

I. Welche Schmierungsphase liegt vor?

Grenzreibung oder Mischreibung? (nach den neu aufgestellten Definitionen der DVL). Bei der Abfassung der Berichte lagen diese Definitionen noch nicht vor und sind daher nicht berücksichtigt. Für die Beantwortung der Frage 1. ist es von Wichtigkeit, die Stärke der aufgetragenen Schmierphase zu kennen, d. h. ob sie nur von der Dicke von 1 oder 2 Moleküllängen oder stärker ist.

Im ersteren Falle hätten wir es mit einer reichten Grenzreibung zu tun, d. h. einem Zustand, bei dem die Orientierung der Ölmoleküle überwiegend durch die Haftkräfte bzw. die freien Oberflächen-Valenzen der Metallflächen, bestimmt wird.

Im zweiten Falle, d. h. bei größerer Stärke des Schmierfilms, sind hydrodynamische Einflüsse nicht ausgeschlossen, aber noch in dem Sinne, daß zwar nicht mehr die Oberflächenkräfte allein den Zustand der Moleküle bestimmen, von denen man bisher allgemein annimmt, daß sie nur auf etwa 1 bis 2 Moleküllängen in den Film hineinwirken, wohl aber Orientierungsvorgänge, die nach meinen Beobachtungen auf größere Entfernungen die Struktur des Schmierfilms beeinflussen, daher in diesem eine andere Art von Zähigkeit indizieren, als sie in dem üblichen Begriff festgestellt wird.

M. a. W.: Die Frage ist zu beantworten, ob es sich um eine echte Epilamenreibung (nach Holm) oder um eine Reibung in einem bereits verfestigten Ölfilm handelt.

Da der Schmierstoff in dünner Schichte aufgetragen und durch den Lederlappen der Film ständig erneuert wird, ist die Annahme eines Epilamens kaum möglich; der Film wird also, verglichen mit Moleküllängen, eine Stärke von einem Vielfachen derselben haben. Eine meßtechnische Aufklärung darüber wäre erwünscht.

II. Was ist Reibungskraft?

Rein meßtechnisch ist die gemessene Größe der tatsächliche Verschleißwiderstand zwischen Nadel und Scheibe, und zwar sehr exakt gemessen. Die Frage ist: Wirken sich darin nur die Oberflächenkräfte der Metallflächen aus, und zwar durch das Epilamen hindurch, oder steckt ein Anteil von sinnerer Flüssigkeitsreibung darin?

Die Größenordnung der gemessenen Reibungswerte liegt in der Regel zwischen $\mu = 0,1$ bis $0,2$, also gar nicht soviel höher als bei schlecht geschmierten, d. h. sicher mit Verschleiß verbundenen technischen Schmiervorgängen. Hieraus folgert zweierlei:

- a) Werden Vorgänge der inneren Flüssigkeitsreibung mitgemessen, so ist der Vorgang in gewissem Sinne doch hydrodynamische, nur mit der Maßgabe, daß die Berechnung nicht mit der üblichen, rein hydrodynamischen Zähigkeitszahl möglich ist, sondern eine andere, durch Orientierungswirkungen (Verfestigung u. dgl.), jedenfalls nicht werkstoffunabhängige Zähigkeitszahl eingeführt werden müßte, die aber leider bisher nicht genügend erforscht ist, jedoch durch die jeweilige Metallpaarung bestimmt wird.

Ist aber der Reibungsvorgang in diesem beschränkten Sinne hydrodynamisch, so ist er formabhängig. Der Nadeldurchmesser von $0,6 \text{ mm}$ ist — immer im Verhältnis zur Molekülgröße — eine stechnische Fläche, jedenfalls sehr viel größer als z. B. die Abplattungsfäche bei Kugellagern. Trifft dieses zu, so ist aber die gemessene Reibungskraft K eine komplexe Funktion von Geschwindigkeit,

Druck, Zähigkeit (im obigen Sinne) und der geometrischen Form der reibenden Fläche, m. a. W. durch eine Apparat-Konstante mitbestimmt, die sich durch apparative Aufwosen o. U. nicht überwinden, aber mit dieser nicht weiter vergleichbar.

Durch die Exaktheit der Meßtechnik der PFE werden daher die meisten Faktoren der erwählten Funktion nicht sich konstant gehalten, u. z. die Temperatur ist weitgehend ausgeschlossen; daher sind die Messungen unter sich schwer reproduzierbar; aber nur für die jeweiligen Verhältnisse, unter denen sie durchgeführt werden.

Frage: Ist man berechtigt, unter diesen Umständen von einer abstrakten, d. h. der Reibungszahl zu sprechen?

Nach meiner Meinung gibt es eine solche Überzugszahl, jedenfalls nicht in der technischen Praxis.

- b) Bei längerer Dauer des Versuchs wird zweifellos ein Verschleiß eintreten, die größte Verschleißtabelle erreichen über dem Film oberhalb einer stark verfestigten Struktur (teilweiser Zustand, strukturelle Zähigkeit). Der PFE ist es offenbar gelungen, diesen Einfluß für die Meßwerte auszugleichen. Bei praktischen Schmiervorgängen würde er bei der vorliegenden spezifischen Reibung sicher auftreten. Dadurch wird aber wiederum der Schmiervorgang in eine höhere Phase verschoben. Schmierung mit und ohne Verschleiß sind nicht ohne weiteres vergleichbar, demgemäß noch nicht die sog. Schmierfähigkeit. Die Verschleißfestigkeit eines Schmiermittels ist nicht identisch mit der Schmierfähigkeit, d. h. nicht eine bekannte Funktion der Reibungszahl.

Auch hier kann man nicht von einer abstrakten Reibungszahl sprechen.

III. Der technische Schmiervorgang

Es gibt keinen technischen Schmiervorgang, der formunabhängig wäre, also nicht durch die geometrische Gestalt der Schmierstelle beeinflusst wäre; indessen kann auch die Reibungszahl stets eine Funktion der geometrischen Ausdehnung der Schmierstelle. Dabei wirken, wenn Mischreibung vorliegt, zwei drei bestimmende Faktoren mit, nämlich

- a) die geometrische Form der Schmierstelle, d. h. die geometrischen Verhältnisse
- b) die Schmierleistung der zugewandten Werkstoffe,
- c) die Schmierigenschaften des Schmiermittels

Erst durch die Kombination wird die jeweilige Reibungszahl, d. h. das Verhältnis von Reibungskraft zu äußere Belastung bestimmt; es gibt also auch hier eine nur eine relative, d. h. bezogene Reibungszahl, die bei einer komplexen Funktion von r, p, v , vom Spiel und der geometrischen Ausdehnung. Selbst in der vollen Schmierreibung, wo die Grenzreibungswerte ganz zurücktreten, ist die Funktion immer entwickelt, u. z. in dem Gleitlagervorgang, wo nur die Elliptizität als einzige physikalische Größe erscheint. Da durch die Apparatur des PFE die Zähigkeitsverhältnisse ausgeschlossen erscheinen — wenigstens soweit es sich um die hydrodynamische Zähigkeit handelt —, kann die damit gemessene Reibungszahl über die Schmierfähigkeit unter diesen Verhältnissen logischerweise nicht sprechen.

Der technische Schmiervorgang ist aber gekennzeichnet durch vielerlei Arten von Beanspruchungen des Schmierfilms. Die abreißende Beanspruchung beim fortschreitenden Wälzen zylindrischer Körper (Zahnflanken, Wälzlager usw.) ist ganz anders geartet als diejenige bei der Apparatur der PTR mit ihrer idealisierten Gleitbewegung; es werden dabei ganz andere Eigenschaften des Molekülverbandes im Schmierfilm beansprucht und ausgenutzt (Zug- und Druckfestigkeit, Scherfestigkeit, Ermüdungsfestigkeit oder alle zusammen).

IV. Der Begriff der Schmierfähigkeit

So wenig, wie es eine exakte, d. h. absolute Größe der Reibungszahl gibt, durch die die Schmierfähigkeit eines Öls eindeutig bestimmt wird, gibt es die Möglichkeit, durch eine Messung nach Art der PTR die Schmierfähigkeit eindeutig zu bestimmen, oder anders ausgedrückt: Die Größe, die dort gemessen wird, ist nur eine von den notwendigen Kennziffern, eine sicher nützliche, vielleicht auch notwendige, aber keineswegs ausreichende Größe.

Es muß davor gewarnt werden, sie als eine für die Bestimmung der »Schmierfähigkeit« unter allen Umständen (Kar'soxy) ausreichende Größe anzusehen.

Welche Eigenschaften des Schmierstoffs damit tatsächlich gemessen werden, kann erst gedeutet werden, wenn die physikalisch-chemische Grundlagenforschung die funktionellen Zusammenhänge zwischen der dort gemessenen Größe und dem molekularen Aufbau des Schmierfilms, vor allem aber seiner Affinität zu den Grenzflächen klar gestellt haben.

Auch dann wird sich erweisen, daß es keine absolute Schmierfähigkeit eines Schmierstoffs an sich, sondern nur eine »bezogene«, d. h. relative Schmierfähigkeit gibt. Schmierfähigkeit im technischen Sinne bedeutet nichts anderes, als die Beanspruchungsfähigkeit des Schmierstoffs unter den ihm jeweils auferlegten äußeren Beanspruchungen. Kein Werkstoff verhält sich unter allen verschiedenen Beanspruchungsarten gleichartig; auch nicht ein Schmierstoff. Die technische Forschung geht daher den richtigen Weg, wenn sie die Schmierfähigkeit unter den typischen, aus der Praxis gegebenen Einsatzverhältnissen untersucht, von denen sie überhaupt nicht zu trennen ist. So wertvoll daher die Messungen der PTR im Rahmen der Gesamtforschung sein können: Die Schmierfähigkeit als solche ist damit nicht bestimmbar.

V. Erweiterung der Versuche der PTR

Sicherlich wird sich die Messung mit dem Apparat der PTR als förderlich für die weitere Erkenntnisforschung erweisen, wenn noch folgenden Fragen nachgegangen wird:

1. Ändern sich die Reibungszahlen, wenn statt der Paarung Stahl-Gußstahl eine andere Werkstoffkombination gewählt wird?
2. Welche Rolle spielt dabei der Oberflächenzustand der Meßscheibe, der doch bestimmt von der kristallinen Struktur der Werkstoffe abhängig ist? Lassen sich überhaupt bei heterogen verschiedenen Werkstoffen gleichartige, d. h. vergleichsfähige Oberflächenzustände herstellen?

3. Wie verhalten sich die Reibungszahlen bei verschiedenen Beanspruchungen, wenn der beim Übergang in die Versuchsphasen mit der Versuchsapparatur verbundenen?

4. Welche Ursache liegt dem Ansteigen der Reibungszahlen bei sehr hohen, stark granulierenaktiven Ölen bzw. dem Abfallen bei den Mineralölen zugrunde?

Die PTR scheint selbst der Ansicht zuzustimmen, daß diese Reibungszahlen rein meßtechnisch bedingt sei (Z. 17 Bericht 1478). Dann wäre eine reine Charakteristik apparatabhängig, also nicht ablesen zu können. Man könnte sich vorstellen, daß bei den Mineralölen mit ihrem langen Ketten-atomaren Eigenschaften, besonders (da sie bei hochmolekularen Ölen zweifelslos vorhanden sind), bei den hohen Drücken mehr plastische bzw. amorphe. Das würde wiederum die chemische Struktur der Stoffe in den Vordergrund stellen.

Es ist auch eine hydrodynamische Deutung möglich: Solche Reibungszahlenwerte bewirken eine Verminderung der Filmdicke und damit eine Verkleinerung der Reibungszahl. Die fetten, d. h. granulierenaktiven Öle besitzen eine geringere Filmdicke, die hochmolekularen aber nicht, indem sie mit ihrer weichen Schicht verfestigt werden im Sinne einer quasi-kristallinen Durchdringung. Sie verhalten sich also einer zu weitgehenden Verminderung der Filmdicke und nehmen daher an der Reibungszahl zu.

Über die Schmierfähigkeit bzw. Verschleißfestigkeit bei durch mechanische Arbeit verursachte Beanspruchung.

Heilm, Berlin (als Gast): Die von Herrn Kluge aufgenommene Versuchsapparatur fangen für die gut schmierenden Feststoffe mehr als für Mineralöle zu. Soweit ich gesehen habe, werden aber mit der Zeit die Reibungszahlen ungefähr gleich, d. h. im ungeschliffenen Kontakt ist der weitere Verschleiß in beiden Fällen derselbe. Dieser spätere Verschleiß ist technisch besonders bedeutsam. Wie verhält es sich nun mit dem nach der Ansicht der Herren der Reibungszahl?

