sprechen verschiedene Tatsachen dafür, daß der Einspritzpunkt der durch die Verbrennung hervorgerufenen Strahlung praktisch an derselben Stelle liegt wie der im Knick beginnende Steilanstieg, so daß das Nichtaufzeichnen des vorhergehenden Anstiegs vorläufig lediglich als kleiner „Schönheitsfehler“ der Meßmethode angesprochen werden kann, der bei Verwendung einer weiter im Ultraroten empfindlichen Photozelle fortfällt. Bei einer Eichung der Anordnung hebt sich der Fehler sowieso heraus.

Die Untersuchungen fanden unter folgenden Bedingungen statt:

- Verschiedene Drehzahl bei Vollast,
- verschiedene Belastung bei gleichbleibender Drehzahl,
- konstante Drehzahl und Belastung mit Best-, Spät- und Früheinspritzung,
- kontinuierliche Änderung des Einspritzzeitpunktes,
- Einfluß der Veränderung der Form und Größe der Vorkammer.

Die Verbrennung im Dieselmotor (Bild 7a) unterscheidet sich grundsätzlich von der im Ottomotor dadurch, daß hier ein viel stärkerer Rußanfall auftritt, obwohl dauernd mit Luftüberschuß gearbeitet wird. Dies rührt wesentlich daher, daß die Zeit zur Gemischauflösung viel kürzer als die im Ottomotor zur Verfügung stehende ist.

Die Gemischbildung beginnt in der Nähe der Düse im Augenblick des Einspritzens durch Verdampfen einiger Brennstofftröpfchen und Vermischung des Dampfes mit Luft.

Der wahre Zündverzöger [12, 13] kennzeichnet die vom Brennstoff, von seiner Zerstäubungsfeinheit und von der Temperatur in der Vorkammer abhängige Zeit vom Beginn des Einspritzens bis zur ersten, eine hohe Temperatur erzeugenden Verbrennung. Dieser wahre Zündverzöger ist sehr klein.

Inzwischen verdampfen weitere Brennstofftröpfchen und vermischen sich mit der verdichteten und dadurch und durch die Verbrennung der ersten Brennstoffteile erhitzten Luft. Dann erfolgt auch deren Verbrennung. Die Zeit vom Beginn des Einspritzens bis zur Verbrennung der gesamten Zylinderladung wird üblicherweise Zündverzöger genannt („erweiterter Zündverzöger“ [1]).

Strahlungstechnisch bedeutet der angedeutete Verlauf des Verbrennungsvorgangs nun, daß infolge der kurzen, für den gesamten Ablauf zur Verfügung stehenden Zeit die Verbrennung stets unvollkommen ist und während der ganzen Dauer eine große Zahl von Rußteilchen⁴⁾ vorhanden ist.

⁴⁾ Eine Bestätigung des von Ericksen [13] erwähnten Vorleuchtens bei stark unvollständiger Verbrennung, das darin bestünde, daß der in der Vorkammer von der vorhergehenden Verbrennung zurückbleibende Ruß bei der nächsten Verdichtung örtlich verbrenne; war nicht möglich.

Die Konzentration der glühenden Rußteilchen ist genügend, daß die von ihnen ausgehende Strahlung praktisch als schwarz angeprochen werden kann. Dadurch wird bei den motorischen Verhältnissen die Bandenstrahlung von H_2O -Dampf (oder CO_2) völlig überdeckt und es gilt unmittelbar das Wiensche Gesetz, wobei dann die „schwarze“ und die „wahre“ Temperatur als gleich angesehen werden können (s. Abschnitt II).

Die Diagramme der Bilder 8 und 9 zeigen Vollastkurven der Strahlung bzw. der — wie erwähnt — durch das Wiensche Gesetz mit ihr gekoppelten Temperatur, in dem von der Photozelle erfaßten Bereich der Vorkammer. Die Strahlungskurven wurden jeweils bei erreichtem Gleichgewichtszustand des Motors und bei Besteinspritzung aufgenommen. Wie besonders aus den Aufnahmen der Meßreihe 1 hervorgeht, wächst die Strahlungsintensität mit steigender Drehzahl, allerdings bedeutet das nur eine geringfügige Temperaturerhöhung im Verbrennungsraum. Wesentlich ist jedoch die verhältnismäßige Verlängerung der Verbrennungsdauer mit steigender Drehzahl. Diese Tatsache veranlaßt die bekannte Erhöhung der Auspuff- und Zylindertemperatur mit Steigerung der Drehzahl. Auch für Teillastdiagramme bei verschiedener Drehzahl, die mit der halben Belastung gefahren werden, ergab sich dasselbe Bild.

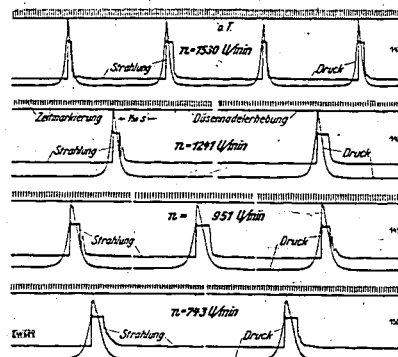


Bild 8. Strahlung und Druck in der Vorkammer bei Vollast und verschiedenen Drehzahlen.

Motor: Deutz F 6 M 317.
(Diese und die folgenden Diagramme sind nach Original-Oszillogrammen gezeichnet.)

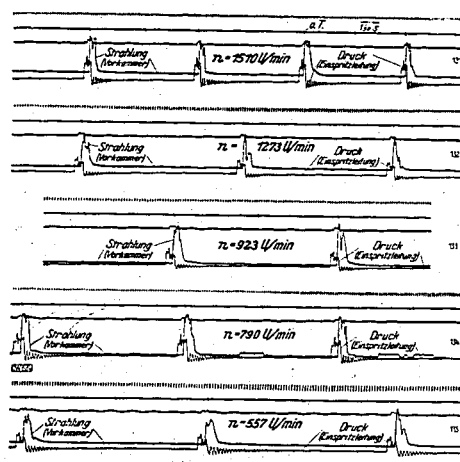


Bild 9. Strahlung in der Vorkammer, Druck in der Einspritzleitung und Erhebung der Düsenadel bei Vollast und verschiedenen Drehzahlen.
Motor: Deutz F 6 M 317.

Es ist überhaupt grundsätzlich beim Dieselmotor zu beobachten, daß die Höchsttemperaturen annähernd konstant sind. (Hier ist eine Übereinstimmung mit Ricardo [14] zu bemerken.)

Vergleicht man die in Bild 10 einander gegenübergestellten Diagramme für $n = 900$ U/min, wobei die Belastung in einem Fall $p = 5,7$ kg, im anderen $p = 2,8$ kg beträgt, so findet man, daß die Verbrennungsdauer auch mit größer werdender Belastung wächst.

Es sei schließlich noch auf die Diagramme des Bildes 11 hingewiesen, die den Einfluß der Änderung des Einspritzbeginns auf den Strahlungsverlauf anzeigen. Aus diesen für Spät-, Best- und Früheinspritzung angefertigten Aufnahmen und aus Diagrammen, bei denen der Einspritzpunkt kontinuierlich während der Aufnahme geändert wurde, geht klar hervor, daß die Verbrennungsdauer mit wachsender Vorverlegung des Einspritzbeginns vor dem o. T. größer wird. (Die geringfügige Änderung der Drehzahl bei kontinuierlicher Änderung wurde außer acht gelassen.) Dies bedeutet, daß die mittleren Temperaturen im Verbrennungsraum und damit die an die Zylinderwände abgegebene Wärme steigt. Da der Zeitpunkt der Verbrennung gleichzeitig aber immer weiter vorverlegt wird, muß die mittlere, im Auspuff festzustellende Temperatur sinken. Dies konnte durch Kontrollversuche nachgewiesen werden.

Bemerkenswert ist auch die Erhöhung des Höchstdruckes im Brennraum mit größerer Früheinspritzung. Dies erklärt sich wohl daraus, daß die Verbrennung bei stärkerer Früheinspritzung näher an den o. T. gerückt wird.

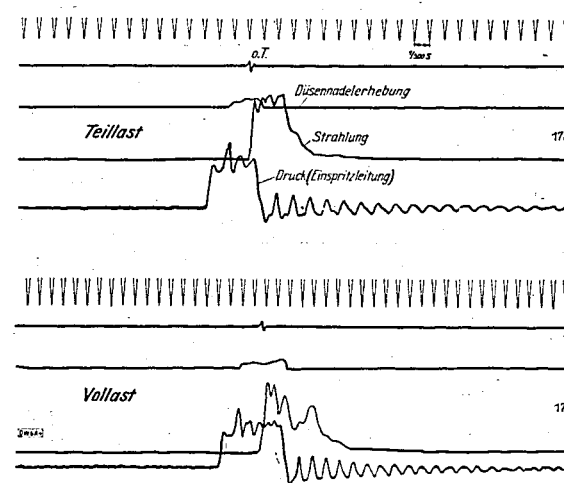


Bild 10. Strahlung in der Vorkammer. Druck in der Einspritzleitung und Erhebung der Düsenadel bei Teillast und Vollast.
Motor: Deutz F 6 M 317; $n = 900$ U/min.

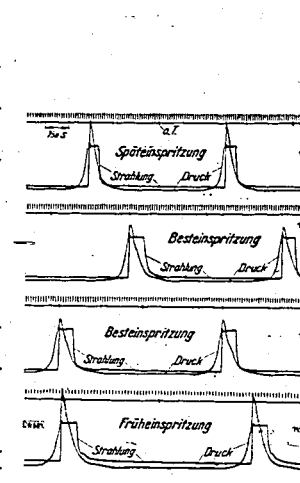


Bild 11. Einfluß der Änderung des Einspritzbeginns auf Strahlung und Druck in der Vorkammer.
Motor: Deutz F 6 M 317.

Wegen der Fülle der sich gerade beim Dieselmotor ferner ergebenden Schlüsse muß hier verzichtet werden, auf weitere Einzelheiten einzugehen. Es sei nur noch einmal auf den durch das Verfahren gestatteten Einblick in den in einzelnen Abschnitten erfolgenden Verbrennungsablauf beim Dieselmotor hingewiesen [1].

2. Anwendung bei Ottomotoren

Die neue Methode wurde weiter an drei verschiedenen Ottomotoren erprobt.

Zunächst wurden Messungen an einem luftgekühlten Motor (NSU-OSL-501) gemacht, an dem die Versuchseinrichtung entwickelt wurde (Bild 12). Dieser besaß im Zylinderkopf hängende Ventile, die über Stößel betätigt wurden. Der Hubraum betrug 494 cm^3 , das Verdichtungsverhältnis wurde durch Einbau eines „hohen“ Kolbens auf $\epsilon = 7,7$ gebracht. Diese Maßnahme erfolgte, weil sich gezeigt hatte, daß der Motor bei dem ursprünglichen Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 6,1$ wegen der später erwähnten neuen Kerzenanordnung sehr heiß wurde und starke Drehzahlschwankungen aufwies. Bei der höheren Verdichtung blieb er kühl.

Der Schwimmer des Amal-Vergasers 6/024 war auf einem besonderen, vom Motor getrennten Sockel angebracht und durch eine biegsame Leitung mit dem eigentlichen Vergaser verbunden, da festgestellt wurde, daß das starke „Schütteln“ des Motors eine unregelmäßige Brennstoffzufuhr zur Folge hatte. Der Vergaser wurde sorgfältig einreguliert: Hauptdüse 170, Nadelstellung 3. Kerbe von oben, Schieber 6/5, Leerlaufumschraube $1\frac{1}{2}$ Umdrehungen herausgedreht. Als äußerster Frühzündung wurde 16 mm vor o. T. als günstigster Wert gefunden.

Besondere Versuche mußten wegen der Anordnung der Zündkerze stattfinden. Da die

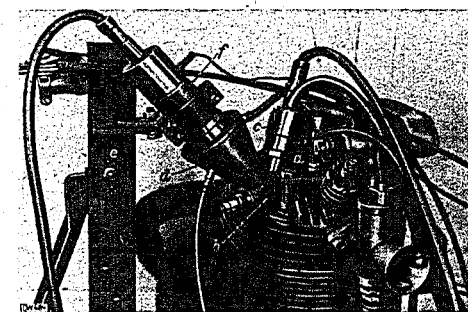


Bild 12. Neue Kerzenanordnung am NSU-OSL-501-Motor.
Kerze (n) in der Mitte des Zylinderkopfes; Einschraubstück (b) mit Quarzindikator (c) und Quarzfenster-Schraubstück (d); Ständer (p) mit daran angebaute Photozelle (f) im Gehäuse.

normalerweise vorgesehene Bohrung für $18 \times 1,5$ mm-Zündkerzen im Zylinderkopf zur Beobachtung des Verbrennungsvorganges dienen sollte und für die Entwicklungsarbeiten ein Zünden in der unmittelbaren Nähe des Beobachtungsfensters unerwünscht war, wurde in der Zylinderachse zwischen Ein- und Auslaßventil eine mit $14 \times 1,25$ mm versehene Bohrung eingefräst, die als 5 mm-Loch in den Verbrennungsraum mündete.

Die ursprünglich gehegten Befürchtungen wegen einer derartigen Änderung traten nicht ein. Zwar „stand“ zunächst keine Kerze, bis schließlich in der Boschkerze W 240 T 1 eine solche gefunden wurde, die anstandslos beliebig lange Vollastläufe ohne Glühzündungen durchhielt, andererseits aber bei Leerlauf und niedrigen Drehzahlen nicht verölte.

Allerdings war der Motor durch die neue Kerzenanordnung außerordentlich empfindlich in bezug auf richtig eingestellte Zündung. Die Spitzenleistung stieg etwas gegenüber derjenigen, wenn die Kerze an der ursprünglichen Stelle saß; auch wurde die Leistungskurve im unteren Drehzahlbereich fülliger. Der Verbrauch änderte sich nicht. Es scheint dies auf eine Art „Vorkammerwirkung“ zurückzuführen zu sein.

Diese sich mit der neuen Kerzenanordnung ergebenden Beobachtungen dürften eine Bestätigung der Theorie Ricardos [14] darstellen, die besagt, daß dann die günstigsten Verhältnisse eintreten, wenn die Kerze in der heißesten Gegend des Verbrennungsraums, d. h. möglichst nahe beim Auslaßventil sitzt.

Zur Kühlung wurde ein Ventilator benutzt, der von einem Drehstrommotor (Leistung 0,5 kW, Drehzahl 2850 U/min) getrieben wurde. Wenn der Lüfter den Motor von der Auspuffseite her frei anblies, war die Kühlung besser als bei Verwendung von Leit- und Verkleidungsblechen. Es zeigte sich, daß diese einfache Kühlung für die Versuche voll ausreichte. Die Leistung des Motors wurde von einer Krupp-Wasserbremse mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 60 PS und einer Höchst-Drehzahl von 9000 U/min aufgenommen. Der Auspuff wurde in eine Absauganlage geleitet.

Die Anbringung der Versuchseinrichtung an einem wassergekühlten 1,7 l-Mercedes-Benz-Motor (Sechszyl.-Motor M 15) wurde schon gezeigt [1]. Der Motor hatte stehende Ventile, das Verdichtungsverhältnis war $\epsilon = 5,8$, die Dauerleistung bei $n = 3200$ U/min etwa 32 PS und die Hubraumleistung 10,1 PS/l.

Der Einfluß der Überladung auf die Verbrennung wurde an einem, auf einem Einzylinderprüfstand des FKFS [15] (mit verstellbarer Verdichtung) aufgebauten Versuchsmotor von 610 cm³ Inhalt (Bohrung $d = 90$ mm Dmr., Hub $s = 96$ mm, Hub/Bohrung $s/d = 1,07$) untersucht (Bild 13). Das Verdichtungsverhältnis war $\epsilon = 6$. Die Leistungsaufnahme erfolgte, ebenso wie beim 1,7 l-Mercedes-Benz-Motor, mittels Pendelgenerators. Das auf die Bremse übertragene Drehmoment wurde mit der Drehmomentwaage bestimmt. Der Versuchszylinder war wassergekühlt. Die Kühlung erfolgte unter Verwendung einer elektrisch angetriebenen Kühlwasserpumpe. Die Auf- bzw. Überladung des Zylinders wurde mittels Drehkolbengebläses vorgenommen. Die verdichtete Luft strömte über ein einstellbares Überdruckventil zu einem Druckausgleichbehälter, von dort zum Vergaser.

Im Gegensatz zu dem Vorgang beim Dieselmotor, bei dem die Gemischbildung erst im Augenblick des Einspritzens erfolgen kann, vollzieht sich diese beim Ottomotor schon während des Ansaugens und wird während der Verdichtung durch Verwirbelung noch verbessert. Daraus erklärt

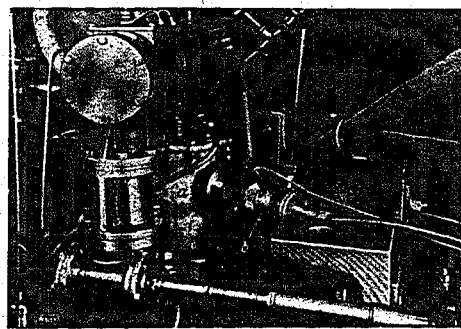


Bild 13. 610 cm³-Versuchsmotor (a) mit Photozellenindikator (b).

sich die wesentlich kürzere Verbrennungsdauer beim Ottomotor gegenüber dem Dieselmotor [1, Bild 5 und 6]. Andererseits ist die Verbrennung selbst, obwohl hier nicht wie bei jenem bei Luftüberschuß gearbeitet wird, vollständiger. Dadurch ist der auftretende Rußanfall geringer und die Strahlung, die von der Photozelle aufgezeichnet wird, ist in stärkerem Maße durch die Banden des H₂O-Dampfes als durch Rußteilchen verursacht, allerdings unter der Voraussetzung, daß nicht mit allzu überfettetem Gemisch bei den verschiedenen Betriebszuständen gefahren wird.

Die Strahlung kann also nicht mehr als „schwarze“ angesehen werden; daher ist auf jeden Fall streng zwischen „schwarzer“ und „wahrer“ Temperatur zu unterscheiden und dies für die Auswertung zu

berücksichtigen. Erschwerend wirkt ferner noch, daß die Zusammensetzung der strahlenden Gase während der Beobachtungszeit nicht bekannt ist.

Wegen der beim Ottomotor gegenüber dem Dieselmotor festgestellten, bedeutend kürzeren Verbrennungsdauer äußert sich eine Verlängerung (Verkürzung) derselben durch irgendwelche Bedingungen nicht im selben Maße wie bei jenen, d. h. auch die Verlängerung (Verkürzung) der Verbrennungsdauer ist sehr gering und irgendwelche Veränderungen der mittleren Zylindertemperatur beispielsweise können nicht hiervon herrühren.

Die Diagramme geben sofort Aufschluß: Beim Ottomotor sind einmal die Änderungen der Spitzentemperatur eine starke Ursache für die Erhöhung oder Erniedrigung der durch Thermoelemente gemessenen mittleren Temperatur. Zum andern spielt das Verbrennungsende eine wichtige Rolle. Und zwar bedeutet eine späte Beendigung der Verbrennung nicht wie beim Dieselmotor eine Verlängerung der gesamten Verbrennungsdauer, sondern hauptsächlich eine Verlagerung der gesamten Verbrennung nach der Expansion hin.

Beim Betrachten der am Ottomotor — insbesondere am 1,7 l-Mercedes-Benz-Motor — gemachten Aufnahmen fällt weiterhin auf, daß hier die Strahlungskurven öfters oberhalb des „Schwellwertes der Photozelle“ gelegen sind. Das bedeutet, daß die niedrigsten, während des Arbeitsprozesses auftretenden Temperaturen, die eine Temperaturstrahlung hervorrufen, immer noch höher liegen als die dem Schwellwert entsprechende. Es tritt also in diesen Fällen keine derart starke Abkühlung wie beim Dieselmotor auf.

Diese Beobachtung konnte, wie gesagt, immer am 1,7 l-Mercedes-Benz-Motor, manchmal, jedoch sehr selten, auch bei den anderen Motoren gemacht werden. Hieraus ist zu schließen, daß das starke Absinken der Temperaturen im Brennraum bei der Expansion von der Verdichtung abhängig ist, derart, daß ein hohes Verdichtungsverhältnis des Motors diesen Umstand begünstigt (s. z. B. die Diagramme des NSU-OSL-Motors 501, Bild 14).

Ein weiterer Gegensatz zwischen dem Verbrennungsablauf beim Diesel- bzw. Ottomotor besteht darin, daß bei diesen zwar die einzelne Verbrennung fast völlig schwingungsfrei ist, wegen der bei jeder Zündung anderen Verwirbelung des Gemisches sich aber die Höhe der Strahlungsspitzen — über mehrere Verbrennungen genommen — ändert, während diese beim Dieselmotor aus den schon auseinander gesetzten Gründen annähernd konstant bleibt.

Der Zündpunkt ist in den Strahlungskurven als kleine Spitze angedeutet. Diese wurde von einer elektrischen Beeinflussung des Gitterkreises der ersten Röhre des Gleichstromverstärkers durch die Zündung verursacht.

Die Meßeinrichtung wurde für folgende Betriebsverhältnisse erprobt:

Vollast und Teillast bei verschiedenen Drehzahlen,
Veränderung der Gemischzusammensetzung,
langsam und schnelles Öffnen der Drossel,

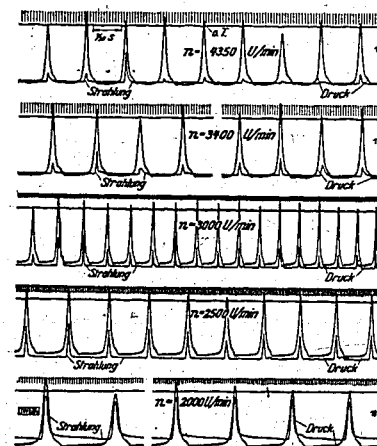


Bild 14. Strahlung und Druck bei Vollast und verschiedenen Drehzahlen. Motor: NSU-OSL-501.

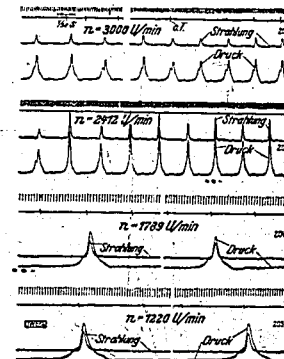


Bild 15. Strahlung und Druck bei Vollast und verschiedenen Drehzahlen. Motor: Mercedes-Benz M 15.

Änderung des Zündzeitpunktes,
Klopfen und Nicht-Klopfen,
Überladung.

Die Abhängigkeit der Strahlung und des Drucks von der Drehzahl zeigen die Bilder 14 und 15. Diese wurden bei Vollast und abnehmender Drehzahl am NSU- bzw. Mercedes-Benz-Motor aufgenommen. Es ist eindeutig ein Wachsen der Strahlungsamplituden mit geringer werdender Drehzahl festzustellen.

Die Erhöhung der Spitzentemperaturen bedingt aber bei abnehmender Drehzahl wahrscheinlich nicht ein entsprechendes Anwachsen der mittleren Temperaturen im Verbrennungsraum, deren Wert wird vielmehr von einer bestimmten Drehzahl ab wieder sinken (bei abnehmender Drehzahl), da die Kurven für eine bestimmte Einstellung der Zündung hergestellt wurden und eine solche feste Einstellung, bezogen auf $^{\circ}\text{KW}$, für höhere Werte der Drehzahl einer geringeren Vorzündung als für niedrigere entspricht.

Die Verbrennung erfolgt also für größere Werte der Drehzahl später — also mehr nach der Expansion hin — als für kleinere. Selbstverständlich wird sich dies meist nicht sehr stark ausgeprägt bemerkbar machen.

Übrigens läßt sich bei Betrachten der Kurven des Bildes 15 die geschilderte Wirkung der festen Zündeneinstellung aus den Druckdiagrammen ablesen. Bei höheren Drehzahlen tritt der für späte Zündung charakteristische späte Anstieg nach einer Art Sattel der Druckkurve auf, während dies für die niederen Drehzahlen nicht mehr der Fall ist. Ein Vergleich von Diagrammen, die für Vollast bzw. Teillast erhalten wurden, ergab keine besprechenswerten Ergebnisse.

Ferner wurden Untersuchungen am NSU-Motor OSL 501 derart angestellt, daß der am Amalvergaser vorhandene Luftschieber aus der völlig geöffneten Stellung in die geschlossene gebracht wurde. Hauptdüse, Nadelposition und Einstellung der Leerlauf Luftschraube waren zunächst bei voll geöffnetem Luftschieber sorgfältig bestimmt und eingestellt worden. Beim Schließen des Schiebers wurde das Gemisch überfettet. blieb der Schieber zu lange in dieser Stellung, so traten Aussetzer, schließlich völliger Stillstand des Motors auf.

Druck und Strahlung im Verbrennungsraum verhielten sich für diese Untersuchungsverhältnisse gerade entgegengesetzt. Während der Höchstdruck bei der Veränderung des Gemisches von „Best“ auf „Fett“ sank, nahm die Strahlung — und zwar von einer bestimmten Schieberstellung an plötzlich — zu. Die Versuche wurden für Vollast und Teillast gemacht.

Wurde der Vergaser, entgegen dem üblichen Vorgehen, auf ziemlich mager eingestellt, d. h. derart, daß die günstigsten Werte für geschlossenen Luftschieber erhalten wurden, so brachte also in Öffnen desselben eine Übermagerung des Gemisches mit sich. Hierbei traten derart hohe Strahlungs- und Druckwerte auf, daß der Verstärker sehr stark übersteuert wurde. (Die Druckamplituden wuchsen ebenfalls.)

Die Spitzentemperaturen im Verbrennungsraum besäßen also hiernach in der Gegend der Bestzusammensetzung des Gemisches ein Minimum; unter der Voraussetzung, daß diese qualitative Angabe nicht durch die verschiedenartige Zusammensetzung der auf die Photozelle wirkenden Strahler vergetäuscht wird.

Hierher gehören auch die Bilder 16 und 18. Diese Aufnahmen wurden am 1,7 l-Mercedes-Benz-Motor gemacht, während die Drossel im ersten Fall voll „aufgerissen“, im letzteren langsam geöffnet wurde. Die Verhältnisse sind bei dem einen gegenüber dem anderen Vorgehen gerade umgekehrt. Beim Aufreißen der Drossel werden sowohl die Druck- als auch die Strahlungsspitzen höher, und zwar nehmen sie beträchtliche Werte an. (Bei geschlossenem Gasschieber herrscht in der Ansaugleitung während des Ansaughubes ein bestimmter Unterdruck, der u. a. durch die Drehzahl des Motors gegeben ist. Reißt man den Schieber plötzlich hoch, so nimmt zwar der Unterdruck in der Saugleitung ab, an der Düse jedoch herrscht nun ein bedeutend höherer Unterdruck als zuvor. Die Belieferung des Motors mit Brennstoff erfolgt nur aus dem geringen Vorrat, der in der Düse, dem Verbindungskanal zum Schwimmer und diesem selbst vorhanden ist. Die weitere Nachlieferung erfolgt nicht rasch genug, so daß der Motor ein bedeutend mageres Gemisch als zuvor erhält. Die Ergebnisse stimmen dementsprechend etwa mit denen am NSU-Motor überein, wenn bei jenem das Gemisch übermager wurde.)

Bei Bild 17 wurde die Drossel nach dem plötzlichen Aufreißen sofort wieder geschlossen. Inzwischen war der Motor schon auf eine höhere Drehzahl gekommen als zu Beginn des Aufreißen, d. h. zu Beginn des Bildes 16.

Die Unterschiede in Bild 18 sind nicht so stark ins Auge fallend wie die des Bildes 16.

000836

Es sei noch erwähnt, daß die Vergaser-einstellung vor der Untersuchung geprüft worden war, damit nicht etwa ein „Loch“ im Übergang Fehlschlüsse ergab. Die Zündung blieb fest eingestellt, der Motor lief zu Beginn der Aufzeichnungen der Bilder 16 und 18 im Leerlauf.

Die Erklärung für diese Ergebnisse ist noch nicht ganz gesichert. Es mag sein, daß sich zwei Einflüsse überlagern und teilweise aufheben.

Auf jeden Fall ist der Widerspruch, der sich beim Vergleich der oben erwähnten, am NSU-Motor OSL 501 erhaltenen Ergebnisse mit denen von Goodenough und Baker [16, 22] ergibt, noch zu klären.

Es wäre denkbar, daß die im mageren und Bestbereich hauptsächlich durch Wasserdampf verursachte Strahlung im fetten Bereich durch unverbrannte Rußteilchen (Annäherung an die schwarze Strahlung) stark überdeckt und verstärkt wird, so daß tatsächlich, trotz der größeren Strahlungsintensität eine geringere Höchsttemperatur während der Verbrennung auftritt. Damit wäre aber noch keine Erklärung für die außerordentlichen Strahlungsspitzen — trotz niedriger Temperatur nach Goodenough und Baker — im mageren gegenüber dem Bestbereich gefunden; denn im mageren Gemischbereich kann natürlich nicht von einer großen Zahl unverbrannter Kohlenstoffteilchen gesprochen werden.

Die Erklärung dafür, daß die mittleren Temperaturen (aufgetragen über der Gemischzusammensetzung) einen anderen Gang besitzen, als die mittels der Strahlungsmethode gefundenen Strahlungs- und — unter Vorbehalt — Temperaturspitzen, ist einfach: Für die mittlere Temperatur im Verbrennungsraum und die Erwärmung der Zylinderwände ist zwar auch die kurzzeitig auftretende Höchsttemperatur maßgeblich, eine mindestens ebenso bedeutsame Rolle spielt aber der Zeitpunkt, in welchem die Verbrennung beendet ist.

Beim Abwärtgehen des Kolbens werden die Gase stark entspannt, dadurch entziehen sie der Umgebung Wärme. Tritt die Verbrennung aber erst sehr spät ein oder ist infolge mangelhafter Aufbereitung u. ä. die Brenngeschwindigkeit sehr klein, so wird hierdurch die wärmeentziehende Wirkung der Expansion teilweise zunichte gemacht.

Als Folge hiervon ist eine Erhöhung der mittleren Temperatur festzustellen, obgleich vielleicht die Spitzentemperaturen niedriger als bei einem anderen Betriebszustand sind.

Das „Heißwerden“ des Motors bei magerer Vergasereinstellung oder übermäßiger Spätzündung ist stets auf eine weit in den Spannungshub hineinreichende Verbrennung zurückzuführen. Diese Tatsache drückt sich deutlich in Kurven der mittleren Temperatur, gemessen im Auslaß, mit der Gemischzusammensetzung als Abszisse aus. Diese zeigen bekanntlich eine Abhängigkeit derart, daß mit wachsender Luftanreicherung des Gemisches die erwähnte mittlere Temperatur im Auspuff steigt.

Zur Untersuchung des Einflusses des Zündzeitpunktes bei Ottomotoren wurden am luftgekühlten 500 cm³-NSU-Motor und am wassergekühlten 1,7 l-Mercedes-Benz-Motor Aufnahmen gemacht, aus

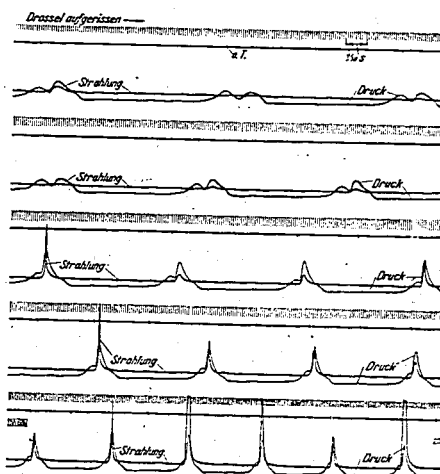


Bild 16. Strahlung und Druck bei Vollaufreißen der Drossel während der Aufnahme.
Motor: Mercedes-Benz M 15.

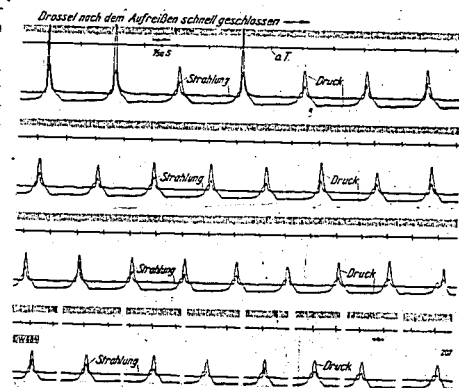


Bild 17. Strahlung und Druck beim Schließen der Drossel während der Aufnahme nach dem Vollaufreißen in Bild 16.
Motor: Mercedes-Benz M 15.

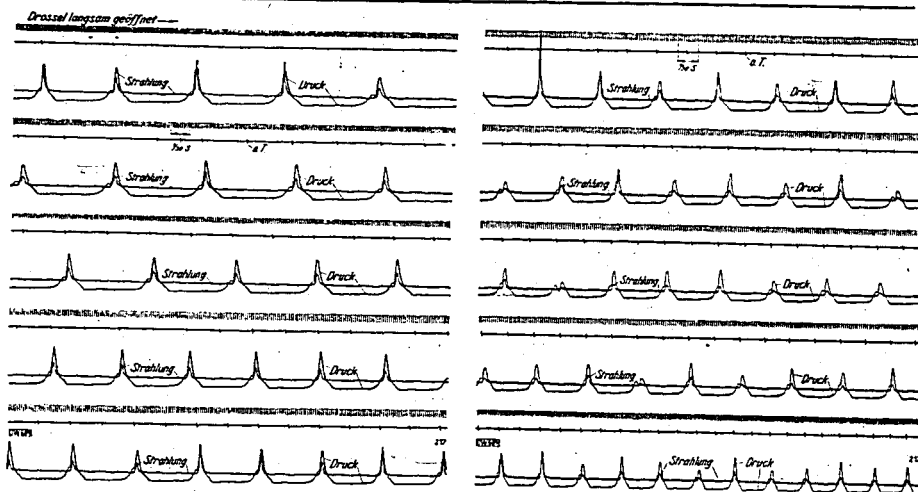


Bild 18. Strahlung und Druck bei langsamem Öffnen der Drossel.
Motor: Mercedes-Benz M 15.

denen die Bilder 19 bis 21 herausgegriffen sind. Aus diesen Diagrammen ist ersichtlich, daß sowohl die Verbrennungsdrücke als auch die Strahlungswerte bei Frühzündung — teilweise sogar erheblich — größer als die bei Spätzündung werden. Bei diesen Untersuchungen zeigte sich auch eine deutlich wahrnehmbare Erhöhung der Verbrennungszeit, wenn mit Spätzündung gefahren wurde (s. z. B. Bild 19). Eine derartige Beobachtung konnte bei anderen an Ottomotoren vorgenommenen Versuchen nur schwer festgestellt werden.

Weiterhin ist die Tatsache bemerkenswert, daß sowohl bei ausgeprägter Früh- als auch Spätzündung die Höhe der Diagramme stark wechselt (z. B. Bild 19). Dieser Umstand ist zweifelsohne durch starke Schwingungen der Gasmasse bedingt. Hierfür spricht auch das Auftreten von Schwingungen der verschiedensten Art in den Diagrammen selbst.

Die Gestalt der Druckdiagramme bei Spätzündung ist ja hinlänglich bekannt. Der durch die Verbrennung bedingte Anstieg des Drucks beginnt über dem Einsatzzpunkt der Strahlung (Verbrennung), wie aus den Bildern abzulesen ist.

Wurde am Mercedes-Benz-Motor M 15 die Zündung derartig früh eingestellt, daß der Motor zu klopfen begann, so zeigten sich im Druckdiagramm die dem Druckabfall überlagerten, bekannten

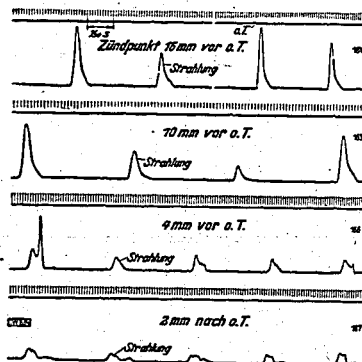


Bild 19. Einfluß der Änderung des Zündzeitpunktes auf den Strahlungsverlauf.
Motor: NSU-OSL-501.

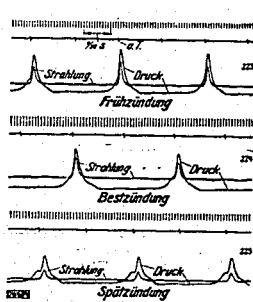


Bild 20. Strahlung und Druck bei Früh-, Best- und Spätzündung.
Motor: Mercedes-Benz M 15.

hochfrequenten Schwingungen. Der Verbrennungsdruck wurde sehr viel höher, und die Temperaturstrahlung des Verbrennungsraumes nahm ebenfalls beträchtliche Werte an, Bild 21. Der Strahlungs- und damit Temperaturabfall erfolgt bei klopfender Maschine rascher als bei nichtklopfender. Wurde bei einem klopfenden Motor die Drehzahl erhöht, so konnte in günstigen Fällen ein klopfreier Betrieb erzielt werden, wobei die Strahlungsspitzen und ebenso natürlich die Verdichtungsdrücke niedriger wurden.

Bild 22 zeigt den Einfluß der Überladung auf die Temperatur im Brennraum (Drehzahl $n = 2700$ U/min, Vollast). Aus gesondert aufgenommenen Indikatordiagrammen für die einzelnen Überladungsdrücke ergab sich, daß, wie auch anzunehmen ist, bei höherer Überladung die Drücke größer werden. Dasselbe gilt für die Strahlung. Allerdings sind die Unterschiede in diesem Fall nicht so stark. (Bei einer Überladung von 0,6 at Überdr. traten Höchstdrücke von 68 at Überdr. auf! Das einwandfreie Arbeiten des Motors war unter diesen Betriebsbedingungen allerdings nur für kurze Zeit gesichert.)

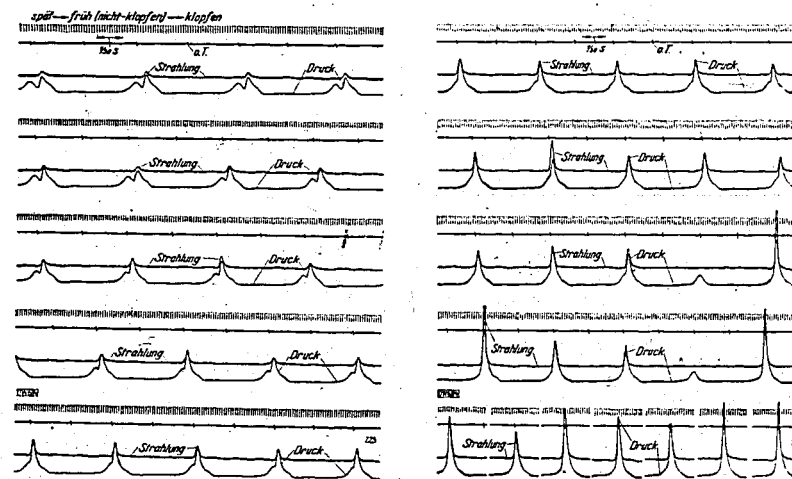


Bild 21. Strahlung und Druck bei stetigem Ändern des Zündzeitpunktes während der Aufnahme von „Spät“ über „Früh“ („Nicht-Klopfen“) auf „Klopfen“.
Motor: Mercedes-Benz M 15.

Bei einer derartigen Versuchsreihe ergab sich nebenbei noch eine interessante Beobachtung. Während des Betriebs (Überladung 0,6 at Überdr., $n = 2700$ U/min, Vollast) begann die Zündkerze nicht mehr richtig zu arbeiten und ergab Glühzündungen. Das zugehörige Strahlungsdiagramm zeigt das Bild 23 a. Schließlich war sie völlig unbrauchbar. Das Diagramm des Bildes 23 b konnte gerade in dem Augenblick gemacht werden, als die Kerze ganz ausfiel. Dann kam der Motor zum Stillstand. Man erkennt in Bild 23, daß immer wieder Verbrennungen stattfinden, die Hauptverbrennung in Bild 23 a schon stark schwingungsförmigen Charakter besitzt und in Bild 23 b fast gar nicht mehr stattfindet.

Eine ähnliche, weitgehende Aussage über den Verbrennungsablauf im Ottomotor aus den Strahlungsdiagrammen zu machen, wie das bei den am Dieselmotor angestellten Untersuchungen geschah, ist vorläufig noch nicht möglich, da der Einfluß der Gemischzusammensetzung vor und nach der Verbrennung auf die Strahlung der Auswertung der Meßergebnisse erhebliche Schwierigkeiten bereitet.

Durch den Zündfunken wird das fertig bereitete Gemisch entzündet. Es entsteht eine kleine Flamme. Von diesem einzigen kleinen Flammenkern breitet sich die Verbrennung zuerst langsam, dann immer schneller, in Form einer „Flammenfront“ im Verbrennungsraum fortschreitend, aus. Die Richtigkeit der Annahme einer derartigen endlichen Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme, d. h.

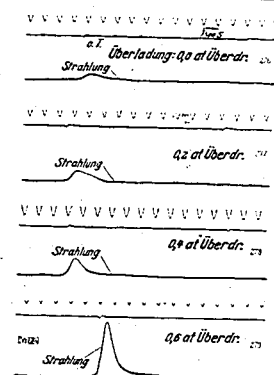


Bild 22. Strahlung bei verschiedener Überladung.
Motor: 610 cm³-Versuchsmotor; Vollast;
 $n = 2700$ U/min.

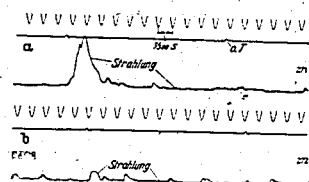


Bild 23. Erkennen des Aussetzens der Zündkerze aus dem Strahlungsdiagramm.
a) Zündkerze ist defekt und ergibt Glühzündungen;
b) Zündkerze fällt ganz aus.
Motor: 610 cm³-Versuchsmotor.

der Verbrennung, wird durch die Strahlungsaufnahmen bestätigt. Bild 24 a zeigt beispielsweise ein Diagramm, das an einem Motor aufgenommen wurde, bei dem die Bohrung für das Einschraubstück des Quarzfensters sehr weit von der Zündkerze entfernt war. Hier erfolgt der durch die Verbrennung erzeugte, sofort eintretende Druckanstieg im Verbrennungsraum schon etwas eher als der Einsatz der Strahlung in dem von der Photozelle erfaßten Raumwinkel. Diese Beobachtung kann auch an einigen anderen Diagrammen, besonders bei durch Spätzündung oder mageres Gemisch bedingter langsamer Verbrennung, gemacht werden. Die Bilder 24 b und c zeigen zum Vergleich einige Strahlungs- und Druckkurven, bei denen der Einsatz der Strahlung gleichzeitig bzw. vor dem des Drucks erfolgt.

Die von Dixon [17] festgestellte Tatsache, daß die Ausbreitung der Flamme nicht synchron mit der Erreichung der höchsten Temperaturen ist, überlagert sich noch dem oben angeführten.

Andererseits ist aber auch unmittelbar eine Abschätzung der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront aus den Diagrammen, die an Ottomotoren angefertigt wurden, möglich, da einerseits der Abstand Zündkerze-Quarzfenster gemessen werden kann, andererseits sich der zeitliche Abstand vom Zündaugenblick (kleine Spitze in der Grundlinie der Strahlungskurve) bis zum Einsatz der vor dem Quarzfenster erfolgenden Verbrennung aus den Strahlungsaufnahmen ergibt.

Hienach erhält man beispielsweise für das bei äußerst möglicher Spätzündung angefertigte Diagramm des Bildes 24 a eine Flammengeschwindigkeit von etwa 12 m/s, während für das erste

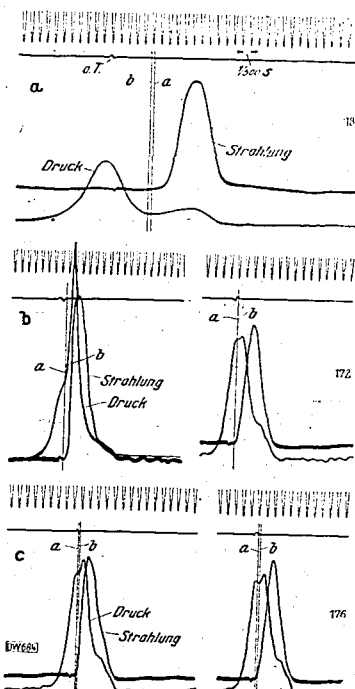


Bild 24. Zeitliche Aufeinanderfolge von Strahlungseinsatz (a) und Druckanstieg (b).
a) (oben) Druckanstieg vor Strahlungseinsatz;
b) (Mitte) Druckanstieg gleichzeitig mit Strahlungseinsatz;
c) (unten) Druckanstieg nach Strahlungseinsatz.

Diagramm des Bildes 24 b (Frühzündung) diese etwa 115 m/s beträgt. Für die anderen Diagramme des Bildes 24 ergeben sich Flammengeschwindigkeitswerte zwischen 40 und 60 m/s.

IV. Der Photozellen-Indikator zur Temperaturmessung

Wie schon in Abschnitt II gesagt wurde, erhält man mit Hilfe des Photozellenverfahrens die zeitliche Änderung der Ausstrahlung der innerhalb des Strahlungskegels (Bild 4) befindlichen Schichten im Verbrennungsraum. Die Strahlungskurven der erhaltenen Diagramme liefern also die $E(\tau_{\omega})$ -Werte (S. II), wobei bei der Annahme $\lambda = \text{konst} = 1,0 \mu$ nur die Empfindlichkeit der Photozelle und der Verstärkungsgrad des Verstärkers eingesetzt werden müssen, um für jede Kolbenstellung den entsprechenden $E(\tau_{\omega})$ -Wert in lm oder kcal/m²s aus den Diagrammen erselen zu können. Die Methode, die also einwandfreie, quantitative Werte der Strahlung liefert, wurde nun dahingehend ausgebaut, um darüber hinaus auch die Möglichkeit zu schaffen, die gemessenen Strahlungswerte in solche der Temperatur umzuzeichnen. Wenn sich dieses Verfahren heute auch noch nicht am Ende der Entwicklung befindet, so dürfte doch der Weg, der hierbei beschritten wurde, der richtige sein und zum Ziele führen.

Geht man von der Überlegung aus, daß für die Ausstrahlung des Verbrennungsraumes in der Hauptsache die bei der Verbrennung entstehenden Gase CO₂ und H₂O-Dampf und der auftretende Ruß maßgeblich sind, so muß es möglich sein, dieselben Strahlungsverhältnisse zu erhalten, wenn man die Abgase dem Auspuß entnimmt und künstlich in einem dem Verbrennungsraum entsprechenden Raum wieder auf hohe Temperaturen bringt. Allerdings ist es notwendig, für jeden Belastungszustand und jede Drehzahl, für die ein Strahlungsdiagramm aufgenommen wird, auch die dazu gehörige Eichkurve festzulegen, da die Zusammensetzung der Gase für verschiedene Betriebsbedingungen ebenfalls verschieden ist.

Die Messungen des Zusammenhangs zwischen Temperatur, Wellenlänge und ausgesandter Strahlungsleistung lassen sich für jeden strahlenden Körper auf zwei Arten durchführen: 1. Man läßt die Temperatur des Strahlers konstant und bestimmt für jedes Wellenlängengebiet zwischen λ und $\lambda + d\lambda$ den Energiestrom (Isothermen der Strahlung). 2. Man arbeitet in einem bestimmten festen Wellenlängenbereich von λ bis $\lambda + d\lambda$, durchläuft eine Reihe von Temperaturen und mißt hierfür die ausgesandte Strahlungsenergie (Isochromaten der Strahlung).

Es ist klar, daß eine Eichung im vorliegenden Fall nur auf Grund der zweiten Art der Messung erfolgen kann, da die Untersuchungen am Motor im Bereich der Wellenlänge $\lambda = 1,0 \mu$ erfolgen und die Temperaturen aus den gemessenen Strahlungswerten erhalten werden sollen.

Gelingt es, bei der Eichung auf die geschilderte Weise dieselben Bedingungen wahren zu lassen wie bei den eigentlichen Messungen (also in der Hauptsache: Erhaltung des Raumwinkels der auf die Photozelle treffenden Strahlung aus dem Gasraum, Betrachten der Strahler gegen eine „kalte Wand“, gleiche Zusammensetzung des Gases, das die Temperatur besitzt, welche die Strahlung verursacht), so genügt es, die beliebig lange herrschende Temperatur in der Eichvorrichtung zu messen und diese gegen den gleichzeitig auf der Mattscheibe des Schleifenzyllographen bei gleicher Verstärkereinstellung wie bei der eigentlichen Messung abgelesenen Strahlungsintensitätswert aufzutragen. Macht man dasselbe für verschiedene Temperaturen und entsprechende Strahlungswerte, so erhält man für den jeweiligen Betriebszustand eine Eichkurve der Photozelle zur Umwertung der Strahlung in Temperaturen.

Eine Eichung für die verschiedenen Stufen der Vollständigkeit des Verbrennungsprozesses, d. h. für die verschiedenen Betriebszustände, ist notwendig, da der unbekannte Faktor der Zusammensetzung des strahlenden Körpers (Anteil an Wasserdampf und unverbranntem Kohlenstoff) herausfallen muß, damit Temperaturwerte aus denen der Strahlung angegeben werden können.

Die Eichung auf Grund der geschilderten Gedankengänge wurde praktisch durchgeführt mit einer Einrichtung, die es ermöglichte, die bei Aufnahme der Strahlungskurve am laufenden Motor vorhandenen Verhältnisse weitestgehend nachzubilden. Zu diesem Zweck diente ein elektrischer Kohleofen, Bild 25: In einem zylindrischen, wassergekühlten Kessel k befindet sich ein Kohlerohr r von 300 mm Länge und 3 mm Wand-

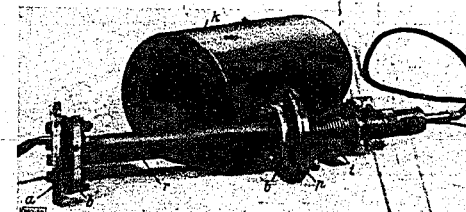


Bild 25. Teile des Kohleofens.
 k wassergekühlter Schutzkessel; r Kohlerohr; b Graphit-Klemmbacke;
 a Asbestring; p Stahlplatte; f Quarzfenster-Schraubstück.

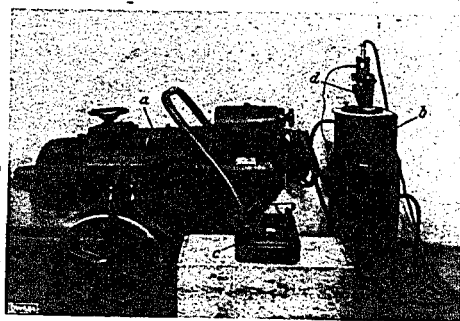


Bild 26. Vollständige Eichereinrichtung für den Photozellenindikator.

a Umformer; b Kohleleichenofen; c Millivoltmeter; d Photozellenindikator.

Mittels Thermoelementen, die in Kohlescheiben befestigt waren, wurde die heißeste Stelle des Hohlraums ausfindig gemacht und an diese Stelle ein Pt-PtRh-Thermoelement gesetzt, dessen Spannungsänderung bei Temperaturänderung an einem Millivoltmeter von hohem inneren Widerstand (710 Ω), wodurch sich eine Kompensation erübrigt, abgelesen wurde.

Blenden aus Kohleringen, die in das Rohr in berechneten Entfernungen geschoben wurden, sorgten dafür, daß der von der Photozelle erfaßte Strahlungsraumwinkel derselbe wie im Falle der Beobachtung am Motor blieb.

Um die Möglichkeit auszuschalten, daß die Photozelle „Hohlraumstrahlung“ aufzeichnete, wodurch natürlich die Verhältnisse im Motor nicht nachgebildet worden wären, wurde in das freie Ende des Kohlezylinders eine Leichtmetallscheibe, in der sich ein Thermoelement befand, so weit hineingeschoben, daß sich die Scheibe auf derjenigen Temperatur befand, welche die dem Quarzfenster im Verbrennungsraum gegenüberliegende „Wand“ im Mittel besaß. Damit war erreicht, daß sich genau wie im Motor die strahlenden Gase (und Rußteilchen) vor einer „kalten Wand“ befanden.

Der Kessel k wurde möglichst gut abgedichtet und mittels einer Schlauchleitung mit einer Anzapfung des Auspuffrohrs des laufenden Motors verbunden, so daß sich dauernd die im Verbrennungsraum auf die Photozelle wirksamen Gase im Eichofen befanden.

Vorsicht war allerdings geboten, wenn die Verbrennung im Motor sehr unvollständig war, so daß noch unverbranntes Gemisch in den Auspuff und damit in den Kohleofen gelangte. Außer der damit verbundenen Explosionsgefahr führte dies zu einem natürlich unerwünschten Abbrand des Kohlerohrs.

Trotz aller Bemühungen gelang es leider nicht, die Temperaturen über 1850°K zu steigern, so daß die erhaltenen „Isochromaten“ zunächst für höhere Temperaturen extrapoliert werden mußten. Wollte man mit Thermoelementen arbeiten, so bestand hier allerdings die weitere Schwierigkeit, daß, selbst wenn eine weitere Temperatursteigerung möglich gewesen wäre, Pt-PtRh-Thermoelemente nur bis allerhöchstens 1873°K verwendbar sind. Der

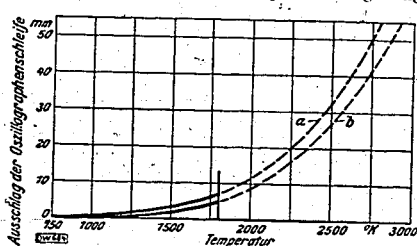


Bild 27. Eichkurven des Photozellenindikators.
a Leertast; b Vollast.
Die gestrichelten Kurventeile sind extrapoliert.

Verwendung von Mo-Mo-Wo-Elementen stellt sich der hohe Preis, die Notwendigkeit einer Schutzhülle, die Meßfehler mit sich bringt, und die Begrenzung der Anwendbarkeit bis höchstens 2073°K entgegen. Diese Schwierigkeit wird durch Anwendung einer pyrometrischen Methode behoben werden. Bild 27 zeigt zwei Isochromaten, die bei einer bestimmten Verstärkereinstellung und konstanter Drehzahl des NSU-Motors aufgenommen wurden. Und zwar gilt die Kurve a des Bildes 27 für Leerlauf (Leerlaufschraube des Amalvergases nur 1/4 Umdrehung herausgedreht, also sehr reiches Gemisch) mit ziemlich unvollständiger Verbrennung und die Kurve b für Vollast mit guter Ver-

stärke. Der Innendurchmesser des Rohres beträgt 30 mm. Die Enden besitzen eine etwas größere Wandstärke (5 mm) und sind mit Graphit-Kleimbacken b versehen, die als Stromzuführungsanschlüsse ausgebildet sind. Zur Heizung des Rohres wurde ein Strom von 25 V Spannung und 400 A Stromstärke, den ein elektrischer Schweißumformer, Bild 26, lieferte, verwendet. Das Kohlerohr war an einer Stirnseite des äußeren Zylinders mittels der Graphitbacke an einer Stahlplatte p angeschraubt, in der sich eine Bohrung mit 18 x 1,5 mm Zündkerzengewinde befand. Diese diente zur Aufnahme des Schraubstückes t für das Quarzfenster. Ferner war an der Stahlplatte noch ein Halter für die Photozelle angebracht. Zur Wärmeisolation war die Stahlplatte durch Asbest von den Metallteilen des Kessels k getrennt. Das andere Ende des Kohlerohrs war frei und durch Asbestringe a zentriert.

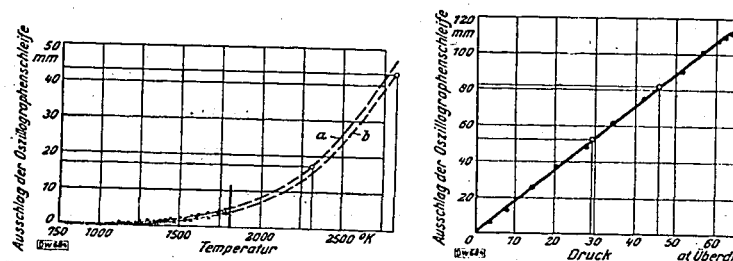


Bild 28. Links: Eichkurve des Photozellenindikators für Spät- (a) und Frühzündung (b). (Die gestrichelten Kurventeile sind extrapoliert.) Rechts: Eichkurve des Quarzindikators.
Motor: NSU-OSL-501.

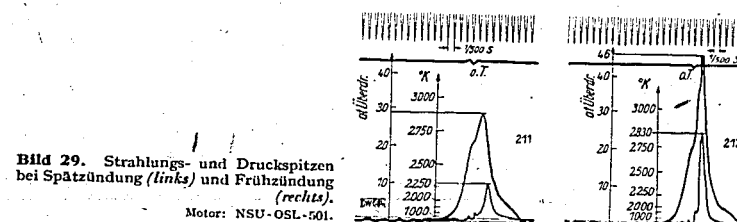


Bild 29. Strahlungs- und Druckspitzen bei Spätzündung (links) und Frühzündung (rechts).
Motor: NSU-OSL-501.

brennung. Soweit die Unsicherheit der extrapolierten Kurve eine derartige Aussage zuläßt, liegen die beiden Kurven verblüffend nahe beieinander.

Dem Einwand, daß bei unvollständiger Verbrennung im Motor unter Umständen im Eichofen eine bessere Verbrennung erfolge und sich die beiden Eichkurven des Bildes 27 aus diesem Grunde nicht stark unterscheiden, wurde dadurch begegnet, daß zu Beginn der Ofen gründlich mit den Verbrennungsgasen durchspült und erst nach geraumer Zeit die eigentliche Messung vorgenommen wurde. Auf diese Weise wurde vermieden, daß sich noch überschüssiger Sauerstoff, der nicht aus den Verbrennungsgasen stammte, im Ofen befand. Es muß allerdings zugegeben werden, daß in gewissen Fällen ein derartiger Einwand berechtigt sein dürfte, z. B. wohl immer dann, wenn die Verbrennung schleichend erfolgt. Aber auch diese Schwierigkeit wird behoben werden können.

Messungen für andere extreme Bedingungen zeigten ein ähnliches Bild, so daß die Hoffnung besteht, daß man bei einem Ausbau des Verfahrens mit einer „mittleren Eichkurve“ für verschiedene Betriebszustände auskommen könnte. Dies als feststehende Tatsache aufzustellen, ist aber erst dann möglich, wenn eine einwandfreie Eichung bis wenigstens 2250°K gelungen ist.

Bild 28 zeigt je eine Eichkurve der Strahlung für Früh- und Spätzündung und eine Eichkurve des Quarzindikators (bei Frühzündung trat Klopfen ein), Bild 29 die beiden entsprechenden Diagramme. Die beiden Strahlungseichkurven des Bildes 28 decken sich fast vollständig. Aus Bild 29 liest man als Spitzentemperatur für Spätzündung 2330°K, für Frühzündung (bei Klopfen) 2830°K ab — die entsprechenden Druckspitzen sind 29 bzw. 46 at überdr. Die Größenordnung der Temperaturwerte stimmt also gut mit den Angaben der Literatur [18, 19] überein.

Es sei aber nochmals darauf hingewiesen, daß die tatsächliche Brauchbarkeit des Photozellenindikators als Temperaturmeßinstrument erst dann als voll erwiesen gelten kann, wenn die Isochromaten bis wenigstens 2250°K durch Messung ermittelt werden können.

Weiterhin müssen noch Vergleichsmessungen mit anderen Untersuchungsmethoden angestellt werden. Nach Ansicht des Verfassers eignet sich dazu besonders das Verfahren der Spektrallinienumkehr [16, 23 bis 26]; vielleicht ist an Stelle der Na-D-Linie bei $\lambda = 0,5896 \mu$ die Verwendung einer weiter im roten Gebiet des Spektrums gelegenen starken Linie noch zweckmäßiger. Dadurch könnte man auch tiefere Temperaturen mit diesem Verfahren bestimmen. Bei Verwendung der Na-D-Linie kommt man kaum unter 2000°C herab. Auch das Verfahren *Erichsen* [13] der „kurzwelligigen Strahlungsgrenze“ dürfte — besonders bei Anwendung der Ultrarot-Photographie — aussichtsreiche Ergebnisse versprechen.

Bei Kenntnis der Absorptionskoeffizienten der an der Strahlung beteiligten und im von der Photozelle erfaßten Raumwinkel befindlichen Stoffe ist natürlich auch eine rechnerische Erfassung der Temperaturen aus den Strahlungswerten möglich. Dies würde sich ebenfalls bei einem Ausbau des Verfahrens als wichtige Prüfmethode erweisen. Diese Verfahren eignen sich auch zur Festlegung von Punkten der Eichkurve oberhalb des mit dem Kohleofen erfaßbaren Gebietes.

Bei einem derartigen Ausbau wäre es natürlich wünschenswert, daß zunächst die Unsicherheit, die durch die verschiedenartige Zusammensetzung der Strahler in die Ergebnisse (sowohl der Strahlungs- als auch der Temperaturmessung) hereingetragen wird, ausgeschaltet würde. Hier könnte der Knallgasmotor [20, 21] wertvolle Dienste für die Entwicklung leisten. Bekanntlich besitzen Motoren, die mit einem Gemisch von Wasserstoff und Sauerstoff im geeigneten Verhältnis unter Anwendung von Fremdzündung betrieben werden, einen erstaunlich weichen Gang und wären schon aus diesem Grunde recht geeignet. Als Verbrennungsprodukt entsteht nur H_2O , so daß die Stärke der Strahlung, welche die Photozelle aufzeichnet, in jedem Fall nur eine Funktion der Temperatur ist, und diese Abhängigkeit ließe sich dann mit dem beschriebenen Eichverfahren bestimmen.

Nach Klärung dieser grundlegenden Verhältnisse ist der Schritt zur Bestimmung der „mittleren Isochromaten“ für Otto- und schließlich Dieselmotoren, bei denen die Unterschiede der Eichkurven für verschiedene Betriebsverhältnisse trotz der verhältnismäßig wenig unterschiedlichen Höhe der Strahlungsspitzen in den Diagrammen am stärksten ausgeprägt sind, nicht allzu schwierig.

V. Zusammenfassung

Der Versuchsaufbau des im Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart (FKFS) entwickelten Photozellen-Indikatoren zur Strahlungsmessung an schnelllaufenden Diesel- und Ottomotoren wird beschrieben. Es wird auf die bei der Entwicklung aufgetretenen Schwierigkeiten hingewiesen und hierbei besonders betont, daß die Frequenzunabhängigkeit des Systems Photozelle—Verstärker—Oszillographenschleife von äußerster Wichtigkeit für die quantitative Auswertung der Messungen ist.

Die Zusammenhänge zwischen der Strahlung und der diese verursachenden Temperatur werden aufgezeigt und hierbei festgestellt, daß der üblicherweise angenommene Temperatur- und Strahlungsverlauf wegen des Fehlens eines thermodynamischen Gleichgewichts während des Ablaufes der Verbrennung nicht dem wirklichen, der stark schwingungsförmigen Charakter besitzt, entspricht.

Der Mitteilung verschiedener Meßergebnisse an Diesel- und Ottomotoren, die sich bei Benutzung des Photozellen-Indikatoren als Strahlungsmeßinstrument ergeben, folgt die Besprechung einer Möglichkeit, das Verfahren auch zur trägheitslosen Temperaturaufzeichnung zu verwenden. Eine in der Entwicklung befindliche Eichenrichtung auf Grund der erwähnten Gedanken wird beschrieben. Für die Weiterentwicklung des Photozellen-Indikatoren zur trägheitslosen Messung der Temperaturen während des Arbeitsspiels bei Diesel- und Ottomotoren wird der Knallgasmotor empfohlen. Dieser vermag auch zur Klärung verschiedener anderer Fragen, die sich bei Anwendung des Photozellen-Indikatoren als Strahlungsmeßinstrument ergeben, beizutragen.

Die vorliegenden Untersuchungen wurden mit weitgehender Unterstützung des Reichs- und Preussischen Verkehrsministeriums durchgeführt, dem auch an dieser Stelle bestens gedankt sei, desgleichen der „C. Bach-Stiftung an der Technischen Hochschule Stuttgart“, die ebenfalls beträchtliche Mittel zur Verfügung stellte.

VI. Anhang

Nach Beendigung der in der vorliegenden Arbeit mitgeteilten Untersuchungen und während der Drucklegung erschienen einige Berichte, die sich auch mit Strahlungsmessungen beschäftigten⁶⁾. Während sich die amerikanischen Untersuchungen im wesentlichen auf das Studium verschiedener Brennstoffe erstreckten, ohne grundsätzliche Feststellungen zu machen, teilte Lieb eine sehr interessante Theorie über die Wirkung der Vorkammer bei Dieselmotoren mit, wobei er das System Hauptverbrennungsraum—Vorkammerdüsen-Bohrung—Vorkammer als „Tonraum“ ansieht, in dem sich bei der Verbrennung Tonraumschwingungen⁷⁾ ausbilden. Temperaturberechnungen auf Grund der für Tonräume gültigen Gesetze und der Bestimmung der Schallgeschwindigkeit aus den Strahlungsdiagrammen dürften wohl — besonders bei Ottomotoren, bei denen der „mittlere Temperaturverlauf“ nicht wie bei Dieselmotoren schwingungsförmig erfolgt — auf Schwierigkeiten stoßen.

⁶⁾ R. A. Rose, G. C. Wilson und R. Benedict, Automot. Ind. Bd. 74 (1936) S. 877; S. A. E. J. Bd. 39 (1936) S. 459. — W. Lieb, Autom.-techn. Z. Bd. 40 (1937) S. 349. — F. Lichtenberger in Jahrbuch 1937 der deutschen Luftfahrtforschung, Berlin u. München: R. Oldenbourg 1937, S. II 263.

⁷⁾ Bei der Schallgeschwindigkeit a , den Volumina V_1 und V_2 der beiden Räume sowie einem Kopplungsfaktor A ergibt sich die Eigenfrequenz des Systems zu $\omega = a \sqrt{A \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)}$.

Lichtenberger beschreibt ein auf der Verwendung zweier Photozellen, die in verschiedenen Wellenlängenbereichen empfindlich sind, gegründetes Verfahren, das geeignet sei, den Temperaturverlauf während der Verbrennung wiederzugeben. Auf Grund einer Eichung des Intensitätsverhältnisses $J_{\text{rot}}/J_{\text{blau}}$ der beiden Zellen (gemessen in 10^{-3} lm) auf $^{\circ}K$ Farbtemperatur, wobei zur Festlegung der höchsten Temperatur die Helligkeit des bedeckten Himmels als der Temperatursstrahlung eines schwarzen Körpers von $5000^{\circ}K$ gleichgesetzt wird, wurde dieses Verfahren zu Untersuchungen an einem BMW-6-Einzyl.-Motor verwendet.

Dieses Verfahren ist aber, wie auch Lichtenberger angibt, nur dann geeignet, wenn es sich bei der Ausstrahlung des Verbrennungsraumes um „schwarze“ oder „graue“ Strahlung handelt, für die das Plancksche Gesetz gültig ist. Eine derartige Annahme ist nur dann zu machen, wenn bei der Verbrennung viel unverbrannter Kohlenstoff oder verbrennendes Öl vorhanden ist (z. B. beim Dieselmotor oder bei einer Luftüberschußzahl $\lambda < 1$ beim Ottomotor). Bei sehr dicht aneinanderliegenden Linien oder Banden scheint bei geringer Dispersion ein kontinuierliches Spektrum vorhanden zu sein, jedoch nicht im Sinne des Planckschen Gesetzes. Eine Auswertung mit Hilfe dieses Gesetzes würde falsche Temperaturen ergeben.

VII. Schrifttum

- [1] L. Bisang, Ausstrahlung des Verbrennungsraumes schnelllaufender Diesel- und Ottomotoren, Z. VDI Bd. 81 (1937) S. 805.
- [2] H. Geffcken, H. Richter und J. Winkelmann, Die lichtelektrische Zelle als technisches Steuerorgan, Berlin-Tempelhof: Deutsch-Literarisches Institut J. Schneider 1933.
- [3] H. Simon und R. Suhrmann, Lichtelektrische Zellen und ihre Anwendung, Berlin: J. Springer 1932.
- [4] E. Grimsch, Lehrbuch der Physik, Bd. II Teil 2, Leipzig u. Berlin: B. G. Teubner 1933.
- [5] G. Schüfer und F. Mattosi, Struktur der Materie, Bd. X: Das ultrarote Spektrum, Berlin: J. Springer 1930.
- [6] S. Meurer, Neue Mittel zur Untersuchung der Vorgänge im Motor, in: Berichtsheft 74, VDI-Hauptversammlung Darmstadt 1936, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 242. — S. Meurer, Indikatoren für schnelllaufende Verbrennungsmotoren, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 1447. — S. Meurer, Beitrag zum Bau piezoelektrischer Indikatoren, Forsch. Ing.-Wes. 8 (1937) S. 249.
- [7] L. Bisang, Beitrag zur Entwicklung des Quarzindikators und seine Anwendung, Kraftf.-techn. Forsch.-Arh. H. 8, Berlin: VDI-Verlag 1937, S. 18.
- [8] W. Gerlach, Materie, Elektrizität, Energie, Wissensch. Forsch.-Ber. Naturwiss. Reihe Bd. 7, 2. Aufl., Dresden: Th. Steinkopff 1926.
- [9] A. Lambé, Die neuere Entwicklung der Quantentheorie, 2. Aufl., Dresden: Th. Steinkopff 1926.
- [10] A. Sommerfeld, Atombau und Spektrallinien, 5. Aufl., Braunschweig: F. Vieweg 1931.
- [11] H. Mehlig, Zur Physik der Brennstoffstrahlung in Dieselmotoren, Autom.-techn. Z. Bd. 37 (1934) S. 411.
- [12] L. Breves, Die Fortpflanzung der Verbrennung im Dieselmotor, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 6 (1935) S. 183; Dieselmotoren VI, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 37.
- [13] Ch. Erichsen, Verbrennung im Dieselmotor, VDI-Forsch.-Heft 377, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 21.
- [14] H. R. Ricardo, Schnelllaufende Verbrennungsmotoren, 2. Aufl., Berlin: J. Springer 1932.
- [15] Ein neuzeitlicher Einzylinderprüfmotor, Luftwissen Bd. 3 (1936) S. 196. — Der Einzylindermotor des FKFS, Autom.-techn. Z. Bd. 39 (1936) S. 453.
- [16] A. E. Hershey, Measurement of Gas Temperatures in an Internal-Combustion Engine, Trans. Amer. Soc. mech. Engrs. Bd. 58 (1936) S. 195.
- [17] H. B. Dixon, Über Explosionswellen, Ber. dtsch. chem. Ges. Bd. 38 (1905) S. 2419.
- [18] D. R. Pye, Die Brennkraftmaschinen, Berlin: J. Springer 1933.
- [19] G. M. Rossweiler und L. Withrow, Flame Temperatures Vary with Knock and Combustion-Chamber Position, S. A. E. J. Bd. 36 (1935) S. 125.
- [20] W. von Rosenberg, Der Erren-Wasserstoff-Motor, Öl u. Kohle Bd. 2 (1934) S. 468.
- [21] The Erren Combustion Cycle, Autom. Engr. Bd. 27 (1937) S. 319.
- [22] G. A. Goodenough und J. B. Baker, Eng. Exp. Stel. Bull. Nr. 160 (1927) Univ. of Ill.
- [23] C. F. Marvin, Autom. Ind. Bd. 72 (1935) H. 1.
- [24] G. M. Rossweiler und L. Withrow, Flame Temperatures Vary with Knock and Combustion-Chamber Position, S. A. E. J. Bd. 36 (1935) S. 125. — Flame Temperature Observations at Three Points Measure Changes During and After Combustion, Automot. Ind. Bd. 72 (1935) S. 86.
- [25] A. E. Hershey und R. F. Paton, Flame Temperatures in an Internal Combustion Engine, Eng. Exp. Stel. Bull. Nr. 262 (1933) Univ. of Ill.
- [26] S. S. Watts und B. J. Lloyd Evans, Untersuchungen mit Hilfe des Natrium-Linien-Umkehrverfahrens, Proc. phys. Soc., Lond. Bd. 46 (1934) S. 444.
- [27] H. C. Gerrish und B. E. Ayer, Temperatur des Kraftstoffes bei Vorkammer-Dieselmotoren, Nat. Adv. Comm. Aeron. Rep. Nr. 565.
- [28] R. Hase, Verfahren und Fehler bei Gastemperaturmessungen, Z. VDI Bd. 81 (1937) S. 571.
- [29] A. v. Philippovich, Der Verbrennungsvorgang im Explosionsmotor, Luftf.-Forsch. Bd. 13 (1936) S. 199.
- [30] F. A. F. Schmidt, Vergleichende Untersuchung des Verbrennungs- und Arbeitsvorganges in Diesel- und Zündmotoren, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 769; Luftf.-Forsch. Bd. 13 (1936) S. 163.
- [31] R. C. Cross, Drehschieber für Verbrennungsmotoren, J. Inst. Automob. Engrs. Bd. Dez. (1935) S. 296.

000841

DEUTSCHE KRAFTFAHRTFORSCHUNG

In dieser Reihe liegen außerdem bereits vor:

Heft 1

Luftwiderstand an Kraftfahrzeugen, Versuche am Fahrzeug und Modell

Von C. Schmid VDI. DIN A 4, 56 Seiten mit 79 Abbildungen und 17 Zahlentafeln. 1938. Preis RM 5,—

Heft 2

Erwärmung der Reifen von Personenkraftwagen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten

Von W. Brunner. DIN A 4, 24 Seiten mit 45 Abbildungen. 1938. Preis RM 2,25

Heft 3

Leistung und Wirtschaftlichkeit gasgetriebener Fahrzeugmotoren

Von W. Rixmann VDI. DIN A 4, 22 Seiten mit 25 Abbildungen. 1938. Preis RM 2,10

Demnächst erscheinen:

Heft 5

Beitrag zur Erforschung des Verbrennungsvorganges im schnelllaufenden Dieselmotor

Von Fr. Kneule. DIN A 4, etwa 22 Seiten mit Abbildungen. Preis etwa RM 2,10

Heft 6

Untersuchung über die Ursache der Querbrüche an Kardanwellen und über die Mittel zur Steigerung ihrer Haltbarkeit

Von A. Thum VDI. DIN A 4, etwa 8 Seiten mit Abbildungen. Preis etwa RM 1,—

Heft 7

mit folgenden Beiträgen:

Selektive Lösungsmittel zur Herstellung von Dieseldraftstoffen aus Braunkohlenschwefelölen

Von R. Heinze, M. Marder und H. Wéiz

Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieseldraftstoffen im Laboratorium

Von R. Heinze und M. Marder. DIN A 4, etwa 24 Seiten mit Abbildungen. Preis etwa RM 3,50

Heft 8

Signalübertragung auf zu überholende Kraftfahrzeuge

Von U. Schmidt und W. Baudach. DIN A 4, 4 Seiten mit 1 Übersichtstafel. Preis etwa RM 0,50

Heft 9

Wertung der Federung von Kraftomnibussen.