Herr Heidebreck stellt die Frage, wie sich der Schmierfilm der Grenzschicht (Grenzschicht) ist. Ich habe mit Hilfe von Leitfähigkeitsmessungen, die auf Grund des Vorschlags verfertigt wurden, die Dicke auf 1 bis 2 Moleküllängen (20 bis 30 Å) gemessen. Eine interessante Bestätigung dieser Schätzung ergibt sich aus einem Bericht des Herrn von Gillemsen¹⁾. Er bedeckt Kontaktflächen mit einer, zwei oder auch dreilagigen Schmierfilmen gemäß dem Verfahren von Langmuir und Blodgett und findet die erwartete Schicht dann isolierend, wenn sie dicker als etwa 2 Moleküllängen ist. Im Schmierlager sind die Filme natürlich mit Verschlüßlern des Metalls durchdrungen. Dieser kann meine Messungen gestört, aber nicht ganz gelüßt haben.

Kluge: Zu den von Herrn Heidebreck gestellten Fragen möchte ich folgende bemerken. Die von uns auch in den bisherigen Berichten (ZVL-Bericht Nr. 1448 und Nr. 1478) angewandten Begriffe Schmierfähigkeit, Mischreibung, Grenzschichtreibung, decken sich mit der bei der DVL-Tagung am 11. und 12. Dezember 1941 gemachten

¹⁾ H. v. Gillemsen: Elektrische Durchdringbarkeit von Leit- und Isolierstoffen organischer Stoffe. Diss. Berlin 1941.

Ausprache zum Vortrag von Herrn J. Kluge

Vereinbarung. Hierbei wird, um auf den wichtigsten von Herrn Heidebrock angerogenen Punkt einzugehen, kein Unterschied zwischen Grenzreibung und Epilamenreibung gemacht. Beide Begriffe sind vielmehr identisch. Weiterhin ist der Zustand der Grenzschmierung nach dieser Vereinbarung dadurch gekennzeichnet, daß die Reibung durch die Zähigkeit meßbar nicht beeinflußt wird. Bei unseren Versuchen ist ein solcher Einfluß nicht vorhanden, somit liegt hierbei einwandfrei der Zustand der Grenzschmierung vor. Wenn wir nun außerdem zeigen konnten, daß die Grenzreibungszahl eines Schmiermittels, d. h. die im Zustand der Grenzschmierung gemessene Reibungszahl, für ein gegebenes Werkstoffpaar vom Druck, von der Rauigkeit und in gewissen Grenzen von der Gleitgeschwindigkeit unabhängig ist, so ist es durchaus berechtigt, bei einer bestimmten Werkstoffpaarung von der Grenzreibungszahl eines Schmiermittels zu sprechen. Dies um so mehr, als in der Grenzreibung für die Grenzflächenkräfte verantwortliche chemische Aufbau des Schmiermittels klar zum Ausdruck kommt. Es darf allerdings nicht außer acht gelassen werden, daß durch die gewählte Bearbeitung der Gleitfläche, wie Drehen, Schleifen, Polieren usw., starke Veränderungen im Gefügebau der Gleitfläche mit entsprechender Beeinflussung des gesamten Gleitvorganges auftreten können, wie ja auch andere Grenzflächenerscheinungen (s. B. Benetzungsfähigkeit) durch die angewandte Bearbeitung stark beeinflußt werden. Aus diesem Grunde verwenden wir bei unseren Versuchen ein Feinstlappverfahren, wo derartige Gefügeänderungen durch kleinsten Arbeitsdruck ($0,02 \text{ kg/cm}^2$) und kleinste Arbeitsgeschwindigkeit (2 bis 3 cm/s) vermieden werden oder zum mindesten klein gehalten werden.

Zur weiteren Klarstellung möchte ich, wie dies bereits im heutigen Vortrag geschehen ist, darauf hinweisen, daß wir in Übereinstimmung mit der bei der DVL-Tagung getroffenen Vereinbarung als Schmierfähigkeit die Schmierleistung im Zustand der Grenzschmierung verstehen. Eben diese Schmierfähigkeit wird bei unseren Versuchen untersucht. Welche Folgerungen aus den im Zustand der Grenzschmierung ermittelten Reibungs- und Abnutzungswerten für den technischen Schmiervorgang gezogen werden können, ist in dem heutigen Vortrag und anlässlich der letzten Aussprache-Tagung bei der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt bereits dargelegt worden. Bei der technischen Schmierung muß selbstverständlich neben der Grenzschmierung auch die hydrodynamische Schmierung rüthbeschtet werden. Nachdem die hydrodynamische Schmierung im wesentlichen klar erforscht ist und diesbezügliche Gesetzmäßigkeiten seit langem bekannt sind, geben nunmehr die neuen Verfahren der Reichsanstalt auch die Möglichkeit, die Grenzschmierung in gleicher Weise, und zwar nicht nur bezüglich der Reibung, sondern auch bezüglich der Abnutzung, genau zu untersuchen. Hierbei konnte durch eine ganze Reihe von ergänzenden Versuchen der Beweis erbracht werden, daß die gefundenen Gesetzmäßigkeiten allgemeiner Natur sind und nicht durch die besondere Wahl der Versuchsordnung, also rein meßtechnisch, bedingt sind. Hierauf ist von uns wiederholt hingewiesen worden. Auch in der Irtrümlichkeit von Herrn Heidebrock angezogenen Stelle aus einer unserer ZWB-Berichte (Nr. 1478, S. 17) wird nichts Gegenteiliges von uns behauptet. Vielmehr wird an dieser Stelle eine in England durchgeführte Arbeit besprochen, wobei die in dieser Arbeit mitgeteilten Reibungsschwingungen zwanglos von uns durch die Grenzreibungscharakteristik erklärt werden.

Ausprache zum Vortrag von Herrn J. Kluge

Die von uns beobachteten Gesetzmäßigkeiten über die Grenzreibung sind von allgemeiner Natur, daß die Einstellung des Grenzschmierungszustandes nicht von irgendwelchen Messungen, z. B. bei Abnutzungsmessungen, allein und Gerade der jeweiligen Reibungsabhängigkeit der Reibungszahl erfolgt. Das heißt die Einstellung wird so lang fortgesetzt, bis sich die Reibungszahl nicht mehr verändert. Dann wird die Reibungszahl bei fester Berührung aufgeschrieben, und die hydrodynamische Schmierung wird dann mehr wirksam. Die Abnutzungsmessungen werden aber unter den gleichen Bedingungen wie die Reibungsmessungen durchgeführt. Erheblichsteilweise können diese Reibungs- und Abnutzung an der Versuchsanordnung des Reichsanstalt gleichzeitig gemessen werden. Die Annahme einer besonderen Verantwortlichkeit, die einem reinen Reibungsüber die erwähnte Vereinbarung können, ist völlig unrichtig. Grundsätzlich ist festzuhalten, daß der von uns beobachtete Einfluß des Viskositätskoeffizienten auf die Abnutzung im Zustand der Grenzschmierung allein auf die Wirkung des Viskositätskoeffizienten zurückzuführen ist. Ein hydrodynamischer Schmierzustand wird hierbei nicht eintreten. Wir haben mehrfach darauf hingewiesen, daß die Abnutzung bei Grenzschmierung ein wesentliches Merkmal für den Einbaufaktor eines Schmiermittels ist. Es ist jedoch auch eine besondere Bedeutung für die Tribologie. Damit können die wichtigsten von Herrn Heidebrock gestellten Fragen beantwortet sein.

Zu den von Herrn Helm angebrachten Fragen möchte ich bemerken, daß der Übergangswiderstand bei unseren Gleitversuchen wesentlich kleiner als die Werte in Genauere Angaben hierzu kann ich a. Z. nicht machen.

Zu der Frage über den Einfluß des Zeitraumes auf die Abnutzung im folgenden zu sagen. Wir waren ja bestrebt, eine Kurvenmessung zu bekommen, die für die Dauerhalten der Schmiermittel kennzeichnend ist. Demgegenüber wurden unsere Abnutzungsmessungen an zwei bearbeiteten Gleitflächen durchgeführt. Während bei einem für einen defekteren Bearbeitungsstand Sorge getragen. Bei Messungen über längere Zeit wird die Abnutzung im Laufe der Zeit ebenfalls gemessen können, aber das Fettöl liegt trotzdem mit seiner Abnutzung qualitativ höher als das Mineralöl.

Bunke, Berlin (als Gast): Bei meinen Lagerversuchen und Ölstandmessungen hat sich gezeigt, daß an den Kanten von Gleitlagern bei hohen Lagerlasten und bestimmten Ölen Ölstandmessungen von über 1000 auf bei 1 mm Lagerbreite auch erreicht werden können. Das heißt also, daß der Ölstanddruck in einem Gleitlager im bestimmten Bereich schon 1 mm von der Lagerkante entfernt auf einem Wert von mehr als 1000 at bei der entsprechenden Lagerbelastung ankommen kann. Aus diesem Zusammenhang schreibe ich, daß sich auch bei den Messungen von Herrn Kluge unter dem Namen Poissondruck noch nennenswerte Ölstanddrücke nachweisen lassen. Herr Kluge gilt als ein Kenner seiner Maschine an, daß z. B. bei Ölen mit verschiedenen Zähigkeiten die gleichen Reibungswerte erreicht werden. Es ist vielleicht anzunehmen, daß bei dem Ölstand Öl sich ein dickerer Film unter dem Stift bildet und durch die Reibungswerte beeinflusst wird bei dem weniger sauren Öl die dünnere Schicht höhere Reibungswerte hervorruft.

Als Maschinenbauer frage ich mich nun, warum wird, um eine Schmierfähigkeit zu beurteilen, nicht das gemessen, was eigentlich die Tragfähigkeit eines Lagers wesentlich bedingt?

Lager und Führungen sollen Kräfte übertragen. Die Lagerkräfte müssen im wesentlichen über das Schmiermittel von dem einen gleitenden Teil zum anderen übergeleitet werden und können nur ganz kurzzeitig als geringe Teillasten ohne Schmiermitteltrennung von den gleitenden Flächen direkt aufgenommen werden. Dasjenige Schmiermittel wird also die beste Schmierfähigkeit besitzen, das sich am längsten zwischen den Gleitflächen hält und auch bei kurzzeitigem Stillstand von Führungsteilen in Bewegungs-umkehrpunkten eine Kraftübertragung gewährleistet.

Wird nun die Ölfilmdruckverteilung an einer solchen Stelle gemessen, so kann hieraus der Anteil der Lastübertragung durch das Schmiermittel bestimmt werden. Aus der Steilheit der Ölfilmdruckanstiege kann dann vielleicht auch die Schmierfähigkeit beurteilt werden, da der Ölfilmdruckabfall in dem engen Schmierpalt vom Lagerinneren nach außen abhängig ist von der Schmiermitteltätigkeit und von den Bindungskräften des Schmiermittels an den Gleitflächen. Bei einem Öl mit guter Schmierfähigkeit müßten sich in dem engen Schmierpalt durch die großen Bindungskräfte des Öles an den Gleitflächen steilere Ölfilmdruckanstiege erreichen lassen als bei Ölen mit schlechter Schmierfähigkeit und kleineren Bindungskräften, bei denen ein leichteres Entspannen des Ölfilmdruckes und Abfließen des Öles nach außen zu erwarten wäre.

Aus diesen Gründen glaube ich, daß aus Ölfilmdruckmessungen und Bestimmung der Ölfilmdruckanstiege auf die Schmierfähigkeit der Öle und auf das Zusammenwirken der zu schmierenden Metalle und der Schmiermittel geschlossen werden kann.

Kluge: Ich wollte nur noch ganz kurz zur Frage Teilschmierung und Grenzschmierung ergänzend sagen, daß die Anschauungen über die Grenzschmierung, die wir uns auf Grund der erwähnten Grenzreibungsmessungen an Schmiermitteln mit großen Zähigkeitsunterschieden gemacht haben, noch sehr schön durch Abnutzungsmessungen ergänzt werden könnten: Öle, soweit sie sich bezüglich der grenzflächenaktiven Eigenschaften gleich verhalten, ergeben im Zustand der Grenzschmierung trotz der verschiedenen Zähigkeit gleiche Abnutzungswerte. Ich kann mir nun schlecht vorstellen, wie diese Tatsache durch einen hydrodynamischen Schmierungsanteil erklärt werden soll. Wenn die Vermutung zutreffen sollte, daß bei den Versuchen der Reichsanstalt trotz aller Vorsichtsmaßnahmen noch Mischreibung vorliegt, müßte das zähere Schmiermittel mit dem größeren hydrodynamischen Schmierungsanteil eine kleinere Abnutzung ergeben als das weniger zähe Öl.