Von J. Baum und H. Hahn. DIN A 4, etwa 20 Seiten mit Abbildungen. Preis etwa RM 2,10

Heft 10

Vergleich der Wirkungsgrade von Zahnrad- und Kettenwechselgetrieben für Motorräder

Von Kluge und Weis. DIN A 4, etwa 6 Seiten mit Abbildungen. Preis etwa RM 1,—



Bestellungen nehmen alle Buchhandlungen entgegen!

VDI-VERLAG GMBH • BERLIN

Prüfstand
Ruhrbenzin Aktiengesellschaft

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 5

000842

86

Beitrag zur Erforschung
des Verbrennungsvorganges
im schnellaufenden Dieselmotor

Dr.-Ing. F. Kneule VDI
Laboratorium für Wärmekraftmaschinen
der Technischen Hochschule München

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

Prüfstand
Ruhrbenzin Aktiengesellschaft

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 5

000843

Beitrag zur Erforschung
des Verbrennungsvorganges
im schnellaufenden Dieselmotor

Dr.-Ing. F. Kneule VDI
Laboratorium für Wärmekraftmaschinen
der Technischen Hochschule München

Bibliothek
der

Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten

Eingetragen unter

Nr. 8084/195

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

INHALTSVERZEICHNIS

I. Versuchseinrichtung und Meßverfahren	1
a) Der Versuchsmotor	1
b) Messung der Flammenbewegung und des Zündverzuges	2
c) Messung des Druckverlaufes	3
Die Quatzdruckkammer	5
Das Anzeigegeßät	5
Versuchsdurchföhrung	6
II. Versuchsergebnisse	7
a) Leistung und Brennstoffverbrauch des Motors	7
b) Einfluß der Drehzahl auf Zylinderausnutzung und Güte der Verbrennung	8
c) Ermittlung des Ortes der ersten Zündung	10
d) Der Zündverzug	11
e) Die Verbrennung	13
f) Druckverlauf im Zylinder und im Speicher	15
Früheinspritzung und Normaleinspritzung	15
Späteinspritzung	15
g) Beurteilung deutscher Dieselmotoren hinsichtlich des Zündverzuges	16
III. Zusammenfassung	19
IV. Schrifttum	20

000844

Beitrag zur Erforschung des Verbrennungsvorganges im schnelllaufenden Dieselmotor¹⁾

Von Regierungsbaumeister Dr.-Ing. F. KNEULE VDI, München

Die über den Verbrennungsvorgang im Dieselmotor bisher veröffentlichten Forschungsarbeiten befaßten sich vorwiegend mit dem unteren, bis $n \approx 1200$ U/min reichenden Drehzahlgebiet. Angesichts der steigenden Verwendung von schnelllaufenden Fahrzeug-Dieselmotoren gewinnt die Forderung nach einer Erweiterung der bisher nur am langsamlaufenden Prüfmotor vorgenommenen Bewertungsmethoden erhöhte Bedeutung. Die nachfolgend beschriebenen Versuche haben daher den Zweck, diese Untersuchungen über einen größeren Drehzahlbereich, nämlich bis $n = 1800$ U/min auszuweiten und dabei die durch die Drehzahländerung beeinflussten Faktoren besonders herauszuheben. Anschließend wird auf Grund der gewonnenen Erkenntnisse eine Bewertung von heimischen Dieselmotoren durchgeföhrt und deren Verwendungsmöglichkeit geprüft.

I. Versuchseinrichtung und Meßverfahren

a) Der Versuchsmotor

Die Untersuchungen wurden angestellt an einem Zweizylinder-Viertaktmotor, der nach dem MWM-Luftspeicherverfahren arbeitete und dem Laboratorium für Wärmekraftmaschinen der Technischen Hochschule München von der zu den Mannheimer Motorenwerken gehörigen Süddeutschen Bremsen A.-G., München überlassen wurde. Bei dieser Maschine wurde ein Kolben ausgebaut, um Fehler, die durch ungleichmäßiges Arbeiten der beiden Zylinder bedingt sein könnten, auszuschalten. Bei der Beurteilung der absoluten Höhe des Brennstoffverbrauches ist daher zu berücksichtigen, daß diese Versuchsmaschine eine erhöhte Reibungsleistung zu überwinden hat.

Die Hauptabmessungen des Motors sind folgende:

Zylinderbohrung	$d = 105$ mm;	Kolbenfläche	$F = 86,59$ cm ² ;
Hub	$s = 150$ mm;	Speichermündung	$f = 0,67$ cm ² ;
Hubraum	$V = 1,31$ l;	Querschnittsverhältnis	$f/F = 1/129$.
Normale Drehzahl	$n = 1650$ U/min;		

Der Inhalt des Verdichtungsraumes wurde zu 84 cm³ bestimmt, wovon 45 cm³ = $53,5\%$ auf den Speicher entfallen. Das Verdichtungsverhältnis beläuft sich hiernach auf $\epsilon = 16,5 : 1$.

Durch Messung der Öffnungs- und Schließzeiten der Ventile wurde das in Bild 1 dargestellte Steuerwinkelbild erhalten.

Der Motor war ausgestattet mit einer Brennstoffpumpe der Firma Robert Bosch und einem Spritzversteller der Firma Deckel, mit dem eine Veränderung des Einspritzzeitpunktes vorgenommen werden konnte. Als Einspritzdüse war eine ebenfalls von Bosch bezogene Nadeldüse DN4S1 eingebaut. Der Düsenadelöffnungsdruck betrug 95 at. Die Drehzahlverstellung erfolgte durch Ent- oder Anspannung der Reglerfeder.

Die bei der Untersuchung festzustellenden Größen wurden in folgender Weise ermittelt:

Zur Messung der effektiven Maschinenleistung diente eine Bandbremse, wobei die innen mit Wasser gekühlte Gußstahlscheibe

¹⁾ Auszug aus der gleichnamigen Dissertation des Verfassers, die im Laboratorium für Wärmekraftmaschinen der Techn. Hochschule München mit Unterstützung des Reichs- u. Preußischen Verkehrsministeriums durchgeföhrt wurde. Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Loschge spreche ich für die Anregung zu dieser Arbeit und seine Anteilnahme an der Durchföhrung der Versuche meinen ergebensten Dank aus.

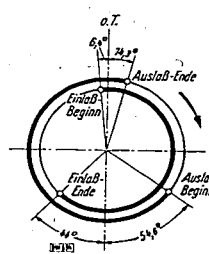


Bild 1. Steuerwinkelbild des MWM-Motors.

mittels Schrauben am Schwungrad befestigt war. Im vorliegenden Fall betrug der Hebelarm $l = 0,1825$ m, womit sich die effektive Leistung zu

$$N_e = P_e \cdot n \cdot \frac{0,2548}{1000} \text{ [PS.]}$$

errechnet. P_e bedeutet hierbei die in kg gemessene, am Hebelarm l in m wirkende Bremskraft.

Zur Bestimmung des Kohlensäure- und Sauerstoffgehaltes der Abgase benutzte man einen einfachen Orsat-Apparat. Vorübergehend wurde auch ein selbsttätiger Ados-Apparat zur fortlaufenden Bestimmung des CO_2 -Gehaltes sowie des möglicherweise auftretenden CO -Gehaltes angeschlossen. Der Brennstoffverbrauch wurde durch Wägung ermittelt. Zur Drehzahlmessung wurden zwei Instrumente verwendet, ein mit Riemen angetriebenes Tachometer und ein Umlaufzähler. Als maßgebend für die Leistung wurden bei den Brennstoffmessungen nur die Angaben des Umlaufzählers betrachtet. Die Kühlwassertemperaturen wurden sowohl im Eintritt als auch im Austritt mittels Quecksilberthermometer gemessen.

b) Messung der Flammenbewegung und des Zündverzuges

Zur Messung der Flammenbewegung und des Zündverzuges wurde die Ionisationsmethode verwendet, die schon mehrfach zu derartigen Untersuchungen sowohl im Gas- und Vergasermotor, als auch im Dieselmotor herangezogen wurde. Sie beruht auf der bekannten physikalischen Erscheinung, daß eine Gasstrecke durch Flammen ionisiert wird, so daß ein Strom, der an den Elektroden der Gasstrecke angeschlossen wird, im Augenblick des Flammendurchtrittes zu fließen beginnt. Es sind hierbei zwei Schaltungen möglich, nämlich eine „Arbeitsstromschaltung“, bei der die in Nullage befindliche Anzeigeeinrichtung durch den Ionisationsstrom abgelenkt wird, und eine „Ruhestromschaltung“, bei der die durch einen dauernden Ruhestrom hervorgerufenen Schwingungen der Anzeigeeinrichtung durch den Ionisationsstrom beeinflusst werden [1]²). In einem Oszillogramm kann der Augenblick der Flammenankunft zeitlich festgelegt und somit bei Anordnung von mehreren Meßstellen (Ionisationsstrecken) die Flammenbewegung im Zylinder von Verbrennungsmaschinen während des Laufes verfolgt werden.

Bei den vorliegenden Versuchen wurde mit dem von Schnauffer [2] eingeführten Arbeitsstromverfahren gearbeitet und dazu die von Breves [3] angegebene Schaltung gewählt, die sich der Braunschens Röhre als Anzeigegerät bedient.

Zur Ermittlung des Ortes der ersten Zündung war es notwendig, die Flammenbewegung sowohl im Hauptverbrennungsraum als auch im Speicher zu ermitteln. Bei den kleinen Zylinderabmessungen und dem infolge des hohen Verdichtungsverhältnisses äußerst kleinen Verdichtungsraum bereitete naturgemäß die Verlegung der höchsten Isolierung erfordernden Meßstellen, deren Anordnung aus Bild 2 ersichtlich ist, nicht geringe Schwierigkeiten. Infolge der beschränkten Platzverhältnisse war es, wie diesbezügliche Vorversuche gezeigt haben, nicht möglich, direkt von der Seite her in den unter der Lochplatte befindlichen Vorraum V eine Elektrode einzuführen, die den Anforderungen des Betriebes unter Beibehaltung der elektrischen Isolation genügend lange standgehalten hätte. Die zwischen diesem Vorraum und dem Speicher stattfindende Flammenbewegung wurde deshalb dadurch festgestellt, daß man den für die elektrische Glühspirale (Anlaßhilfe) vorgesehenen Gewindeanschluß zur Einführung von hochhitze-

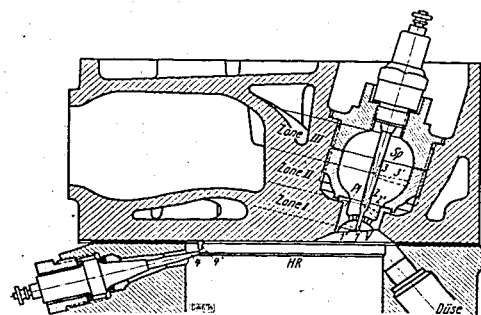


Bild 2. Schnitt durch den Zylinderkopf des Südbrennenmotors mit Meßanordnung nach der Ionisationsmethode.
1, 2, 3, 4 isolierte Elektroden; 1', 2', 3', 4' Masse-Elektroden; V Vorraum; Sp Speicher; HR Hauptverbrennungsraum; L Lochplatte.

beständigen Elektroden benutzte, deren Längen den jeweiligen Meßstellen entsprachen. Bei dieser Anordnung war nun allerdings nicht die unbedingte Gewähr vorhanden, daß bei entsprechender Flammenintensität der Ionisationsstrom allein am äußersten, der Masse-Elektrode gegenüberliegenden

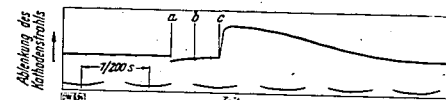
²) Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Schrifttumsvorzeichen am Ende der Arbeit.

den Ende der Elektrode übergeht, die nur an der Speichereinführungsstelle isoliert ist³). Die Auswertung der Versuchsergebnisse wurde daher nicht nach Meßpunkten, sondern nach Meßzonen vorgenommen, die in Bild 2 eingetragen sind. Wenn bei der längsten Elektrode Nr. 1 ein geringerer Zündverzug als bei der kürzeren Elektrode Nr. 2 gefunden wurde, so war daraus der sichere Schluß zu ziehen, daß in der zwischen den Elektroden-Endpunkten 1 und 2 liegenden Meßzone die Flammenbildung früher eingesetzt hat als in der benachbarten, hinter Endpunkt 2 liegenden Zone und daß sonach die Flammenbewegung in der Richtung 1—2—3 stattgefunden hat.

Ein Ansprechen der Ionisationsstrecke auf Temperaturänderungen ohne Flammenbildung (z. B. bei Verdichtung der Ladeluft ohne Brennstoffeinspritzung) oder auf Dichteänderungen infolge Überbrückung durch die Masse des Brennstoffstrahles konnte bei der hier verwendeten Schaltung nicht beobachtet werden [4].

Zur Angabe des Beginnes der Brennstoffeinspritzung unterbrach die sich hebende Düsenadel einen Stromkreis im Primärkreis eines Induktors, dessen Funkenstrecke zwischen dünnen Drähten sich unmittelbar vor dem Schirm der Röhre befand. Ebenso wie bei den Versuchen von Breves wurde auch hier nicht der überspringende Funke selbst, sondern die Beeinflussung des Kathodenstrahls durch das erste Auftreten eines Stromes im Sekundärkreis des Induktors zur Messung verwendet, s. Bild 3.

Bild 3. Schematische Darstellung eines Ionisations-Diagrammes.
a 25° vor o. T.; b Einspritzbeginn; c Zündbeginn.



Zur Totpunktangabe wurde der gleiche Kathodenstrahl wie für die Ionisationsstrecke verwendet. Ein zweiter Stromkreis mit dem am Schwungrad angebrachten Unterbrecher war über einen hochohmigen Widerstand so an den ersten angeschossen, daß in ihm der Strom in entgegengesetzter Richtung des anderen Kreises floß. Um jedoch ein Zusammenfallen der Totpunktmarkierung mit der durch die Zündung hervorgerufenen Ablenkung des Strahles zu vermeiden, wurde der Unterbrecher 25 Kurbelgrade vor dem oberen Totpunkt (o. T.) angebracht.

Als Zeitmaßstab dienten in bekannter Weise die Schwingungen einer Stimmgabel mit einer Schwingungszahl von 200 Hz, an deren einem Schenkel ein mit einem senkrechten Schlitz versehenes Blech befestigt war, das sich vor einer Blende mit waagrechttem Schlitz bewegte. Durch das so erzeugte quadratische Loch wurde von einer Bogenlampe ein Lichtstrahl auf den Fluoreszenzschirm der Braunschens Röhre geworfen.

Mittels einer sehr lichtstarken Filmkamera wurden die genannten Vorgänge auf hochempfindliches Bromsilberpapier photographiert. Die Filmgeschwindigkeit betrug bis zu 8 m/s. Das Filmmaterial wurde vom Pala-Photowerk, Heilbronn, bezogen.

Die Versuchsdurchführung verlief so weit wie möglich unter der für Vergleichsversuche notwendigen Konstanzhaltung äußerer Einflüsse. So wurde auf ungefähr gleichbleibende Kühlwassertemperaturen und gleiche Temperatur der Ansaugluft, d. h. der Raumluft in der Umgebung des Motors geachtet. Da sich bei den Vorversuchen auch ein gewisser Einfluß der Brennstofftemperatur bemerkbar machte, wurde diese Temperatur durch elektrische Heizung des Brennstoffvorratsgefäßes auf einer Höhe von 20 bis 25°C gehalten.

Die im Augenblick der Messung vorhandene Drehzahl der Maschine wurde aus den Filmdiatrammen entnommen.

c) Messung des Druckverlaufes

Die ersten mit einem Farnboro-Indikator angestellten Vorversuche zeigten, daß man infolge der insbesondere bei der Druckindizierung des Speichers auftretenden Streuungen kein klares Bild über den tatsächlichen Druckverlauf gewinnen konnte. Weitere, mit einem Stabfederindikator

³) Versuche von Dipl.-Ing. Herels, die die Breves'sche Arbeit fortsetzen, haben nämlich gezeigt, daß punktweise vorgenommene Messungen der Flammenbewegung nur dann ein in jeder Hinsicht zuverlässiges Ergebnis gewährleisten, wenn die Isolation der Elektroden bis zu ihrem Endpunkt herangeführt wird. Vgl. E. Schmidt, Z. VDI Bd. 82 (1938) Nr. 14 S. 404. Im vorliegenden Falle wurde von der Erfüllung dieser Forderung, die mit außerordentlichen betrieblichen Schwierigkeiten, insbesondere bei großer Anzahl von Versuchen verknüpft ist, Abstand genommen und, wie bei den Versuchen von Breves, mit Elektroden gearbeitet, die nur an der Speichereinführungsstelle mit der bewährten Sinterkorund-Isolierung versehen waren.

vorgenommenen Versuche, dessen Schreibtrommel in Anbetracht der hohen Drehzahlen für die Aufnahme fortlaufender Druck-Zeit-Diagramme eingerichtet war, führten wegen der starken Schwingungen ebenfalls zu keinem befriedigenden Ergebnis. Während die Schwingungen des Stabfederindikators auf das Zusammenwirken mehrerer Einflüsse — Trägheit der Indikator- und Verbrennungsraum befindlichen Bohrung — zurückzuführen sind, sind die beim Farnboro-Indikator erhaltenen Streuungen in der Hauptsache nur durch die Eigenschwingungen der in der Verbindungsleitung enthaltenen Gasmasse bedingt, die ein schwingungsfähiges System darstellt. Die genannten Vorversuche bestätigten die an sich schon bekannte Erkenntnis, daß die besonders beim Dieselverfahren auftretenden steilen Druckanstiege die Anwendung von längeren Verbindungsleitungen zwischen Indikator und Brennraum verbieten, zumal dieselben notwendigerweise eng sein müssen, um den Verdichtungsraum des Motors nicht unnötig zu vergrößern, und infolgedessen zu erheblichen zusätzlichen Druckschwankungen der Gasmasse Anlaß geben.

Neben der Bedingung, möglichst trägheitsfrei zu arbeiten, muß daher an einen neuzeitlichen Indikator die weitere Forderung nach einem möglichst kurzen, drosselfreien Gaszutritt zum Druckaufnahmegerät gestellt werden. Beiden Bedingungen vermögen in weitgehendem Maße die in jüngster Zeit zur technischen Reife entwickelten Schnellaufindikatoren zu entsprechen, die eine hohe Trägheitsfreiheit erreichen lassen und zugleich die Möglichkeit bieten, unter Vermeidung von zwischengeschalteten Hähnen und engen Bohrungen die Gebereinrichtung beliebig nahe an den Brennraum heranzubringen.

Die heute benutzten Schnellaufindikatoren lassen sich in zwei Gruppen einteilen:

1. Indikatoren, die den Druck punktweise aufnehmen und aufzeichnen und daher nur dann erfolgreich zu verwenden sind, wenn die zu einer Diagrammaufnahme gehörige Folge von Druckverläufen nahezu gleich ist.
2. Indikatoren mit fortlaufender Aufnahme und Aufzeichnung, die für solche Meßaufgaben vorteilhaft gebraucht werden, bei denen entweder nur ein einzelner Druckverlauf oder gerade ein nichtperiodisches kennzeichnendes Diagramm (z. B. beim Anfahrorgang) aufzunehmen ist [5].

Für die vorliegenden Versuche wurde vom Laboratorium für Wärmekraftmaschinen ein piezoelektrischer Indikator⁴⁾ (Banart Zeiß-Ikon) beschafft, der sich des Kathodenstrahloszillographen als Anzeigegerät bedient. Die neueste Entwicklung der Elektronenoptik hat zur Konstruktion einer sehr brauchbaren Braunschen Röhre geführt, die in bezug auf Lichtstärke, Empfindlichkeit, Abbildungstreue und Strichschärfe so leistungsfähig ist, daß sie den an eine Indiziervorrichtung zu stellenden Anforderungen bereits in hohem Maße zu genügen vermag. Gegenüber dem Schleifenzillographen bietet sie den weiteren Vorzug, daß man nicht nur eine Größe abhängig von der Zeit darstellen, sondern auch die Abhängigkeit zweier Größen voneinander unmittelbar in rechtwinkligen Koordinaten niederschreiben kann, wofür bis jetzt noch kein Schleifenzillograph vorhanden ist. Es wird hierzu die ohnehin vorhandene Ablenkanordnung benutzt, die üblicherweise für die Zeitablenkung verwendet wird. Die Erzeugung einer von der Kolbenstellung abhängigen Ablenkspannung ermöglicht somit die Beobachtung stehender Kolbenwegdiagramme. In der gleichzeitigen Aufnahme mehrerer Vorgänge ist man allerdings im Gegensatz zum Schleifenzillographen beschränkt.

Die Quarzdruckkammer

Bild 4 zeigt die erste Ausführung der Zeißschen Quarzdruckkammer, in der zwecks Verstärkung der Ladung neun dünne zylindrische Quarzscheiben *e* übereinandergeschichtet und parallel geschaltet waren [8]. Die Abdichtung gegenüber dem Verbrennungsraum erfolgte durch eine sehr dünne Stahlmembran *d*, gegen die ein aus Leichtmetall gefertigter Füllkolben *e* gepreßt war, der einerseits die heißen Verbrennungsgase von der Membran abhalten, andererseits den zwischen Kammerkammerkonstruktion durch Wärmeausdehnung der Membran hervorgerufene Temperaturempfindlichkeit, die eine Verschiebung der Eichwerte des Indikators zur Folge hatte, wurde hier dadurch vermindert, daß die Quarze mittels besonderer Federn eine gewisse statische Vorspannung erhielten, zu der zusätzlich der jeweils im Brennraum herrschende Druck hinzukommt. Die Abdichtung hielt

⁴⁾ Die piezoelektrische Druckmessung benutzt die physikalische Tatsache, daß unter bestimmten Voraussetzungen auf den Kristallflächen des Quarzes bei mechanischem Druck meßbare elektrische Ladungen auftreten. Dieses Verfahren arbeitet trägheitsfrei. (Vgl. z. B. die Arbeiten von Meurer [5, 6] und Bisang [7].)

000846

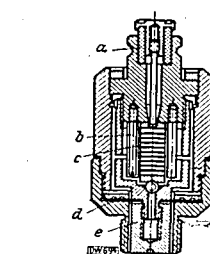


Bild 4. Piezoelektrische Quarz-Druckkammer (Zeiss-Ikon). Erste Ausführung.
a Isolierbuchse; b Rohrfeder; c 9 Quarzscheiben; d Membran; e Füllkolben.

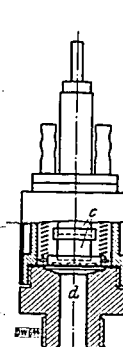


Bild 5. Piezoelektrische Quarz-Druckkammer nach M. Nier.
a 2 Quarzscheiben; d Membran.

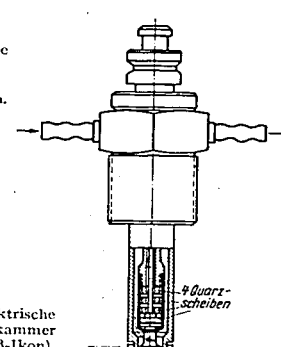


Bild 6. Piezoelektrische Quarz-Druckkammer (Zeiss-Ikon).
a 2 Quarzscheiben; d Membran.

jedoch bei Dauerbetrieb nicht Stand, was wohl auf die mit dem Dieselverfahren verbundenen hohen Drücke als auch auf die hohen Wärmebeanspruchungen zurückzuführen war. Es erwies sich daher als notwendig, die für die Vergasermotoren sicherlich brauchbare Kammerausführung des Bildes 4 dem weit höheren Anforderungen stellenden Dieselmotor in geeigneter Weise anzupassen. Die Schlußfolgerungen, die aus diesen Vorversuchen gezogen werden mußten, bestanden darin, daß man

1. die Membran selbst so nahe wie möglich an den Brennraum heranbringen und die zur Übertragung des Druckes auf die Quarze dienenden Massen möglichst leicht halten muß und daß
2. die Dauerhaftigkeit der den Hitzewirkungen hauptsächlich ausgesetzten Teile, insbesondere der Membran, nur durch Anwendung einer Wasserkühlung der Quarzdruckkammer erreicht werden kann.

Zu den Hauptversuchen wurde zunächst eine von Dr. Nier, Dresden, gebaute Druckkammer benutzt, die zwar eine 28 mm lange Bohrung von 8 mm Dmr. aufwies und deshalb der ersten Forderung noch nicht genügend entsprach, hinsichtlich der zweiten Bedingung bezüglich der Dauerhaftigkeit jedoch vollkommen befriedigte. Da sich diese Kammer auch dem stärksten Klopfbetrieb gewachsen zeigte, wurden mit ihr trotz der nachteiligen Bohrung eine große Reihe von Versuchen durchgeführt, aus denen wertvolle Aufschlüsse gewonnen werden konnten. Abb. 5 zeigt die Einrichtung der Nierschen Quarzdruckkammer.

Zuletzt konnten auch noch mit einer in der Zwischenzeit von Zeiss-Ikon entwickelten Spezialdruckkammer Versuche vorgenommen werden, deren Konstruktion es gestattet, die Gebereinrichtung den jeweiligen örtlichen Verhältnissen anzugleichen und unmittelbar zum Brennraum vorzudringen. Unter Vermeidung störender Einflüsse, wie langer Bohrungen oder vergrößerter Massen, konnte hiermit eine befriedigende Druckindizierung auch bei hohen Drehzahlen erreicht werden. Aus Bild 6 ist der Aufbau der für den Versuchsnotwendigen angefertigten Spezialdruckkammer ersichtlich⁵⁾.

Das Anzeigegerät

Als Anzeigegerät diente der bereits genannte Elektronenstrahloszillograph (Braunsche Röhre), deren einem Ablenkplattenpaar die Ladungsänderungen der Quarze über einen zweistufigen Verstärker zugeführt werden. Die für den Betrieb des Indikators erforderlichen Gleichrichter, Verstärker, Umspanner usw. sind in einem Netzanschlußgerät vereinigt, das für Anschluß an 220 V Wechselspannung eingerichtet ist. Mittels eines Milli-Amperemeters, das den Anodenstrom der zweiten Verstärkerstufe anzeigt, kann jederzeit das ordnungsgemäße Arbeiten der Gebereinrichtung und des ersten Verstärkerrohrs eine im Meßbereich liegende beliebige Spannung aufzudrücken, was für die Prüfung und Eichung der Apparatur sich als vorteilhaft erweist.

Für die Druck-Zeit-Aufnahmen wurde die bei den vorausgegangenen Ionisationsversuchen bereits benutzte Filmkamera verwendet. Für die Totpunktmarkierung und die Zeitangabe wurden die im vorangehenden Abschnitt beschriebenen Verfahren herangezogen.

⁵⁾ Die Firma Dr. M. Nier baut jetzt ebenfalls Kammer, deren Membran auch bei sehr beschränkten Platzverhältnissen unmittelbar bis zum Brennraum herangeführt werden kann.

Versuchsdurchführung

Die Eichung des Indikators wurde vor und nach den Versuchen vorgenommen. Zu diesem Zweck wurde die Druckkammer an eine Preßluftflasche über ein eigens hierfür konstruiertes Verbindungsstück (Bild 7) angeschraubt, das mittels besonderer Ventile die Möglichkeit bot, mit stoß-

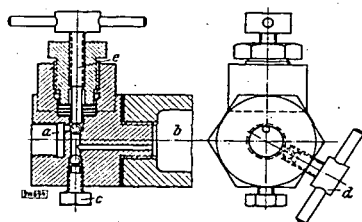


Bild 7. Eichvorrichtung des Indikators.

a Anschluß an die Druckkammer; b mit Manometer versehene Kammer und Anschluß für Preßluftflasche; c Verschlusschraube; d Entlüftung für Raum a; e Überströmventil zur Herstellung des Druckausgleichs zwischen b und a.

weise wirkenden Eichdrücken zu belasten. Durch Ladungsverluste bedingte Ungenauigkeiten wurden durch dieses Verfahren von vornherein ausgeschaltet, und gleichzeitig konnte eine weitgehende Anpassung an die im Motor wirklich auftretenden Verhältnisse erzielt werden. Das genannte Zwischenstück enthielt eine mit Manometer versehene Kammer b, die von der Druckkammer durch ein als Kugelventil ausgebildetes Überströmventil e getrennt war. Für sämtliche Eichwerte wurde die Messung stets vom Nullpunkt aus begonnen. Die den jeweiligen Drücken entsprechende Stellung des Leuchtpunktes wurde auf einem durchsichtigen Zellophanstreifen, der auf dem Leuchtschirm über der Bahn des Punktes angebracht wurde, durch Tuschestriche angegeben. Dieses auf den Filmstreifen photographierte Strichbild lieferte dann den Druckmaßstab für die Auswertung der Druckverlaufslinie.

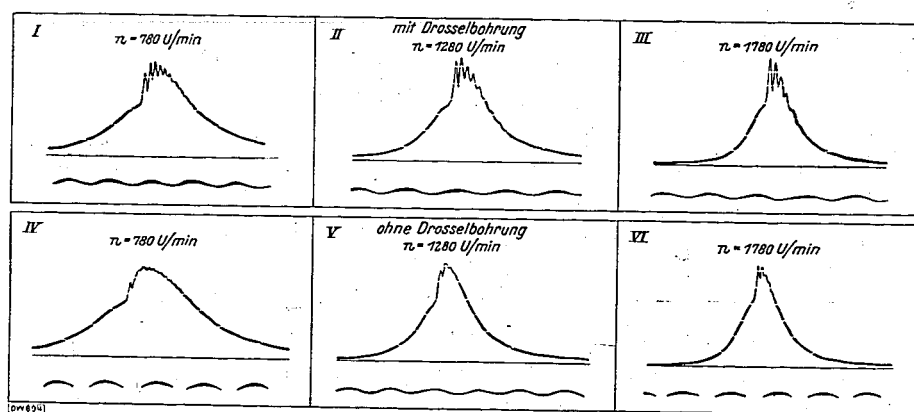


Bild 8 und 9. Druckverlauf im Speicher während der Verbrennung. Bild 8 (oben): Mit Drosselbohrung. Bild 9 (unten): Ohne Drosselbohrung.

Die Bilder 8 und 9 zeigen einige mit dem piezoelektrischen Indikator im Speicher der untersuchten Maschine aufgenommene Diagramme, die den Einfluß von längeren Verbindungsbohrungen zwischen Brennraum und Geberleinrichtung veranschaulichen sollen. Bei den Versuchen I bis III hatte die Verbindungsbohrung eine Länge von 44 mm bei einem Durchmesser von 6 mm, während bei den Versuchen IV bis VI die Druckkammer unmittelbar an den Speicher angebaut war. Die unter gleichen Betriebszuständen gewonnenen Druckverlaufslinien ergaben, daß die durch die lange Bohrung bedingten Schwingungen ein ganz beträchtliches Maß aufweisen und daß nur die unmittelbar angebaute Geberleinrichtung befriedigende Diagramme gewährleistet. Indikatoren, die infolge

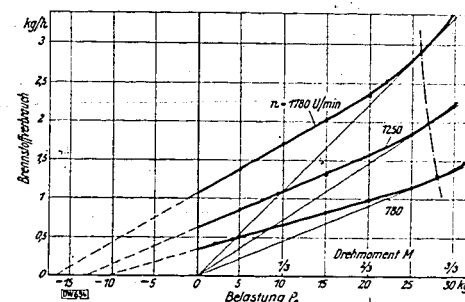
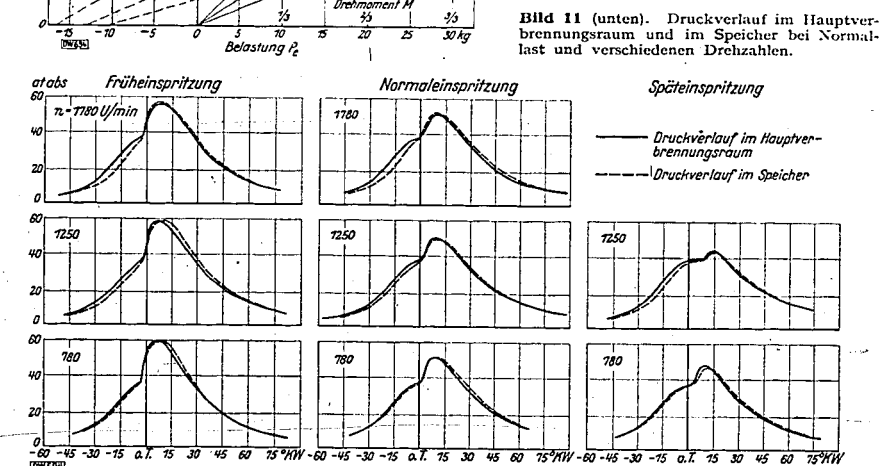
ihrer Methode der Druckaufzeichnung (z. B. punktwiser Aufzeichnung) solche Schwingungsbilder nicht wiederzugeben vermögen, können daher zu Fehlschlüssen Anlaß geben, wenn sie nicht genügend nahe mit dem Brennraum verbunden sind. Beim Farnboro-Indikator, der infolge des zwischen Brennraum und Membrane angeordneten wassergekühlten Hahnes notwendigerweise eine ziemlich lange Bohrung besitzt, müssen demnach die angezeigten Spitzendrücke bis zu 15 % vermindert werden, um die im Brennraum wirklich auftretenden Höchstdrücke zu erhalten. Neuerdings wurde übrigens auch der Farnboro-Indikator den vorerwähnten Bedingungen so weit wie möglich angepaßt [9].

II. Versuchsergebnisse

a) Leistung und Brennstoffverbrauch des Motors

Bild 10 enthält die Ergebnisse der bei verschiedenen Drehzahlen und Belastungen durchgeführten Brennstoffverbrauchsmessungen des Südbremsenmotors, bei dem das in Zahlentafel I angegebene Standard-Gasöl verwendet wurde. Die Einstellung des Einspritzzeitpunktes wurde bei diesen Versuchen so vorgenommen, daß allzu harter Gang vermieden wurde, um Verhältnisse zu erhalten, wie sie tunlichst dem praktischen Betrieb entsprechen. Die Drücke bewegten sich daher, wie die bei „Normaleinspritzung“ aufgenommenen Diagramme des Bildes 11 zeigen, bei den mittleren Drehzahlen $n = 1250$ und $n = 780$ U/min in mäßigen Grenzen. Lediglich bei der über der Normaldrehzahl ($n = 1650$ U/min) liegenden Höchstzahl der Versuche ($n = 1780$ U/min) wurde zwecks Erreichung günstiger Verbrennungsverhältnisse früher eingespritzt und hierbei ein Spitzendruck von 58 at abs für das Vollastdrehmoment zugelassen.

Die Kurven des stündlichen Brennstoffverbrauches weisen bis zu dem als Normallast bezeichneten Punkt einen ziemlich geradlinigen Verlauf auf. Als Normallast wird hierbei diejenige Be-

Bild 10. Stündlicher Brennstoffverbrauch des Südbremsenmotors in Abhängigkeit von der Belastung (Bremskraft P_b) bzw. Drehmoment.

lastung angesehen, bei der der geringste Brennstoffverbrauch für die Leistungseinheit erzielt wird und noch reine Verbrennung ohne Rußbildung stattfindet. Beide Bedingungen fallen ungefähr zusammen [10]. Der Normallastpunkt wurde daher in bekannter Weise durch Anlegen einer durch den Nullpunkt gehenden Tangente an die Linie des stündlichen Brennstoffverbrauches gefunden. Es stellt sich dabei heraus, daß das einem niedrigsten spezifischen Brennstoffverbrauch entsprechende Drehmoment bei steigender Drehzahl etwas abnimmt. Die Kurven zeigen ferner, daß das Anwachsen des stündlichen Brennstoffverbrauches mit steigendem Drehmoment bei hoher Drehzahl viel rascher erfolgt als bei niedriger Drehzahl.

Durch rückwärtige Verlängerung der Brennstoffverbrauchslinien bis zum Schnitt mit der Abszissenachse kann eine gute Schätzung der Reibungsverluste vorgenommen werden, insofern als die Abschnitte auf dieser Achse ziemlich genaue Werte für diese Verluste in dem Belastungsbereich geben, in dem die Brennstoffverbrauchslinien annähernd geradlinig sind [11]. Bei Vergleichsversuchen zwischen einem Lufteinblase- und einem kompressorlosen Dieselmotor hat Romberg für Nennlast volle Übereinstimmung des nach dieser Methode graphisch ermittelten und des aus der indizierten Leistung berechneten mechanischen Wirkungsgrades gefunden [12].

Für den untersuchten Südbrennsmotor treten somit bei den Drehzahlen $n = 780, 1250$ und 1780 U/min Reibungsverluste auf, die den Belastungen von 10,5 bzw. 13,1 bzw. 16,7 kg entsprechen würden.

b) Einfluß der Drehzahl auf Zylinderausnutzung und Güte der Verbrennung

Um den Einfluß der Drehzahl auf die Zylinderausnutzung und Güte der Verbrennung zu untersuchen, wurden in Verbindung mit den eben genannten Brennstoffverbrauchsmessungen Abgasanalysen durchgeführt.