Heldebroek: Der Strukturzustand des Ölfilms wird sehr wesentlich dadurch beeinflusst, ob abgerissene Teilchen aus der Oberfläche darin enthalten sind. Dadurch könnte man sich eine Art von kolloidalem Zustand des Schmierstoffes vorstellen, und durch diesen wird, wie die Arbeiten von Philippoff zeigen, eine abweichende Art von Zähigkeit, die sog. Strukturzähigkeit, hervorgerufen. Dabei kommt es natürlich auch auf die Größenordnung der aufgenommenen Teilchen an. Man mißt also nicht das Verhalten des reinen Schmierstoffes, sondern dasjenige eines solchen von stark veränderter molekularer Struktur.

Bergers: Mich, der ich das Gerät nicht kenne, würde noch interessieren, mit welchem Druck die Nadel, die ja nur 0,6 mm stark sein soll, gegen die Scheibe gedrückt wurde und ob immer mit demselben Druck und auch mit derselben Geschwindigkeit. Sollten nicht verschiedene Messungen Rückschlüsse zulassen, bei welchen Geschwindigkeiten und Drücken eine Ölkeilbildung und wann rein metallische Berührung auftritt?

Helms: Ich habe aus Versuchen von Herrn Kluge hervorgeht, daß ein bestimmter Kontakt die im Mittel je Überführung einer Kontaktfläche von einem bestimmten neuen Menge zu einer oder einigen überföhrlichen Kontaktflächen notwendig für die fängliche Verschleiß liegt eine Zahnspurweite bilden.

Kluge: Zur Frage Druckabhängigkeit der Grenzreibung möchte ich noch sagen, daß wir Grenzreibungsgrenzschmierung zum Teil bis zu 2000 kg/cm² durchgeführt haben und bis zu diesen hohen Drücken keinerlei Druckabhängigkeit festgestellt haben. Dies ist mit ein sehr entscheidender Beweis dafür, daß bei unseren Versuchen nur Untersuchung der Grenzschmierung kein hydrodynamischer Schmierungsanteil vorhanden wird.

Prandtl: Ich wollte nur eine kleine Frage an Sie stellen. Wie ist es eigentlich mit der Abhängigkeit der Abnutzung von dem Druck?

Kluge: Abschließend über die Druckabhängigkeit der Abnutzung bei Grenzschmierung können wir nicht sagen. Aber es kommen da offenbar noch viele interessante Sachen heraus. Jedenfalls scheint die Abnutzung nicht in dem erwarteten Maße mit dem Druck zu. Wir haben z. B. in einem Fall den Druck verdoppelt, und da nahm die Abnutzung nur um einige Prozente zu. Die dann mitgeteilten Abnutzungswerte sind bei einem über dem Querschnitt der Kontaktfläche gemessenen Druck von 500 kg/cm² ermittelt.

Prandtl: Ist der Ölfilm wirklich unzerstört, so daß die wohl mikroskopischen Teilchen eine Emulsion bilden, die den Reibungs- und Abnutzungsprozess selbst wieder beeinflusst?

Kluge: Eine mikroskopische Untersuchung des sich bei den Abnutzungsversuchen ergebenden Abriebs werde bisher nicht durchgeführt. Wenn die Lösung des Werkstoffes auch nicht in molekularer Schicht erfolgt, so sind die abgerissenen Teilchen doch sicher sehr klein.

Kürbers: Mit dem Ultramikroskop würde es gehen.

Molekularphysikalische Vorgänge bei der Schmierung¹⁾

Von Lothar Wolf, Halle
als Gast

Das Problem

Die wissenschaftliche Erforschung der Schmierung befindet sich in einem ähnlichen Stand wie die Elektrochemie kurz vor Einführung der Ionentheorie. Angesichts dieses Zustandes kann man das Ziel der heutigen Schmiermittelforschung charakterisieren durch die Aufgabe, den Begriff der Schmierfähigkeit²⁾ mit einem ebenso präzisen und prägnanten Inhalt zu erfüllen, wie das die Ionentheorie mit dem Begriff der elektrolitischen Leitfähigkeit tat.

Skizzieren wir den Zustand der Schmiermittelforschung, wie er vor etwa 10 Jahren sich darbot, so ergibt sich folgendes Bild: Im Bereich der Vollschmierung³⁾ schien die auf der hydrodynamischen Kontinuums-
theorie beruhende, von Sommerfeld, Gumbel, Reynolds, Michell u. a. entwickelte mechanisch-beschreibende Behandlung im Hinblick auf die physikalische Seite des Vorgangs auszureichen; offen blieb jedoch — vielen Bemühungen zum Trotz — in weitestem Umfang die stoffliche Seite des Problems, d. h. die Frage nach dem Zusammenhang zwischen der stofflichen Natur von Werkstoff und Schmierstoff einerseits und deren Schmiereignung anderseits. Im Bereich der Grenzschmierung reichte die nach strömungstechnischen Gesichtspunkten entwickelte Kontinuums-
theorie sogar zur Beschreibung des physikalischen Vorgangs nicht aus; das fand, als von seiten der Technik immer höhere Anforderungen gestellt wurden⁴⁾, u. a. seinen Ausdruck darin, daß man sich der hier in

¹⁾ Über den gleichen Gegenstand wird in teils erweiterter, teils gekürzter Form in Jahrgang 1912 der Zeitschrift »Die Chemie« berichtet.

²⁾ In der Verwendung der Begriffe Schmierfähigkeit, Vollschmierung, Grenzschmierung und Mischschmierung schließen wir uns den von der DVL herausgegebenen Begriffsbestimmungen an.

³⁾ Als Beispiel dafür, wie man dieser Schwierigkeiten praktisch unter Umgehung überkommener Vorstellungen Herr zu werden sich bemüht, sei eine russische Untersuchung aus dem Jahre 1940 angeführt (E. G. Semenko, Petrol. Ind. UdSSR 21 (1940) 407).

wachsendem Maße auftauchenden Schwierigkeiten mit so unklaren und schillernden Begriffen wie denen der oiliness, onctuosité oder Schlüpfrigkeit entledigen zu können glaubte.

Wir haben Grund anzunehmen, daß diese Schwierigkeiten — wenigstens zum großen Teil! — in der Vernachlässigung der diskontinuierlichen, d. h. molekularen Struktur des Stoffes zu suchen sind. Vom Standpunkt der Molekulartheorie aus ist die Frage der Schmierung eine Frage nach dem Ordnungsstand der Moleküle im Innern der Schmierflüssigkeit und an der Grenzfläche zwischen Schmiermittel und Werkstoff einerseits und nach den zwischen den Molekülen der Schmiermittelflüssigkeit, den zwischen den Atomen des (hier immer als metallisch angenommenen) Werkstoffs und diesen Molekülen sowie den zwischen den Metallatomen bestehenden energetischen Wechselwirkungen andererseits. Die Aufgabe also ist die, in jedem einzelnen Fall eine ganz bestimmte Ordnung der Moleküle zwischen den — etwa aufeinander gleitenden — metallischen Grenzflächen herzustellen und diese Ordnung hinreichend stabil und beweglich zugleich zu erhalten. Schmiermittelforschung, bedeutet von daher gesehen in erster Linie: Untersuchung der zwischenmolekularen Kräfte und der zwischenmolekularen Ordnungszustände im Innern der Schmiermittelflüssigkeit (Problem der Flüssigkeits- oder Vollschrüierung) und an ihren Grenzflächen gegen Metall (Problem der Grenzschmierung). Der Zustand der Misch- oder Teilschrüierung, bei dem Vollschrüierung und Grenzschmierung sich überlegend gleichzeitig wirksam sind, bedarf dagegen einer gesonderten Behandlung seiner Grundlagen naturgemäß vorläufig noch nicht.

Die Vollschrüierung

Der Zustand der Vollschrüierung wird, wie gesagt, in strömungstechnischer Hinsicht von der hydrodynamischen Kontinuumstheorie beherrscht¹⁾. Von makroskopisch-stofflichen Eigenschaften, die in dieser Theorie als gegeben vorausgesetzt werden, bestimmt ihn im wesentlichen die Viskosität der Schmiermittelflüssigkeit und deren Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Die Frage nach dem Zusammenhang zwi-

¹⁾ Untersuchungen über die Reichweite der hydrodynamischen Theorie hat in Deutschland insbesondere B. Heidebroek gemeinsam mit W. Naecker, W. Pepler u. a. durchgeführt.

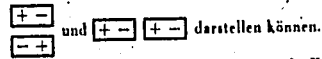
schen Schmiermitteleignung und chemischer Konstitution ist im diesem Gebiet also vorzüglich die Frage nach dem Zusammenhang zwischen Konstitution und Viskosität oder allgemeiner den mechanischen Eigenschaften der Flüssigkeiten. Diese Frage wurde oft gestellt, aber — selbst in den einfachsten Fällen — noch nicht hinreichend beantwortet. Der Grund dafür haben wir darin erkannt, daß die Problemlösung, solange man unter chemischer Konstitution nur die formale Zusammenfassung und den Bau der freien Einzelmoleküle versteht, so ungünstig ist. Die Eigenschaften flüssiger Stoffe werden nämlich nicht nur von der Art des Wertes Konstitution meist gemeintem Anordnung und Verknüpfung der elementaren Atome im Molekülverband, sondern in ebenso hohem Maße von der Anordnung und gegenseitigen Verknüpfung der Moleküle in dem von der Flüssigkeit erfüllten Raum bestimmt. Das bedeutet, wenn wir am Beispiel erläutern, in unserem Zusammenhang folgenden: Das Molekül einer Fettsäure ist gekennzeichnet durch die Formel $R \cdot \overset{O}{\parallel} C \cdot OH$, dasjenige eines

Methylesters durch die Formel $R \cdot \overset{O}{\parallel} C \cdot OCH_3$. Der große — in der Zählweise etwa eine Größenordnung betragende — Unterschied in den mechanischen Eigenschaften einer höheren Fettsäure und ihres Methylesters müßte also, wenn nur die chemische Konstitution im obengenannten engeren Sinn bestimmend wäre, durch eine verhältnismäßig geringen, den Bau des Einzelmoleküls kaum berührende stoffliche Änderung verursacht sein. Tatsächlich zeigt die genauere Untersuchung, daß die Moleküle, im Innern der Flüssigkeit selbständig ihre Wärmebewegung ausführenden Teilchen im Fall der Ester zwar solche der Zusammenfassung und Form $R \cdot \overset{O}{\parallel} C \cdot OCH_3$, im Fall der (nicht zu stark verätherten) Säuren dagegen zweizählige Übermoleküle, d. h. Doppelmoleküle der Form $R \cdot \overset{O}{\parallel} C \cdot OH, \overset{O}{\parallel} C \cdot R$ sind. Bei der Gegenüberstellung einer Säure mit ihrem Methylester vergleicht man also in Wirklichkeit gar nicht Stoffe, deren Bausteine (im Sinn der kinetischen Theorie) von unähnlicher Größe und Form sind. Ähnlich liegen die Verhältnisse beim Vergleich eines Alkohols $R \cdot OH$ mit seinem Methylester $R \cdot OCH_3$, wo in nicht zu verdünnter Flüssigkeit in einem Fall ein kompliziertes Gemisch von Übermolekülen $(ROH)_2$ verschiedener Zähigkeiten f und veränderlicher Ge-

stalt¹⁾ im anderen Fall ausschließlich die einfachsten Moleküle der Form $R \cdot O \cdot CH_3$ vorliegen. Eine vergleichend-morphologische Untersuchung kann also hier nicht zum Ziel führen, solange nicht der übermolekularen Struktur der Flüssigkeiten Rechnung getragen wird. Am empfindlichsten macht sich dieser Einfluß, da die Übermoleküle beim Verdünnen und mit steigender Temperatur zunehmend in Übermoleküle kleinerer Zähligkeit zerfallen, in Flüssigkeitsgemischen sowie bei Temperaturveränderungen bemerkbar. Nimmt man hinzu, daß in Flüssigkeitsgemischen sich der Übermolekülbildung oder Assoziation noch die Wechselwirkung mit den Molekülen des Lösungsmittels (Erscheinung der Solvation) überlagert und daß Assoziation wie Solvation die Viskosität im gleichen Sinn beeinflussen, und beachtet man ferner, daß beim Verdünnen eines assoziierenden Stoffes die Assoziation ab-, die Solvation aber zunimmt, sowie daß die Temperaturkoeffizienten von Assoziation und Solvation oft stark voneinander abweichen und daß entsprechende Erscheinungen bei größeren Molekülen auch intramolekular auftreten können²⁾, so mag man erkennen, wie vielfältige stoffliche Voraussetzungen erfüllt sein müssen, wenn es gilt etwa beim Versuch zur Herstellung von Schmiermittelflüssigkeiten, welche eine über einen großen Temperaturbereich gleichbleibende Zähigkeit und einen tiefen Stockpunkt haben sollen, systematisch vorzugehen.