Zur Erzielung guter Durchschnittswerte wurden die Abgase aus der Auspuffleitung zunächst in besondere Absaugeflaschen von 5 l Inhalt während einer Zeitdauer von 5 bis 10 Minuten abgesaugt und erst von hier dem Orsat-Apparat zugeführt. Die Luftüberschußzahlen wurden aus dem Ackermannschen Verbrennungsdreieck [13] gefunden, das auf der Tatsache beruht, daß in den Auspuffgasen des Dieselmotors bei unvollkommener Verbrennung nicht Kohlenoxyd, sondern Ruß vorhanden ist. Zur Prüfung dieser Annahme, die sich bereits auf verschiedene Versuche stützt, wurden auch am Versuchsmotor diesbezügliche Vorversuche unternommen, indem die Abgase einem selbsttätig arbeitenden Ados-Apparat zugeführt wurden, der neben der Feststellung des CO_2 -Gehaltes die Möglichkeit bot, etwa vorhandenes Kohlenoxyd in einer Verbrennungsröhre zu verbrennen und aus der Messung der hierbei entstehenden Kohlensäure den Kohlenoxydgehalt der Abgase zu bestimmen. Als Ergebnis dieser Vorversuche konnte festgestellt werden, daß nur bei Überlast nennenswerte Beträge von CO , und zwar in Höhe von nur rd. $\frac{1}{2}\%$, auftraten. Es ist also bei den vorliegenden Versuchen gerechtfertigt, für den sich bis Vollast erstreckenden Belastungsbereich mit dem neuen Ackermannschen Verbrennungsdreieck zu rechnen.

Welcher Betrag von der in den Zylinder angesaugten Luft für den Verbrennungsvorgang tatsächlich nutzbar gemacht wird, wird durch den Luftfaktor η angegeben, der mit der häufiger gebrauchten Luftüberschußzahl λ durch die Beziehung

$$\eta = \frac{1}{\lambda}$$

verknüpft ist. Zwischen der Luftüberschußzahl λ und dem erreichbaren mittleren Druck p_i läßt sich nach Dicksee [14]⁶⁾ folgende Beziehung aufstellen:

$$p_i = \frac{427 H_u \gamma_L \eta_{th}}{\lambda L_{min} \cdot 10000} = \frac{C \eta_{th}}{\lambda} \quad (1)$$

worin bedeuten:

H_u = unterer Heizwert des Brennstoffes in kcal/kg,
 γ_L = spez. Gewicht der Luft in kg/m^3 ,
 η_{th} = thermischer Wirkungsgrad,
 L_{min} = theor. Luftbedarf in kg/kg Brennstoff.

⁶⁾ Unter der Annahme, daß keine Drosselverluste vorhanden wären (Füllungsgrad $\lambda_F = 100\%$) und daß der thermische Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{N_i}{B_h H_u} = 100\%$ betragen würde, errechnet Dicksee einen theoretischen Höchstwert des mittleren indizierten Druckes von

$$p_{i,theor} = \frac{427 \cdot 10000 \cdot 1,20}{1 \cdot 14,5 \cdot 10000} = 38,0 \text{ at.} \quad (N_i = \text{indizierte Leistung; } B_h = \text{stündlicher Brennstoffverbrauch.})$$

Für $\eta_{th} = \text{konst}$ stellt diese zwischen p_i und λ bestehende Beziehung die Gleichung einer gleichseitigen Hyperbel dar. Die in Bild 12 aufgetragenen Kurven zeigen den Zusammenhang zwischen den erhaltenen Luftüberschußzahlen und den indizierten Belastungen $P_i = P_e / \eta_{mech}$, die für die vorliegende Maschine mit dem mittleren indizierten Druck durch die Beziehung

$$P_i = 5,67 \cdot p_i$$

verbunden sind. Es sind tatsächlich hyperbelartige Kurven, deren Lage und Form durch den bei verschiedenen Belastungen und Drehzahlen veränderlichen Faktor η_{th} bestimmt sind. Man erkennt ferner, daß die Luftüberschußzahlen bei gleichem mittleren Druck p_i trotz Änderung der Drehzahl nur wenig verschieden sind, weil der Verkürzung der für die Verbrennung verfügbaren Zeit die mit zunehmender Drehzahl steigende Wirbelung entgegenwirkt, für bessere Gemischbildung und dadurch gleich gute Luftausnutzung sorgt.

Die Frage, in welchem Ausmaße die angesaugte Luftmenge für die Verbrennung tatsächlich nutzbar gemacht wird, steht in unmittelbarem Zusammenhang mit dem erreichbaren mittleren Druck, der letzten Endes bei gegebener Drehzahl Gewicht und Größe der Maschine bestimmt.

Führt man an Stelle der Luftüberschußzahl λ den Luftfaktor η in die Gl. 1 ein, so erhält man

$$p_i = \frac{427 H_u \gamma_L \eta \eta_{th}}{L_{min} \cdot 10000} = C \eta \eta_{th} \quad (2)$$

und kann hierbei den Wert ηH_u als die Brennstoffenergie ansehen, die von dem Luftvolumen L_{min} / γ_L verarbeitet wird. Rechnet man mit einem gegebenen Hubraum V [m^3], so kann man die je Arbeitsspiel eingeführte Brennstoffmenge $b = \frac{V \gamma_L}{L_{min}}$ einführen:

$$p_i = \frac{427 H_u \gamma_L \eta V \eta_{th}}{L_{min} 10000 V} = C' b \eta_{th} \quad (3)$$

Man erhält somit eine einfache Beziehung zwischen p_i und b , die für den Fall $\eta_{th} = \text{konst}$ durch eine gerade Linie dargestellt wird, deren Neigung offenbar durch die Größe des thermischen Wirkungsgrades η_{th} bestimmt ist. In Bild 13 sind die aus den Brennstoffverbrauchsmessungen erhaltenen Werte für b in Abhängigkeit von der effektiven Belastung für die untersuchten Drehzahlen aufgetragen.

Ein besonders aufschlußreiches Bild ergibt sich, wenn man die Kurven des Bildes 13 so aufträgt, daß sie sämtlich von einem gemeinsamen Ursprung ausgehen und somit die Gl. 3 darstellen, s. Bild 14. Wegen der aus dieser Gleichung gewonnenen Beziehung

$$\eta_{th} = \frac{p_i}{C' b} = \text{tg } \alpha \quad (4)$$

gibt die Neigung der von einem Kurvenpunkt zum Ursprung gelegten Geraden unmittelbar ein Maß für den thermischen Wirkungsgrad. Der Einfluß der Drehzahl auf den thermischen Wirkungsgrad ist verhältnismäßig geringfügig, was bedeutet, daß man bei verschiedenen Drehzahlen mit erheblichen Unterschieden des prozentualen Wärmeverlustes je Arbeitsspiel nicht zu rechnen hat. Man erkennt ferner, daß die mit einer gegebenen Einspritzmenge je Arbeitsspiel erzielbare indizierte Be-

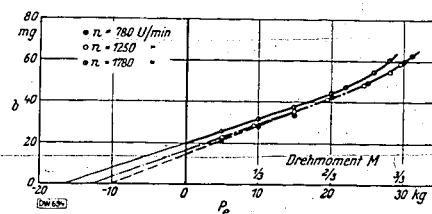


Bild 13. Brennstoffmenge b je Arbeitsspiel in Abhängigkeit von der effektiven Belastung P_e (bzw. Drehmoment M).

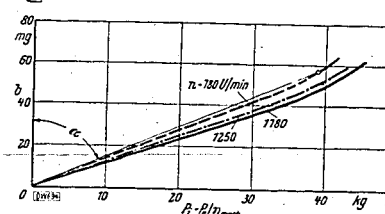


Bild 14. Brennstoffmenge b je Arbeitsspiel in Abhängigkeit von der indizierten Belastung $P_i = P_e / \eta_{mech}$.

lastung bei wachsender Drehzahl sich erhöht, weil die Wirbelung im Zylinder verstärkt und durch bessere Ausnutzung des Sauerstoffes der Ladeluft die Brenngeschwindigkeit des Kraftstoffnebels vergrößert wird.

c) Ermittlung des Ortes der ersten Zündung

An Maschinen mit reiner Strahleinspritzung, die einen einheitlichen Verdichtungsraum aufweisen, besteht bei dem sich ziemlich frei ausbreitenden Brennstoffstrahl die Möglichkeit, daß die Flamme an mehreren Punkten des Brennraumes selbständig entsteht und somit von einer eigentlichen Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme nicht gesprochen werden kann. Versuche, die in dieser Richtung durchgeführt wurden, zeigten auch, daß tatsächlich häufig mehrere Zündzentren vorhanden sind, in denen jedoch die Flamme nicht gleichzeitig entsteht.

Bei der Südbrennenmaschine war nun von vornherein zu vermuten, daß die erste Zündung an einer bevorzugten Stelle, und zwar in der Nähe der Prallplatte, stattfinden würde, weil hier besonders günstige Bedingungen, nämlich Aufprallen des Brennstoffstrahles an der heißen Lochplatte und innige Berührung mit der quer zum Brennstoffstrahl strömenden Luft gegeben sind. Das infolge der Berührung mit heißen Stellen gefürchtete „Kracken“, das mit Rußbildung verknüpft ist, tritt nicht auf, wenn die heiße Stelle, wie es hier der Fall ist, von der Verbrennungsluft gut bespült und der Strahl an dieser Stelle gut aufgeteilt ist.

In Bild 15 ist nun beispielsweise für einen bestimmten Betriebszustand die vom Beginn der Zündung an einsetzende Flammenbewegung dadurch ersichtlich gemacht, daß für die Meßzonen I, II und III (vgl. Bild 2) die Zeiten in Abhängigkeit von Einspritzbeginn aufgetragen sind, die verstreichen vom Anheben der Düsenadel bis zur Flammenankunft an der betreffenden Meßstelle. Bei diesem Betriebszustand sowie bei den weiter untersuchten Fällen, die sich auf drei verschiedene Drehzahlen, verschiedene Einspritzwinkel und Belastungen erstreckten, wurde festgestellt, daß die mit der Elektrode 2 erhaltenen Zeiten fast durchweg größer sind als die mit der Elektrode 1 gemessenen. Man muß daraus den Schluß ziehen, daß der Ort der ersten Zündung unter normalen Betriebsbedingungen in unmittelbarer Nähe der Prallplatte zu suchen ist⁷⁾.

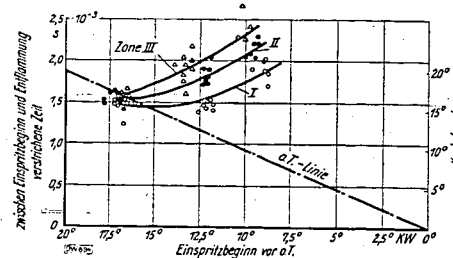


Bild 15. Untersuchung der Flammenbewegung. Zwischen Einspritzbeginn und Entflammung in den Zonen I, II und III verstrichene Zeit in Abhängigkeit von der Kurbelstellung bei Einspritzbeginn. $n = 1780$ U/min; $P = 15$ kg.

einsetzen wird, eine örtliche Drucksteigerung, wodurch sofort eine stärkere Strömung in den Speicher hinein erfolgt. Diese Strömung reißt die Flamme und einen Teil des nachfolgenden Brennstoffstrahles in das Speicherinnere mit und verursacht eine rasche Entflammung des gesamten Speicherinhaltes. Für diesen Fall erhält man ein Verbrennungsverfahren, bei dem der kleine, unter der Prallplatte befindliche Vorraum im Verhältnis zur Kammerladung gewissermaßen die Rolle einer „Vorkammer“ übernimmt. Der Brennstoff verbrennt hier zuerst und zerstäubt infolge der Druckerhöhung den nachfolgenden Brennstoff in die Kammer hinein, wo er dann mehr oder weniger rasch verbrennt [15a]. Kommt die erste Zündung aber erst einige Zeit nach dem oberen Totpunkt zustande, wie es bei Späteinspritzung der Fall ist, so bläst bereits ein kleiner Teil des Speicherinhaltes infolge Saugwirkung des Kolbens heraus und wird dabei von der Erstflamme entzündet. Die nach der Zündung in der Umgebung der Prallplatte entstehende Druckerhöhung kehrt aber sofort die durch die Saugwirkung des Kolbens entstandene Strömungsrichtung um und erzeugt eine stärkere Gasbewegung in den Speicher hinein. Da der Brennstoffstrahl in dieser Strömung liegt, so wird er selbstverständlich mit

⁷⁾ Über die Frage, ob die erste Zündung oberhalb oder unterhalb der Prallplatte stattfindet, siehe A. Loschge und F. Kneule, ATZ Bd. 41 (1938) S. 199.

hineingerissen und gelangt wahrscheinlich schon brennend in den Speicher. Aus dieser Erklärung des Verbrennungsvorganges folgt, daß die erst nach dem oberen Totpunkt eintretende Flammenbewegung eine größere Zeitdauer beanspruchen muß, als wenn die Entzündung schon einige Grad vor dem oberen Totpunkt erfolgt.

d) Der Zündverzug

Bild 16 zeigt die mit der Elektrode 1 gemessenen Zündverzögerungen für die Drehzahl $n = 1780$ U/min bei verschiedenen Belastungen in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt. Man erkennt, daß der Zündverzug in Abhängigkeit vom Einspritzbeginn einen ausgesprochenen Kleinstwert hat, der die günstigste Lage des Einspritzzeitpunktes anzeigt. Bei Einspritzung vor diesem Punkt wird der Zündverzug größer, weil das Öl in eine kältere und weniger dichte Atmosphäre gebracht wird. Die Maschine läuft hier auch sehr hart, weil die bei Erreichung des oberen Totpunktes schon verbrannten Brennstoffmengen zu groß werden und infolgedessen neben der plötzlichen Drucksteigerung hohe Spitzendrücke auftreten. Der günstigste Punkt stellt sich ein, wenn durch Zusammenwirken von Temperatur und Druck der Verdichtungsdruck und von der Überströmungsgeschwindigkeit die für die Zündung günstigsten Verhältnisse geschaffen sind. Wird nach diesem günstigsten Punkt eingespritzt, vergrößert sich der Zündverzug aus dem Grunde, weil die zur Zündung notwendige Wärmeaufnahme des Brennstoffes zum Teil schon wieder bei absinkender Temperatur und geringerer Dichte der Verbrennungsluft erfolgt.

Vergleicht man die erhaltenen Zündverzögerungskurven mit solchen, die man an Strahleinspritzmaschinen gefunden hat [14, S. 338], so erkennt man, daß die Luftspeichermaschine für eine bestimmte Drehzahl in bezug auf Verlegung des Einspritzzeitpunktes weniger empfindlich ist. Dies ist eine Erscheinung, die man auch bei anderen Maschinen mit unterteiltem Verbrennungsraum beobachtet hat und die auf den ausgleichenden Einfluß der Luftbewegung zurückzuführen ist.

Ferner ist deutlich der Einfluß der Belastung erkennbar und zwar in der Richtung, daß mit zunehmender Belastung der Zündverzug bei günstigster Einstellung der Einspritzung geringer wird. Diese Erscheinung ist einerseits darauf zurückzuführen, daß die Verdichtungsdrucktemperatur durch die Steigerung der Belastung erhöht wird. Infolge des bei zunehmender Belastung größeren Brennstoffverbrauches steigt nämlich die Abgastemperatur und wegen der dadurch bedingten höheren Wandtemperatur auch die Verdichtungsdrucktemperatur. Andererseits wachsen hierbei auch die Einspritzdrücke und Einspritzgeschwindigkeiten [15b] und verbessern die für den Zündverzug wichtige Zerstäubung des Brennstoffes. Die Abhängigkeit des Einspritzdruckes verläuft ungefähr nach einer Potenzkurve [3]. Ein weiterer Grund für die Abnahme des Zündverzuges ist, daß der Brennstoff vor der Einspritzung bei hoher Last auf eine höhere Temperatur erwärmt wird und somit heißer in den Zylinder gelangt.

Bei Teillasten ist der Zündverzug viel unempfindlicher in bezug auf den Einspritzzeitpunkt als bei Vollast oder Überlast. Bei sehr kleiner Last und später Einspritzung macht sich eine starke Streuung der Versuchspunkte bemerkbar, weil wegen der rasch sinkenden Temperatur bei der Kolbenrückbewegung der Zündverzug schwankende Werte aufweist und zuweilen sogar „Aussetzer“ auftreten. Solche Aussetzer entstehen, wenn die geringe Fördermenge nicht ausreicht, um einen genügenden Zerstäubungs- oder gar Eröffnungsdruck zu erzwingen und der Brennstoff daher nicht mehr auf den Zündpunkt erhitzt werden kann.

Eine besondere Eigentümlichkeit am Kurvenlauf ist das gegenseitige Überschneiden der Linien, was wohl als charakteristisches Merkmal des untersuchten Luftspeichermotors angesehen werden kann. Dieses Überschneiden tritt, abgesehen vom Überlastzustand, erst bei späterer Einspritzung ein, nämlich wenn die Zündung erst nach dem oberen Totpunkt erfolgt. Während nun bei Früheinspritzung erhöhte Belastung günstig auf den Zündverzug wirkt, ist es bei Späteinspritzung gerade umgekehrt. Für die Verhältnisse bei Früheinspritzung sind die im vorhergehenden Absatz angeführten Einflüsse zutreffend. Bei Späteinspritzung wirken andere Umstände teilweise entgegen. Zu der geringeren Wärmeaufnahme des Brennstoffes bei der nach

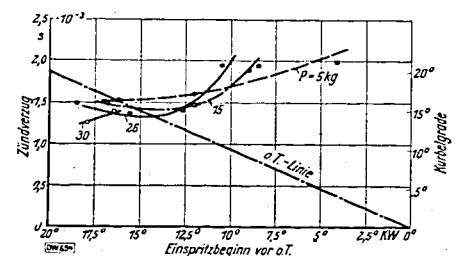


Bild 16. Zündverzug in Abhängigkeit von der Kurbelstellung bei Einspritzbeginn bei verschiedenen Belastungen P . Elektrode 1; $n = 1780$ U/min.

dem oberen Totpunkt wieder absinkenden Temperatur der Verbrennungsluft infolge der Kolbenrückbewegung kommt der Wegfall des Verdichtungswirbels und ungenügender Vorrat an Luftsauerstoff während der Einspritzzeitdauer. Man muß ja bedenken, daß sich ungefähr die Hälfte der gesamten Luftladung bereits im Speicher befindet, ohne mit dem Brennstoff in Berührung gekommen zu sein; denn zur Zeit der nur wenige Kurbelgrade vor dem oberen Totpunkt beginnenden Einspritzung hat die Wirbelungsenergie der in den Speicher überströmenden Luft bereits nachgelassen; der Hauptteil der Speicherluft ist bereits in den Speicher eingeströmt, ohne überhaupt mit dem Brennstoff in Berührung gekommen zu sein. Im Arbeitsraum über dem Kolben bildet sich daher ein überreiches Gemisch, das um so schlechter zündet, je größer die Belastung ist.

Von wesentlichem Interesse ist nun die Frage nach der Abhängigkeit des Zündverzuges von der Drehzahl. Wenn die Zündverzugszeit für eine bestimmte Maschine ein Festwert wäre, müßte die Zündung um so schwerer zu erreichen und der Betrieb um so schlechter aufrecht zu erhalten sein, je höher die Drehzahl wird. Von der Maschine müßte man erwarten, daß die Härte des Laufes mit der Drehzahl wächst und daß gleichzeitig ein Voreinspritzwinkel eingestellt werden müßte, der mehr oder weniger geradlinig mit der Drehzahl zunimmt [16]. Unter solchen Umständen würden wir für die betreffende Maschine bald an eine Drehzahlgrenze kommen, deren Überschreitung den Betrieb überhaupt in Frage stellen würde. Glücklicherweise bleiben jedoch einige der Faktoren, die auf den Zündvorgang Einfluß haben, nicht konstant, sondern verändern sich unter sonst gleichen baulichen Bedingungen der Maschine derart mit der Drehzahl, daß die Zeitdauer der zwischen Öl und Luft sich abspielenden physikalischen und chemischen Reaktionen ungefähr im gleichen Maße verkürzt wird, wie die Drehzahl zunimmt. Und zwar sind Wirbelung und Strahlggeschwindigkeit von besonders starkem Einfluß.

In Bild 17 wurden über der Drehzahl die auf annähernd gleiche Einspritzmenge und gleichen Einspritzzeitpunkt bezogenen, für Vollast geltenden Zündverzugs aufgetragen. Die Extrapolation für die unter $n=780$ U/min liegenden Drehzahlen wurde hierbei mittels der Kurve K vorgenommen, die den Verlauf der in Kurbelgraden gemessenen Zündverzugs wiedergibt und ihrem Wesen nach im Nullpunkt beginnen muß. Die Kurven K und Z hängen ihren Sinn entsprechend durch, die Beziehung $Z=K/6n$ zusammen. Für $n=0$ U/min würde sich für den aus der Kurve K zu ermittelnden zeitlichen Zündverzug Z der unbestimmte Ausdruck $0/0$ ergeben. Ob dieser Wert unendlich, endlich oder Null ist, hängt nach den Regeln der Differentialrechnung davon ab, welchen Winkel die Tangente an die Kurve K im Punkt 0 mit der Abszissenachse einschließt: einen rechten, einen beliebigen oder den Winkel Null. Es besteht auch die Möglichkeit, den Wert für Z bei $n=0$ U/min zu bekommen, wenn man die bei Bombenversuchen gefundenen Zündverzugswerte in die Betrachtung mit hereinzieht. Es muß lediglich darauf geachtet werden, daß man solche Versuchswerte in Vergleich setzt, bei welchen ungefähr die gleichen Betriebsbedingungen hinsichtlich des Luftdruckes und der Lufttemperatur wie im Motor vorhanden waren. Für $n=780$ U/min beträgt der mittlere, während des Zündverzuges herrschende Zylinderdruck etwa 29 at, die mittlere Temperatur rd. 450°C , woraus sich die Luftdichte zu

$$\gamma_L = \frac{p_L}{29,3 T_L} = \frac{290.000}{29,3 \cdot 723} = 13,7 \text{ kg/m}^3$$

errechnet. Der für diese Zustandswerte von Holfelder [4, S. 19] in der Verbrennungsbombe mittels photographischer Aufzeichnung der Flammenbildung gefundene Zündverzugszeit von $0,006$ s (Punkt Z' in Bild 17) ließe sich mit dem extrapolierten Teil der vom Verfasser ermittelten Kurve Z vereinbaren. Der Verlauf dieser Kurve läßt deutlich den überragenden Einfluß der drehzahlbedingten Faktoren auf die Größe des Zündverzuges erkennen. Der kleinstmögliche Wert des Zündverzuges würde bei einer Grenzdrehzahl erreicht werden, bei welcher infolge Eintretens kritischer Strömungsverhältnisse eine Steigerung der Wirbelung und damit eine Verkürzung der Reaktionszeit für den Brennstofftropfen nicht mehr möglich ist. Im vorliegenden Fall liegt diese Grenze bei $n \approx 3200$ U/min.

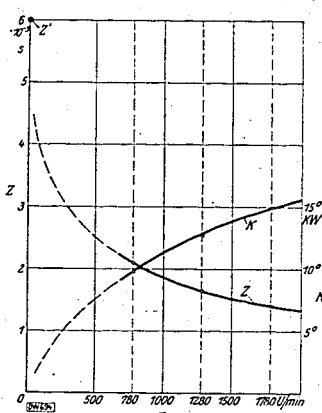


Bild 17. Zündverzug (Z, K) in Abhängigkeit von der Drehzahl n bei Vollast, gleicher Einspritzmenge und gleichem Einspritzzeitpunkt.
K Zündverzug in $^\circ\text{KW}$ (rechte Ordinate);
Z Zündverzug in s (linke Ordinate);
Z' Einzelwert nach Bombenversuch von Holfelder [4].

Wegen der bei Dieselmotoren leicht auftretenden Gefahr des Klopfens wäre die ideale Bedingung darin zu sehen, daß die allerersten Tröpfchen zünden, sobald sie die Düsenmündung verlassen. Durch entsprechende Regelung des Einspritzgesetzes könnte dann das Maß des Druckanstieges leicht in den gewünschten Grenzen gehalten werden. Wenn es nun tatsächlich keinen Zündverzug gäbe, würde sich der ganze Verbrennungsprozeß in der Nähe der Düsenmündung abspielen; dem Brennstoffstrahl wäre aber keine Gelegenheit gegeben, sich in der gesamten Verbrennungskammer auszubreiten und mit Sauerstoff zu versorgen, bevor die Verbrennung beginnt. Es könnte dadurch zwar ein guter, weicher Lauf der Maschine erreicht werden; der erzielbare mittlere Druck würde jedoch nur einen geringen Wert aufweisen, da ein beträchtlicher Teil der Verbrennungsluft zur Verbrennung nicht herangezogen werden könnte. Es ist also ein Zündverzug wirklich notwendig, der dem Öl die Möglichkeit der Vermischung mit der Verbrennungsluft gibt [17].

Anschließend sei für die mittels der Ionisationsmethode gefundenen Absolutwerte des Zündverzuges ein Vergleich mit den Ergebnissen der neuesten Forschung angestellt. Die von Erichsen [18] auf Grund spektralanalytischer Untersuchungen durchgeführten Motorversuche ergaben einen „wahren Zündverzug“ von $1,9 \cdot 10^{-3}$ s bei $n=750$ U/min und einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=14,55$. Als „wahren Zündverzug“ bezeichnet Erichsen die Zeit vom Einspritzbeginn bis zur ersten leuchtenden Verbrennung. Zieht man beim Vergleich mit den vom Verfasser gefundenen Werten das tatsächliche, erst vom Schließen des Auspuffventils an gerechnete Verdichtungsverhältnis $\epsilon=14,75$ — bei der von Erichsen benutzten Maschine ist die Ventilüberdeckung sicherlich viel geringer als bei dem schnelllaufenden Südbremsenmotor — in Rechnung, so ergibt sich bei annähernd gleichen Betriebsbedingungen eine gute Übereinstimmung zwischen den angewandten Meßverfahren. Es ist auch damit unter Beweis gestellt, daß die Messung des Zündverzuges mit Hilfe des Ionisationsverfahrens als durchaus einwandfrei und gleichwertig gegenüber anderen Meßmethoden erachtet werden muß.

e) Die Verbrennung

Das Verbrennungsproblem der mit Verdichtungszündung arbeitenden Maschine läuft darauf hinaus, einen möglichst großen Teil der im Zylinder befindlichen Luft nutzbar zu machen. Wie außerordentlich wertvoll auch die Möglichkeit ist, sehr hohe Wirkungsgrade bei kleineren Belastungen zu erzielen, so ist es doch auch wichtig, aus dem Zylinderinhalt eine möglichst hohe Leistung (Literleistung) herauszuholen. Dies läßt sich aber nur erreichen, wenn ein möglichst großer Teil der vorhandenen Luft schnell zur Verbrennung gebracht wird. Es erhebt sich daher die Frage, ob sich auch im Dieselmotor die Verbrennungsvorgänge auf so kurze Zeiten zusammendrängen lassen wie im Vergasermotor.

Im Vergasermotor findet die Verbrennung in einer von vornherein ziemlich homogenen Mischung von Brennstoffdampf und Luft statt. Jeder Teil dieser Mischung enthält somit Kraftstoff und den für seine Verbrennung erforderlichen Sauerstoff. Die nach der Zündung einsetzende Verbrennung besteht in einer Ausbreitung der Flamme vom Ausgangskern über den Hauptteil des Verbrennungsraumes, wobei der Wärmetransport in der Flammengrenze durch Konvektion, Leitung und Strahlung erfolgt. Hinzu kommt eine mechanische Ausbreitung der Flamme durch besondere Strömungs- und Wirbelungsvorgänge, welche die Anwendung der heute üblichen hohen Drehzahlen des Fahrzeugmotors überhaupt erst ermöglichen.

Im Falle der Selbstentzündungsmaschine kann man im allgemeinen von einer Zündgeschwindigkeit, wie sie im Vergasermotor zustande kommt, nicht sprechen, da eine selbsttätige Flammenbildung an mehreren Orten des Brennraumes erfolgen kann. Wenn jedoch, wie bei der untersuchten Südbremsenmaschine ein bevorzugter Ort für die Einleitung der Zündung vorhanden ist, so kann man sich doch einen gewissen Aufschluß über die Schnelligkeit der Verbrennung dadurch verschaffen, daß man die mittlere Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme zwischen zwei Meßstellen des Brennraumes ermittelt. Zu diesem Zweck wurde eine Ionisationsstrecke gerade diametral gegenüber dem Ort der ersten Zündung an derjenigen Stelle angeordnet, die für den Indikatoranschluß vorgesehen war. In diesem scheibenförmigen Teil des Verdichtungsraumes, der im Verhältnis zu seinem Rauminhalt eine große abkühlende Oberfläche besitzt, sind die Bedingungen für eine selbsttätige Entzündung des Kraftstoffes so ungünstig, daß man eine Flammenfortschreitung von der Prallplatte als Ausgangsort wohl annehmen kann. Im Bild 18 sind die Versuchswerte eingetragen, die sich für die zwischen Einspritzbeginn und Entflammung an den Meßstellen 1 und 4 (Bild 2) verstrichene Zeitdauer ergeben haben. Es ist daraus die zunächst auffallende Tatsache zu sehen, daß die an der Meßstelle 4 gemessenen Zeitabstände mit Späterlegung des Einspritzbeginnes fallen, während der bei Zone I am Ort der ersten Zündung gefundene Zündverzug den schon besprochenen steigenden Verlauf aufweist. Da die Entfernung der beiden Meßstellen eine feststehende Größe ist, stellt der senkrechte Abstand der jeweils zusammengehörigen Kurven ein Maß für die Fortschrei-

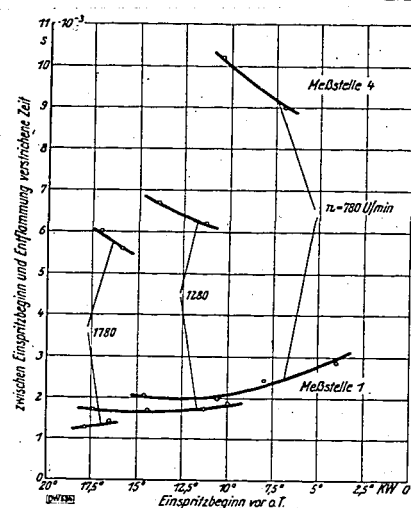


Bild 18. Untersuchung der Flammenbewegung. Zwischen Einspritzbeginn und Entflammung an den Meßstellen 1 und 4 verstrichene Zeit in Abhängigkeit von der Kurbelstellung bei Einspritzbeginn. Vollast; verschiedene Drehzahlen; $P_e = 30$ kg.

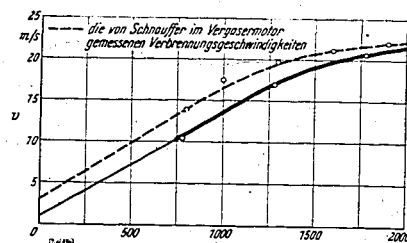


Bild 19. Ausbreitungsgeschwindigkeit v der Flamme im Hauptverbrennungsraum in Abhängigkeit von der Drehzahl n . Zündbeginn im o. T.; Vollast; $P_e = 30$ kg.

tungsgeschwindigkeit der Flamme dar und bestätigt die bereits von *Weitzel* [19] getroffene Feststellung, daß steigendem Zündverzug erhöhte Verbrennungsgeschwindigkeit entspricht.

Die Erklärung hierfür ist darin zu suchen, daß die Geschwindigkeit der Verbrennung um so höher wird, je vollständiger die Durchmischung von Brennstoff und Verbrennungsluft im Zeitpunkt der Entzündung ist. Bei steigendem Zündverzug nimmt die für die Durchmischung von Brennstoff und Luft verfügbare Zeit und somit die Vollständigkeit dieser Durchmischung zu, ein Umstand, der auf die Entzündungsgeschwindigkeit fördernd wirkt. Hinzu kommt, daß bei größeren Zündverzügen der Brennstoff länger erwärmt wird, weshalb die Mitteltemperatur der zu Beginn der Entzündung im Zylinder befindlichen Brennstoffmenge bei den größeren Zündverzügen höher wird. Durch die längere Erwärmungszeit wird die Bildung eines Kraftstoffdampf-Luft-Gemisches ermöglicht, das infolge seiner besseren Homogenität eine größere Brenngeschwindigkeit zuläßt als ein Tröpfchengemisch. Letzteres entwickelt eine trägere Umsetzungsgeschwindigkeit als ein reines Dampf-Luft-Gemisch, in dem der Dampf mit der Luft diffundieren kann.

Von Interesse ist nun noch ein Vergleich der absoluten Größe der Flammengeschwindigkeit mit den Versuchsergebnissen anderer Forscher. In Bild 19 ist die Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Drehzahl aufgetragen, wobei aber nur diejenigen Versuche eingetragen sind, bei denen die Zündung im oberen Totpunkt oder in unmittelbarer Nähe desselben stattgefunden hat. Verlängert man die Kurve geradlinig bis zum Schnittpunkt mit der Ordinate, so kommt man auf einen ganz geringen Wert der Flammengeschwindigkeit bei $n = 0$ U/min, nämlich auf etwa 1 m/s. Dieser Wert entspricht Versuchsbedingungen, wie sie bei Bombenversuchen verwirklicht sind, wo die Flamme in der Hauptsache nur durch Wärmeleitung von Schicht zu Schicht, nicht aber durch Wirbelung wie im Motor weitergetragen wird. Tatsächlich bewegen sich auch die bei Bombenversuchen gefundenen Werte der Flammengeschwindigkeit in dieser Größenordnung. Der Verlauf der Kurve läßt weiter ersehen, daß die Flammengeschwindigkeit zunächst ziemlich geradlinig mit der Drehzahl ansteigt, bis sie bei $n = 1400$ U/min einen Wert von 18 m/s erreicht. Über diese Drehzahl hinaus nimmt die Flammengeschwindigkeit langsamer zu und strebt schließlich einem durch Auftreten kritischer Strömungsverhältnisse bedingten Grenzwert zu, der im vorliegenden Fall bei einer Drehzahl von ungefähr 3000 U/min erreicht werden dürfte (vgl. S. 12).

Das in Bild 19 zum Ausdruck kommende Ergebnis für die Abhängigkeit der Flammengeschwindigkeit von der Drehzahl steht im Einklang mit an Gasmaschinen gemachten Beobachtungen anderer Forscher (*Withrow, Lovell, Boyd*), nach denen die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme in der Hauptsache von der Gaswirbelung abhängt und nahezu der Maschinendrehzahl proportional ist [20].

Die gefundenen Werte stellen naturgemäß nur Durchschnittswerte für die zeitlich veränderliche Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme dar. Nach anfänglich langsamem Beginn wird rasch die mit dem Druckanstieg verbundene Höchstgeschwindigkeit erreicht, der eine Verzögerung der Flammenausbreitung folgt, sobald die Flammenfront sich den Zylinderwandungen nähert und die Verbrennungsbedingungen durch Mangel an Sauerstoff ungünstiger werden.

Die im Dieselmotor gefundenen Absolutwerte der Flammengeschwindigkeiten bewegen sich in derselben Größenordnung wie die von *Schnauffer* [2] im Vergasermotor ermittelten Verbrennungsgeschwindigkeiten⁹⁾ (s. Bild 19) und zeigen somit, daß das im Dieselmotor befindliche Schweröl-Luft-Gemisch nach eingeleiteter Zündung ebenso rasch verbrennen kann wie das im Vergasermotor arbeitende Leichtkraftstoff-Luft-Gemisch. Von der Verbrennung aus gesehen sind also die Bedenken hinfällig, daß die mit dem Dieselmotor erreichbaren Höchstdrehzahlen niedriger sein müßten als beim Ottomotor. Freilich bedarf es beim Dieselmotor der Anwendung besonderer Mittel in Form erzwungener Gasströmungen, um den für Erzielung genügend hoher Verbrennungsgeschwindigkeit notwendigen Aufteilungszustand erreichen zu lassen, der bei Ottomotoren durch die Natur des verwendeten Treibstoffes von vornherein vorhanden ist.

f) Druckverlauf im Zylinder und im Speicher

In dem im Abschnitt II a bereits besprochenen Bild 11 sind mehrere Druckzeitdiagramme dargestellt, die bei Vollast für verschiedene Einspritzstellungen mittels des piezoelektrischen Indikators aufgenommen wurden. Obgleich die Messungen im Zylinder und im Speicher leider nicht gleichzeitig durchgeführt werden konnten, geben die übereinander gezeichneten Druckverlaufslinien wegen der dem Dieselmotor eigentümlichen geringen Streuung doch ein anschauliches Bild über das wechselseitige Verhalten der beiden Räume.

Früheinspritzung und Normaleinspritzung

Zunächst ist festzustellen, daß im Gegensatz zu Luftspeichermaschinen anderer Bauart, z. B. *Lanova*, die Höchstdrücke im Zylinder und im Speicher nur wenig verschieden sind, was sowohl auf die mäßige Drosselung zwischen den beiden Räumen als auch auf den im Verhältnis zum Verdichtungsraum großen Speichereinhalt zurückzuführen ist.

Auf den bei der Drehzahl $n = 1780$ U/min aufgenommenen Diagrammen des Bildes 11 weist der Druckanstieg im Speicher einen steileren Verlauf auf als im Zylinderraum, wobei der Speicherhöchst-Druck den Spitzendruck des Zylinderraumes um etwa 1 at übertrifft. Es bedeutet dies, daß die Drucksteigerung im Speicher nicht lediglich durch Druckausgleich mit dem Zylinderraum, sondern durch die Verbrennung des in den Speicher eingeführten Brennstoffes bewirkt wird, dessen Menge ungefähr die Hälfte der bis zum Beginn des Druckanstieges eingespritzten Brennstoffmenge betragen dürfte.

Bei den niedrigeren Drehzahlen $n = 1250$ und 780 U/min verläuft der Druckanstieg in beiden Räumen ziemlich gleichzeitig; die erreichten Spitzendrücke sind von nahezu gleicher Größe, was durch eine Verringerung der in den Speicher eingedrungenen Brennstoffe zu erklären ist. Diese Abnahme der in den Speicher eingeführten Brennstoffmenge ist darauf zurückzuführen, daß bei gleicher Einspritzstellung die auf eine bestimmte Kurbelstellung bezogene Einspritzmenge mit sinkender Drehzahl wegen des niedrigeren Einspritzdruckes abnimmt und zugleich der auf den Kurbelwinkel bezogene Zündverzug etwas kleiner wird. Hinzu kommt, daß infolge der verringerten Geschwindigkeit der in den Speicher überströmenden Luft bei niedrigerer Drehzahl weniger Brennstoff in den Speicher mitgerissen wird als bei hoher Drehzahl.

Späteinspritzung

Bei später Einspritzung bleibt der Speicherdruck während des Druckanstieges hinter dem Zylinderdruck zurück und erreicht auch nicht mehr dessen Höhe. Der Speicher muß hier vom Hauptbrennraum aufgefüllt werden, weil infolge der nur mehr wenige Kurbelgrade vor o. T. beginnenden Einspritzung sehr wenig Brennstoff in den Speicher gelangt. Der Speicher ist daher nicht mehr in der Lage, die ihm zugeordnete Aufgabe, die in der Erzeugung von Abblaseenergie während der ersten Stufen der Verbrennung bestehen soll, zu erfüllen. Für hohe Drehzahlen ist diese Einspritzstellung betrieblich überhaupt nicht brauchbar, da die geringe, nur durch Saugwirkung hervorgerufene Verwirbelungsenergie nicht mehr ausreicht, um den rechtzeitigen Ablauf der Verbrennung sicherzustellen.

⁹⁾ Die von *Schnauffer* gemessene Verbrennungsgeschwindigkeit ist der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme gleichzusetzen.

Zahlentafel 1. Untersuchungsdaten des zu den Hauptversuchen verwendeten Standard-Treiböles.

Elementarzusammensetzung		Siedeverhalten	
86,68% Kohlenstoff 13,15% Wasserstoff			
Heizwert	10 100 kcal/kg	Siedebeginn	217 °C
Spez. Gewicht bei 15 °C	0,854 kg/l	5 Vol.-% verdampft bei 231 °C	245 °C
Zähigkeit bei 20 °C	1,46 Engler	15 " "	254,5 °C
Anilinpunkt*)	67,5 °C	25 " "	264 °C
Aromaten + Ungesättigte Kohlenwasserstoffe	21,6 %	35 " "	274 °C
		45 " "	285 °C
		55 " "	296 °C
		65 " "	309 °C
		75 " "	323 °C
		85 " "	348,5 °C
		95 " "	348,5 °C

*) Der Anilinpunkt ist eine Kenngröße, die den Gehalt des Öles an ungesättigten und aromatischen Kohlenwasserstoffen angibt (vgl. A. W. Schmidt, Braunkohle Bd. 34 (1935) S. 49 u. 72). Zur Bestimmung dieser Größe werden gleiche Teile Anilin und Kraftstoff miteinander gemischt und diejenige Temperatur gesucht, bei der sich die beiden Flüssigkeiten mischen.

Zahlentafel 2. Untersuchungsdaten deutscher Diesel-Kraftstoffe und des als Vergleichskraftstoff verwendeten Standard-Treiböles.

Ölsorte	Spez. Gewicht bei 15 °C kg/l	Zähigkeit bei 15 °C °E	Stockpunkt °C	Anilinpunkt*) °C	Asphaltgehalt %	Aromaten u. ungesättigte Kohlenwasserstoffe %	Heizwert kcal/kg
Standard-Treiböl 1	0,857	1,45	unter -80	65	0	23,6	10 060
Rositzer Gasöl 2	0,851	1,33	-10	59,2	1	29,13	9 810
Dollbergener Gasöl 3	0,842	1,34	-28	65,9	0	23,9	10 600
Rositzer Treiböl 4	0,883	1,26	-16	28,2	3	58,76	9 690
Hallenser Montana 5	0,888	1,32	-11	28,9	3	61,2	9 640
W. W. Braunkohlen-Teeröl 6	0,842	1,34	-28	**)	0	**)	10 040

*) Vgl. Bemerkung zu Zahlentafel 1.
**) wurde nicht bestimmt.

g) Beurteilung deutscher Dielektrikstoffe hinsichtlich des Zündverzuges

Wenn wir die bisherigen Analysenvorschriften für Dielektrikstoffe betrachten, so findet man, daß ein großer Teil dieser Bewertungsmethoden in keinerlei Zusammenhang mit dem motorischen Verhalten der Kraftstoffe steht, sondern vielmehr aus den Prüfvorschriften für Leichtöle herausentwickelt worden sind [21]. Die zahlreichen, auf dem Gebiet der motorischen Untersuchungen gewonnenen Erfahrungen haben schließlich zu der Feststellung geführt, daß eine der wichtigsten Eigenschaften der im Dieselmotor verwendeten Kraftstoffe das Verhalten in bezug auf den Zündverzug ist. Ergibt sich bei der motorischen Prüfung, daß der Zündverzug günstig ist, so lohnt es sich, auch die weiteren Eigenschaften des Kraftstoffes zu untersuchen, weil dann die Voraussetzung für dessen Brauchbarkeit als Dielektrikstoff gewährleistet ist.

Zahlentafel 2 und Bild 20 enthalten die wichtigsten Kennzahlen der vom Verfasser auf den Zündverzug untersuchten deutschen Kraftstoffe. Als Vergleichsöl wurde hierbei nicht das bei den vorhergehenden Versuchen (Zahlentafel 1) verwendete Standard-Gasöl, sondern ein aus einer anderen Lieferung stammendes, ebenfalls normales Standard-Gasöl verwendet⁹⁾. Die Versuche wurden

⁹⁾ Mit Ausnahme des vom Verfasser ermittelten Heizwertes wurden die Kennziffern in dem Institut für chemische Technologie der Technischen Hochschule München bestimmt, wofür Herrn Prof. Dr. A. W. Schmidt bestens gedankt sei.

000852

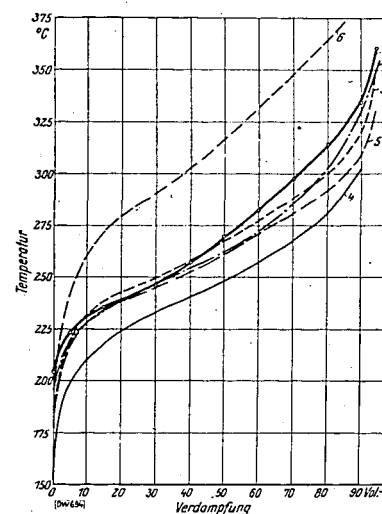
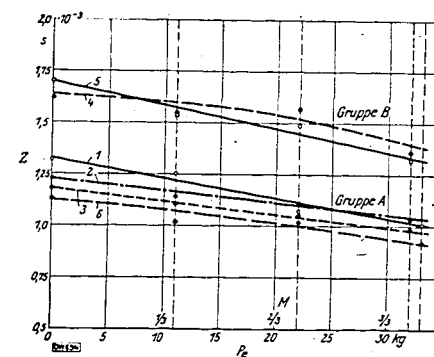


Bild 20. Siedeverhalten verschiedener Dieseltreiböle (vgl. Zahlentafel 2).

Bild 21. Zündverzug Z verschiedener Dieseltreiböle in Abhängigkeit von der Belastung P_e (bzw. Drehmoment M). $n = 1780$ U/min.

im gleichen Südbremsenmotor vorgenommen. Infolge einer geringfügigen Abänderung am Zylinderkopf war lediglich das Verdichtungsverhältnis etwas höher; es betrug nämlich $\epsilon = 17,65$.

Die Vergleichsversuche (Zündverzug) mit den in Frage kommenden deutschen Schwerölen wurden nur für die höchste Drehzahl $n = 1780$ U/min und zwar unter veränderten Lastbedingungen durchgeführt. Die daraus erhaltenen Ergebnisse sind aus Bild 21 ersichtlich.

Betrachtet man diese Zündverzugslinien, so fallen zunächst zwei Gruppen von Ölen auf, die sich hinsichtlich des Zündverzuges wesentlich unterscheiden.

In der mit A bezeichneten Gruppe, welche die geringeren Zündverzugswerte aufweist, befindet sich das als Vergleichsöl gewählte Standard-Gasöl (1) und die beiden deutschen Gasöle (2, 3), außerdem aber noch ein Vertreter der Braunkohlenteeröle, nämlich das „Werschen-Weißener-Braunkohlenteeröl“ (6). Letzteres zeichnet sich sogar durch die geringsten Zündverzugswerte aus. Die der A-Gruppe zugeordneten Öle können hinsichtlich des Zündverzuges dem amerikanischen Gasöl gegenüber als vollständig gleichwertig, teilweise sogar als besser angesehen werden.

In der durch ein ungünstigeres Verhalten gekennzeichneten B-Gruppe befinden sich lediglich Vertreter der Braunkohlenderivate (4, 5). Die hierbei erhaltenen Zündverzugswerte sind zwar beträchtlich höher als bei der A-Gruppe, bewegen sich aber noch in zulässigen Grenzen, so daß auch hier ein ordnungsgemäßer Betrieb gewährleistet ist.

Nachstehend sei nun versucht, die Unterschiede im Zündverhalten der verschiedenen Kraftstoffe in einen Zusammenhang zu den in Zahlentafel 2 wiedergegebenen Stoffkonstanten zu bringen, zu welchem Zwecke die Untersuchungsdaten in Bild 22 graphisch aufgetragen wurden. Man findet hierbei die schon von A. W. Schmidt [21] gefundenen Feststellungen bestätigt, daß eine Reihe von Faktoren, die man bisher für die Beurteilung der Dielektrikstoffe als maßgebend angesehen hat, in keinem Zusammenhang zum Zündverhalten der betreffenden Stoffe steht. Es gilt dies insbesondere vom Heizwert und vom Siedebeginn. Bezüglich der übrigen Daten ist jedoch ein gewisser Zusammenhang mit dem motorischen Verhalten erkennbar. So ist bei der B-Gruppe wohl der hohe Gehalt an Aromaten und ungesättigten Verbindungen als Ursache für die schlechteren Zündeigenschaften anzusehen. Die schädliche Wirkung dieser Stoffe wird durch erhöhten Paraffingehalt gemildert, was darin zum Ausdruck kommt, daß das Öl Nr. 5 trotz des höheren Aromatengehaltes gegenüber dem Öl Nr. 4 einen geringeren Zündverzug ergeben hat, da offenbar der Paraffingehalt, für welchen der Stockpunkt einen Anhalt gibt [22], entsprechend höher ist.

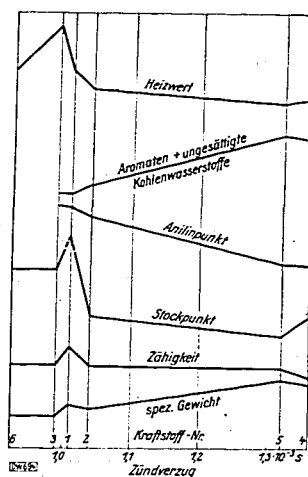


Bild 22. Chemische und physikalische Stoffkonstanten der nach Zündverzug geordneten Treiböle 1 bis 6 (nach Zahlen-tafel 2).

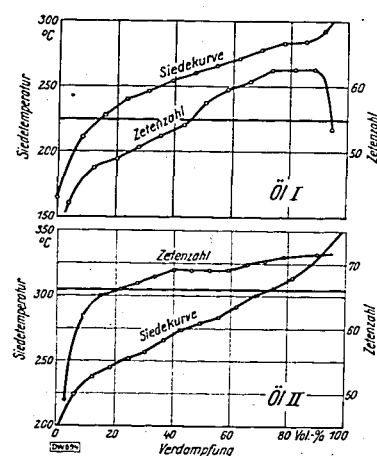


Bild 23. Zündeigenschaften einzelner Siedefraktionen. Nach Hetsel [23].

Bei Annahme einer der Zündung vorausgehenden Verdampfung müßten diejenigen Öle am leichtesten zünden, bei denen der Unterschied zwischen Endtemperatur der Siedekurve und Selbstentzündungstemperatur am geringsten ist. Dabei ist zu beachten, daß unter den im Motor gegebenen Arbeitsbedingungen die Zündtemperatur herabgesetzt und die Siedekurve erhöht wird. Auf Grund dieser Beziehungen könnte auch das Verhalten eines Öles in bezug auf Klopfen schon ohne vorherigen Motorversuch bestimmt werden; denn ein Öl mit großem Unterschied in den genannten Größen würde auch große Neigung zum Klopfen haben, da sich infolge der längeren Verdampfungszeit Öldampf in größerem Ausmaß bilden wird, der zu plötzlicher Verbrennung Anlaß geben kann.

Betrachten wir jedoch die in Bild 20 dargestellten Siedekurven der untersuchten Kraftstoffe, so muß man leider feststellen, daß auch diese keine Gewähr für eine zutreffende Beurteilung des Zündverhaltens zu geben vermögen. Sie bestätigen zwar die an sich bekannte Tatsache, daß mit höher liegender Siedekurve die Zündfreudigkeit zunimmt¹⁰⁾, lassen aber nicht die scharfe Trennung in die beiden im Zündverhalten voneinander abweichenden Gruppen A und B in Erscheinung treten. Die Ursache hierfür ist darin zu suchen, daß die Motorenkraftstoffe im allgemeinen aus Mischungen verschiedenartigster Kohlenwasserstoffe bestehen, weshalb zwei Öle trotz gleichen Siedeverhaltens sehr verschiedene Bestandteile und daher ganz verschiedene Zündeigenschaften besitzen können. Zur Klärung dieser wichtigen Frage über den Einfluß des Siedeverlaufes auf das Zündverhalten sind vom Pennsylvania State College aufschlußreiche Versuche durchgeführt und jüngst veröffentlicht worden [23]. Von zwei aus verschiedenen Ölquellen stammenden Kraftstoffen wurden die Siedekurven ermittelt und die Zündeigenschaften einzelner in bestimmten engen Siedegrenzen liegender Fraktionen bestimmt. In Bild 23 sind die erhaltenen Versuchsergebnisse zusammengestellt. Im großen und ganzen werden bei Öl I die Zündeigenschaften der einzelnen Fraktionen ausnahmslos des wahrscheinlich Krackprodukte enthaltenden Restes mit wachsender Siedetemperatur besser, während diejenigen der Fraktionen des Öles II sich bemerkenswerterweise ziemlich auf gleicher Höhe bewegen. In beiden Fällen entspricht das Zündverhalten des nichtdestillierten Kraftstoffes ziemlich genau dem Durchschnittswert aus den Zetenzahlen der einzelnen Fraktionen.

Als wichtiges Ergebnis dieser amerikanischen Versuche kann festgestellt werden, daß erstens für das Zündverhalten eines Kraftstoffes nicht der Anfangssiedepunkt und die Siedepunkte der zuerst übergehenden Bestandteile maßgebend sind, da die Zetenzahl des Kraftstoffes einen Durchschnitt der Zündeigenschaften sämtlicher Fraktionen darstellt. Im Einklang hierzu

¹⁰⁾ Die einen hohen Siedepunkt aufweisenden hochatomigen Moleküle zersetzen sich — insbesondere wenn es sich um kettenförmige Verbindungen handelt — leichter als die kleineren, einfach gebauten Moleküle.

stehen Versuche [24] und theoretische Überlegungen [19], nach denen während des Zündverzuges die kleinsten Tropfen vollständig verdampfen und somit sämtliche Siedefraktionen an der Zündung teilnehmen können. Eine weitere Schlußfolgerung besteht darin, daß es kaum möglich sein wird, auf Grund der Siedekurve die Zündeigenschaften solcher Öle voranzubestimmen, die von verschiedenen Bohrungen stammen oder deren Fraktionen aus verschiedenen Ausgangsprodukten gewonnen werden.

Die vorhergesprochenen Untersuchungen zeigen also, daß zwischen einigen in den stofflichen Eigenschaften begründeten Kennzahlen der Kraftstoffe und dem Zündverhalten derselben gewisse Zusammenhänge festgestellt werden konnten. Diese Zusammenhänge bieten aber leider noch keine ausreichende Grundlage dazu, ohne praktische Ermittlung des Zündverzuges die Einreihung eines neuen Kraftstoffes in eine auf dem Zündverhalten aufgebaute Bewertungsreihe vornehmen zu können.

Als weiteres Ergebnis kann festgestellt werden, daß die Ionisationsmethode ein geeignetes Verfahren für die Ermittlung des Zündverzuges im schnelllaufenden Dieselmotor darstellt. Die Entwicklung einer für die Praxis genügend einfachen und bequemen Prüfmethode könnte in der Richtung erfolgen, daß unter Verzicht auf die Aufnahme von Filmdiatrammen der durch die Ionisation hervorgerufene Stromstoß (siehe Bild 3) zur Steuerung einer Meßeinrichtung benutzt wird, die den Zündverzug auf einer mit Kurbelgradeinteilung versehenen Skala unmittelbar abzulesen gestattet.

III. Zusammenfassung

An einem neuzeitlichen Luftspeicher-Fahrzeug-Dieselmotor wurde der Zünd- und Verbrennungsvorgang unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht, wobei besonderes Augenmerk auf den Einfluß der Drehzahl gelegt wurde.

Auf Grund von Brennstoffverbrauchs- und Abgasanalysen wurde das Verhalten der Maschine in bezug auf Zylindererausnutzung und Güte der Verbrennung innerhalb eines Drehzahlbereiches von 780 bis 1780 U/min geprüft.

Zur Bestimmung des Zündverzuges wurde zunächst der Ort der ersten Zündung festgestellt, indem mittels des Ionisationsverfahrens die Flammenbewegung im Zylinderraum und Speicher ermittelt wurde. Die Untersuchungen ergaben, daß die erste Flammenbewegung unter normalen Betriebsbedingungen stets in der Richtung von der Prallplatte nach dem Speicherinneren zu erfolgt und die erste Zündung unmittelbar bei der Prallplatte stattfindet. Die Zündverzugs-messungen wurden bei drei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Belastungen durchgeführt. Bei der untersuchten Höchstdrehzahl von $n = 1780$ U/min ergab sich eine je nach der Belastung mehr oder weniger starke Abhängigkeit des Zündverzuges vom Voreinspritzwinkel, der sich durch die während des Einspritzvorganges herrschenden Strömungsverhältnisse zwischen Zylinderraum und Speicher erklären läßt. Der starke Einfluß der Drehzahl auf den Zündverzug ist auf die von der Drehzahl abhängigen Faktoren der Wirbelung und Strahlggeschwindigkeit zurückzuführen. Der kleinstmögliche, durch Eintreten kritischer Strömungsverhältnisse bedingte Zündverzug ist bei $n = 1780$ U/min noch nicht erreicht. Durch Extrapolation der Zündverzugs-kurve bis zum Schnitt mit der Ordinate ($n = 0$ U/min) erhält man einen Wert, der mit dem unter den entsprechenden Versuchsbedingungen an Bomben gefundenen Zündverzugs-wert in Einklang steht.

Die Messung der Flammengeschwindigkeit im Zylinderraum ergab, daß das im Dieselmotor befindliche Schweröl-Luft-Gemisch nach eingeleiteter Zündung ebenso rasch verbrennen kann wie das im Ottomotor arbeitende Leichtkraftstoff-Luft-Gemisch, wozu es freilich beim Dieselmotor besonderer Mittel in Form geordneter Gasströmungen bedarf.

Die zu den Versuchen gehörigen Druckverlaufslinien wurden mittels eines piezoelektrischen Indikators aufgenommen, der als Anzeigergerät eine Braunsche Röhre benutzt.

Anschließend wurden mehrere deutsche Dieselmotorkraftstoffe auf ihre verbrennungstechnischen Eigenschaften untersucht und zu diesem Zwecke hinsichtlich ihres Zündverhaltens geprüft, das die wichtigste Eigenschaft eines Dieselmotorkraftstoffes darstellt und bis heute als allein zuverlässige Kenngröße anzusehen ist. Es ergab sich, daß die untersuchten heimischen Schweröle im Vergleich zu einem ausländischen Gasöl teils günstigere, teils ungünstigere Zündverzugs aufweisen, wobei die letzteren sich jedoch noch in zulässigen Grenzen bewegen.

IV. Schrifttum

- [1] K. Kuchner, Elektrische Messung der Zündgeschwindigkeit in einer Verbrennungskraftmaschine, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 2 (1931) S. 197.
- [2] K. Schmauffer, Das Klopfen von Zündmotoren, Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 455.
- [3] L. Breves, Der Zünd- und Verbrennungsvorgang im Dieselmotor, Diss. T. H. München 1935; Die Fortpflanzung der Verbrennung im Dieselmotor, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 6 (1935) S. 183.
- [4] O. Hoffelder, Zündung und Flammenbildung bei der Diesel-Brennstoff-Einspritzung, VDI-Forsch.-Heft 374, Berlin: VDI-Verlag 1935.
- [5] S. Meurer, Indikatoren für schnelllaufende Verbrennungsmotoren, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 1447.
- [6] S. Meurer, Beitrag zum Bau piezoelektrischer Indikatoren, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 8 (1937) S. 249.
- [7] L. Bisang, Beitrag zur Entwicklung des Quarzindikators und seine Anwendung, Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 8, Berlin: VDI-Verlag 1937, S. 18.
- [8] H. Jungnickel, Piezoelektrischer Indikator für schnelllaufende Verbrennungsmotoren, Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 80.
- [9] E. S. Taylor und C. S. Draper, A New High-Speed Engine Indicator, Mech. Engng. Bd. 55 (1933) S. 169.
- [10] P. Meyer, Die Brennkraftmaschinen Bd. II, Slg. Göschen Bd. 1093: W. de Gruyter 1935.
- [11] S. J. Davies, The Characteristics and Performance of Oil Engines of Lanova Design, Engineering Bd. 138 (1934) S. 599.
- [12] F. Romberg, Versuche an einem kompressorlosen Dieselmotor von 500 PS von Friedrich Krupp A.-G., Essen, Z. VDI Bd. 70 (1926) S. 1597.
- [13] G. Ackermann, Das Verbrennungs-dreieck bei Rußbildung, VDI-Forsch.-Heft 366, Berlin: VDI-Verlag 1934, S. 1.
- [14] C. B. Dicksee, Some problems connected with high-speed compression-ignition engine development (Hrsg. Instn. Automob. Engrs.), London W. C. 2: Watergate house, Adelphi, 1932, S. 309.
- [15 a] P. L'Orange, Ein Beitrag zur Entwicklung der kompressorlosen Dieselmotoren, Berlin: R. C. Schmidt 1934.
- [15 b] P. L'Orange, Die Zusammenarbeit von Pumpen und Düsen bei kompressorlosen Dieselmotoren, Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 326.
- [16] K. Zinner, Steinkohlenteeröl als Treibstoff des schnelllaufenden Dieselmotors, Z. VDI Bd. 79 (1935) S. 1319.
- [17] H. R. Ricardo, The Diesel and its Fuel, Power Bd. 80 (1936) S. 92.
- [18] Ch. Erichsen, Verbrennung im Dieselmotor, VDI-Forsch.-Heft 377, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 21.
- [19] W. Wentzel, Zum Zündvorgang im Dieselmotor, Forsch. Ing.-Wes. Bd. 6 (1935) S. 105.
- [20] D. R. Pye, Die Brennkraftmaschinen, Berlin: J. Springer 1933, S. 111.
- [21] A. W. Schmidt, Niederschrift über die Besprechung zwischen Braunkohlenindustrie und Dieselmotorenfirmen, München: Techn. Hochschule 1935.
- [22] A. W. Schmidt, Über die Verwendung von Braunkohlenderivaten als Dieselmotortoffe, Braunkohle Bd. 34 (1935) S. 49.
- [23] T. B. Hetzel, The development of Diesel fuel testing, Pennsylvania State College, Bull. Nr. 45.
- [24] A. M. Rothrock und C. D. Waldron, Fuel vaporisation and its effect on combustion in a high-speed compression ignition engine, Nat. Advis. Comm. Aeron. Rep. Nr. 435 (1932) S. 629.

000855

DEUTSCHE KRAFTFAHRTFORSCHUNG

Inhalt der Hefte 1 bis 4:

Heft 1

Luftwiderstand an Kraftfahrzeugen, Versuche am Fahrzeug und Modell

Von C. Schmid VDI. DIN A 4, 56 Seiten mit 79 Abbildungen und 17 Zahlentafeln. 1938. Preis RM 5,—

Einleitung — Allgemeines: Auslaufversuche mit Fahrzeugen natürlicher Größe / Modellversuche im Windkanal / Vergleich zwischen Auslaufversuchen und Modellversuchen / Bisherige Messungen. Luftwiderstandsmessungen im Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule Stuttgart: Grundlagen / Messungen am natürlichen Fahrzeug / Modellversuche / Vergleich der Modellergebnisse mit denen aus Auslaufversuchen. Schlußbetrachtung — Schrifttums-Verzeichnis — Zusammenstellung der häufigsten Bezeichnungen.

Heft 2

Erwärmung der Reifen von Personenkraftwagen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten

Von W. Brunner. DIN A 4, 24 Seiten mit 45 Abbildungen. 1938. Preis RM 5,—

Einleitung — Die thermoelektrische Temperaturmessung zur Ermittlung der Reibüberwärmung — Vorversuche — Endgültige Versuchsfahrten: Fahrversuche auf der Reichsautobahn München—Landesgrenze (Betonstraße) / Fahrversuche auf der Olympiastraße München—Garmisch (Teerstraße). Untersuchung der Fehlerquellen bei der Temperaturmessung — Verbesserungsmöglichkeiten für die Reifen — Zusammenfassung.

Heft 3

Leistung und Wirtschaftlichkeit gasgetriebener Fahrzeugmotoren

Von W. Rixmann VDI. DIN A 4, 22 Seiten mit 25 Abbildungen. 1938. Preis RM 2,10

Einleitung / Die Eigenschaften der Treibgase in motortechnischer Hinsicht / Kennzeichnung der Versuchseinrichtung / Die Motorleistung und die Ursachen des Leistungsabfalls bei Gasbetrieb / Leistungssteigerung im Gasbetrieb / Wirtschaftlichkeit des gasgetriebenen Fahrzeugmotors bei Teillast und seine Regulierung im Fahrbetrieb / Die Vorzündung im Triebgasbetrieb / Zusammenfassung und Schlußfolgerung.

Heft 4

DIN A 4, 48 Seiten mit 110 Bildern und 2 Zahlentafeln. 1938. Preis RM 5,—

Mit folgenden Beiträgen:

Frischölschmierung beim Pleuel-Gleitlager

Von L. Huber VDI und J. Elberger

Stand der Forschung und Schrifttum / Zweck der Untersuchungen / Versuchsanlage / Versuchsdurchführung und Versuchsergebnisse / Einfluß der Formgebung auf die Schmier- τ der Lager / Zusammenfassung / Schrifttum.

Untersuchungen an Fahrzeugdieselmotoren

Von P. Riekert und H. Ernst

Aufbau der Motoren, Meßverfahren / Die Kennzahlen der untersuchten Motoren, Vergleichsmöglichkeiten / Leistung, mittlerer wirksamer Kolbendruck, Drehmoment und spezifischer Kraftstoffverbrauch / Wärmeverteilung / Ansaugwirkungsgrad / Abgas / Verhalten des Schmieröls / Druckverlauf in Brennraum und Einspritzleitung / Betriebsverhalten / Zusammenfassung / Anhang: Berichte und Veröffentlichungen.

Untersuchung der Ausstrahlung des Verbrennungsraumes schnelllaufender Diesel- und Otto-Motoren mit der ultrarotempfindlichen Photozelle (Photozellen-Indikator)

Von L. Bisang VDI/ATG

Versuchseinrichtung / Temperatur und Strahlung / Der Photozellen-Indikator zur Strahlungsmessung / Der Photozellen-Indikator zur Temperaturmessung / Zusammenfassung / Anhang / Schrifttum.



Bestellungen nehmen alle Buchhandlungen entgegen.

VDI-VERLAG GMBH • BERLIN

000856

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 29

87

Zylinder- und Kolbenringverschleiß

Prof. Dr. Georg Beck VDI
Institut für Kraftfahrwesen
an der Technischen Hochschule
Dresden

1939

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

1.20

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 29

000857

Zylinder- und Kolbenringverschleiß

Prof. Dr. Georg Beck VDI
Institut für Kraftfahrwesen
an der Technischen Hochschule
Dresden

1939

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

Bibliothek
der
Technischen Hochschule
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 80.45.196

INHALTSVERZEICHNIS

1. Ursachen des Zylinderverschleißes	1
2. Durchführung der Verschleiß-Dauerversuche	3
3. Ein Kurzprüfverfahren	10
4. Zusammenfassung	13

000858

Zylinder- und Kolbenringverschleiß

Von Prof. Dr. G. BECK VDI, Dresden

Die Frage des Zylinder- und Kolbenringverschleißes gewinnt mit der Steigerung der Motorleistung durch Erhöhen von Drehzahl und mittlerem Nutzdruck zunehmend an Bedeutung. Dabei ist die Klärung der Verschleißursachen infolge der mannigfaltigen Einflußgrößen sehr erschwert. Allgemein versucht man heute, den Verschleiß sowohl durch Verbesserung des Schmiermittels einerseits wie des Werkstoffes für Kolbenringe und Zylinder andererseits zu begegnen. Würde sich zwischen Kolben und Zylinder der Zustand der Flüssigkeitsreibung verwirklichen lassen, so wäre die Frage des Werkstoffes von untergeordneter Bedeutung. Da aber beim Lauf des Kolbens im Zylinder weitgehend mit Mischreibung zu rechnen ist, ist die Werkstoffbeschaffenheit für den Verschleiß mitbestimmend.

1. Ursachen des Zylinderverschleißes

Vor Eingehen auf die später folgenden Untersuchungen mögen einige der wesentlichen Einflußgrößen auf den Zylinderverschleiß betrachtet werden. Beim Werkstoff selbst ist außer dessen Gefügebau, Homogenität und Freisein von Spannungen seine Oberflächenhärte und -güte von großer Bedeutung. Für Buchsen und Ringe verwendet man verschleißfeste Legierungen. Durch Nitrieren und auch Verchromen der Buchsen wird hohe Oberflächenhärte angestrebt. Bei den Ringen legt man außer auf die Werkstoffauswahl besonderen Wert auf Gleichmäßigkeit der Ringspannung. In dem Maße, wie der Schmierfilm in der Nähe des Brennraumes zerstört wird, gewinnt die richtige Abstimmung von Buchsen- und Ringwerkstoff an Bedeutung.

Außer dem Werkstoff selbst hat auch seine Gestaltung großen Einfluß auf den Verschleiß. Neben der Art der Ringe und ihrer Anordnung beobachtet man bei Veränderung der Spiele oft starke Veränderungen des Verschleißes. Besonders ungünstig wirken sich wärmebedingte Dehnungsbehinderungen aus, auf die ja bekanntlich das ovale Auslaufen der Zylinderbuchsen bei Reihenmaschinen zurückzuführen ist. Auch zeigt sich an den Stellen des Zylinders bzw. der Buchse, wo diese etwa durch einen Bund oder einen Flansch Veränderungen des Werkstoffquerschnittes aufweisen bzw. eingespannt werden, erhöhter Verschleiß infolge der durch die Verstärkung bedingten Dehnungsbehinderung.

Die größte Bedeutung bez. des Verschleißes kommt dem Schmiermittel selbst zu, was zu einer besonders eingehenden Forschung und Entwicklung auf diesem Gebiete geführt hat.

Schließlich können die Betriebsbedingungen ausschlaggebend sein. Neben der Frage der Belastung und Drehzahl ist besonders die Betriebstemperatur, Starthäufigkeit und der Staubgehalt der angesaugten Luft bestimmend.

Wegen dieser und noch vieler anderen Einflußgrößen auf den Verschleiß ist es naturgemäß äußerst schwierig, den Einfluß jeder einzelnen Größe genau anzugeben. Es ist deshalb verständlich, daß man bei der großen Zahl von motorischen Verschleißversuchen im In- und Ausland zu sehr verschiedenen Ergebnissen kommt, wobei auch die Frage, ob dem Prüfstands- oder dem Fahrversuch der Vorzug gegeben werden soll, häufig sehr strittig ist. Wenn dem Fahrversuch einerseits der Vorzug zu geben ist, weil er den praktischen Fall des Verschleißes verwirklicht, so haftet ihm andererseits der Nachteil an, daß die Betriebsbedingungen hierbei nicht genügend definiert sind. Insbesondere gilt das bez. des Staubanfalles, der bei hinreichender Größe den Einfluß aller übrigen Faktoren überragen und bei nicht genauer Kenntnis auch im Vergleichsversuch zu falschen Schlüssen führen kann. Bei den vorliegenden Untersuchungen handelt es sich um Prüfstands-Dauerläufe, deren Versuchsbedingungen in jedem Fall genauestens kontrolliert wurden.

2. Durchführung der Verschleiß-Dauerversuche

Der Verschleiß wurde bei den Buchsen durch Feststellen der Änderung des Buchsendurchmessers mittels Mikrotast und bei den Ringen als Gewichtsabnahme in mg ermittelt und entsprechend dargestellt. Bild 1 zeigt so das Verschleißbild für Ring und Buchse einer Sechszylindermaschine von 21 Inhalt bei normalen Betriebsbedingungen. Der Verschleiß zeigt folgendes Verhalten: Über der Buchsenlänge folgt der Verschleißverlauf im wesentlichen der Gasdruckkurve. Das trifft um so mehr zu, je länger die Laufzeiten sind, und ist bei geringen Laufzeiten, bei denen sich die Einflüsse der

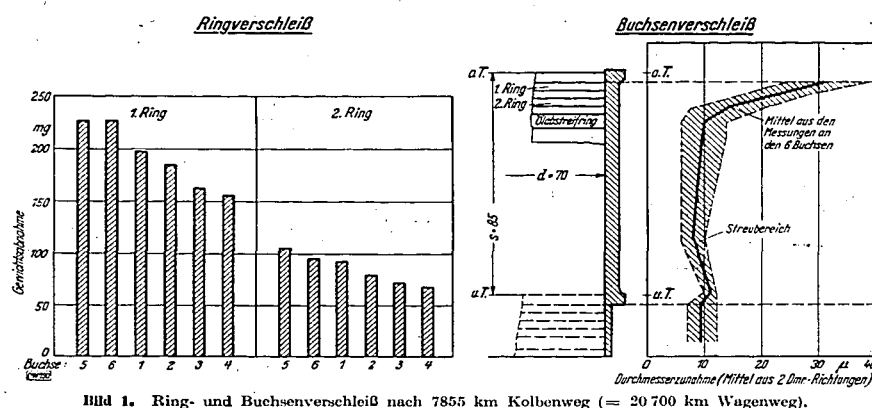
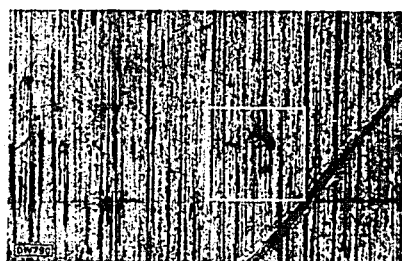
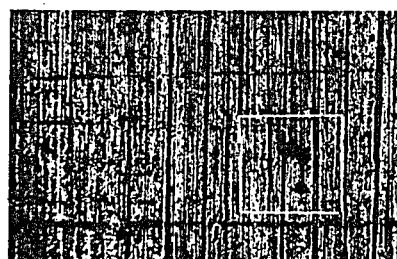


Bild 1. Ring- und Buchsenverschleiß nach 7855 km Kolbenweg (= 20 700 km Wagenweg).

a) nach der Bearbeitung



b) nach 100 h Laufzeit



c) nach 150 h Laufzeit



d) nach 200 h Laufzeit

Bild 2. Zylinderverschleiß durch inhomogenen Werkstoff (poröse Stellen weiß umrandet) nach verschiedenen Laufzeiten.

anfänglichen Verformung und des erhöhten Abriebs durch Einlaufen dem eigentlichen Verschleiß überlagern, nicht gleich ausgesprochen. Trotz der Gleichheit der Versuchsbedingungen fallen die Unterschiede des Verschleißes der einzelnen Zylinder gegeneinander besonders auf. Diese Tatsache macht es verständlich, weshalb auch dem Vergleichsversuch eine gewisse Gefahr anhaftet. Bemerkenswert ist, daß trotz der Abweichung des Ringverschleißes der einzelnen Zylinder voneinander der Verschleiß zugeordneter Ringe 1 und 2 in den einzelnen Zylindern gesetzmäßig verläuft. An der Buchse ist ferner der Einfluß des unteren Flansches und der dadurch bedingte höhere Verschleiß an dieser Stelle zu bemerken.