¹⁾ Ähnliche Fälle von Übermolekülbildung (oder »Assoziationen«) treten auch bei anderen Stoffklassen auf. Speziell bei den Alkoholen ist die Vielfalt nach Zähligkeit und Bau der Moleküle (Art und Grad der »Assoziationen«) besonders groß. Siehe hierzu K. L. Wolf und H. G. Trieschmann, Praktische Einführung in die physikalische Chemie, Teil 1, Braunschweig 1937, Seite 107 ff. Literatur und neuere Ergebnisse siehe H. Duaken, F. Judenberg und K. L. Wolf, Zs. f. phys. Chem. (B) 49 (1941) 43, sowie K. L. Wolf, Theoretische Chemie, Teil 2, Leipzig 1941, Seite 220 und 347, sowie insbesondere Teil 3 (im Erscheinen).

Von den verschiedenen Formen der Übermolekülisomeren ist weiter unten der Unterschied zwischen der polaren und unpolaren Übermolekülbildung von Bedeutung, die wir, wenn wir die Übermolekülbildung unter dem Bild der Aneinanderlagerung zweier molekularer Dipole vereinfachend schematisieren, durch die Typen

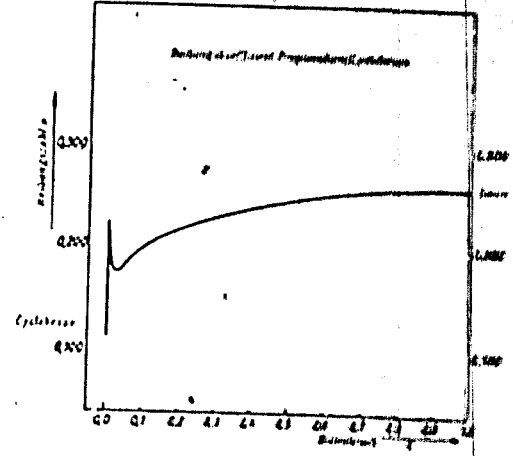


Über die ebenfalls in diesem Zusammenhang zu erörternde Frage der Packung der Moleküle und Übermoleküle in Flüssigkeiten siehe K. L. Wolf und R. Grafe, Koll. Zs. 98 (257) 1942. Versuche, die diesbezüglichen Ergebnisse der Schmiermittelforschung nutzbar zu machen, sind im Gange.

²⁾ Bei einigen neuerdings erprobten Schmiermitteln scheint mir gerade dieser Fall verwirklicht zu sein.

Die Grenzschmierung

Noch vielfältiger und reizvoller ist die molekularphysikalische Behandlung der Grenzschmierung. Von Grenzschmierung sprechen wir dann, wenn — etwa bei kleinem Lagerpaß oder geringer Grenzschichtdicke — die Reibung von der makroskopischen Viskosität η unabhängig ist¹⁾. Untersucht man für diesen Fall an der gleichen Schmiermittelreihe die Reibungszahl μ (für gleitende Reibung) bei Verwendung verschiedener Schmiermittelflüssigkeiten, so bietet sich das in Tabelle I gezeigte Bild an dem — neben der im Gebiet der Grenzreibung zunächst im wesentlichen Unabhängigkeit vom Viskositätskoeffizienten η — besonders deutlich, daß die gesättigten Kohlenwasserstoffe die kleinste Reibung ergeben und daß in homologen Reihen die Reibung mit wachsender Molekülgröße abnimmt. Auffällig sind die im Vergleich zu den für die Kohlenwasserstoffe gefundenen Reibungszahlen großen Reibungszahlen der Säuren, die ja bekannt ist, daß man in der Praxis die Schmierwirkung von paraffinischen Ölen oft gerade durch Zusatz von Fettsäuren verbessert. Das veranlaßt uns, den Einfluß von Säurebeimengungen auf die Reibungszahl



¹⁾ Näheres hierzu siehe H. Duaken, L. Judenberg und K. L. Wolf, Koll. Zs. 98 (1942), im Erscheinen.

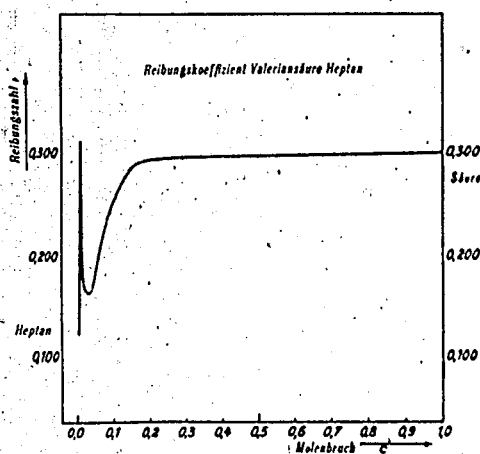


Abb. 1b

zahl von gesättigten Kohlenwasserstoffen zu untersuchen. Wir konnten dabei die (in Abbildung 1 an einem von vielen Beispielen erläuterte) Beobachtung machen, daß die Reibung bei Zusätzen kleinster Mengen von Fettsäuren zunächst ganz erheblich vergrößert und erst bei weiterer Steigerung der Säurekonzentration verbessert wird. Es taucht damit die überraschende Frage auf, ob nicht der in der Praxis bisweilen geübte Zusatz von Säure lediglich ein bereits durch Spuren von Säuremengen verdorbenes Öl wieder teilweise zu seiner alten Qualität zurückbringt. Es wäre deshalb erforderlich, daß baldigst technische Versuche mit chemisch einheitlichen Ölen größter Reinheit ausgeführt werden. In anderen Lösungsmitteln tritt dieser Effekt zurück; in Benzol besteht er, wie Abbildung 2 zeigt, überhaupt nicht mehr; Säurezusatz wirkt hier zurücknehmend reibungserhöhend.

Die Frage nach der Ursache der bald reibungserhöhenden, bald reibungsmindernden Wirkung von Säurezusätzen kann aus Reibungsmessungen allein nicht aufgeklärt werden. Wir zogen deshalb, insbesondere da wir bei vor kurzem von H. Dunken ausgeführten Untersuchungen an Alkoholen eine einfache Beziehung zwischen der Grenzflächen-
spannung

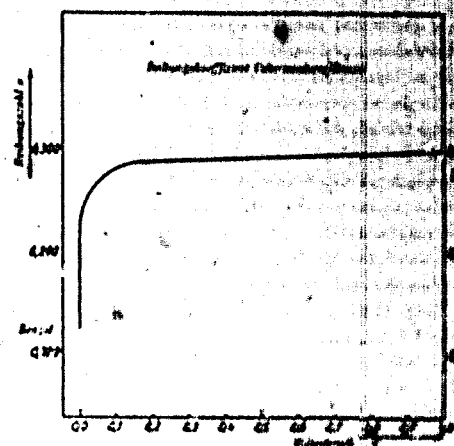
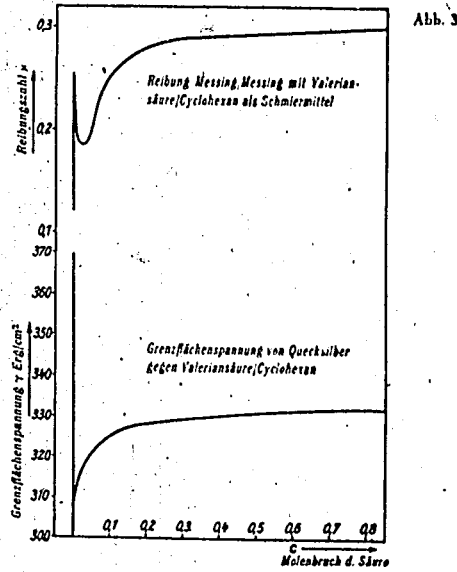


Abb. 2

Stoff	Reibungskoeff.	DMG %
Cyclohexan	0,12 ± 0,005	0,36
Heptan	0,15 ± 0,005	0,45
Benzol	0,13 ± 0,005	0,39
Tetraäthylmethan	0,19	0,57
Methanol	0,22	0,66
Äthanol	0,27	0,81
n-Propanol	0,29	0,87
n-Butanol	0,19	0,57
n-Hexanol	0,11	0,33
Propionsäure	0,49	1,47
Buttersäure	0,55	1,65
Valeriansäure	0,30	0,90
Capronsäure	0,25	0,75
Heptylsäure	0,22	0,66
Nonylsäure	0,15	0,45

Tabelle 1

der Alkohole gegen Metall¹⁾ und der Größe der durch sie an Metallflächen bedingten Haftreibungszahl μ gefunden hatten, zur Ergänzung der Reibungsmessungen Messungen der Grenzflächen- spannung gegen Metall heran. Messungen in der homologen Reihe der unverdünnten Fettsäuren zeigten zunächst, daß auch bei den Säuren zwischen Grenzflächen- spannung γ und Reibungszahl μ eine einfache Beziehung besteht. Auch aus den Messungen an den Lösungen der Fettsäuren in Kohlenwasser- stoffen trat eine Analogie zwischen Reibung und Grenzflächen- spannung hervor, wenn auch in der Form, daß die Grenzflächen- spannung eben bei der Konzentration c , bei der die Reibungszahl das scharfe Maximum auf- weist, ein ebenfalls äußerst scharf ausgeprägtes Minimum hat (Ab- bildung 3). Eine Erklärung findet dieser Verlauf der Grenzflächen-



¹⁾ Die Grenzflächen- spannungen wurden aus meßtechnischen Gründen gegen Queck- silber, die Reibungszahlen gegen Messing gemessen. Daß die Verhältnisse an beiden Metallen ähnlich liegen, ergeben vergleichende Untersuchungen. Über die Meßverfah- ren siehe I. Fredenhagen, Diss. Halle 1942.

spannung mit der Konzentration, wenn in der Grenzflächen- spannung noch- mals eine grenzflächen- aktivere Komponente vorhanden ist, so ist bei großer Konzentration an Säure wieder vorzuziehen, daß es sich nicht um zwei- stoffige, sondern Dreistoffgemische handelt, die sich in ihren sehr verdünnten Lösungen in der Regel schließlich aus Einermolekülen. Mit wachsender Konzentration vereinigen sich diese — nach Maßgabe des Massenwirkungsgesetzes — zu Doppel- molekülen, so daß bereits bei Lösungen mittlerer Konzentration keine Einermoleküle mehr vorliegen. Die Einermoleküle, die die große und freiliegende permanente elektrische Dipolmoment haben, werden aber die Grenzflächen- spannung der Lösungsmittel mehr und weniger als Doppelmoleküle. Dieser starken Aktivität der Einermoleküle ist die starke Erniedrigung der Grenzflächen- spannung bei kleinen Konzentration zu verdanken, die bei großen Konzentrationen ebenso wie die polaren Einermoleküle wieder verschwindet. Wie stark die Grenzflächen- spannung der Adsorption der Einermoleküle vor den Doppelmolekülen ist, können wir durch Auswertung der Messungen der Grenzflächen- spannungen mit Hilfe der Gibbschen Adsorptionisotherme ermitteln; die diesbezüglichen Angaben gibt Tabelle 2.

Es entfallen von insgesamt 10000 Molekülen

im Innern			in der Grenzfläche		
auf Einermoleküle	auf Doppelmoleküle	auf Cyclohexan	auf Einermoleküle	auf Doppelmoleküle	auf Cyclohexan
1	0,1	9999	9775	225	120
6	13	9981	6630	3332	28
23	203	9774	3544	6483	3
40	661	9299	2331	7668	1
99	3274	6627	1315	8685	0
91	9901	0	813	9187	0

Tabelle 2
Verteilung der Moleküle im Innern und in der Grenzfläche gegen Quecksilber für Mischungen von Valeriansäure mit Cyclohexan bei verschiedenen Mischungs- verhältnissen

(Massenwirkungskonstante im Innern der Lösung $2 \cdot 10^{-4}$, in der Grenzfläche $6,5 \cdot 10^{-4}$)

Stoffe, die keine unpolaren Doppel- oder Übermoleküle bilden, verhalten dementsprechend, wie z. B. Untersuchungen an Gemischen von Hexan mit Heptan, von CCl_4 mit Paraffin oder von Halogenbenzol mit

Cyclohexan bzw. Heptan ergeben, derartige Minima nicht. Dagegen besteht auch hier, wie Tabelle 3 und 4 an zwei Beispielen zeigen, auswählende Absorption.

Es entfallen von insgesamt 100 Molekülen			
im Innern		in der Grenzfläche	
auf Jodbenzol	auf Heptan	auf Jodbenzol	auf Heptan
1	99	14	86
4	96	34	66
12	88	65	35
64	36	96	4
82	18	98	2

Tabelle 3

Verteilung der Moleküle im Innern und in der Grenzfläche gegen Quecksilber für Lösungen von Jodbenzol in Heptan

Es entfallen von insgesamt 100 Molekülen			
im Innern		in der Grenzfläche	
auf Cyclohexan	auf Aceton	auf Cyclohexan	auf Aceton
4	96	24	76
15	85	59	41
32	68	80	20
74	26	96	4
87	13	98	2

Tabelle 4

Verteilung der Moleküle im Innern und in der Grenzfläche gegen Quecksilber für Mischungen von Cyclohexan mit Aceton

Weitere Aufklärung über das Verhalten der Reibungszahlen sollen laufende Untersuchungen an den letztgenannten und an weiteren Flüssigkeitsgemischen ergeben¹⁾. Die Untersuchungen über die Grenzflächen-
spannungen sind dagegen bereits so weit gediehen, daß wir hier bereits einige weiterreichende Aussagen machen können.

¹⁾ Bei diesen späteren Untersuchungen wird auch auf die Beobachtungen von T. P. Hughes u. G. Wittingham, Transact. Far. Soc. 38 (1942) 9 eingegangen werden.

Grenzflächen-
spannung, Haftfestigkeit und ...

Das Haften einer Flüssigkeit an einer Grenzfläche ... durch Angabe ihrer in erg/cm^2 meßbaren Haftarbeit ...
jener Arbeit, die aufzuwenden ist, um eine Flüssigkeit ...
1 cm^2 Querschnitt von der Grenzfläche loszureißen. Diese ...
kann man nach der von Dupré angegebenen Beziehung

$$H = \sigma_1 + \sigma_2 - \gamma_{12} \quad (1)$$

aus der Grenzflächen-
spannung γ_{12} und dem Oberflächen-
spannung σ_1 und σ_2 der beiden Grenzflächenpartner bestimmen. Auf diesem Wege
gewonnene Haftarbeiten sind in den Tabellen 5 und 6 zusammengefaßt.
Sie lassen folgendes erkennen:

1. Die Haftarbeit nimmt mit der Polarisierbarkeit der Moleküle zu.
2. Die Haftarbeit der Fettsäuren ist größer als diejenige der Alkohole.
3. Die Haftarbeit nimmt in den homologen Reihen der Alkohole und Ester mit wachsender Kohlenstoffzahl zu; in der Reihe der homologen Säuren bleibt sie konstant.
4. Die Haftarbeit nimmt (bei Alkoholen und Säuren) bei Kettenverzweigung ab.

Aus den Haftarbeiten H können (nach der Beziehung Kraft \rightarrow Arbeit/Weg) die zugehörigen (in dyn/cm^2 oder in kg/cm^2 auszurechnen) Haftfestigkeiten Z_{HT} bestimmt werden, wobei als Weg (wegen des schnellen Absinkens der zwischenmolekularen Kräfte mit der Entfernung) eine Strecke von 10^{-6} cm als hinreichend groß angesehen werden kann. Den Haftfestigkeiten, die ein Maß geben für die zum Abreißen einer Grenzfläche von 1 cm^2 Querschnitt benötigten Kräfte, entsprechen im Innern der Flüssigkeit bzw. des Metalls deren (ebendfalls in dyn/cm^2 oder kg/cm^2 angebbare) Zerreißfestigkeiten. Diese verhält man zur der Haftarbeit analogen Zerreißbarkeit H_2 , welche übrigens bei Flüssigkeiten aus Messungen der Oberflächen-
spannung gemäß der (1) entsprechenden Beziehung

$$H_2 = 2\sigma \quad (2)$$

620

mittelbar, bei Metallen im technischen Versuch unmittelbar bestimmt wird. Eine Zusammenstellung diesbezüglicher Zahlenwerte gibt Tabelle 7. Aus ihr geht hervor, daß beim Abreißen zweier durch eine Flüssigkeitsschicht miteinander verbundener Metallplatten, wenn nur so schnell

Stoff	Oberflächen- spannung (dyn/cm)	Grenzflächen- spannung (dyn/cm)	Haftarbeit (erg/cm ²)
Hexan	19,5	380	120
Cyclohexan	24,7	377	128
Benzol	28,6	366	143
Tetrachlorkohlenstoff	27,3	358	149
Schwefelkohlenstoff	31	341	170
Dioxan	33,0	377	136
Chlorbenzol	33,2	350	163
Brombenzol	36,3	340	176
Jodbenzol	39,5	306	214
Aethylacetat	23,8	384	120
Aethyltartrat	39,3	346	173
Phenylacetat	37,3	353,7	164
Cyclohexylacetat	25,3	360,4	145
Wasser	72,3	385	167
Aethanol	22,4	382	120
Octanol	27,0	367	140
Cyklopentanol	33	365	148
Essigsäure	27,4	331	176
Octylsäure	28,7	334	175

Tabelle 5
Haftarbeiten H_{11} verschiedener Stoffe an Quecksilber (bei 22° C)

gerissen wird, daß ein Fließen nicht stattfinden kann, damit gerechnet werden kann, daß das Metall die Stelle kleinsten Widerstandes gegen die Zerreißbeanspruchung darstellt. So wird es verständlich, wie und warum

Stoff	Oberflächen- spannung (dyn/cm)	Grenzflächen- spannung (dyn/cm)	Haftarbeit (erg/cm ²)
Alkohole			
Methanol	22,5	386	120
Aethanol	22,4	386	120
n-Propanol	23,7	379	128
i-Propanol	23,7	384	127
n-Butanol	24,8	371	130
i-Butanol	26	366	130
n-Hexanol	26,1	373	130
n-Octanol	27	367	140
Säuren			
Amiesäure	27,4	389	120
Essig	27,4	331	176
Propion	26,5	383	120
n-Butter	26,6	385	120
n-Valerian	27,1	383	120
n-Hexyl	28,1	384	120
n-Heptyl	28,3	385	120
n-Octyl	28,7	384	120
n-Nonyl	29,6	383	120
Ester			
Methylacetat	24,9	380	117
Aethyl	24,8	384	120
n-Propyl	24,3	380	124
i-Propyl	24,1	389	124
n-Butyl	24,3	376	124
sek-Butyl	24,5	384	120
i-Butyl	22,8	385	120
n-Amyl	24,5	385	124
i-Amyl	24,8	385	120
n-Hexyl	24,3	385	120
n-Heptyl	27,1	387	120
n-Decyl	28,7	383	120
n-Dodecyl	29,1	381	120

Tabelle 6
Haftarbeiten an Quecksilber in homologen Reihen (bei 22° C)

Schmiermittel z. B. in schnelllaufenden Kolbenmaschinen und Zahnrädern korrodierend wirken können, wie das von Heidebrock beobachtet wurde¹⁾.

Stoff	ZerreiBfestigkeit Z (kg/cm ²)	Haftfestigkeit Z _{haft} (kg/cm ²)
Cyclohexan.....	4 900	12 500
Benzol.....	5 600	14 300
CCl ₄	5 600	15 000
Aethanol.....	4 500	12 000
Propanol.....	4 700	12 500
Butanol.....	5 000	12 800
Hexanol.....	5 300	13 400
Propionsäure.....	5 300	17 400
Buttersäure.....	5 300	17 200
Hexylsäure.....	5 600	17 400
Heptylsäure.....	5 700	17 400
Wasser.....	14 400	16 700
Quecksilber.....	96 000	96 000
Messing.....	5 000	
Eisen.....	4 000—7 000	

Tabelle 7
ZerreiBfestigkeit und Haftfestigkeit.

Zur Theorie der Grenzflächenhaftung

Die obigen Beobachtungen finden durch theoretische Überlegungen eine weitreichende Ergänzung. Dabei sei ausdrücklich darauf hingewiesen, daß die folgenden Betrachtungen nur so lange gelten, wie einer der beiden Grenzflächenpartner ein Metall ist und der andere Moleküle enthält, die permanente elektrische Dipole darstellen. Wie anders die Ver-

¹⁾ E. Heidebrock und E. Pietsch, Forschg auf d. Geb. d. Ingenieurwes. 12 (1941) S. 4 und Zs. f. angew. Chemie 1941.

hältnisse etwa zu erklären, allein ein größeres Erfahrungsmaßstab Tabella 8 hinreichend untern...

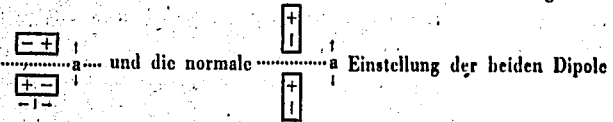
Stoff	ZerreiBfestigkeit Z (kg/cm ²)	Haftfestigkeit Z _{haft} (kg/cm ²)
Hexan.....	4 900	12 500
Oktan.....	5 600	14 300
Benzol.....	5 600	15 000
CCl ₄	4 500	12 000
C ₆ H ₆ Cl.....	4 700	12 500
CS ₂	5 000	12 800
Aceton.....	5 300	13 400
Merkaptan.....	5 300	17 400
Athanol.....	5 600	17 400
Ohianol.....	5 700	17 400
Essigsäure.....	14 400	16 700
Heptylsäure.....	96 000	96 000
Ester.....	4 000—7 000	

Tabelle 8
Unterschiede an viskosen und metallischen Grenzflächen

Wir betrachten — was in erster Näherung genügt — die elektrostatische Wechselwirkung eines im Metall durch die Dipole der Moleküle mit dem Metall. Kommt ein Dipolmoment in der Nähe der metallischen Oberfläche, so erfährt es eine Abstoßungskraft, die entstanden werden kann als die zwischen dem permanenten Dipolmoment — unter Vertauschung der Ladungen mit der Ladung der Metallgrenzfläche — Bild. Diese Kraft ist von der gleichen Ordnungsgroße, wie die zur Doppelmolekülbildung führende, abstoßende elektrostatische Wechselwirkung zwischen zwei realen Dipolen. Man erhält also

¹⁾ Darüber, wie die Übergänge in nicht metallischen Grenzflächen zustand und wie sie sich an metallischen Grenzflächen durch die Wechselwirkung der elektrostatischen Kraftwirkungen zu ergänzen sind, haben wir früher berichtet (s. oben).

dann zwei extreme Möglichkeiten zu unterscheiden: die tangentiale



und die normale Einstellung der beiden Dipole bzw. des Dipols und seines Spiegelbildes. Es ist nun — offenbar unter dem Einfluß von Rechnungen Jaquets — die Meinung verbreitet, polare Moleküle würden an metallischen Grenzflächen immer oder doch vorzugsweise in der normalen (= senkrechten) Stellung adsorbiert. Jaquet hatte seiner Rechnung aber die Fiktion der Dipollänge Null zugrunde gelegt. Eine Überprüfung der Rechnung durch H. Dunker führt indes bei exakter Rechnung zu folgendem Ergebnis: Es sei l die Dipollänge und a der kleinste Abstand der beiden Dipole beiderseits der Grenzfläche, $q \equiv l/a$ (die »reduzierte Dipollänge«) das Verhältnis beider, η_t das Potential der tangentialen Lage und η_n das Potential der normalen Lage. Dann hängt der die Bevorzugung der tangentialen vor der normalen Lage messende Quotient η_t/η_n , den wir kurz als »Lagefaktor« Φ bezeichnen, in der in Abbildung 4 dargestellten Art von der reduzierten Dipollänge ab. Wir ersuchen daraus folgendes: Φ ist für alle $q > 0,32$ $> s$, geht bei $q = 0,32$ durch s und ist für alle Werte von $q < 0,32$ seinerseits $< s$. Das besagt, daß, sofern die Entfernung a mindestens dreimal größer ist als die Dipollänge l , die normale, andernfalls