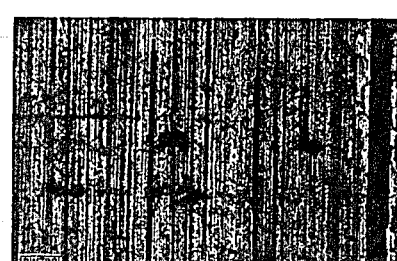
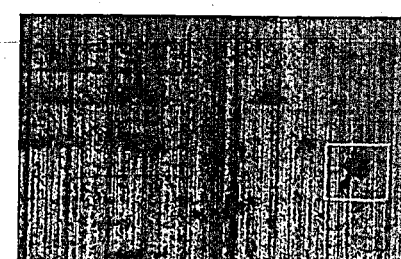
Bild 2 und 3 lassen erkennen, wie poröse Stellen im Werkstoff verschleißerhöhend wirken. Das Bild a stellt jeweils die Buchse nach der Bearbeitung dar. Durch die weiße Umrandung ist eine poröse Stelle kenntlich gemacht. Mit der Laufzeit (Bild b, nach 100 Stunden Laufzeit) beobachtet man Vergrößerung dieser Stelle, wobei sich zwischen den Einzelvertiefungen eine sehr dünne Werkstoffbrücke bildet, die mit zunehmendem Betrieb einbricht und zum Verschleiß wesentlich beiträgt. Besonders deutlich ist diese Erscheinung in Bild 3. Hier ist wieder eine solche poröse Stelle gekennzeichnet, in der ein kleiner Fremdkörper (Form- oder Werkstoffteilchen) eingelagert ist. Nach weiteren 50 Stunden Laufzeit (c) ist dieses Teilchen infolge des zunehmenden Verschleißes vom Kolbenring mitgerissen worden und hat dadurch die deutlich erkennbare Riefe gebildet. Nach weiteren 50 Stunden (d) hat diese Riefe wieder eine gewisse Glättung erfahren, wenn sie auch in ihrem Grunde noch erkennbar ist. Natürlich wird durch derartige poröse Stellen der Verschleiß außerordentlich begünstigt, weshalb auf Porenfreiheit und Dichte des Buchsenmaterials besonders geachtet werden sollte.

Nicht minder bedeutend ist der Einfluß der Oberflächenbearbeitung, deren Verbesserung die verschiedenen Verfahren intensiv anstreben. Bild 4 zeigt Rauigkeiten von Oberflächen verschiedenen Bearbeitungsstandes. Je größer die Oberflächengüte ist, um so geringer ist der Einlaufverschleiß und damit auch die Gefahr der nur allzu häufigen Zerstörungseinleitung von Kolben und Zylinder während der Einfahrperiode.

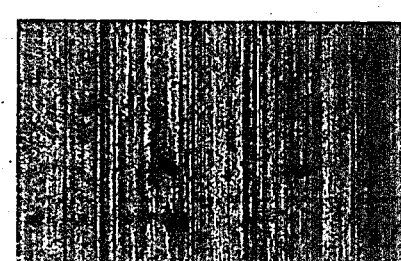
a) nach der Bearbeitung



b) nach 100 h Laufzeit



c) nach 150 h Laufzeit



d) nach 200 h Laufzeit

Bild 3. Zylinderverschleiß durch inhomogenen Werkstoff (poröse Stellen weiß umrandet) nach verschiedenen Laufzeiten.

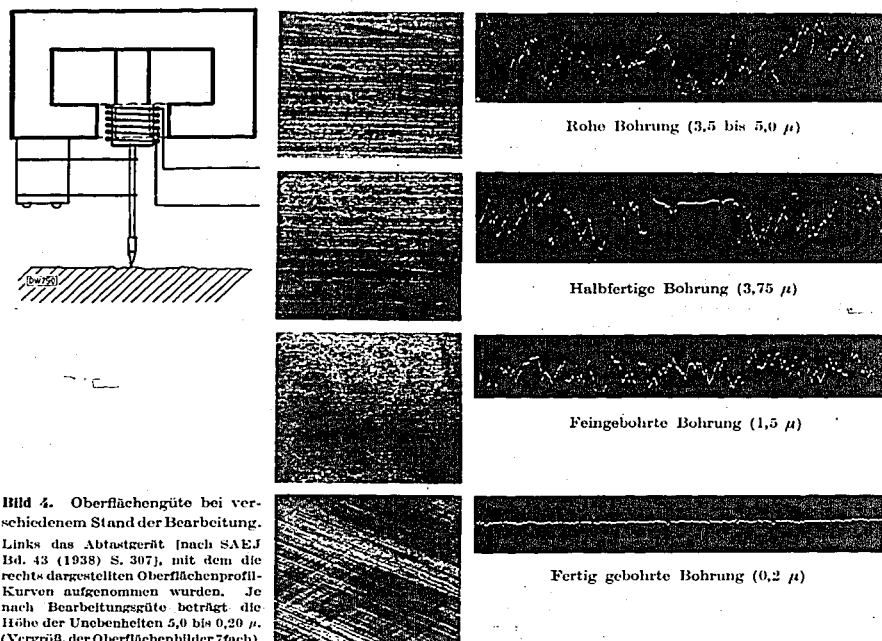


Bild 4. Oberflächenprofile bei verschiedenem Stand der Bearbeitung. Links: das Abtastgerät (nach SAEJ Bd. 43 (1938) S. 307), mit dem die rechts dargestellten Oberflächenprofile aufgenommen wurden. Je nach Bearbeitungsgüte beträgt die Höhe der Unebenheiten 5,0 bis 0,20 μ . (Vergrößerung der Oberflächenbilder 7fach).

Die im Institut durchgeführten Versuche erstrecken sich zunächst auf die Ermittlung des Einflusses der Betriebsbedingungen, insbesondere der Temperatur und Starthäufigkeit, wobei für alle Versuche ein paraffinbasiertes Öl verwendet wurde. Als Motor diente der in Bild 5 wiedergegebene flüssigkeitsgekühlte Einzylindermotor von 350 cm³ Inhalt, der bei 2500 U/min mit $\frac{3}{4}$ Belastung lief.

In Bild 6 ist der Verschleiß der Ringe 1 bis 3 in Abhängigkeit vom Kolbenweg als zweckmäßiger Bezugsgröße dargestellt. Nach der Einlaufzeit mit naturgemäß erhöhtem Verschleiß lief die Maschine zunächst 3500 km Kolbenweg mit normaler Kühlmittel-Austrittstemperatur von $t_{KA} = 80^\circ$ (A—B in Bild 6). Der Verschleiß nimmt hier bei geringer Steigung fast linear mit dem Kolbenweg zu. Um den Einfluß des Kaltbetriebes und besonders des Kaltstartes zu erfassen, wurde die Maschine nun bei $t_{KA} = 12^\circ$ betrieben, wobei des weiteren noch stündlich gestartet wurde (B—C). Wie zu erwarten, steigt der Verschleiß außerordentlich stark. Daß besonders der häufige Kaltstart verschleißbegünstigend ist, zeigt das Absinken des Verschleißes in dem Augenblick, in dem zwar die Kühlmittel-Austrittstemperatur praktisch die gleiche (13°) bleibt, indessen bei Wegfall des stündlichen Starts die Maschine von morgens bis abends ununterbrochen durchlief (C—D). Um auch die Wirkung übernormaler Temperatur zu erfassen, wurde schließlich ein Lauf bei $t_{KA} = 140^\circ$ angeschlossen (D—E). Gegenüber dem Kaltbetrieb wird natürlich der Verschleiß wieder geringer, bleibt indessen noch wesentlich über den Werten, die sich während der ersten 3500 km bei normaler Temperatur ergaben. Offenbar macht sich bei diesem Heißbetrieb — die obere Zylinderwandtemperatur dürfte auf Grund späterer Messungen hier etwa 165° betragen haben — der stärkere thermische Angriff auf den Schmierfilm bereits bemerkbar.

Zu der strittigen Frage, ob die ungeahnt starke Zunahme des Verschleißes bei Kaltbetrieb und besonders häufigem Kaltstart eine Folge der mechanischen Zerstörung des Schmierfilms oder mehr eine Korrosionserscheinung ist, sei Bild 7 gezeigt. Außer dem insgesamt dunklen Untergrund fallen an den oberen Aufnahmen besonders die verschieden verteilten weißen Stellen auf. Das hier sichtbar werdende Phosphid erklärt sich daraus, daß die dunkle Grundmasse durch den Kaltbetrieb eine Anätzung erfahren hat, wobei das Phosphid naturgemäß nicht angegriffen wurde. Damit ist zunächst die Tatsache stark korrosiver Wirkung des Kaltbetriebes belegt. In der 40 mm tiefer liegenden

000860

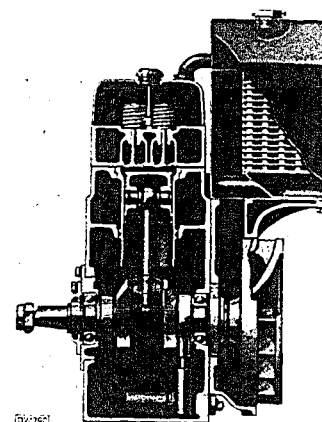


Bild 5. Versuchsmotor.

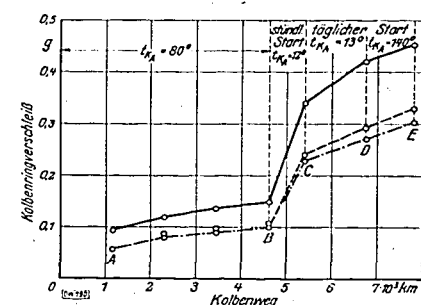


Bild 6. Kolbenringverschleiß bei mehrfach geänderten Betriebsbedingungen (Kühlmittel-Austrittstemperatur und Starthäufigkeit).

Zone ist diese Erscheinung schon fast verschwunden, indessen ist auch hier der Untergrund immer noch sehr dunkel und weist starke Riefenbildung auf. Damit erklärt sich die starke Verschleißzunahme bei Kaltbetrieb folgendermaßen:

Einmal wird der Schmierfilm bei Kaltbetrieb mechanisch dadurch zerstört, daß das Verhältnis von Haftfestigkeit zur Kohäsionskraft offenbar mit fallender Temperatur sinkt. Zum anderen tritt

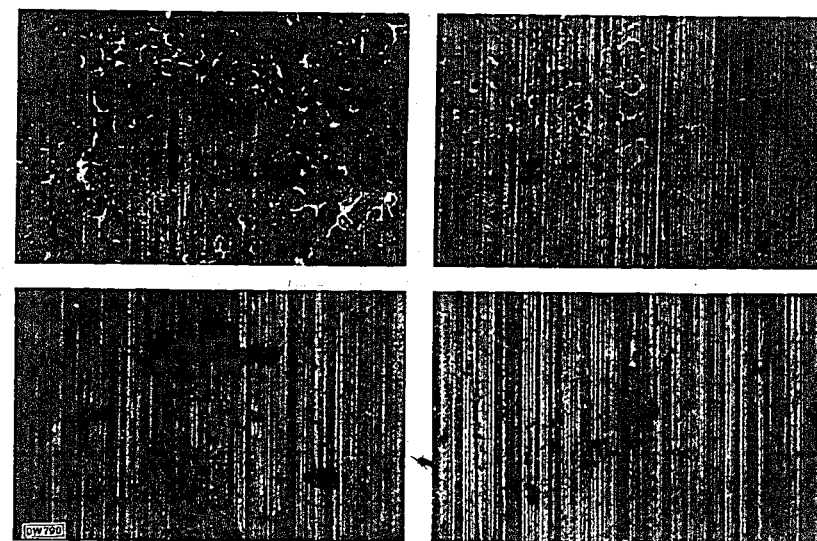
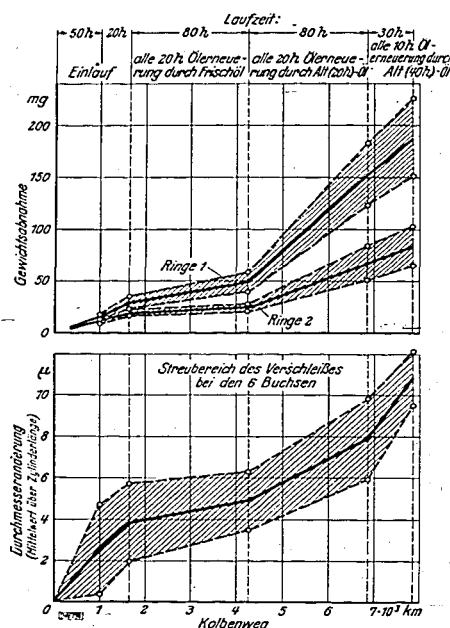


Bild 7. Korrosion am Kolben bei Kaltbetrieb.

Obere Reihe: Oberer Umkehrpunkt des ersten Kolbenringes; untere Reihe: 40 mm unterhalb der oben gezeigten Stelle; links: Richtung Gleitbahndruck; rechts: Richtung Kolbenbolzen. (Vergrößerung 50fach).



die zweite Versuchsreihe durchgeführt mit dem 20 Stunden gealterten Öl, das wie bei Versuch 1 bis zur oberen Marke aufgegeben wurde. Nach jeweils 20 Stunden wurde wiederum das Restöl, das also jetzt 40 Betriebsstunden benutzt war, abgelassen und damit gealtertes Öl von 40 Stunden Laufzeit gewonnen. Während dieser zweiten Versuchsreihe steigt nun der Verschleiß gegenüber der ersten wesentlich an. Schließlich wurde ein letzter Lauf mit dem 40 Stunden gealterten Öl durchgeführt, bei dem jedenfalls bei der Büchse ein erneuter starker Anstieg des Verschleißes festzustellen ist. Zwar zeigen die Ringe hier keinen steileren Anstieg, indessen ergibt sich bei einer Mittelwertbildung von Buchsen- und Ringverschleiß gemeinsam auch hier noch eine Verschleißsteigerung.

Das Ergebnis läßt sich dahin zusammenfassen, daß die im motorischen Betrieb eintretende Ölalterung zunehmend eine Verschleißerhöhung bedingt. In der Darstellung wurde nicht nur der Mittelwert des Verschleißes der einzelnen Buchsen und Ringe, sondern absichtlich der beachtliche Streubereich dargestellt. Ursprünglich war nämlich geplant, an dieser Maschine auch Verschleißversuche mit verschiedenen Buchsenwerkstoffen durchzuführen, wobei die in diesem Fall besonders günstige Bauart einen durchgehenden Vergleichslauf mit Buchsen verschiedenen Werkstoffs in einem Lauf gestattet hätte. Daß das zu völlig falscher Bewertung der verschiedenen Werkstoffe hätte führen können, ist dem Streubereich leicht zu entnehmen. Überhaupt wird die Voraussetzung, daß bei einer Mehrzylindermaschine die verschiedenen Zylinder das gleiche Verschleißergebnis liefern werden, auch nicht einmal annähernd zutreffen. Der Grund dafür ist einmal in den verschiedenen Ladungsbedingungen und damit Gasdrücken der einzelnen Zylinder, weiter in der Verschiedenheit der durch die Lagerluft bedingten Spritzölmengen und schließlich auch in der durchaus nicht gleichartigen Temperaturverteilung der einzelnen Zylinder zu suchen. Letzteres wurde dadurch nachgewiesen, daß die Temperaturen an verschiedenen Stellen der einzelnen Zylinder mittels Thermoelemente gleichzeitig gemessen wurden, wobei sich Differenzen von mehr als 25° an gleichen Stellen verschiedener Zylinder ergaben.

durch Kraftstoff und Kondensat an den filmgeschwächten Stellen erhöhte Korrosion ein. Die durch diese Korrosion wiederum bedingte Aufrauung und Auflockerung der Grundmasse bedingt eine weitere Steigerung des Verschleißes.

Bei weiteren Versuchen wurden die Betriebsbedingungen konstant gelassen, wobei der Einfluss verschiedener Schmiermittel auf den Verschleiß geklärt werden sollte. Dabei interessierte zunächst die Frage der Ölalterung. Für die Versuche diente die eingangs erwähnte Sechszylindermaschine. Diese lief mit 3200 U/min bei etwa $\frac{3}{4}$ Last, wobei die Kühlwasser-Austrittstemperatur 90° betrug. Als Schmiermittel diente ein gemischtsäuriges Öl. Die Bedingungen für die Versuche, deren Ergebnisse für Ringe und Buchsen in Bild 8 wiedergegeben sind, waren folgende:

Zunächst lief die Maschine ein; diese Phase ist durch einen stärkeren Verschleiß in Form des Einlaufverschleißes in Bild 8 zu erkennen. Nach ungefähr 1700 km Kolbenweg — der Wagenweg beträgt hier das 2,64fache der Kolbenweges — begannen die eigentlichen Ölalterungsversuche. Dabei wurde zunächst Frischöl bis zur oberen Marke aufgegeben und nach jeweils 20 Stunden Laufdauer das Restöl abgelassen. Auf diese Art wurde eine größere Menge 20 Stunden gealterten Öles gewonnen. Der Lauf für diese erste Verschleißreihe erstreckte sich von etwa rd. 1700 bis 4250 km Kolbenweg. Der Verschleiß ist erwartungsgemäß gering, wie Bild 8 zeigt. Nun wurde die zweite Verschleißreihe durchgeführt mit

000861

Weitere Versuche dienten der Klärung des Einflusses, den sowohl Öle verschiedener Herkunft wie insbesondere verschiedene Zusätze auf den Verschleiß haben. An Ölen wurde ein paraffin-, naphthen-, asphalt- und gemischtbasisches verwendet. Weiter wurde bei dem gemischtbasischen Öl der Einfluß von zusätzlicher Frischölschmierung, die am unteren Totpunkt in Höhe der Ringe vorgesehen war, und der Zusatz von Rizinus und Graphit als Grasinol untersucht. Die Ergebnisse sind für die Ringe in Bild 9 dargestellt. Darnach steigt der Verschleiß vom paraffinbasischen über das asphalt- und naphthenbaisiche zum gemischtbasischen an. Bemerkenswert ist hier das Verschleißverhältnis zwischen erstem und zweitem Ring, das als ein gewisser Maßstab für die Temperaturbeständigkeit des Öles angesprochen werden kann. Wie der untere Teil des Bildes 9 zeigt, gestatten sowohl die Zusatzschmierung wie besonders die Zugabe von Rizinus und Graphit eine wesentliche Verringerung des Verschleißes. Die Ergebnisse deuten einerseits in die Richtung der Zwangschmierung, andererseits, da der Rizinusverwendung der Nachteil der Verklebung anhaftet, in die Richtung des Graphitzusatzes, wobei allerdings die noch offene Frage des evtl. Versetzens von Leitungen noch der Klärung bedarf. Jedenfalls gestatten die zuletzt genannten Maßnahmen, die mangelnde Schmierfilmdicke bzw. deren thermische Zerstörung im Bereich des Brennraumes wesentlich auszugleichen, wie aus der starken Annäherung der Verschleißcharakteristik zwischen erstem und zweitem Ring ersichtlich ist.

Da neuerdings auch dem **Kraftstoffeinfluß** auf den Verschleiß erhöhte Bedeutung zukommt, wurden entsprechende Versuche mit der in Bild 10 wiedergegebenen Versuchsanordnung durchgeführt. Zu diesem Zwecke wurden zwei 350 cm³ luftgekühlte Motormotoren auf Verschleißmotoren insofern umgebaut, als einmal statt der luftgekühlten Zylinder solche mit nassen Buchsen verwendet wurden und weiter ein Höchstmaß an Gewähr für Gleichheit der Betriebsbedingungen durch Einbau verschiedener Kontroll- und Regelgeräte für den Parallelauf geschaffen wurde. Zunächst interessierte der Einfluß klopfäquivalenter Mengen von Bleiteträthyl und Eisenpentacarbonyl im Vergleich zum Kraftstoff ohne Zusatz. Die in Bild 11 für Buchse und Ringe wiedergegebenen Ergebnisse zeigen, daß der Verschleiß vom unvermischten Kraftstoff über den mit Blei versetztem zu dem mit Eisen vermischten ansteigt. Da die Maschinen bei einem Dauerlauf mit 3500 U/min und $\frac{3}{4}$ Last sehr reichlich geschmiert wurden, kommt für den Verschleiß im wesentlichen nur der obere Teil des Zylinders in Frage. Hier ist ja aber auch der Verschleiß maßgebend dafür, ob der Zylinder noch brauchbar ist. Auf die gute Übereinstimmung zwischen dem Verschleiß der Buchse und dem der Ringe sei besonders hingewiesen. Tatsächlich besteht eine weitgehende Proportionalität zwischen dem Verschleiß in

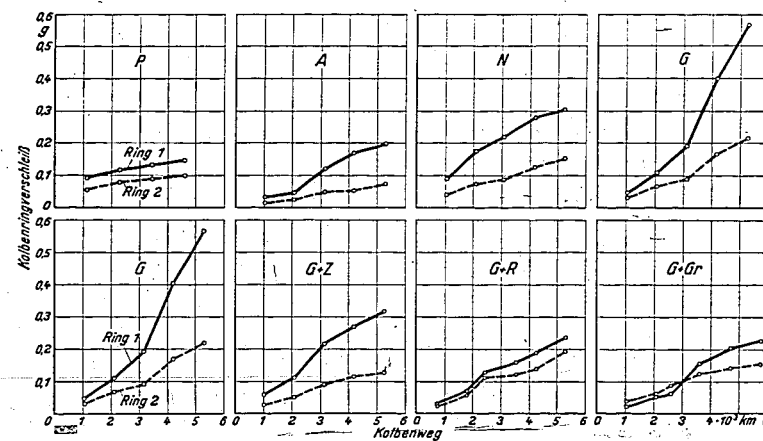


Bild 9. Verschleiß an den Ringen 1 und 2 in Abhängigkeit vom Schmiermittel.

<i>P</i> paraffinbasisches Öl	<i>G</i> gemischtbasisches Öl
<i>A</i> asphaltbasisches Öl	<i>Z</i> Zusatz von Frischöl
<i>N</i> naphthenbasisches Öl	<i>R</i> Rizinusöl
<i>Gr</i> Graphit	

6-11-85

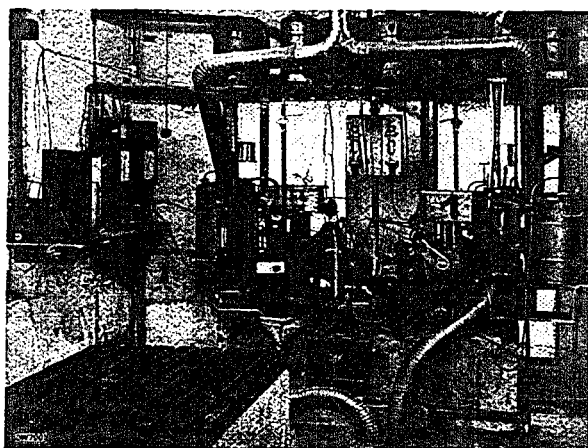


Bild 10. Anordnung zur Untersuchung des Kraftstoffeinflusses.

oberen Buchsenteil und dem Ringverschleiß, weshalb es im allgemeinen vertretbar ist, sich gelegentlich auf den Ringverschleiß als Maß zu beschränken. Diese Übereinstimmung trifft aber nicht mehr zu, wenn die Schmierung so weit abnimmt, daß die Schmierfilmdicke über der ganzen Buchsenlänge, also auch in dem thermisch geringer beanspruchten Teil, zahlenmäßig noch unbekannte Mindestmaße unterschreitet. Man beobachtet dann eine starke Annäherung der einzelnen Ringverschleißwerte an einen gemeinsamen Wert, ein Beweis dafür, daß der Einfluß der thermischen Zerstörung des Schmierfilms in Brennraumlinie zurücktritt hinter dem Einfluß eines durch mangelnde Gesamtschmierung allgemein erhöhten Verschleißes.

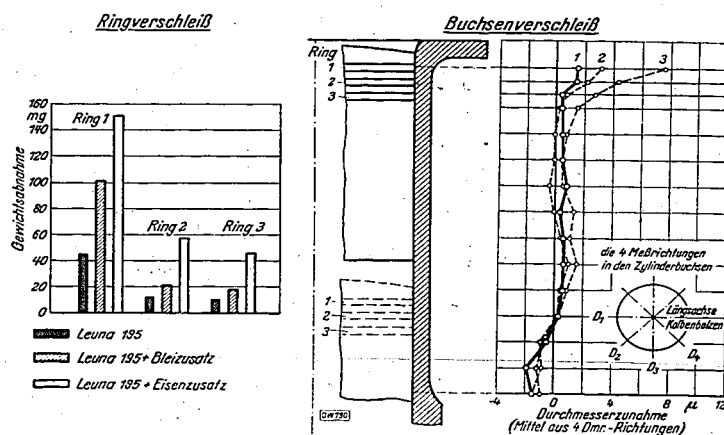
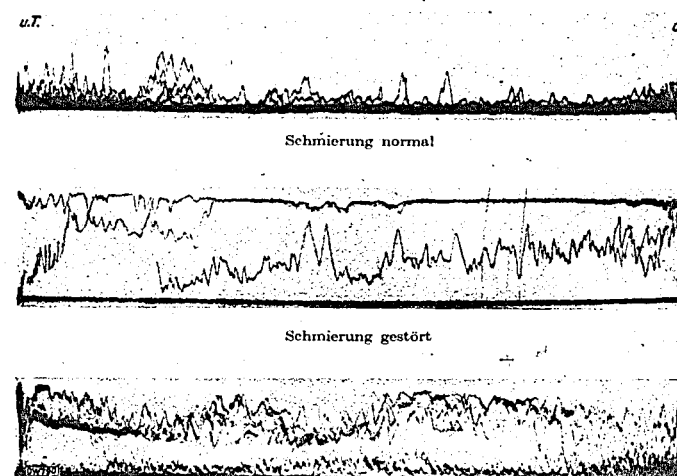


Bild 11. Ring- und Buchsenverschleiß beim Betrieb mit Antiklopfmitteln nach 240 Stunden Laufzeit (20 000 km Wagenweg).
Kurven in dem Bild rechts: 1 Leuna 195; 2 Leuna 195 + Bleizusatz; 3 Leuna 195 + Eisenzusatz

Bild 12. Stromübergang vom Kolben auf den Zylinder nach dem ursprünglichen Verfahren.



3. Ein Kurzprüfverfahren

Überblickt man die besprochenen Versuche und Ergebnisse, so ist anzunehmen, daß man auf dem Wege des Dauerversuchs den Zylinder- und Ringverschleiß mehr und mehr wird klären können. Dabei darf allerdings nicht übersehen werden, daß ganz abgesehen von dem großen Zeit- und Kostenaufwand für derartige Dauerversuche die umfassende Bereitstellung von grundsätzlichen Erkenntnissen durch die Vielfältigkeit der Verschleißeinflußgrößen sehr erschwert ist. Dazu kommt weiter, daß bis heute eine einheitliche Prüfmaschine für den Verschleiß — nicht zuletzt wegen der notwendigen Berücksichtigung aller Faktoren — nicht besteht. Es liegt deshalb nahe, statt des Dauerlaufes eine andere Methode zur grundsätzlichen Beurteilung der Schmier- und Verschleißverhältnisse zu suchen. Einen besonderen Anlaß dazu gab im Rahmen der umfangreichen Verschleißversuche des Instituts folgende Beobachtung: An den Verschleißversuchen des Bildes 10, die unter Einsatz aller Erfahrungen und Meßgenauigkeit unter gleichen Betriebsbedingungen gleichzeitig einliefen, wurden nach Beendigung des Laufes sehr starke Verschleißunterschiede nicht nur örtlich, sondern auch im Gesamtwert festgestellt. Diese auch sonst gemachte Beobachtung trifft zwar nur auf die Einfahrperiode zu. Der Grund konnte bei der ausgesprochenen Gleichheit der Maschinen im kalten Zustand nur darin zu suchen sein, daß im Betriebszustand wesentliche Unterschiede, und zwar besonders hinsichtlich der Schmierfilmdicke, bestanden haben mußten. Denn bei dem gewählten engen Spiel konnte trotz äußerer Gleichheit schon durch geringe Unterschiede in der Wärmeverteilung und den Dehnungsverhältnissen der Fall eintreten, daß sich die eine Maschine schon stark der Grenzschmierung annäherte, während die andere im wesentlichen noch günstigeren Bedingungen unterlag. Natürlich ist bei einem Dauerversuch diese Erscheinung erst nach dem abgeschlossenen Lauf und nicht schon während des Betriebes zu beobachten.

Um diesen Mängeln künftig zu begegnen, erstrebte man die Schaffung einer Kurzprüfmethode, die eine Beobachtung der Schmierungsverhältnisse und damit Schlüsse auf den Verschleiß während des Betriebes gestatten sollte. Der dabei beschrittene Weg bedient sich der Stromübergangsmessung zwischen Kolben und Zylinder. Nach Vorversuchen an durch einen Schmierfilm getrennten planparallelen Platten wurden zunächst an einer von außen angetriebenen Schmierprüfmaschine, die aus einem alten Motor entwickelt war, Messungen angestellt. Der Kolben trug anfangs keine Ringe. Es handelte sich also zunächst nur um die grundsätzliche Frage nach der evtl. Brauchbarkeit des gewählten Meßprinzips. Bild 12 zeigt die Meßergebnisse.

Bild 13 befindet sich auf Seite 11.

Bild 14 und 15. Ergebnisse der Stromübergangsmessungen vom Kolben auf den Zylinder nach dem in Bild 13 dargestellten Verfahren bei verschiedenen Betriebsbedingungen.

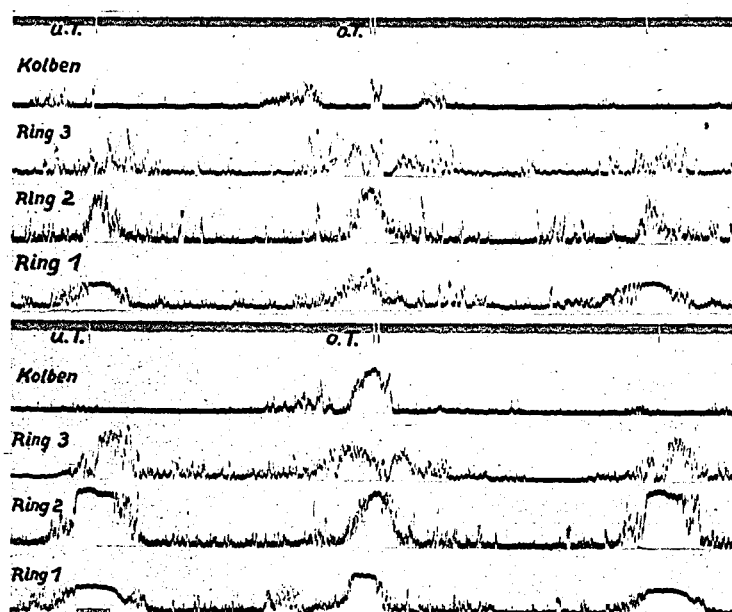


Bild 14. $n = 300$ U/min und verschiedener Gegendruck.

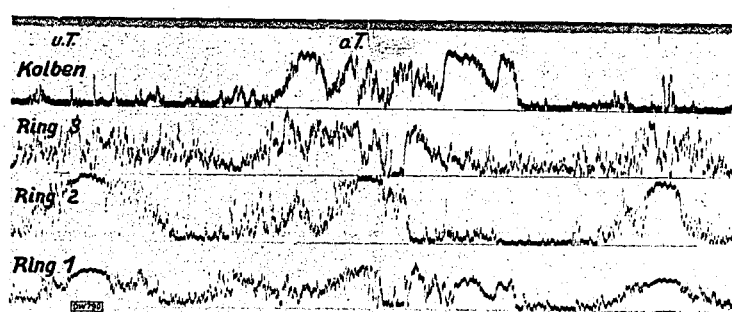
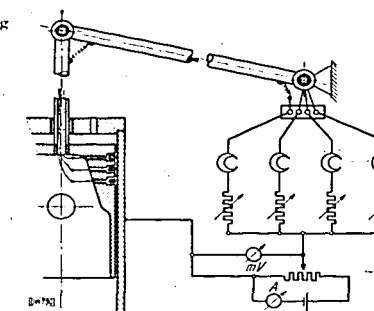


Bild 15. Gleicher Gegendruck und $n = 500$ U/min (vgl. hierzu den oberen Teil des Bildes 14 mit $n = 300$ U/min).

000863

Bild 13. Stromübergang auf den Zylinder mit Unterteilung von Kolben und Ringen.



Der mittels Schleife registrierte Stromübergang ist bei verschiedenen Schmierzuständen über dem Kolbenweg dargestellt. Während bei der normalen Schmierung der durch Unebenheiten und damit Filmschwächung bedingte Stromübergang nur sehr gering ist, nimmt er bei Störung des Schmierfilmes durch Brennstofftröpfchen fast völlig den Kurzschlußwert an, um nach einer gewissen Zeit dem Ausgangszustand wieder zuzustreben. Damit schien das Verfahren grundsätzlich geeignet. In der Weiterentwicklung wurde das Verfahren nun so gestaltet, daß der Stromübergang sowohl des Kolbens wie der in diesen isoliert eingebrachten Ringe einzeln gemessen wurde, wie das Schema nach Bild 13 zeigt. Um die bei Stromabnahme über Schleifringe bestehende Gefahr eines unkontrollierbaren Fehlers zu vermeiden, wurde einstweilen die ununterbrochene Drahtausführung bis zum Oszillographen gewählt. Bei dem durchgeführten Versuch wurde unter Konstanzhaltung aller übrigen Größen einmal der Verdichtungsdruck, zum ändern die Drehzahl verändert, und zwar in beiden Fällen etwa auf das Doppelte des Ausgangswertes. Die in Bild 14 und 15 wiedergegebenen Ergebnisse zeigen nun, daß sowohl beim Kolben wie bei den einzelnen Ringen der Stromübergang mit wachsendem Gegendruck bzw. steigender Drehzahl erwartungsgemäß ansteigt. Darüber hinaus gestattet auch der Vergleich von Kolben und Ringen untereinander schon einen gewissen Einblick in die Stromübergangsverhältnisse und damit Schmierfilmbeanspruchungen während des Betriebes. Ohne hier weiter auf Einzelheiten einzugehen, sollte dieses zwar noch in seinen Anfängen stehende Verfahren doch erwähnt sein; denn es entstand aus der Erkenntnis der den Verschleiß-Dauerversuchen anhaftenden Mängel und ist vielleicht geeignet, der weiteren grundsätzlichen Klärung des Schmier- und Verschleißvorganges zu dienen.

4. Zusammenfassung

Nach einleitender Betrachtung der verschiedenen Verschleißfaktoren wurde über eigene Versuche berichtet. Darnach ist der bei Kaltbetrieb, insbesondere bei Starthäufigkeit stark erhöhte Verschleiß sowohl auf mechanische Schmierfilmzerstörung wie auf Korrosion zurückzuführen.

Auch der Heißbetrieb bedingt erhöhten Verschleiß infolge thermischen Angriffs des Schmierfilmes. Zunehmende Ölalterung vergrößert den Verschleiß.

Außer der Herkunft des Öles kommt neben der Zusatzschmierung der Ölfettung und besonders Graphitierung zum Zwecke der Verschleißminderung wesentliche Bedeutung zu.

Beim Kraftstoff bedingen Antiklopfmittel eine gewisse Verschleißerhöhung.

In Ergänzung des Dauerversuchs wird eine Kurzprüfmethode vorgeschlagen, die über eine Stromübergangsmessung zwischen Kolben, Ringen und Zylinder einen Einblick in die Schmierungsverhältnisse und damit den Verschleißvorgang gestattet.

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 31

000864

88

**Messung der Klopffestigkeit
an Otto-Motoren**

Dr.-Ing. Rudolf Schütz
Institut für Kraftfahrwesen
an der Technischen Hochschule Dresden

1939

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

2.25

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 31

000865

Messung der Klopffestigkeit
an Otto-Motoren

Dr.-Ing. Rudolf Schütz

Institut für Kraftfahrwesen
an der Technischen Hochschule Dresden

1939

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

Bibliothek
der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Bibliothek
der
Ruhrchemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 8046 197

INHALTSVERZEICHNIS

I. Ermittlung der Druckverhältnisse im Zylinder	1
a) Messung des Höchst- bzw. Mitteldruckes	1
b) Messung der Druckanstiegsgeschwindigkeit	1
c) Messung der Druckanstiegsbeschleunigung	13
II. Ermittlung der Frequenzanteile im Druck-Zeitdiagramm	13
III. Messung der Maschinenschütterungen	16
IV. Bestimmung der Lage des Klopffentrums	16
V. Messung der mittleren Flammengeschwindigkeit	18
VI. Zusammenfassung	21
Schrifttumzusammenstellung	22

D 88

Alle Rechte vorbehalten · Copyright 1939 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7
Printed in Germany · Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

000866

Messung der Klopffestigkeit an Otto-Motoren*)

Von Dr.-Ing. RUDOLF SCHÜTZ

Ging früher das Streben fast ausschließlich dahin, Kraftstoffe mit möglichst hoher Oktanzahl zu erzeugen, so steht heute die Klopffestigkeit der Motoren bei begrenzter Oktanzahl des Kraftstoffes im Vordergrund. In beiden Fällen ist die genaue Bestimmung der Klopffestigkeit von entscheidender Bedeutung. Trotz zahlreicher und vielseitiger Arbeiten gelang es bisher nicht, die physikalischen und chemischen Zusammenhänge beim Verbrennungsablauf im Zylinder und beim Klopfen restlos zu klären. Obwohl die bisherigen Verfahren zur Bestimmung der Klopffestigkeit von Kraftstoffen und besonders von Motoren den Forderungen der Praxis kaum gerecht werden, sind Ergebnisse der bisher üblichen Klopffestigkeitsverfahren zweifellos wichtig und aufschlußreich. Sie gestatten aber nicht, die Kraftstoffe eindeutig zu bewerten, da wiederholte Messungen oft verschiedene Ergebnisse liefern. Dies trifft besonders auch für die Ermittlung der Klopffestigkeit von Motoren zu. Als Folge dieser allgemeinen Unsicherheit wird die Abhörmethode noch sehr häufig angewendet. So wird sie z. B. auch für die vom Reichsverkehrsminister in Zusammenarbeit mit dem Heereswaffenamt allgemein angeordnete Prüfung der Klopffestigkeit von Motoren benutzt. Die dabei auftretenden Fehler sind schwer nachzuprüfen, weil die Geräuschempfindlichkeit der Beurteiler zu verschieden ist. Bei vielzylinderigen Hochleistungsmotoren versagt meist auch das empfindlichste Ohr. In dieser Arbeit werden nun einige der wichtigsten Vorschläge vergleichend zusammengestellt; gleichzeitig sollen eigene Überlegungen und Erfahrungen mitgeteilt werden, die vielleicht für die Weiterentwicklung aufschlußreich sind.