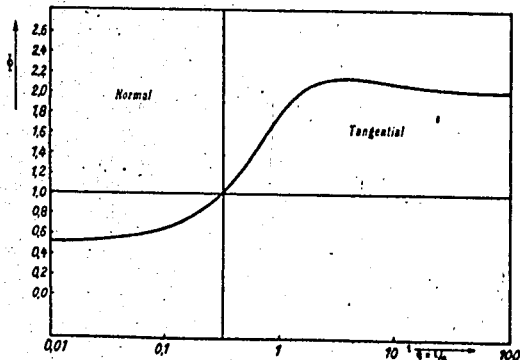


Abb. 4

aber die tangentiale Lage relativ zur metallischen Grenzfläche bevorzugt ist. Ist $q = 0,32$, so sind beide Lagen gleichberechtigt, im Grenzfall besteht also eine Art Entartung hinsichtlich der Orientierung der Dipole an der Grenzfläche. In dem Extremfall $q = 0$ (bzw. $l = 0$) war Jaquets Spezialfall — $q = \infty$ wird ferner jeweils die normale Lage mit dem doppelten Energiegewinn ($\Phi = 2$) angenommen wie die benachteiligte. Die Rechnung ergibt weiter, daß die Potentiale vom Winkel, den die Dipolrichtung mit der Grenzfläche bildet, in verschiedener Weise abhängen, und zwar so, daß die Ablenkungen aus der tangentialen Lage bereits einen wesentlichen Anteil des gesamten Energiebetrages η_t beanspruchen, während die Potentiale gegen Ablenkung recht unempfindlich ist. Das heißt aber, daß sich die tangentiale Orientierung verhältnismäßig stark, die normale dagegen — bei gleicher Bindestärke — verhältnismäßig wenig bewegen lassen hat. Daraus ergibt sich, je nachdem, ob der Dipol — wie bei den Alkoholen — nahe der Moleküloberfläche oder — wie etwa bei den Kohlen- oder Äthern — mehr im Innern des Moleküls liegt, eine starke Variationmöglichkeit in den mechanischen Eigenschaften der an Moleküloberflächen adsorbierten, für die Grenzschmelzung entscheidenden Schichten. Dafür, wie die Verhältnisse bei anderen als Dipolorientierungen sich haben können, möge Abbildung 5, in welcher das Ergebnis der entsprechenden Rechnung für Quadrupolmoleküle dargestellt ist, ein erstes Beispiel

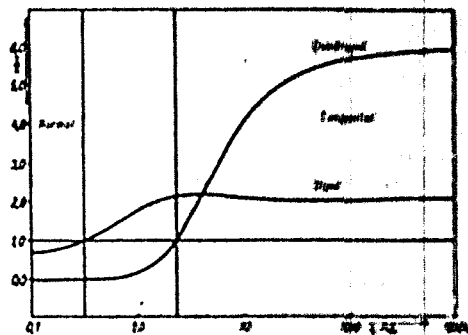


Abb. 5

geben. Die Vielfalt der Möglichkeiten wird aber nicht nur durch die Art der Kräfte, sondern auch durch die Art der Dichte der — ihrerseits von der Molekülgestalt (Abbildung 6) abhängigen — Packung der Moleküle in der Grenzschicht bestimmt. Da auch die diesbezüglichen Möglichkeiten heute auf Grund unserer Kenntnisse über den Molekül-



Abb. 6a



Abb. 6b

bau zu übersehen sind, hoffen wir, daß es jetzt möglich sein sollte, dem Problem des Aufbaus gewünschter Schmiermittelschichten im Sinne unserer einleitenden Überlegung nachzugehen und damit Fragen des Schmiermittlersatzes und der Schmiermittelverbesserung in folgerichtigerem Vorgehen von der stofflichen Seite her in Angriff zu nehmen. Weiterer Aufklärung bedarf in grundsätzlicher Hinsicht nur noch die Frage, wie Reibung und Verschleiß durch die verschiedenen Formen der Adsorptionsschicht im einzelnen bestimmt werden.

Der Deutschen Akademie der Luftfahrtforschung
vorgelesen am 7. Mai 1942

Aussprache

Houdremont: Ich danke Herrn Wolf für seinen Vortrag. Als ich heute morgen die Frage der Beziehungen ansetzte, die zwischen chemischer Verbindung, Adsorption und der Grenzfläche des Metalls, wachte ich nicht, daß wir es in unangenehmer Form heute noch über dieses Thema etwas klären würden. Da nun die Vortrag noch ein Stück weiter kann gewesen war. Ich glaube, daß wir einen schönen Einblick bekommen können in die Zusammenhänge der chemischen Bindungen von denen die Adsorption und schließlich der physikalischen Bindungen, die auch an dem Zusammenhänge zum Metall einstellen. Wenn schließlich Zusammenhänge werden werden zwischen Adsorption und Flüssigkeit, Abreiß der Flüssigkeit vom Metall, Zerbrechen des Metalls, es kann man diese Hinweise schon die Kräfte, die hier eine Rolle spielen, und für die Erklärung selbst wurde ich als Anregung aus diesem Vortrag entnehmen, daß wir uns doch sehr leicht gelegentlich einmal eine Vertiefung vornehmen möchten über die Fragen der chemischen und physikalischen Bindungen zwischen Adsorption und Metallgruppen. Ich glaube, daß eine solche Tätigkeit im Rahmen des Abkommens sicherlich großes Interesse finden würde. Ich stelle die Ausführungen zur Diskussion.

Helm, Berlin (als Gast): Wir haben eine sehr interessante Arbeit über die Wirkung von Ionen, durch welche Kräfte die Epitaxial-Häufung am Metall herkommt. Ebenso wichtig wäre es zu erfahren, welche Kräfte für die Epitaxial-Häufung verantwortlich sind.

Wolf: Für Verschiebungen von Teilchen des dem Metall anliegenden adsorptionsfähigen Schicht gegeneinander sind die tangential an der Substrat vorhandenen physikalischen Kräfte verantwortlich. Für die Verschiebung des gesamten Films auf der metallischen Unterlage wäre, da diese eine Äquivalenzstellung darstellt, zum Beispiel zu leisten, falls Film und metallische Unterlage unmittelbar angrenzende chemische Bindungen entscheidend sein.

Glockert: Ich möchte fragen: Sind schon Messungen der Größe der Kraftkräfte der Moleküle gemacht worden?

Wolf: Ein Maß für die Haftkräfte an Metall geben immer schon die gemessenen Grenz- und Oberflächenenergien.

Joos: Die elektrostatische Bindung ist nicht die einzige Bindung, die es gibt. Wenn wir keine Dipole haben, dann wird es auch noch eine gewisse Bindung der quantitativen Quantenbindung vorhanden sein. Wie verhält sich diese ungefähr?

Wolf: Wir haben uns zunächst auf die elektrostatische Bindung im Dipol-Quadrupol- und Oktupolbindungen beschränkt. Diese Bindungen bedürfen immer gemäß zu gegebener Zeit der Erweiterung im Sinne der Kräfte von Zinsen zum.

Becker: Der Vortragende gab eine Tabelle der Zerreifestigkeiten und behandelte danach die Frage, ob bei einem Trennungsvorgang die Trennung innerhalb der Flüssigkeit von der festen Unterlage erfolgt. Diese Tabelle ist aber sehr zu Ungunsten der Metalle dargestellt, wenn für diese die technische Zerreißfestigkeit, für die Grenzschicht dagegen die sogenannte theoretische Festigkeit eingesetzt ist. Denn bei der letztgenannten rechnet man so, als ob die zu trennenden Flächen während der ganzen Trennung eben und zueinander parallel bleiben, während der wirkliche Zerreivorgang stets von einer irgendwie geschwächten Stelle her sich ausbreitet. Dadurch wird die technische Festigkeit immer wesentlich kleiner als die »theoretische«. Nur durch Auerschliessen dieses Umstandes ist es möglich, daß in der geeigneten Tabelle das flüssige Quecksilber etwa 20mal fester erscheint als Eisen.

Wolf: Die von Herrn Becker angerufene »Anschauung« könnte trgen, da ja unsere Überlegungen sich ausdrücklich nur auf den schnellen Zerreivorgang beziehen, bei dem ein Fließen, das durch die Viskosität bestimmt wurde, keine Rolle mehr spielt. Dann wird auch glattes Zerreißen wahrscheinlich. Herr Smekal, der in Fragen der Zerreißfestigkeit besonders erfahren ist, sagte mir auf Anfrage, daß auch er es für möglich hielte, daß Flüssigkeiten ebenso fest oder fester sein könnten als feste Metalle.

Bei Festkörpern kann man die Zerreißfestigkeit bei bekanntem Kristallgitter und bei Kenntnis des Kraftgesetzes berechnen. Die im technischen Versuch bestimmten Zerreifestigkeiten sind im allgemeinen bekanntlich viel kleiner als die berechneten Werte. Der Grund dafür ist der, daß die Rechnungen für fehlerlose Gitter durchgeführt werden, während im Realkristall nach Smekal immer Unregelmäßigkeiten bestehen, welche zu einer starken Herabsetzung der Zerreißfestigkeit führen.

Bei Flüssigkeiten bestehen solche Fehler nicht, da die Unregelmäßigkeiten zum Wesen der Flüssigkeit gehören; die im Vortrag angegebenen Werte der Zerreißfestigkeit sind zudem nicht rein theoretisch berechnet, sondern aus Messungen der Oberflächenspannung der betr. Flüssigkeiten bestimmt, wobei diese Messungen ja gerade die reale Flüssigkeit erfassen. Die so erhaltenen Werte sind also den technischen Zerreifestigkeiten der Metalle sehr wohl vergleichbar.

Was die Frage des Einflusses des Dampfdrucks auf die Flüssigkeiten betrifft, so ist diese m. E. durch die — bei den Technikern offenbar nicht sehr bekannten — Untersuchungen von J. Meyer (Abh. d. D. Bunsenges. 1911) schon vor langer Zeit dahin geklärt worden, daß der Dampfdruck — entgegen der in technischen Kreisen immer noch verbreiteten gegenteiligen Meinung — keine obere Grenze der Zerreißfestigkeit bestimmt. So dürfte beim schnellen Zerreißen — und nur darauf bezogen sich meine Überlegungen — das Auftreten von »Keimen« von Dampfblasen wohl keine Rolle spielen.

Die Untersuchungen von Herrn Heidebrock scheinen mir im übrigen eine Bestätigung unserer Ergebnisse darzustellen.

Krber: Hinzu kommt noch die Auswirkung der Versuchsbedingungen. Gasgehalte u. dgl. können natürlich die Werte der Festigkeit der Flüssigkeit katastrophal herunterdrücken; diese Wirkung entspricht durchaus den Einfuen, die bei den Metallen die theoretische Festigkeit dauernd auf die praktischen Werte herunterdrücken.

Wolf: Es ist geplant, Untersuchungen über den Einfluß des Gehalts an Fremdkörpern auf die Zerreißfestigkeit durchzuführen.

Hendremont: Herr Becker, können Sie uns da nicht etwas über die Ausbreitungskrfte sagen? Wie ist es z. B. mit den Ausbreitungskrften zwischen Hm-atomaten im festen Zustand und Quecksilber im flüssigen Zustand bei Raumtemperatur?

Becker: Das ist, glaube ich, die Frage, die Herr Jahn eben anstllt.

Die Arbeit, welche im ganzen bei der Erzeugung einer Formfläche zu leisten ist, also das Produkt Kraft mal Weg, ist bei dem »chemischen Prozess« (Trennung von zwei dazwischen parallelen Flächen) und beim technischen Zerreißen die gleiche. Man ist im erstgenannten Fall der Weg sehr viel kürzer, während beim wirklichen Zerreißen die gleiche Arbeit auf einem längeren Weg geleistet wird.

Klinge, Berlin (als Gast): Ich wllte nur fragen, wie groß war der Druck bei Ihren Reibungsmessungen?

Wolf: Es wurde die Druckabhängigkeit der Reibungszahlen bis zu Drucken von 1 kg (bei sehr kleiner Auflagefläche) gemessen. Bei Drucken oberhalb von $\frac{1}{2}$ kg war die Reibungszahl meist bereits druckunabhängig.

Klinge: Bei der Wahl des Druckes sind Sie jedenfalls stndlich vorgegangen wie wir. Sie haben die Belastung so weit erhöht, bis keine Verformung des Reibungspaares mehr eintritt, und haben daraus genau wie wir geschlossen, daß die so ermittelte Reibungszahl bei reiner Grenzschlterung gemessen ist. Dies ist, glaube ich, auch der einzig richtige Weg für die Einstellung des Grenzschlterungszustandes.

Vogelpohl, Berlin (als Gast): Die Vorstellungen und die Rechnungen sind doch wohl für ruhende Flüssigkeiten ausgeführt. Wie ist der Einfluß der Bewegung? Die Scherungsgeschwindigkeiten im wirklichen Scherungsversuch sind ja unvorstellbar groß. Sind dann: Ermöglichen diese Rechnungen Aussagen über die Verformung der physikalischen Eigenschaften in der Grenzfläche, ob auch z. B. die Zähigkeit unter dem Einfluß der Grenzflchenwirkungen vergrößert?

Wolf: Die am Ende des Vortrags durchgeführte Berechnung über die Instabilität der Orientierung zielt darauf hin, Anhaltspunkte zu gewinnen, wie die Grenzflächenzustände verschiedenartig auf Scherungskrfte anspricht. Auch die Bestimmung der Leitwertigkeit der Zähigkeit sollen diese Rechnungen dienen. Im übrigen wäre man Zähigkeitsmessungen in der Grenzschicht ausführen möglich. Der Zhigkeitsverlust wird zwar ohne wohl etwas anderes sein, als das η der Newtonschen Mechanik.

630

Anhang

Abgrenzung häufig verwendeter Begriffe der Schmierung¹⁾

1. Schmierung ist die Herabsetzung von Energie- und Materialverlusten durch Einbringen eines geeigneten Stoffes (Schmierstoffe oder -mittel) an Stellen von Maschinen, an denen solche Verluste durch mechanische Reibung auftreten, wenn an ihnen Kräfte z. B. von bewegten auf ruhende Teile übertragen werden (Schmierstelle).

2. Man muß mehrere Arten oder Zustände der Schmierung unterscheiden.

Schmierzustände:

Reibung	Schmierung	Viskositätseinfluß	Kennzeichnung des Vorganges	Ungefähre Reibungszahl
Trockene Reibung	keine	keiner	Verschweißen u. dgl.	größer als 0,1
Grenz- oder Epilamenereibung	Grenz- oder Epilamenschmierung	keiner	Molekularmechanisch; in wenigen Moleküllschichten	0,1—0,1
Mischreibung	Misch- oder Teilschmierung	teilweiser	Molekularmechanisch, Mikrohydrodynamisch, Hydrodynamisch; ohne Trockenr.	0,005—0,1
Flüssige Reibung	Vollschmierung	ausschließlich	Hydrodynamisch	0,001—0,005 und größer ²⁾

Bei Auftragung der Reibungszahl μ gegen $\frac{\eta \cdot v}{P}$ x

Aufsteigender Ast: Vollschmierung $\left(\frac{\partial \mu}{\partial x} \geq 0\right)$

Absteigender Ast: alle anderen Arten $\left(\frac{\partial \mu}{\partial x} < 0\right)$

¹⁾ Nach der Vereinbarung vom 11./12. Dezember 1911 auf der Tagung über Betriebsfragen in der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt.

²⁾ In Sonderfällen kann die Reibungszahl sehr hohe Werte annehmen, die jene der trockenen Reibung weit übersteigen, z. B. in Flugeingelen oder Textilspinneln.

3. Die Güte der Schmierung bei einem Zustand ist bedingt durch die
(ihreseite komplexe) Schmierreignung des Schmierstoffes,
(ihreseite komplexe) Schmierreignung der Schmierstelle und
(ihreseite komplexe) Schmierreignung des Werkstoffes.

Man muß so viele Schmierreignungen des Schmierstoffes unterscheiden, als es Schmierzustände gibt, also die Schmierreignung des Schmierstoffes für Vollschmierung, für Teilschmierung und für Grenzschmierung. Der bisher gebräuchliche, rein empirische Begriff »Schmierfähigkeit« deckt sich mit dem jetzigen Begriff der Schmierreignung des Schmierstoffes im Falle der Grenzschmierung.

Die Schmierreignung des Schmierstoffes im Gebiet der Misch-(Teil-)Schmierung umfaßt die Schmierreignung des Schmierstoffes im Gebiet der Vollschmierung (Zähigkeit) und die Schmierreignung des Schmierstoffes im Gebiet der Grenzschmierung (»Schmierfähigkeit«).

Im Gebiet der Grenzschmierung ergibt Änderung der Zähigkeit keine Änderung der Reibungszahl mehr, d. h. praktisch gilt das Coulombsche Gesetz. Grenzschmierung kommt z. B. in anlaufenden und stilllaufenden Maschinen und in Wälzläufen schlechter Schmiegung (Hertzische Flächen) vor. In reiner Form wird sie in eigens zur Messung der Grenzschmierung dienenden Geräten verwirklicht.

4. Tragfähigkeit: mechanischer Begriff, der an den Maschinenteil gebunden ist. Er ist gleich der höchsten Belastung, die für einen beabsichtigten Dauerbetrieb bei einem bestimmten Schmierzustand zulässig ist, ohne daß ein Übergang von Vollschmierung zu Teilschmierung, Teilschmierung zu Grenzschmierung usw. erfolgt.

5. Druckfestigkeit: komplexer Begriff, der an das Schmiermittel gebunden ist, aber durch mechanische Bedingungen beeinflußt wird. Höchste Belastung eines Schmiermittels unter festgesetzten Bedingungen, ohne daß trockene Reibung oder Fressen eintritt.

6. Benetzen (physikalisch): Bedecken einer festen Oberfläche mit einer Flüssigkeit (Randwinkel kleiner als 180°).

7. Trocknen (physikalisch): frei von adsorbiertem oder mechanisch aufgebrachtem Schmiermittel (außer Graphit).

8. Haftarbeit: Arbeit in Erg/cm², um eine Oberfläche zu benetzen oder zu entnetzen.

9. Haftkraft(-festigkeit): Haftarbeit/Weg.

10. Film: zusammenhängende Schicht auf fester Oberfläche, deren Dicke jeweils näherungsweise angegeben werden muß. Schmierfilm ist ein rein hydrodynamischer Begriff.

11. Trockene Berührung: jene Berührung zweier fester Oberflächen, bei der sich zwischen den an der Oberfläche sitzenden Atomen oder Molekülen der festen Körper keine Atome oder Moleküle anderer Art mehr befinden. (Eine solche Berührung bedeutet allerdings lokal schon Fressen, obwohl der Zustand, der technisch Fressen bedeutet, erst eintritt, wenn eine größere Zahl von Flächeneinheiten sich trocken berühren. Dagegen ist z. B. eine metallische Berührung im technischen Sinne noch keine feste Berührung im physikalischen Sinne, selbst wenn elektrischer Strom durchgeht. Stromübergang kann ja in sehr dünnen Schichten auch durch Nichtleiter, wie z. B. Öl, erfolgen. Dies würde dem quasi-metallischen Berühren nach Holm entsprechen.)

5
10

Inhaltsverzeichnis

Neue Erkenntnisse über die Schmierfähigkeit und ihre Messung Von Johannes Kluge	299
Aussprache zum Vortrag von Herrn J. Kluge	315
Molekularphysikalische Vorgänge bei der Schmie- rung Von Lothar Wolf	325
Aussprache zum Vortrag von Herrn L. Wolf	343
Anhang	347

Nur zum Dienstgebrauch im Ge-
schäftsbereich des Empfängers

Deutsche Kraftfahrtforschung

In Auftrage des

Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 91

Gemischbildung und Verbrennung

Der Stand der Forschung auf dem Gebiet
dieselmotorischer Arbeitsverfahren

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

A F E T Y A F I L M

00334

Deutsche Kraftfahrtforschung

Im Auftrage des
Reichs-Verkehrsministeriums

TECHNISCHER FORSCHUNGSBERICHT

Zwischenbericht Nr. 91

Gemischbildung und Verbrennung
Der Stand der Forschung auf dem Gebiet
dieselmotorischer Arbeitsverfahren

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

Zur Beachtung!

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

Vorwort

Das Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21, hat die von ihm mit Forschungsaufgaben betrauten wissenschaftlichen Institute zu einem Arbeitskreis zusammengeschlossen, der sich mit den Aufgaben der "motorischen Verbrennung" befaßt. Dadurch soll den auf diesem Gebiet arbeitenden Forschungsstätten die Möglichkeit gegeben werden, ständig miteinander in Fühlung zu bleiben und die Einzelforschungen auf ein gemeinsames Ziel auszurichten. Gleichzeitig aber soll eine enge Zusammenarbeit mit den industriellen Unternehmungen geschaffen werden, aus deren Arbeitsgebiet die Forschungen angeregt wurden. Der Weg von der Entstehung eines Forschungsproblems bis zu der Umsetzung der Forschungsergebnisse soll möglichst abgekürzt und in ständigem gegenseitigen Gedankenaustausch zurückgelegt werden.

Nachstehend werden die Vorträge einem weiteren Kreis bekannt gegeben, die auf der 1. Tagung des Arbeitskreises am 25. Juli 1940 gehalten wurden. Der Inhalt dieser Vorträge umfaßt zwei Gebiete, die zunächst nicht in unmittelbarer Berührung miteinander zu stehen scheinen. Die eine Gruppe befaßt sich mit der Förderung grundsätzlicher Erkenntnisse auf dem Gebiete der motorischen Verbrennung, die andere Gruppe hat eine besonders drängende Frage zum Gegenstand, die uns die Gegenwart stellt. Es ist selbstverständlich, daß in Zeiten, in denen die Kraft des ganzen Volkes zu einer raschen siegreichen Beendigung des uns aufgezwungenen Kampfes zusammengefaßt ist, die Forschung zunächst auf die unmittelbaren Gegenwartsfragen anzusetzen ist. Daher bezieht sich eine Reihe der mitgeteilten Arbeiten auf die Umstellung von Dieselmotoren auf Brennstoffe, die im Rahmen der Kriegsbewirtschaftung in besonders ausreichendem Maße zur Verfügung stehen. Aber auch die Vorträge, die zunächst abseits der Tagesfragen zu stehen scheinen, dienen, wenn auch nicht so unmittelbar, den Aufgaben, die uns heute und in allernächster Zukunft gestellt werden. Denn die Voraussetzung für eine möglichst breite Brennstoffbasis für die verschiedenen motorischen Verfahren und für eine sparsame Verwendung ist die genaue Kenntnis der Einzelvorgänge der Einspritzung, der Gemischbildung und der Zündung.

Die behandelten Arbeitsgebiete verlangen unterschiedliche Arbeitsmethoden. Bei der Umstellung auf verfügbare Brennstoffe spielen die Eigenschaften der einzelnen Motortypen eine so bedeutende Rolle, daß nur die Erforschung der Vorgänge im Motor selbst zu einem raschen Ergebnis führen kann. Bei der Erforschung grundlegender Vorgänge dagegen ist es notwendig, die große Zahl der Einzelvorgänge, die sich im Motor überlagern und die dort nicht in ihrer Eigengesetzmäßigkeit erkennbar sind, in besonderen Vorrichtungen zu untersuchen, um festzustellen, welches die günstigsten Voraussetzungen für ihren Ablauf sind. Dieser Weg ist zwar langwieriger und kostspieliger, stellt aber häufig die einzige Möglichkeit dar, um bei verwickelten Vorgängen zum Ziel zu kommen. Eine enge Zusammenarbeit zwischen dem Forscher im Laboratorium und dem Ingenieur, dem diese Forschungen die Grundlagen für seine Arbeiten bringen sollen, ist gerade hier besonders fruchtbar.

00636

Auch der im April dieses Jahres beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21, gegründete Arbeitskreis für Zweitaktfragen hat sich diese Aufgabe einer systematischen Grundlagenforschung gestellt. Es sei hier besonders auf den in der "Deutschen Kraftfahrtforschung" erschienenen Technischen Forschungsbericht (Zwischenbericht Nr. 86) "Der Stand der Zweitaktforschung" hingewiesen, aus dem besonders die Beiträge "Zweitakt-Otto-Motor mit Kraftstoffeinspritzung" von Prof. Dr. List und "Sonderfragen der Benzineinspritzung" von Dipl.-Ing. Froede in engster Beziehung zu den in den folgenden Forschungsberichten dargestellten Problemen stehen.