I. Ermittlung der Druckverhältnisse im Zylinder

a) Messung des Höchst- bzw. Mitteldruckes

Fast alle entwickelten bzw. vorgeschlagenen Meßverfahren zur Ermittlung der Klopffestigkeit von Kraftstoffen im Motor selbst — und nur von diesen soll hier die Rede sein — zielen auf die Ermittlung der Druckverhältnisse im Zylinder hin. Dabei steht seit langem fest, daß sich der Verbrennungshöchst- und -mitteldruck nicht eindeutig mit der Klopffestigkeit des Kraftstoffes oder mit der jeweiligen Klopfstärke ändert.

Auf die Erkenntnis, daß mit stärkerem Klopfen die Temperaturen im Motor steigen, baute Ricardo¹⁾ wohl das erste wirklich brauchbare Verfahren auf, das Vergleichszahlen für die Klopffestigkeit von Kraftstoffen und auch von Motoren liefert. Es beruht darauf, daß beim Klopfen durch ungewöhnliche Wärmeverhältnisse im Zylinder der Liefergrad und damit die Leistung und der mittlere Nutzdruk der Maschine sinkt. Ändert man also für jeden der zu vergleichenden Kraftstoffe das Verdichtungsverhältnis unter sonst gleichen Betriebsbedingungen bis die Höchstleistung erreicht ist, so erhält man in diesem Verdichtungsverhältnis einen Vergleichswert. In sinngemäß gleicher Weise können auch Motoren und Teile (Zylinderköpfe usw.) verglichen werden. Obwohl dieses Verfahren zweifellos Vorzüge besitzt, hat es sich nicht allgemein durchsetzen können, da die Ergebnisse u. U. von der Eigenart der Kraftstoffe abhängen.

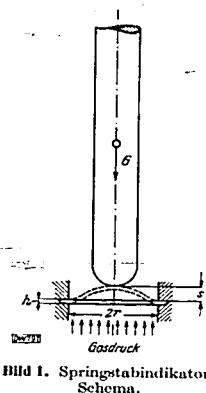
b) Messung der Druckanstiegsgeschwindigkeit

Gegenwärtig wird sehr viel mit Springstabindikatoren gearbeitet. Ihre Wirkung beruht darauf, daß ein Stab, der auf einer einseitig von den Verbrennungsgasen beaufschlagten Membran steht, hochgeworfen wird. Man erhält so in der Sprunghöhe, der Höchstgeschwindigkeit des Stabes oder auch in seiner lebendigen Energie ein Maß für die Durchbiegungsgeschwindigkeit der Membran für den Augenblick des Abhebens. Dabei ist vorausgesetzt, daß der Stab die Membran vorher fest berührte, was nach eigenen Messungen jedoch nicht immer der Fall ist. Denn es wurde festgestellt, daß die Eigenschwingung der Membran nicht immer völlig abgeklungen ist, wenn ein neues Arbeits-

*) Die vorliegende Arbeit wurde im Rahmen des Forschungsprogramms des Reichsverkehrsministers im Institut für Kraftfahrwesen der T. H. Dresden ausgeführt.

Ich danke Herrn Prof. Dr.-Ing. Beck für die wertvollen Anregungen und das fördernde Interesse, welches er der Arbeit stets entgegenbrachte. Bei der Durchführung der Versuche und beim Aufbau der Meßeinrichtungen hat mich Herr Elektromechanikermeister Liebsch mit ganz besonderer Hingabe und Sachkenntnis unterstützt, wofür ich ihm dankbar bin.

¹⁾ H. R. Ricardo, Schnellaufende Verbrennungsmotoren, Berlin: J. Springer 1932.



spiel beginnt. Aus Bild 1 ergibt sich für die Durchbiegung²⁾:

$$s = \frac{0,171 \cdot r^4}{E \cdot h^3} \cdot p = \text{konst} \cdot p \text{ cm.}$$

Für eine genaue Nachrechnung müßte eine Verminderung der Durchbiegung berücksichtigt werden, weil die Beschleunigungskräfte für den Stab dem Gasdruck entgegenwirken. Die Beschleunigung des Stabes ergibt sich größenordnungsmäßig zu:

$$b = \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{0,171 \cdot r^4}{E \cdot h^3} \cdot \frac{d^2 p}{dt^2} \text{ cm/s}^2;$$

dabei liegt $d^2 p/dt^2$ nach Lichtenberger und Seeber³⁾ in der Größe von 10^6 atü/s^2 . Die Masse des Stabes ist

$$m = \frac{20}{1000 \cdot 981} = 2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}^2}{\text{cm}} \text{ (Stabgewicht } G = 20 \text{ g).}$$

Die Beschleunigungskraft ist dann

$$P = m \cdot b = 2 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,171 \cdot r^4}{E \cdot h^3} \cdot 10^6 \text{ kg.}$$

Diese in einem Punkt angreifende Beschleunigungskraft verursacht eine Durchbiegung der Membran von⁴⁾:

$$s' = \frac{2 \cdot 10^{-5} \cdot 0,171 \cdot r^4 \cdot 10^6 \cdot 0,217 \cdot r^2}{E \cdot h^3 \cdot E \cdot h^3} \text{ cm.}$$

Sucht man den Gasdruck, der diese Durchbiegung gerade aufheben würde, so ergibt sich:

$$p' = \frac{2 \cdot 10^{-5} \cdot 0,171 \cdot r^4 \cdot 10^6 \cdot 0,217 \cdot r^2 \cdot E \cdot h^3}{E \cdot h^3 \cdot E \cdot h^3 \cdot 0,171 \cdot r^4} = \frac{20 \cdot 0,217 \cdot r^2}{E \cdot h^3} \text{ kg/cm}^2.$$

Für den vorliegenden Fall wird ($r = 0,6 \text{ cm}$; $h = 0,03 \text{ cm}$; $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$):

$$p' = 0,03 \text{ atü.}$$

Eine Vernachlässigung dieses Betrages erscheint zweckmäßig und zulässig, weil bei den tatsächlichen Verbrennungsdrücken der so entstehende Fehler keine Rolle spielen kann.

Da sich der Stab erst von der Membran löst, nachdem die Geschwindigkeit des Berührungspunktes einen Höchstwert erreicht hat, gilt für seine Anfangsgeschwindigkeit:

$$v_0 = \left(\frac{ds}{dt} \right)_{\text{max}} = \text{konst} \cdot \left(\frac{dp}{dt} \right)_{\text{max}} \text{ cm/s.}$$

Die Höhe, die der Stab erreicht, ergibt sich zu⁵⁾:

$$h = \frac{v_0^2}{2g} = \text{konst} \left(\frac{dp}{dt} \right)_{\text{max}}^2 \text{ cm.}$$

Aus dieser Höhe fällt der Stab dann immer wieder herab und berührt erneut die Membran. Für die folgenden Berührungen gelten die Gesetze für den Stoß fester Körper⁶⁾. Die festgespannte Membran verhält sich dabei wie ein Körper mit großer Masse, denn ihre Durchbiegung erfordert recht erhebliche Kräfte. Da die Stabgeschwindigkeit durch Reibung, Luftwiderstand usw. vermindert wurde, ist die Berührungsgeschwindigkeit kleiner als v_0 . Auch beim Stoß selbst treten Verluste auf, so daß für jedes Arbeitsspiel die Sprunghöhen mit steigender Ordnungszahl immer kleiner werden.

Bild 2 zeigt eine Versuchsanordnung, mit der die Sprunghöhen eines nicht mit Federn belasteten Stabes gemessen wurden.

Aus Bild 3 sind die erreichten Höhen für einige Arbeitsspiele ersichtlich. Dabei ist die große Streuung sehr augenfällig. An den Betriebsbedingungen wurde nichts geändert. Die überlagerte Schwingung wird durch die Bewegung hervorgerufen, die die Wand des Zylinderkopfes und damit auch die äußere Platte des Meßkondensators ausführt.

Bild 4 zeigt denselben Vorgang für etwa 160 Arbeitsspiele. Der Papiervorschub erfolgte hier ruckweise nach jedem Arbeitsspiel um etwa 1 mm, so daß jeder senkrechte Strich die größte Sprunghöhe für ein bestimmtes Arbeitsspiel darstellt. Während der Messung lief die Maschine wieder unter völlig gleichen Betriebsbedingungen im Beharrungszustand. Die verstärkten Punkte sind wiederum eine Folge der Maschinenschütterungen. Die ungewöhnlich große Streuung läßt eine eindeutige Auswertung der Meßergebnisse nicht zu; sie ist so groß, daß etwaige Unterschiede, die für verschiedene

²⁾ Hütto I (26. Aufl.) S. 673.

³⁾ Autom.-techn. Z. Bd. 41 (1938) S. 372.

⁴⁾ Hütto (26. Aufl.) S. 673.

⁵⁾ Hütto (26. Aufl.) S. 279.

⁶⁾ Hütto (26. Aufl.) S. 295.

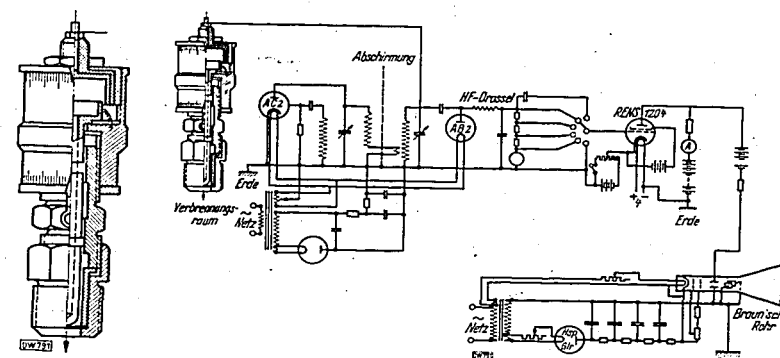


Bild 2. Versuchsanordnung zur Messung der Sprungstabbewegungen.

Kraftstoffe zu erwarten sind, überdeckt werden. Diese Streuung hat zweifellos ihre Ursache teilweise in Unterschieden zwischen den einzelnen Verbrennungsvorgängen. In Bild 5 sind für zwei zeitlich unmittelbar aufeinanderfolgende Arbeitsspiele die Druckverläufe über dem Hub aufgetragen. Gemessen wurde an einem IG-Prüfmotor im Beharrungszustand mit einem Zeiss-Ikon-Motorindikator. Die Maschine klopfte dabei nur schwach, aber dem Gehör nach durchaus gleichmäßig. Unter gleichen Bedingungen wurden die beiden Druck-Zeitlinien in Bild 6 für sehr starkes Klopfen geschrieben. Nach diesen beiden Bildern sind Unterschiede in der Springhöhe sicherlich zu erwarten, weil ja Unterschiede im max. dp/dt bzw. $dp/d\alpha$ vorhanden sind. Immerhin übertrifft die Streuung im Bild 4 selbst nach dieser Überlegung noch die schlimmsten Erwartungen. Und da kaum angenommen werden kann, daß sie allein durch Unterschiede im Verbrennungsablauf der einzelnen Arbeitsspiele entstand, wurde das max. dp/dt selbst für eine größere Zahl von Verbrennungen in Bild 7 aufgezeichnet. Der IG-Prüfmotor lief dabei wieder gleichbleibend im Beharrungszustand, die Messung selbst wurde mit einem Zeiss-Ikon-Motorindikator unter Benutzung eines handelsüblichen Differenziergerätes ausgeführt. Das Papier wurde wieder nach jedem Arbeitsspiel um etwa 1 mm ruckweise vorgeschoben, so daß durch die Länge jeder senkrechten Linie das max. dp/dt für ein bestimmtes Arbeitsspiel angegeben ist. Ohne die Zuverlässigkeit des Differenziergerätes zu überschätzen und ohne seine starke Frequenzabhängigkeit zu überschauen, muß aus dem Diagramm (Bild 7) geschlossen werden, daß die Streuung im max. dp/dt wesentlich kleiner ist, als sie nach den Messungen mit dem Springstab (Bild 4) erscheint.

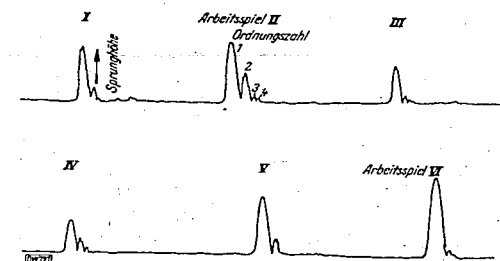


Bild 3. Springstabbewegungen, zeitlicher Verlauf für 6 Arbeitsspiele.

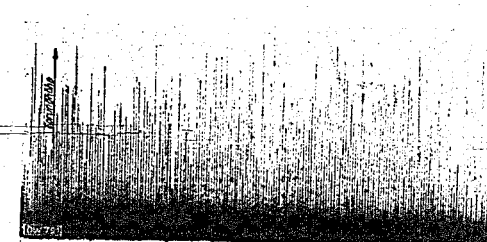


Bild 4. Springstabbewegungen, größte Sprunghöhen.

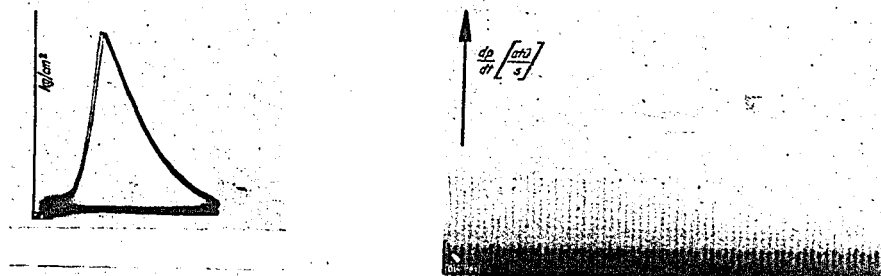


Bild 7. Differenzierte Druckdiagramme, größte Druckanstiegsgeschwindigkeiten.

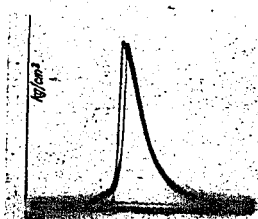


Bild 5 (oben links). Druckdiagramme, schwach klopfende Verbrennungen (Piezoquarzindikator).

Bild 6. Druckdiagramme, stark klopfende Verbrennungen (Piezoquarzindikator).

Diese Feststellung ist wichtig, denn sie scheint ganz allgemeine grundsätzliche Mängel der Springstabindikatoren zu betreffen. Als Ursache für diese Erscheinung sind zweifellos neben anderen noch zu besprechenden auch folgende Tatsachen verantwortlich:

1. Der Stab löst sich von der Membran, wenn die Geschwindigkeit des Berührungspunktes erstmalig einen Höchstwert erreicht hat. Dieser erste Höchstwert kann unter Umständen bereits überschritten sein, ehe das Klopfen überhaupt begonnen hat.
2. Die Verformungs- und Schwingungsvorgänge der Membran haben auf die Bewegung des Springstabes einen großen Einfluß und verursachen u. U. Fehlmessungen.

Zu 1): In den Bildern 8 und 9 sind Druck-Weg- bzw. Druckzeitlinien wiedergegeben, die bei klopfendem Betrieb ermittelt wurden. Bild 8 zeigt das Ergebnis eigener Messungen am IG-Prüfmotor für zwei zeitlich unmittelbar aufeinanderfolgende Arbeitsspiele. Bild 9 wurde einem Aufsatz von Kamm und Rickert⁷⁾ entnommen. In beiden Fällen haben die Werte für dp/dt bereits einen ersten Höchstwert durchlaufen, bevor der für das Klopfen kennzeichnende steile Druckanstieg beginnt. Die Berührung zwischen Stab und Membran wird etwa bei A aufhören, während das Klopfen erst bei B beginnen dürfte. Bei Klopfbeginn berührt also der Stab die Membran nicht mehr, so daß eine von ihm gesteuerte Anzeige hier mit dem Klopfen nichts zu tun hat. Der Fehler, der auf diese Weise entsteht, wirkt sich in doppelter Hinsicht aus:

- a) Die Anfangsgeschwindigkeit und mithin die Sprunghöhe des Stabes ist kleiner als sie für die Klopfstärke wirklich sein müßte;
- b) Die Durchbiegung der Membran hat im Augenblick der Trennung noch nicht den Wert erreicht, der dem wirklichen Höchstwert von dp/dt entspricht.

Zu 2): Mit der in Bild 10 angedeuteten Versuchsanordnung wurden für einen zum IG-Prüfmotor gehörenden Springstabindikator die Berührungsverhältnisse zwischen dem Stab und der Membran geprüft. Dabei war der Stab in diesem Fall nur durch die untere Kontaktfeder belastet. Die Diagramme in Bild 11 zeigen die Ergebnisse für drei Arbeitsspiele. Während der Messung lief der IG-Prüfmotor im Beharrungszustand und auch am Springstabindikator wurden keinerlei Änderungen vorgenommen.

In Bild 11 werden die Spannungsänderungen deutlich gezeigt, die durch die Unterschiede in der Berührungsnähe zwischen Stab und Membran entstehen. Besonders hingewiesen sei auf die Tatsache, daß sich der Spannungsabfall für die einzelnen erneuten Berührungen keineswegs gesetz-

⁷⁾ Z. VDI Bd. 78 (1934) S. 853.

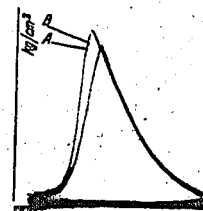


Bild 8. Druckdiagramme, klopfende Verbrennungen (Piezoquarzindikator).



Bild 9. Druckdiagramme, klopfende Verbrennung (nach Kamm und Rickert).

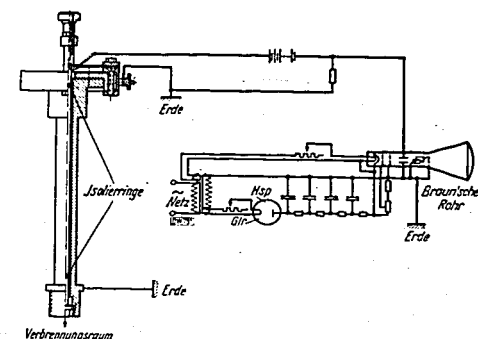
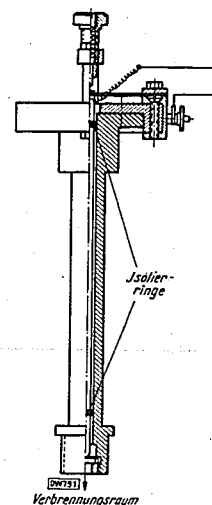


Bild 10. Versuchsanordnung zur Prüfung der Berührungen zwischen Springstab und Membran.

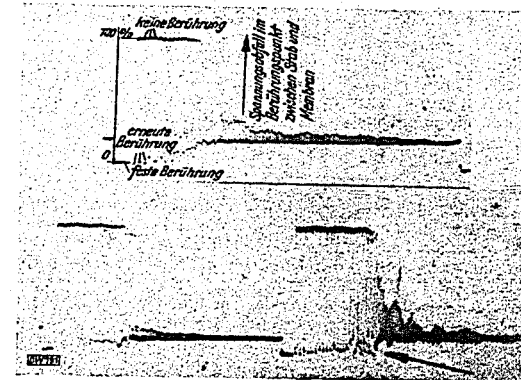


Bild 11. Berührungen zwischen Springstab und Membran, zeitlicher Verlauf für 3 Arbeitsspiele.

mäßig ändert. Vielmehr hat sich ergeben, daß hier eine erhebliche Streuung vorhanden ist, die sich wiederum auf die folgende Sprunghöhe auswirkt (vgl. besonders drittes Arbeitsspiel). Diese Fehler entstehen, weil die Bewegungsrichtung und die Geschwindigkeit des Berührungspunktes für den Augenblick nicht immer gleich sind, in dem der Stab wieder auf die Membran aufsetzt.

Einen Begriff von der Größenordnung dieses Fehlers erhält man durch Vergleich der Geschwindigkeiten, die der Berührungspunkt der Membran einmal durch den Verbrennungsdruck, das anderemal durch deren Eigenschwingung erfährt. Nach Illgen und Hintze⁶⁾ erreicht dp/dt beim Klopfen etwa $5 \cdot 10^4 \text{ kg/cm}^2 \cdot \text{s}$. Durch den Verbrennungsdruck wird die Geschwindigkeit des Membranmittelpunktes

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{0,171 \cdot r^4}{E \cdot h^3} \cdot \frac{dp}{dt} = 19,6 \text{ cm/s (Abmessungen wie oben angegeben.)}$$

Die Höchstgeschwindigkeit durch die Eigenschwingung der Membran ist:

$$v' = \pm a \cdot 2\pi \cdot f,$$

wobei a der Schwingungsausschlag von der Ruhelage aus gemessen und f die Eigenfrequenz der Membran ist.

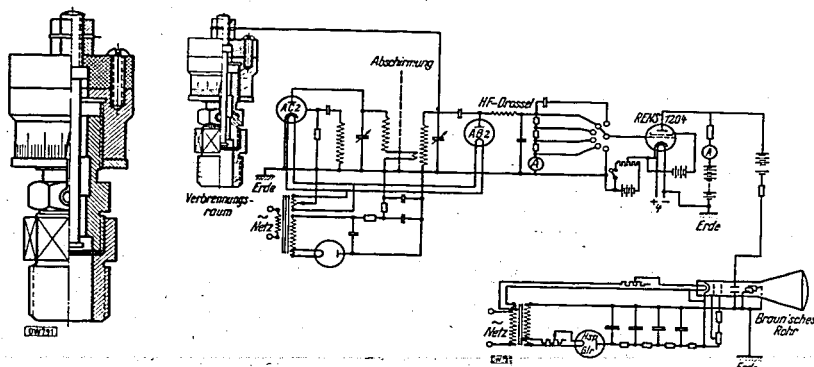


Bild 12. Versuchsanordnung zur Bestimmung der Membranverformungen und der Membraneigenschwingung.

Die Eigenfrequenz ergab sich nach eigenen Messungen (Versuchsanordnung Bild 12) zu $f = 1700 \text{ Hz}$. Die abklingende Eigenschwingung wurde vom Braun'schen Rohr auf einen laufenden Film photographiert, nachdem sie durch eine aufschlagende Stahlkugel angeregt war. Die gleiche Versuchsanordnung wurde auch benutzt, um Druck-Zeitdiagramme der Versuchsmaschine aufzunehmen. Dabei zeigte sich, daß durch die Membraneigenschwingung Ausschläge entstehen, die 3 bis 5 % der Durchbiegung durch den Gasdruck erreichen. Hierbei ist es wichtig, daß die Eigenschwingung oft schon vor der Druckspitze beginnt und bis weit in den Ausschubhub reicht. Die Gesamtdurchbiegung beträgt für einen Verbrennungshöchst-Druck von 40 atü etwa 0,016 cm. (Abgesehen von der erheblichen Störung durch die Eigenfrequenz folgt die Membran dem Gasdruck sehr gut, was sich durch Vergleich mit Diagrammen, die mit dem Zeiss-Ikon-Motorindikator genommen wurden, herausstellte.) Mit diesen Zahlenwerten ergibt sich

$$v' = \pm \frac{5 \cdot 0,016}{100} \cdot 2\pi \cdot 1700 = \pm 8,5 \text{ cm/s.}$$

Das heißt, die Geschwindigkeit der Membran kann für den Augenblick des ersten Abhebens zwischen 11 und 28 cm/s schwanken. Nach dieser Feststellung erregt die große Streuung in der max. Sprunghöhe (Bild 4) keine allzu große Verwunderung mehr. Der so entstehende Fehler kann also die Größenordnung von $\pm 44\%$ erreichen; er kann sich natürlich durch Mittelwertbildung aus vielen Arbeitsspielen ausgleichen.

Unter Zugrundelegung der vorstehenden Ausführungen liegen die Verhältnisse beim Springstabindikator, wie er meist verwendet wird, noch schlechter als bei den oben beschriebenen Sonderausführungen. Denn hier wird das Meßergebnis nicht nur von einer, sondern von mehreren Sprung-

⁶⁾ Dtsch. Mot.-Z. Bd. 14 (1937) S. 234.

bewegungen des Stabes beeinflusst. Bei jedem Aufsetzen des Stabes auf die Membran wird sich also deren Eigenschwingung auf den Stoßvorgang auswirken und der oben beschriebene Fehler kann mehrmals in das Meßergebnis eingehen. Dabei wächst die Größenordnung dieses Fehlers, weil die Geschwindigkeit, die der Membran durch den Gasdruck aufgezungen wird, nach der Überschreitung des Verbrennungshöchst-Druckes sehr schnell abnimmt, während die Eigenschwingung der Membran nur verhältnismäßig langsam abklingt. Im Bild 3 wird diese Tatsache am sinnfälligsten durch Vergleich der Arbeitsspiele II und VI. Obwohl bei VI die erste Sprunghöhe und damit auch die lebendige Energie des Stabes erheblich größer ist als bei II, ist die zweite Sprunghöhe bei II doch sehr viel größer als bei VI. Diese letzte Überlegung wird auch vom Diagramm in Bild 13 gestützt; es wurde mit einer Meßanordnung nach Bild 14 gewonnen. Hier ist deutlich zu erkennen, daß die Zeiten, während denen sich die beiden Kontakte nicht berühren, keine gesetzmäßigen Änderungen erfahren. Zu dem gleichen Ergebnis kommt auch Wilke⁷⁾; er zeigt in einem Diagramm, welches leider einige Zweifel zuläßt, dieselbe Erscheinung.

Ein weiterer Mangel des bisher üblichen Springstabindikators ist aus Bild 15, das in der gleichen Weise wie das Diagramm in Bild 13 gewonnen wurde, zu ersehen. Es zeigt sich hier, daß auch innerhalb der einzelnen Berührungsperioden keine eindeutigen Stromübergangsverhältnisse zwischen den Kontakten geschaffen werden, denn die Spannungslinie zeigt sehr zahlreiche unregelmäßige Unterbrechungen. Als Ursache für diesen in seiner Größe kaum abschätzbaren Fehler sind die sich überlagernden Eigenschwingungen der beiden Kontaktfedern und der oberen Schraubenfeder anzusehen.

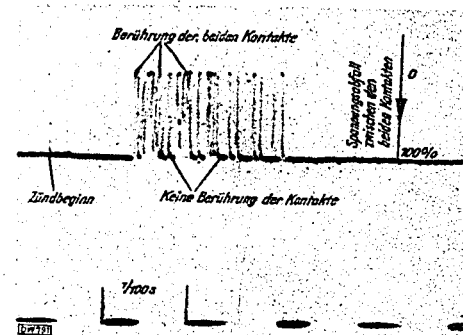


Bild 13. Berührung der Meßkontakte, zeitlicher Verlauf für 1 Arbeitsspiel; stark klopfende Verbrennung.

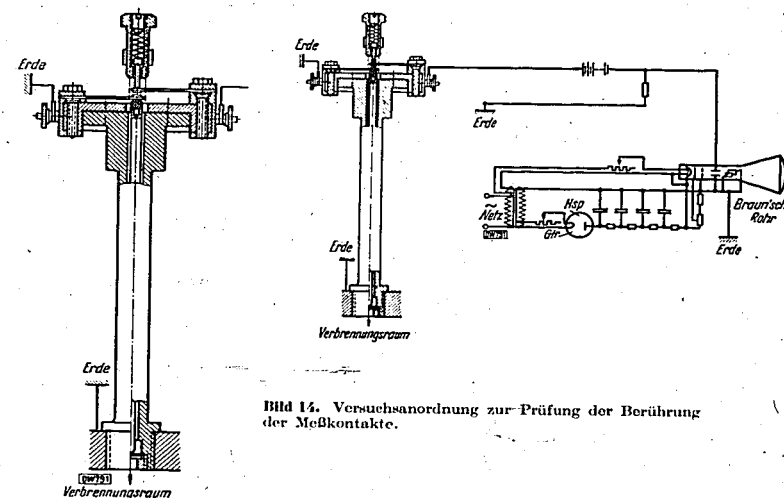


Bild 14. Versuchsanordnung zur Prüfung der Berührung der Meßkontakte.

⁷⁾ Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 1135.

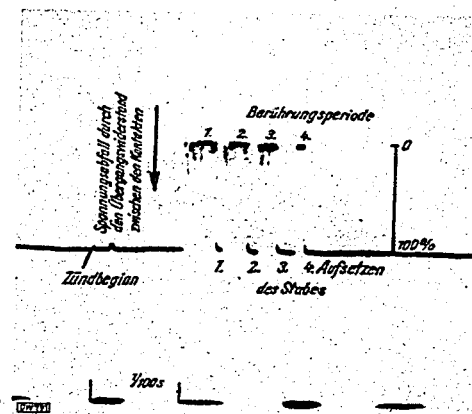


Bild 15. Berührung der Meßkontakte, zeitlicher Verlauf für 1 Arbeitsspiel; mäßig klopfende Verbrennung.

zusammenhängt, sondern durch das Ausweichen bzw. die Eigenschwingung der oberen Kontaktfeder zerrissen wird. Erst für die folgenden Berührungsperioden tritt dieser Fehler nicht mehr in Erscheinung, weil durch die nun kleinere Stabgeschwindigkeit (Reibungs-, Stoßverluste usw.) die obere Feder nicht mehr so hart angestoßen wird. Schließlich findet von A an überhaupt keine Berührung der Kontakte mehr statt. Der Stab führt jedoch noch immer eine Sprungbewegung aus und kommt auch bis zum Beginn des neuen Arbeitsspiels nicht völlig zur Ruhe. Die Sprunghöhe ist jedoch zu klein, als daß der obere Kontakt noch berührt werden könnte. Daß der

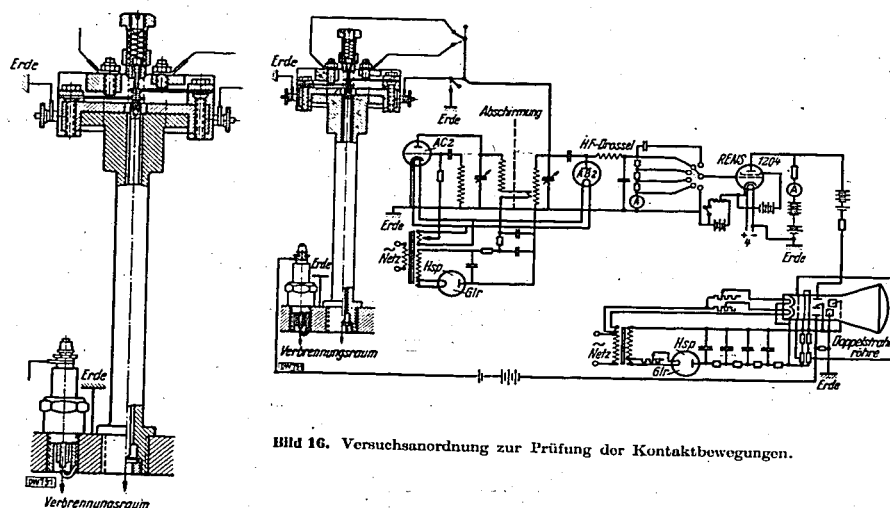


Bild 16. Versuchsanordnung zur Prüfung der Kontaktbewegungen.

Durch sie ändert sich die Berührungssinnigkeit und mithin der Übergangswiderstand zwischen den Kontakten ständig. Darüber hinaus weicht aber die obere Feder bei Beginn der einzelnen Berührungsperioden nach oben aus, weil sie oft stoßartig belastet wird. Deshalb sind die Unregelmäßigkeiten zu Beginn einer jeden Berührungsperiode stets am deutlichsten. Zur Vervollständigung seien schließlich noch die Ergebnisse mitgeteilt, die mit einer Versuchsanlage nach Bild 16 an einem zum IG-Prüfmotor gelieferten Springstabindektor ermittelt wurden. In Bild 17 a sind die jeweiligen Entfernungen zwischen den beiden Kontakten abgebildet. Dabei ist der Lichtpunkt für die Zeit der Berührung nach unten verschoben, was bei der benutzten Schaltung unvermeidbar ist. Dieser Schönheitsfehler ist also bei der Betrachtung zu beachten. Trotzdem zeigt das Bild deutlich, daß für die ersten beiden Berührungsperioden die Kontakte sich wieder voneinander lösen, d. h., daß die Berührungszeit für eine Sprungbewegung des Stabes nicht zu-

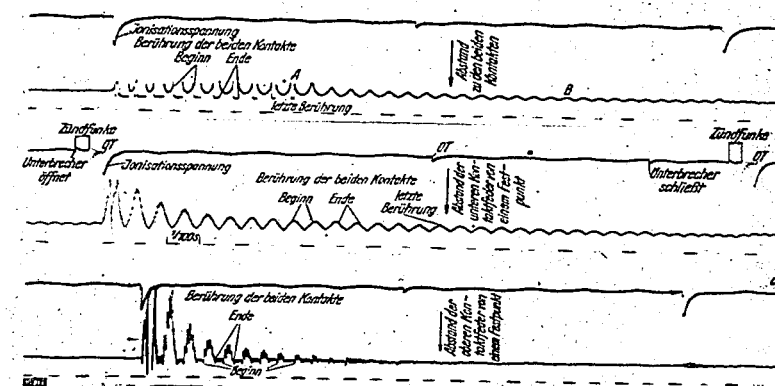


Bild 17. Bewegungen der Kontakte, zeitlicher Verlauf für je 2 Arbeitsspiele.

Kurvenverlauf nicht sofort die Wurfparabel erkennen läßt, hat seinen Grund in der noch nicht abgeklungenen Eigenschwingung der oberen Kontaktfeder, die erst etwa bei *B* zur Ruhe kommt. Von *B* an ist schließlich die Form der Wurfparabel immer deutlicher zu erkennen. Bild 17 b zeigt die jeweilige Entfernung zwischen der unteren Kontaktfeder und einem Festpunkt. Bild 17 b zeigt die jeweilige Entfernung zwischen der unteren Kontaktfeder und einem Festpunkt. Auch hier ist wieder die Form der Wurfparabel zunächst nicht zu erkennen, weil durch die Berührung der Kontakte eine starke Störung erfolgt, sie wird jedoch sofort deutlich, nachdem keine Berührung mehr stattfindet. Aus der Größe der überlagerten Oberschwingung lassen sich Rückschlüsse auf die Härte der Kontaktberührung ziehen. Während diese Schwingung in den ersten Berührungsperioden sehr große Ausschläge besitzt und bei Beginn der Berührung deutlich gestört ist, wird sie dann immer gleichmäßiger, ohne jedoch ganz abzuklingen. Bild 17 c zeigt die jeweilige Entfernung zwischen der oberen Kontaktfeder und einem Festpunkt. Während der ersten Berührungsperiode wird wieder der obere Kontakt vom unteren abgeschleudert, weil eine zu harte Berührung erfolgt. Später bilden sich wiederum immer deutlicher die einzelnen Wurfparabeln ab, die hier jedoch noch viel stärker durch die überlagerten Eigenschwingungen der Kontaktfeder usw. verzerrt sind. Zwischen den einzelnen Berührungsperioden sind die überlagerten Eigenschwingungen der oberen Kontaktfeder und der sie belastenden Schraubenfeder deutlich ausgebildet. Nach der letzten Berührung klingen diese Schwingungen schnell ab.

Auf eine Erscheinung, die sich in allen Diagrammen des Bildes 17 wiederholt, soll hier nur aufmerksam gemacht werden, ohne näher darauf einzugehen, weil z. Z. noch keine sichere Erklärung dafür gegeben werden kann. In allen Diagrammen hat jeweils im letzten Arbeitsspiel der Springstabindikator überhaupt nicht gearbeitet. Daß es sich dabei nicht etwa um Aussetzer gehandelt hat, ist sicher aus den oberen Kurvenzügen zu sehen, in denen die durch eine sehr dicht neben der Springstabsmembran eingebauten Ionisationsstrecke gehende Spannung mit aufgeschrieben ist (vgl. Bild 18). Außerdem ist in Bild 17 c durch den Verbrennungsdruck (Massenerschütterung) die Eigenschwingung der oberen Kontaktfeder angeregt worden. Auch dies ist als sicheres Zeichen dafür anzusehen, daß

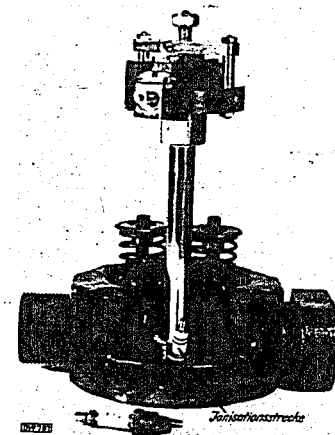


Bild 18. Anordnung von Meßgeräten im Zylinderkopf (vgl. Bild 16).

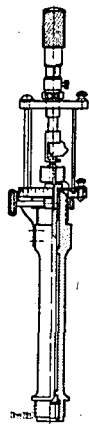


Bild 19.
Verbesserter Spring-
stabindektor von
Earl Bartholomew
u. Cleveland Walcutt.

kein Aussetzer vorlag. Die Maschine lief bei diesen Versuchen völlig im Beharrungszustand. Der Indikator wurde, ohne ihn zu zerlegen, anschließend für normale Messungen benutzt und lieferte dabei Ergebnisse mit der üblichen Genauigkeit. Später wurde festgestellt, daß alle Teile — auch die Membran selbst — völlig in Ordnung waren. In dieser Versuchsserie wurden Filmaufnahmen von acht Arbeitsspielen gemacht, davon hat für die vorliegenden drei der Springstabindektor nicht gearbeitet. Mag bei diesen Versuchen der Zufall auch eine unüberschbare Rolle gespielt haben — Störungen von gleichem Ausmaß wurden sonst nie beobachtet — so muß trotzdem immer mit der Wiederholung ähnlicher Fälle gerechnet werden. Ob hier ein Versagen des Springstabindekators selbst vorlag, ließ sich nicht sicher feststellen, obwohl die Vermutung nahe liegt, daß die unsicheren Reibungsverhältnisse zwischen dem Stab und seiner Führung die Ursache sind.

Einige beachtenswerte Vorteile weist der von Earl Bartholomew und Cleveland Walcutt¹⁰⁾ entwickelte Springstabindektor auf. Er ist in Bild 19 dargestellt. Dieses Gerät enthält keinerlei Federn mehr. Der untere Kontakt ist unmittelbar auf dem Springstab befestigt, während der obere Kontakt so leicht beweglich darüber aufgehängt ist, daß er jede Bewegung des Stabes leicht mitmachen kann. Damit trotzdem auch bei harter Berührung ein sicherer Kontaktschluß erfolgt und erhalten bleibt, wird der „Klopstrom“ durch eine Spule geleitet, die die Kontakte umschließt. So werden die in Kobalt ausgeführten Kontaktkörper für die Dauer der Berührung zu Elektromagneten und halten sich gegenseitig fest. Auf diese Weise werden die auf S. 7 beschriebenen und in Bild 15 ersichtlichen Fehler vermieden. Da Staubeilchen, die zwischen die Kontaktflächen dringen, unabschätzbare Fehler verursachen, sind die Kontakte in einem Glaszylinder staubdicht eingeschlossen worden. Dadurch wird zugleich noch die Gefahr der Kontaktverbrennungen herabgemindert, denn die Staubeilchen fördern oft die Funkenbildung und damit

auch die Entstehung von Brandstellen. In gleicher Richtung wirkt es sich günstig aus, daß der Springstab im Ruhezustand die Membran nicht mehr berührt. Er hängt dann in einer gewissen einstellbaren Entfernung darüber. Auf diese Weise läßt sich die Anzahl der Kontaktberührungen und damit auch die Zahl der entstehenden Abreißfunken vermindern.

In den Bildern 20 und 21 sind die vorher sorgfältig geschliffenen Flächen von zwei Kontakten bei 15facher Vergrößerung abgebildet, nachdem sie $3\frac{1}{2}$ Stunden zu normalen Klopfmessungen benutzt wurden. Es ist klar, daß solch schnelle Änderungen der Kontakteigenschaften unangenehme Folgen für die Meßgenauigkeit haben.

Eine weitere Steigerung der Meßgenauigkeit ist zu erwarten, weil durch die zahlenmäßige Verminderung der Berührungen zwischen den Kontakten der Einfluß der Membraneigenschwingung sinkt. Dieser Einfluß steigt, wie auf S. 6 ausgeführt wurde, mit steigender Ordnungszahl der Berührungsperiode an. Die bisher äußerst schwierigen Einstellbedingungen der Meßgeräte (Kontaktabstand, Vorspannung der Federn usw.) sind wesentlich verbessert worden.



Bild 20.
Meßkontakt mit Brandstellen.



Bild 21.
Meßkontakt mit Brandstellen.

Ein Springstabindektor nach eigenem Entwurf ist in Bild 22 dargestellt. Bei ihm bewegt sich eine am Springstab befestigte Induktionsspule in einem Magnetfeld, so daß die jeweilige Spannung die augenblickliche Stabgeschwindigkeit angibt. Die gleichmäßig gewickelte Spule und die Magnetpole sind so bemessen, daß die streuenden Kraftlinien am Rand des Magnetfeldes ohne meßbaren Einfluß bleiben. Auf diese Weise kann sich

¹⁰⁾ Automot.-Ind. Bd. 76 (1937) S. 699.
Bild 19 wurde diesem Aufsatz entnommen.

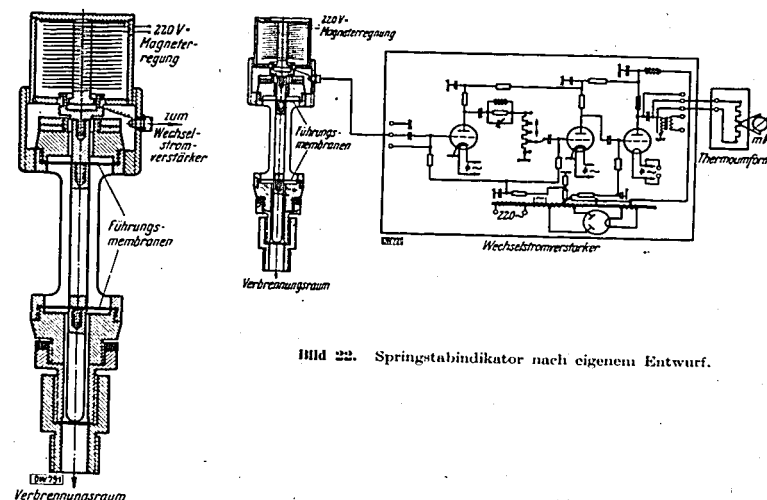


Bild 22. Springstabindektor nach eigenem Entwurf.

der Verbrennungsdruck nicht mehr auf das Meßergebnis auswirken, vielmehr wird dieses nur noch von der wirklichen Stabgeschwindigkeit beeinflusst (vgl. a. S. 4). In dem Fortfall der Kontakte wird ein Vorteil erblickt, obwohl nunmehr ein allerdings sehr einfach zu handhabender Verstärker nötig ist. Die bisher nicht eindeutigen Reibungsverhältnisse zwischen dem Stab und seiner Führung sind behoben, da der Stab in zwei Stahlmembranen gehalten wird, die keine seitliche Bewegung zulassen. Obwohl bei diesem Meßgerät eine Anzahl von grundsätzlichen Mängeln anderer Ausführungen vermieden sind, liefert es doch keine auch nur annähernd befriedigenden Ergebnisse, wenn die Einspannverhältnisse so gewählt werden, daß sich der Stab von der Membran lösen kann. Es ergeben sich häufig für Kraftstoffgemische, die gleiche Bestandteile in verschiedenen Prozentsätzen enthalten, die gleichen Ergebnisse. Diese Erscheinung ist auch bei anderen Geräten zu beobachten, allerdings können dort nach Änderung des Kontaktabstandes usw. meist doch noch Unterschiede gemessen werden, die dann aber nicht durch Unterschiede im dp/dt , sondern durch Unterschiede im Verbrennungsdruck bedingt sind (vgl. S. 4). Durch später beschriebene Versuche wird diese Erscheinung geklärt werden (vgl. S. 12). Schließlich soll nicht unerwähnt bleiben, daß die Streuung der einzelnen Meßwerte noch sehr groß ist, was seinen Grund in der Membraneigenschwingung (vgl. S. 6) hat.

Vollkommen eindeutige Ergebnisse werden bei geringer Streuung erzielt, wenn der Stab so fest gegen die Membran gepreßt wird, daß er keinerlei Sprungbewegung mehr ausführen kann und wenn die Eigenschwingungszahl des so entstehenden Systems bei wenigstens 3500 Hz liegt. (Es ist möglich, daß diese Zahl für verschiedene Maschinen, Drehzahlen usw. schwankt.) Durch später beschriebene Versuche wird diese Erscheinung erklärt werden (vgl. S. 13). Ein wirklich brauchbares Meßgerät läßt sich auf diese Weise jedoch nicht ohne weiteres herstellen, weil die erforderlichen hohen Vorspannkraft die Membranen schnell zerstören, dabei sinkt die Haltbarkeit mit wachsender Membrandicke.

Weil mit Springstabindekatoren für Kraftstoffgemische mit gleichen Bestandteilen in verschiedenen Hundertsätzen oft die gleichen Ergebnisse gefunden werden, sind für eine Reihe von Brennstoffmischungen die Werte von dp/dt mit dem Zeiss-Ikon-Motorindikator gemessen worden. Dabei wurde ein handelsübliches Differenziergerät benutzt. Die Meßergebnisse sind in Bild 23 dargestellt. Das Papier wurde nach jedem Arbeitsspiel ruckweise um etwa 1 mm vorgeschoben, so daß die Länge eines jeden senkrechten Striches das max. dp/dt für ein bestimmtes Verbrennungsspiel darstellt. Für jeden der beiden Kraftstoffe lief die Maschine gleichbleibend im Beharrungszustand. Der Vergaser war für beide gleichmäßig auf stärkstes Klopfen eingestellt. Die beiden Kraftstoffe unterscheiden sich nach üblichen Angaben um etwa 12 Oktanzahlen. Nach Illgen und Hintze⁸⁾ war also ein

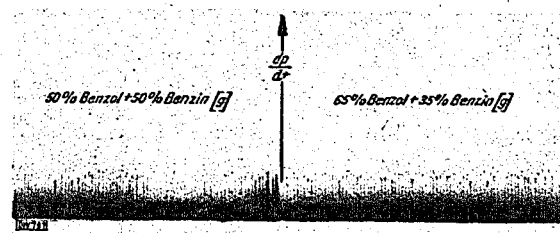


Bild 23. Differenzierte Druckdiagramme, größte Druckanstiegs-
geschwindigkeiten für verschiedene Kraftstoffe.

erheblicher Unterschied im max. dp/dt für beide Kraftstoffe zu erwarten, der jedoch nicht feststellbar ist. In Bild 24 sind in gleicher Weise die Werte von max. dp/dt für die gleichen Kraftstoffe aufgeschrieben, wobei jetzt jedoch die Luftüberschußzahl ständig gleichmäßig geändert wurde. Die Diagramme beginnen links bei so reichem Gemisch, daß die Maschine ohne hörbares Klopfen läuft, sie gehen dann etwa in der Mitte durch das Klopfmaximum (nach dem Gehör) und enden schließlich rechts bei so armem Gemisch, daß kaum noch ein Klopfen zu hören ist. Auch in diesen Diagrammen ist der Unterschied in der jeweiligen Klopfstärke nicht durch Unterschiede im max. dp/dt gekennzeichnet. Für alle Versuche, deren Ergebnisse in den Bildern 23 und 24 dargestellt sind, blieben Verdichtungsverhältnis, Motorendrehzahl usw. unverändert.

Nach diesen Ergebnissen muß angenommen werden, daß das max. dp/dt bzw. dp/dx kein ausreichendes Maß für die Klopfstärke ist. Auch Ricardo¹⁾, aus dessen Werk das Diagramm Bild 25 mit dem darunterstehenden Text entnommen ist, kommt zu der gleichen Ansicht. In dieser letzten Feststellung liegt auch der Grund dafür, daß mit Springstabindikatoren zuweilen für Kraftstoffe mit unterschiedlicher Klopfbarkeit die gleichen Werte gemessen werden (vgl. S. 11). Auch die Ermittlung des Produktes $t \times dp/dt$ für das ganze Arbeitsspiel oder auch nur für die Verbrennungsdauer liefert keine befriedigenden Ergebnisse, was sich aus eigenen Messungen ergeben hat.

In diesem Zusammenhang soll noch erwähnt werden, daß die handelsüblichen Differenziergeräte keine allzu genauen Meßergebnisse gestatten. Der Verstärkungsgrad hängt sehr stark von der Frequenz ab. Er ist für das benutzte Gerät in Diagramm Bild 26 dargestellt. Darüber hinaus wird für gewisse

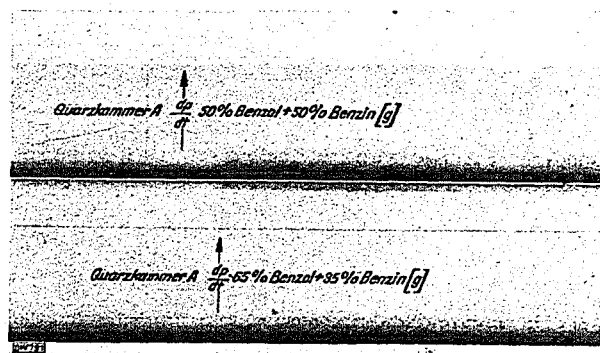


Bild 24. Differenzierte Druckdiagramme für verschiedene Kraftstoffe
bei veränderten Luftüberschußzahlen.

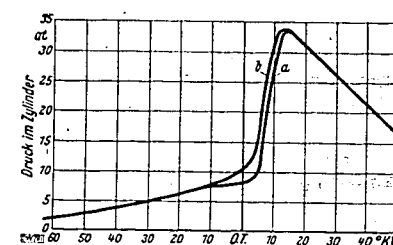


Bild 25 (links). Druckanstieg im Zylinder a bei Verbrennung der ganzen Ladung mit einem Druckanstieg von rd. 3,5 at für 1° Kurbelwinkel (Motorgang untrügl. rau), b bei langsamer Verbrennung von 15% der Ladung und darauffolgender Verbrennung des Restes der Ladung mit rd. 3,5 at Druckanstieg für 1° Kurbelwinkel (Motorgang ziemlich weich). Nach Ricardo.

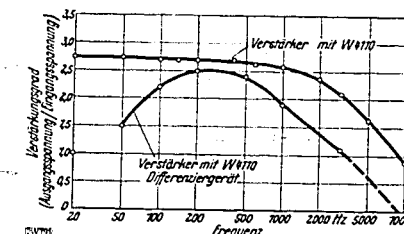


Bild 26 (rechts). Eichkurven für Verstärker und Differenziergerät.

Frequenzbereiche eine angelegte Sinusspannung nur leicht verzerrt wiedergegeben und auch die Phasenverschiebung beträgt nicht für alle Frequenzen genau $\frac{1}{4}$ Periode. Aber selbst nach Beachtung all dieser Fehler scheinen die Ergebnisse aus den Diagrammen in Bild 23 und 24 allgemeine Gültigkeit zu behalten.

c) Messung der Druckanstiegsbeschleunigung

Zur Bestimmung der Klopfstärke schlagen Lichtenberger und Seeber²⁾ die Messung von d^2p/dt^2 bzw. d^2p/dx^2 vor, da auch sie festgestellt haben, daß eine Ermittlung von dp/dt nicht zum Ziele führt. Ihr Vorschlag verdient sicherlich Beachtung, denn die Krümmung der Druckanstiegslinie ändert sich — wenigstens in vielen Fällen — mit der Klopfstärke. Wenn auch bisher nicht festgestellt werden konnte, daß sie immer ein wirkliches Maß für das Klopfen darstellt, so gibt doch die Krümmung der Druckanstiegslinie manchen wertvollen Anhaltspunkt für die Beurteilung der Verbrennungseigenschaften. So sind plötzliche Änderungen der Verbrennungsgeschwindigkeit, die starke Krümmungen der Druckanstiegslinie verursachen, für den Motorbetrieb unerwünscht. Allerdings ist zu bedenken, daß solchen Erscheinungen besondere Bedeutung zukommt, wenn sie sich beim Verbrennungsbeginn einstellen (vgl. Bild 25). Treten sie dagegen erst gegen das Verbrennungsende auf (vgl. Bild 8 und 9), so sind sie u. U. nicht so nachteilig, weil dann ihr Einfluß auf den Spitzendruck usw. geringer ist. Diese letzte Überlegung ist von Lichtenberger und Seeber bisher nicht berücksichtigt worden. Jedenfalls erscheint eine Fortsetzung der Versuche in der eingeschlagenen Richtung sehr sinnvoll und wohl auch aussichtsreich.

II. Ermittlung der Frequenzanteile im Druck-Zeitdiagramm

Angeregt durch Versuche mit dem Springstabindikator nach Bild 22 wurden die Anteile einzelner Frequenzen ermittelt, wie sie jeweils im Druck-Zeitdiagramm enthalten sind. Die Versuchsanordnung ist aus Bild 27 ersichtlich. Die Quarzkammer war am IG-Prüfmotor in der Bohrung angebracht, die sonst den Springstabindikator aufnimmt. Die Membran der wassergekühlten Quarzkammer schneidet dabei fast mit der Wand des Zylinderkopfes ab, wie aus Bild 28 zu ersehen ist, so daß keine Verfälschung

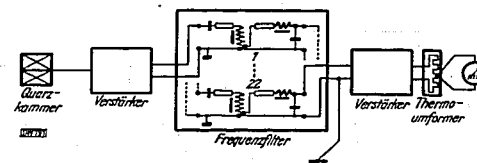


Bild 27 (links). Versuchsanordnung zur Ermittlung
der Klopffrequenzen mit Piezoquarzindikator.

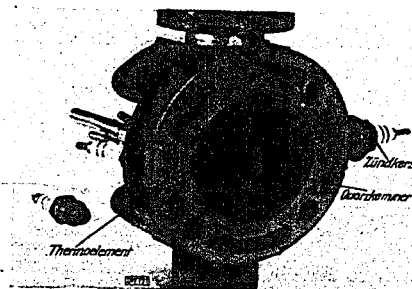


Bild 28 (rechts). Anordnung von Meßgeräten im
Zylinderkopf (vgl. Bild 27).

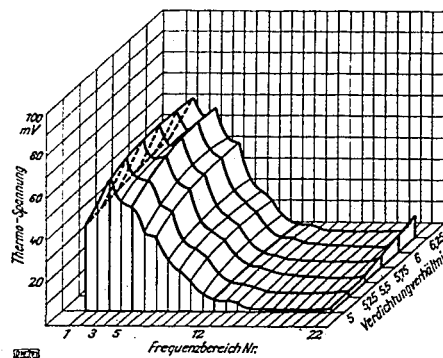


Bild 29. Frequenzverteilung im Druckdiagramm bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen.

der Schwingungen durch einen engen Kanal eintreten kann. Das Ausschneiden des jeweiligen Frequenzbereiches erfolgt mit einem von Fa. Siemens & Halske gelieferten Frequenzprisma. Es läßt jeweils nur bestimmte Frequenzen durch, während es sowohl alle niedrigeren als auch alle höheren unterdrückt. Die einzelnen Frequenzbereiche werden künftig mit Nummern bezeichnet (s. Zahlentafel 1).

In Bild 29 sind die Meßergebnisse für verschiedene Verdichtungsgrade dargestellt. Die Vorzündung betrug dabei unverändert 22° KW, gemessen wurde mit der Quarzkammer A (Bild 32). Es ist augenfällig, daß einzelne Frequenzgruppen mit steigendem Verdichtungsgrad viel stärker (z. B. Nr. 5) ansteigen als andere (z. B. Nr. 4). Besonders wichtig erscheint aber die Tatsache, daß mit steigendem Verdichtungsverhältnis — d. h. mit steigender Klopfstärke — die Frequenzen über 4000 Hz eindeutig und fast stetig ansteigen, während sich für die Frequenzen zwischen 800 und 3200 Hz keine meßbaren Werte ergeben. (Vielleicht ist diese breite Lücke die Ursache für das gelegentlich starke Hervortreten der „Klopfeschwingung“.) So liegt die Vermutung nahe, daß die Frequenzen über 4000 Hz (Frequenzbereich Nr. 22) die jeweilige Klopfstärke besonders gut kennzeichnen. Dabei ist es wahrscheinlich, daß sich die Lage dieses Frequenzbereiches mit der Drehzahl, Zylinderkopfbauart usw. verschiebt.

In der gleichen Weise wurden auch die Werte in Bild 30 für verschiedene Vorzündungen ermittelt. Das Verdichtungsverhältnis betrug dabei unverändert $\epsilon = 6,0$; gemessen wurde wiederum mit der Quarzkammer A (Bild 32). Es zeigt sich auch hier, daß durch steigende Vorzündung einzelne Frequenzgruppen viel stärker als andere beeinflusst werden. Klar ersichtlich ist wieder, daß die Frequenzen über 4000 Hz (Frequenzbereich Nr. 22) besonders augenfällige Änderungen erfahren. Bei

Zahlentafel 1. Frequenzbereiche.

Hz	Nr.	Hz	Nr.
32 bis 40	1	500 bis 640	13
40 bis 50	2	640 bis 800	14
50 bis 64	3	800 bis 1000	15
64 bis 80	4	1000 bis 1250	16
80 bis 100	5	1250 bis 1600	17
100 bis 125	6	1600 bis 2000	18
125 bis 160	7	2000 bis 2500	19
160 bis 200	8	2500 bis 3200	20
200 bis 250	9	3200 bis 4000	21
250 bis 320	10	4000 bis 5000	22
320 bis 400	11	Alle Frequenzen über 4000 Hz	23
400 bis 500	12		

Bild 31. Eichkurve für Frequenzfilter, Verstärker und Thermoumformer (vgl. Bild 27).

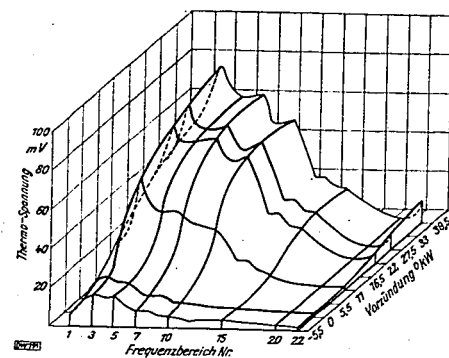
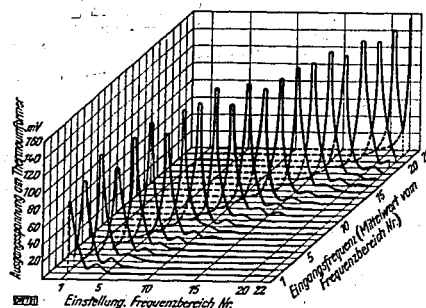


Bild 30. Frequenzverteilung im Druckdiagramm bei verschiedenen Vorzündungen.



Spät- oder nur geringer Vorzündung erreichen sie kaum meßbare Werte, während sie bei Frühzündung von etwa 16° KW ab Bedeutung erlangen. Auch hier sind die Frequenzen von etwa 3000 Hz (Frequenzbereich Nr. 20) wiederum gar nicht vertreten.

Die Eichkurve für die benutzte Versuchsanordnung ist in Bild 31 dargestellt. Die gleichbleibende Eingangsspannung verschiedener Frequenz lieferte ein Schwebungssummeer der Fa. Siemens & Halske, der an Stelle der Quarzkammer trat. Die Eingangsspannung wurde nach dem ersten Wechselstromverstärker gemessen und jeweils auf gleiche Werte geregelt. In der Eichkurve sind also nur Fehler des Filtersatzes zum Frequenzprisma, des zweiten Verstärkers und des Thermoumformers enthalten. Der Fehler des ersten Verstärkers wurde gesondert ermittelt. Zwischen 30 und 10000 Hz erreichte er $\pm 0,75\%$; die Eichkurve stieg völlig gleichmäßig und gradlinig an. Einen Begriff vom Einfluß der Quarzkammer auf das Meßergebnis vermittelt das Diagramm Bild 32. Es zeigt die Frequenzanteile

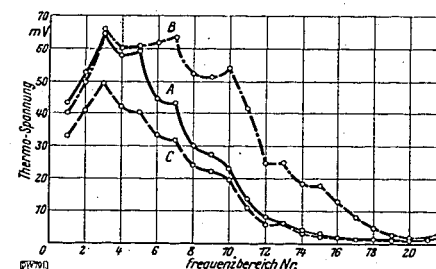


Bild 32. Frequenzverteilung im Druckdiagramm, mit 3 verschiedenen Piezoquarzgebern gemessen.

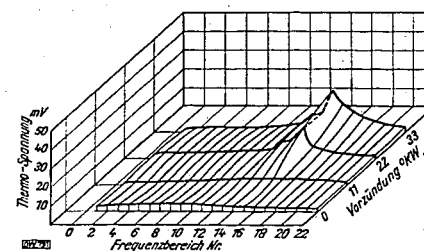


Bild 33. Frequenzverteilung in den Maschinenerschütterungen.

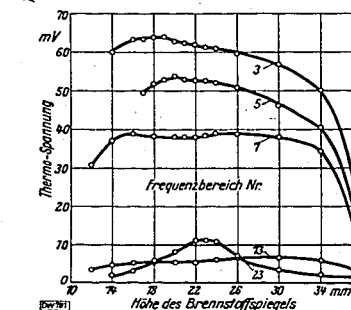
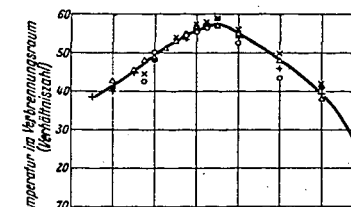


Bild 34. Frequenzverteilung im Druckdiagramm und mittlere Temperatur im Verbrennungsraum bei verschiedenen Luftüberschüßzahlen.

des Druckverlaufes im Zylinder, wie sie mit den Quarzkammern A, B und C bei gleichmäßigem Maschinenbetrieb gemessen wurden. Die Quarzgeber A und B sind wassergekühlt, während der Geber C ungekühlt ist. A und C enthalten je zwei Quarzpaare, während B nur ein Quarzpaar von allerdings etwas größerer Masse und auch eine kleine Zusatzmasse enthält. Die Quarzkammern A, B und C wurden schließlich so am Zylinderkopf angebracht, daß sie nur den Maschinenerschütterungen, nicht dagegen dem Verbrennungsdruck ausgesetzt waren. Dabei konnten mit der Versuchsanordnung nach Bild 27 nur mit B die in Bild 33 dargestellten Ergebnisse ermittelt werden, während sich für A und C für keinen Frequenzbereich ein meßbarer Wert ergab. Aus den Diagrammen der Bilder 32 und 33 muß geschlossen werden, daß der Aufbau des Quarzgebers für solche Messungen eine entscheidende Bedeutung erlangen kann.

Um sicher festzustellen, welche Frequenzen sich eindeutig mit dem Klopfen ändern, wurden mit der Versuchsanordnung nach Bild 27 die Werte einzelner Frequenzgruppen mit der Quarzkammer A bei verschiedener Luftüberschüßzahl ermittelt. Die Ergebnisse zeigt Bild 34; hier wird durch Vergleich mit der gleichfalls aufgetragenen Kurve der mittleren Temperatur im Verbrennungsraum deutlich erkennbar, daß die Werte des Frequenzbereiches Nr. 23 (über 4000 Hz) am ehesten von der Klopfstärke

beeinflusst werden. Diese Kurve zeigt auch als einzige den Verlauf, der sich gewöhnlich ergibt, wenn der Klopfstrom über der Höhe des Brennstoffspiegels aufgetragen wird. Es liegt deshalb nahe, die Werte für diesen Frequenzausschnitt als Maß für die Klopfstärke zu ermitteln, was auch *Postlethwaite*¹¹⁾ vorschlägt. Er mißt den Höchstwert (Volt), den eine ausgesiebte Wechselspannung bestimmter Frequenz (Klopfeschwingung) erreicht. Obwohl nach diesem Verfahren keine Versuche ausgeführt wurden, erscheint es zweifelhaft, ob es gelingt, Zufallsergebnisse auszuschalten. Bei den vorhandenen Unterschieden in den einzelnen Arbeitspielen besteht die Gefahr der Verallgemeinerung von seltenen Ausnahmefällen, so daß wiederholte Messungen kaum gleiche Ergebnisse liefern dürften. Richtiger erscheint die Messung von Mittelwerten, deren Bestimmung aber nicht einfach ist, weil die Klopf-frequenzen sehr schnell abklingen, so daß nach der Mittelwertbildung über der Zeit für die verschiedenen Kraftstoffe kaum meßbare Unterschiede bleiben. Die Anwendung von Rückkopplungsschaltungen (elektrische Entdämpfung) verbietet sich, weil ihr Frequenzbereich sehr eng ist und die Höhe der Klopf-frequenzen nicht unerheblich schwankt. Eine einfache Spannungsverstärkung bis zur Erreichung noch gut meßbarer Unterschiede für verschiedene Kraftstoffe erfordert aber Sondergeräte, die für Betriebsmessungen zu schwierig zu handhaben oder zu kostspielig sind.

Außerdem wäre es nötig, daß die Quarzgeber besonders für solche Messungen entwickelt würden, denn sie müßten z. B. im vorliegenden Falle noch Gasschwingungen von 10000 Hz einwandfrei wiedergeben, wenn Ergebnisse verschiedener Quarzkammern vergleichbar sein sollen.

III. Messungen der Maschinenerschütterungen

Nach Betrachtung des Diagramms in Bild 33 liegt es nahe, die Klopfstärke durch Erschütterungsmessungen zu ermitteln, wie es auch *Beale und Stansfield*¹²⁾ vorschlagen. Sie messen die Bewegungen zwischen Zylinderkopf und Fundament. Eine Messung der Beschleunigung am Zylinderkopf mit einem Quarzgeber (Diagramm in Bild 33) bereitet grundsätzlich die gleichen Schwierigkeiten, wie sie bereits im vorigen Abschnitt erwähnt wurden. Um für Kraftstoffe, die sich in der Klopfstärke nicht allzu sehr unterscheiden, ausreichende Unterschiede zu bekommen, wäre eine teure und nicht einfache Verstärkeranlage notwendig, die dieses Meßverfahren z. Z. noch nicht für Betriebsmessungen geeignet erscheinen läßt. Nachteilig ist auch, daß u. U. äußere Einflüsse (Bodenerschütterungen usw.) Fehler verursachen können. Trotzdem erscheint das Verfahren nicht aussichtslos und wohl wert ausgearbeitet zu werden, denn es bietet den großen Vorteil, daß keine Bohrung in den Verbrennungsraum nötig ist. Die Maschine kann also stets unter völlig normalen Betriebsbedingungen geprüft werden. Das wäre z. B. wichtig, wenn man für die allgemein vorgeschriebene Prüfung der Klopf-festigkeit von Motoren die zweifelhafte Abhörmethode durch ein wirkliches Meßverfahren ersetzen wollte. Allerdings wären dazu noch Vorarbeiten notwendig.

IV. Bestimmung der Lage des Klopfzentrums

Bei eigenen Versuchen, die erheblichen Schwankungen in der Amplitude der Klopfeschwingung (über 4000 Hz) durch gleichzeitige Benutzung von zwei Quarzkammern auszugleichen, wurde festgestellt, daß die Zuschaltung der zweiten Quarzkammer für bestimmte Kraftstoffe eine Vergrößerung der Schwingungsweite verursachte. Für andere Kraftstoffe dagegen wurde der Ausschlag der Klopfeschwingung stets kleiner, sobald die beiden Quarzgeber parallel geschaltet waren. Als Ursache für diese Erscheinung wurde schließlich eine Phasenverschiebung zwischen den Ergebnissen der beiden Quarzgeber festgestellt, die für jede Klopfstärke ziemlich konstante Werte annimmt. Die Diagramme in Bild 35 und 36 zeigen die beginnenden Klopfeschwingungen (über 4000 Hz) für zwei Kraftstoffe, die sich um etwa 5 Oktanzahlen unterscheiden. In beiden Fällen ist eine Phasenverschiebung festzustellen, die aber einmal einen positiven, das anderemal einen negativen Wert annimmt. Gemessen wurde mit den Quarzkammern A und C, von denen jede über eine Kondensatorkette und einen Wechselstromverstärker auf einen Strahl einer Doppelstrahlröhre arbeitet. Im Arbeitsbereich besteht in der Empfindlichkeit der beiden Quarzgeber kein meßbarer Unterschied mehr. Die beiden Siebglieder und Verstärker stimmen im Aufbau und in ihrer Bemessung völlig überein. Die Anordnung der Quarzkammern und Zündkerze im Zylinderkopf ist aus Bild 37 zu ersehen. Für die benutzte Versuchsmaschine waren die erwähnten Unterschiede in der Phasenverschiebung für verschieden stark klopfende Kraftstoffe völlig eindeutig und gesetzmäßig, was sich durch zahlreiche, allerdings sehr langwierige Versuche ergab. (Bei diesen Versuchen wurden die Filmaufnahmen mit einer Papiergeschwindigkeit von etwa 49 m/s gemacht, wozu die Fa. Zeiss-Ikon in dankenswerter Weise ein Aufnahmegerät zur Verfügung stellte.) Nach den Ergebnissen erscheint die folgende Vorstellung berechtigt: Durch die beim Klopfbeginn sprunghaft steigende Verbrennungsgeschwindigkeit wird ein örtlicher Überdruck

¹¹⁾ Luftfahrt-Schrifttum des Auslandes Bd. 4 (1938) S. 277.

¹²⁾ Automot.-Ind. Bd. 76 (1938) S. 693.

000873

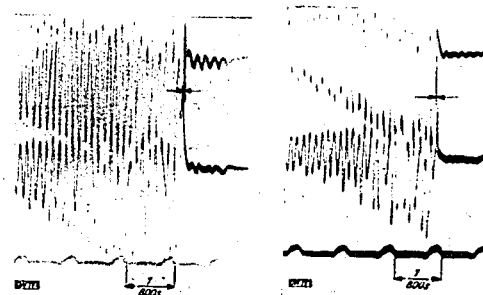


Bild 35. Bild 36. Phasen-verschobene Klopfeschwingungen, gleichzeitig mit 2 Piezoquarzindikatoren ermittelt.

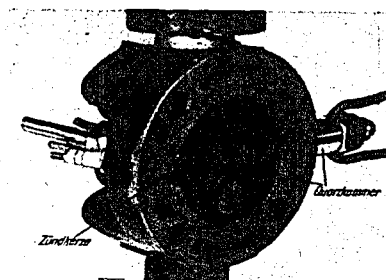


Bild 37. Anordnung von Meßgeräten im Zylinderkopf (vgl. Bild 35 und 36).

erzeugt, weil die Energie des gesamten brennbaren Restes der Ladung fast augenblicklich frei wird. Diese örtliche Druckspitze gleicht sich nun als Druckwelle aus, die den Verbrennungsraum mit endlicher Geschwindigkeit (Schallgeschwindigkeit) durchläuft. Stellt man sich als Ausgangspunkt dieser Druckwelle den „Energieschwerpunkt“ des beim Klopfen plötzlich verbrennenden Teiles der Ladung vor und nimmt an, daß die Ausbreitung der Druckwelle nach jeder Richtung mit gleicher Geschwindigkeit erfolgt, so wird es verständlich, daß die nähergelegene Quarzkammer früher anspricht als die entferntere. Die Lage des mit „Energieschwerpunkt“ bezeichneten Klopfzentrums aber wird in erster Linie von der Größe des Ladungsanteiles bestimmt, den die Flammenfront bei Klopfbeginn noch nicht erreicht hat. Daneben spielt aber auch die noch nicht freigesetzte Energie des noch brennbaren Restgases eine Rolle, welches u. U. bei Klopfbeginn hinter der Flammenfront etwa noch vorhanden ist und erst beim Klopfen mit verbrennt. Durch diese brennbaren Restgase würde das Klopfzentrum, aus dem räumlichen Schwerpunkt des Ladungsteiles, der beim Klopfbeginn noch nicht von der Flamme erreicht ist, nach der Zündkerze zu verlagert. Allgemein ist zu erwarten, daß sich mit steigender Klopf-festigkeit das Klopfzentrum immer weiter von der Zündstelle entfernt.

In Bild 38 sind die Zeiten (Phasenverschiebungen) für einige Kraftstoffgemische aufgetragen, um die die zweite Quarzkammer später als die erste von der Klopfwelle erreicht wird. Es bestätigt die grundsätzliche Richtigkeit der vorstehenden Überlegungen. Aussichtsreich erscheint die Ermittlung des Kurbelwinkels, bei dem die Klopfintensität einsetzt. Auf diese Weise läßt sich der Zeitpunkt erfassen, in dem sich die normale langsame Verbrennung plötzlich sprunghaft zur klopfenden Verbrennung steigert. Mit meßtechnischen Schwierigkeiten ist hier kaum noch zu rechnen.

Mögen diese Ergebnisse und Überlegungen für Betriebsmessungen wegen der schwierigen Auswertung bedeutungslos bleiben, so sind sie doch erwähnenswert, weil es auf diesem Wege möglich erscheint, die jeweilige Lage des Klopfzentrums durch gleichzeitige Verwendung von drei Quarzkammern zu bestimmen. Die Messung von Mittelwerten ist mit Zeigerinstrumenten möglich, wenn man mit den Klopfeschwingungen Hochvakuum- oder gasgefüllte Röhren (etwa Thyatronen) steuert und deren Anodenstrom über Thermoumformer mißt, wie es auch auf S. 19 beschrieben ist. Bei grundlegenden Versuchen (auch bei Untersuchungen an Maschinen, Zylinderköpfen usw.) können durch die Bestimmung der Lage des Klopfzentrums manche Zweifel behoben werden.

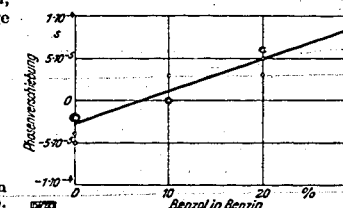


Bild 38. Phasenverschiebungen der Klopfeschwingungen für verschiedene Kraftstoffgemische.