Wenn die Veröffentlichung dieser Vortragsreihe zu einem noch regeren Gedankenaustausch zwischen Forschung und Praxis führen sollte und damit zu einer noch wirksameren Vereinigung aller Kräfte zu gemeinsamem Ziel, so wäre damit die Absicht derer erfüllt, die diese Untersuchungen angeregt und die Mittel zu ihrer Durchführung zur Verfügung gestellt haben.

Unser Dank für das den Forschungsarbeiten entgegengebrachte Interesse gebührt dem Reichsverkehrsministerium, insbesondere Herrn Ministerialrat Schumann, durch dessen Unterstützung der Arbeitskreis zustandegekommen ist.

Um den interessierten Fachkreisen die Aufnahme der Zusammenarbeit mit den einzelnen Forschungsstätten zu erleichtern, ist im Anschluß noch einmal die Zusammensetzung des Arbeitskreises angeführt.

Dresden, den 1. Oktober 1940

W. P a u e r .

00537

Arbeitskreis für Fragen der motorischen Verbrennung

gebildet beim Reichsverkehrsministerium, Abteilung K 21

Erster Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. M e h l i g , Leiter des
Maschinenlaboratoriums der Technischen Hoch-
schule Dresden, z. Zt. im Felde
Vertreter: Prof. Dr.-Ing. P a u e r oder
Dr.-Ing. K ü t t n e r , Maschinenlabo-
ratorium Dresden

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

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

Gliederung des Arbeitskreises

Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden
(Prof. Dr.-Ing. M e h l i g , Stellvertreter Prof. Dr.-Ing.
P a u e r , Dr.-Ing. K ü t t n e r)

Institut für Kraftfahrwesen mit amtlicher Sachverständigen-
stelle für Kraftfahrzeugangelegenheiten an der Technischen Hoch-
schule Dresden (Prof. Dr.-Ing. B e c k)

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

Versuchsanstalt und amtliche Prüfstelle für Kraftfahrzeuge
an der Technischen Hochschule Berlin (Prof. Dr.-Ing. S c h ö n e ,
Dr.-Ing. habil. R i x m a n n)

Institut für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Han-
nover (Prof. P o t t h o f f)

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Hochschule Graz (Prof. Dr.-Ing. L i s t)

00638

Inhaltsverzeichnis

Seite

1. Anwendung des Zweistoffverfahrens
beim Dieselmotor Prof. Dr.-Ing. Potthoff . 1
2. Versuch mit Flüssig- und Genera-
torgas-Betrieb des Dieselmotors.
Zusammenfassung der bisherigen
Erfahrungen und Versuchsergeb-
nisse Dr.-Ing. habil. Rixmann . 9
3. Wirkungsgrad und Verbrennungs-
ablauf im Dieselmotor Prof. Dr.-Ing. List . . .25
4. Überladung von Fahrzeugdiesel-
motoren Dipl.-Ing. Ernst39
5. Gemischbildung und Verbrennung
in der Bombe. Wege zur Be-
herrschaftung und Steuerung des
Verbrennungsablaufes bei Ein-
spritzmotoren Dr.-Ing. Blume43
6. Die Versuche bei der Gemisch-
bildung und Verbrennung im Mo-
tor und Betrachtungen über die
Schnellkäufigkeit der Motoren . . Dr.-Ing. Ullmann61
7. Neuere Erkenntnisse über Strahl-
bildung und Strahlzerfall . . . Dr.-Ing. Oschatz95
8. Zündverzugsmessung und Kraft-
stoffbewertung Dipl.-Ing. Ernst113
9. Der Dieselmotor mit seitenge-
steuerten Ventilen Dipl.-Ing. Ernst119

EASTMAN KODAK

1. Anwendung des Zweistoffverfahrens beim Dieselmotor

Von Prof. Dr.-Ing. P o t t h o f f

Aus dem Institut für Kraftfahrwesen der Technischen
Hochschule Hannover

Dank der großzügigen Unterstützung der Arbeiten des Instituts für Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Hannover durch den Herrn Reichsverkehrsminister konnten schon im Jahre 1937 die Forschungsarbeiten auf dem Gebiete der Gemischbildung beim schnelllaufenden Dieselmotor systematisch begonnen werden.

Die Hubraumleistungen sind beim Dieselverfahren noch erheblich kleiner als beim Otto-Verfahren. Das hängt nicht nur mit der niedrigeren Drehzahl allein zusammen, sondern vor allem mit der Gemischbildung, die noch keineswegs befriedigt. Die Zeiten der Gemischbildung sind beim Dieselmotor außerordentlich kurz. Beim Otto-Verfahren stehen zur Bildung des Gemisches 2 Faktoren - der Saug- und Verdichtungshub - mehr zur Verfügung. Es lag deshalb nahe, ein Zweistoffverfahren zu erproben, das mit dem zweiten Kraftstoff nach dem Otto-Verfahren arbeitet. Es mußte also ein gasförmiger Kraftstoff als zweiter Verwendung finden.

Da das Luftmischungsverhältnis beim Dieselmotor noch stets größer als 1 ist, so war die Möglichkeit eines Gaszusatzes zum flüssigen Kraftstoff ohne weiteres gegeben. Es lag nahe, das Gas in möglichst großen Mengen, den flüssigen Kraftstoff dagegen in möglichst kleinen Mengen - bis zur Zündpille herab - zuzusetzen.

So entstand der Name Diesel-Otto-Verfahren, der jetzt besser durch die Bezeichnung Diesel-Gas-Verfahren ersetzt ist. Als zweiter Kraftstoff wurde bei den Versuchen, über die hier berichtet wird, Butan mit einem unteren Heizwert von 29 000 Kcal/m³ und Stadtgas mit einem unteren Heizwert von 4 200 Kcal/m³ verwendet. Als Motor stand der Vierzylinder-Magirus-Vorkammer-Dieselmotor Type V 88 R mit einem Hubraum von 3,0 ltr., einer Nennleistung von 45 PS_e bei einer Drehzahl von 2 200 U/min und einem Verdichtungsverhältnis von 1 : 19,5 - den die Firma Magirus dankenswerterweise dem Institut gestiftet hatte - zur Verfügung.

Die Versuchsapparatur bestand aus einer elektrischen Pendelgenerator-Bremse, einem Siemens-Schleifen- und einem Zeiß-Ikon-Kathodenstrahl-Oszillographen. Der Verbrennungsdruck und der Kraftstoffleitungsdruck wurden mit Piezo-Quarz-Indikatoren ermittelt. Gemessen wurden Leistung, Drehzahl, Zylinderhöchstdruck, Steilheit des Druckerstieges, Brennstoffleitungsdruck, Düsenadelbewegung, Abgas-, Kühlwassereintritts- und Austrittstemperaturen sowie Kraftstoffverbrauch. In den Diagrammen (Bilder 4 und 5) sind Kurbelwinkelmarken mit aufgenommen, und zwar bei 45° vor O.T., bei O.T. und 45° nach O.T. Die Diagramme selbst umfassen einen Kurbelwinkel von nur etwa 100°.

Bild 1 zeigt den Querschnitt durch den Zylinderkopf mit Piezo-Quarz-Druckelement "a", Ionisationsstrecke "b", Anschluß

des Druckelements für den Leitungsdruck "o", Leitungsentlüftung "d", Meßgerät für Düsennadelbewegung "e", Kraftstoffleitung "f" und Leitung zum Thermoelement für Messung der Abgastemperatur "g". Bild 2 zeigt die Anordnung zur Vorwärmung, Entspannung, Messung und Zuführung des Butans. Bild 3 gibt den Schaltplan für die Aufzeichnung des Druckverlaufs, der Düsennadelbewegung und der Kurbelwinkelmarken mit einem Kathodenstrahlzillographen wieder. Durch den Zusatz von Butan oder Stadtgas ließ sich die Gemischbildung tatsächlich so verbessern, daß das Luftmischungsverhältnis $\lambda = 1$ erreicht wurde. Bei starkem Gaszusatz herrscht bis zum Erreichen der Leistungsgrenze rauchfreie Verbrennung. Man kann dadurch eine fast restlose Ausnutzung des Sauerstoffs der Verbrennungsluft erzielen.

Die Diagramme (Bild 4 und 5) zeigen Druckverlauf, Düsennadelbewegung, Zündverzug und Kurbelwinkelmarken. Bild 4 ist bei $n = 1500$ U/min mit Gasöl allein aufgenommen; es ergibt sich ein $p_e = 6,57$ atü und ein $\eta_e = 28,2\%$. Bild 5 zeigt die gleichen Vorgänge ebenfalls bei $n = 1500$ U/min für Gasöl + Butan; es ergibt sich ein $p_e = 7,07$ atü und ein $\eta_e = 31,5\%$.

Der Verlauf der Abgastemperaturen bei Gaszusatz lag durchweg unter denen bei reinem Gasölbetrieb.

Bild 6 zeigt Leistung " N_e ", mittleren Druck " p_e " und Wärmeverbrauch " w " bei Gasölbetrieb für Leistungsgrenze - - - - - und Rauchgrenze - - - - - über der Drehzahl. Bild 7 zeigt die gleichen für den Betrieb mit Gasöl + Butan, ebenfalls für die beiden Grenzen und über der Drehzahl.

Bild 8 zeigt Leistung " N_e ", mittleren Druck " p_e ", spezifischen Wärmeverbrauch " w ", Ladungswärme " Q_d " und Abgastemperatur " t_a " für den Betrieb mit Gasöl - - - - - und mit Gasöl + Butan über der Drehzahl.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß

1. in Abhängigkeit von der Leistung ein Butanzusatz von 20 bis 30 % möglich ist. Dadurch ergibt sich
2. eine Verbesserung der Ladungsausnutzung,
3. eine Leistungssteigerung um bis zu 20 %,
4. eine Drehzahlsteigerung von $n = 2200$ U/min auf $n = 2500$ U/min ohne wesentlichen Abfall des Drehmoments,
5. eine Verschiebung der Rauchgrenze nach oben,
6. eine Abgastemperaturniedrigung um bis zu 80° .
7. Weicherer Lauf bei geringen und mittlerem Butanzusatz, dabei
8. ein weniger steiler Druckerhöhung.
9. Die Leistungsgrenze bei Rauchfreiheit ergab fast restlose Ausnutzung des Sauerstoffs der Ladung.

10. Bei hoher Belastung machte sich der Butanzusatz im Wärmeverbrauch besonders günstig bemerkbar.
11. Der Gesamtwärmeverbrauch lag bei mittleren und höheren Belastungen bei etwa 2 000 Kcal/PS_{sh}.
12. Der Zündverzögerung wurde kleiner. Vergl. Bild 4 und 5.
13. Der Wirkungsgrad stieg bis auf fast 32 %.

Bei der hohen Verdichtung $\lambda : 19,5$ war die jeweilige Größe des möglichen Butanzusatzes von der Klopfgrenze abhängig. Es lag deshalb nahe, die Verdichtung zu verringern, um den Butananteil nach Möglichkeit steigern, den Gasölanteil aber verkleinern zu können. Vorversuche ergaben die Richtigkeit dieser Erwägung. Die Verdichtung durfte nur so weit verringert werden, daß noch ein sicheres Anspringen auch bei kaltem Motor möglich blieb.

Interessant war, daß bei Butanzusatz ein Betrieb mit Steinkohlenteeröl statt des Gasöles möglich war. Beim Umschalten von reinem Gasöl- auf reinen Teerölbetrieb blieb der Motor nach wenigen Zündungen stehen. Dagegen war beim Umschalten von Betrieb mit Gasöl + Butan auf Steinkohlenteeröl + Butan ein wesentlicher Unterschied im Betriebsverhalten nicht bemerkbar. Auch die erreichte Leistung lag höher als bei reinem Gasölbetrieb. Um die Einspritzpumpe zu schonen, wurden nur einige kurze Versuche mit Steinkohlenteeröl + Butan gefahren.

Auf Grund der gesammelten Erfahrungen wurde als erster ein Lastkraftwagen mit 6-Zylinder-Büssing-Vorkammermotor mit 12,7 l Hubraum und einer Drehzahl von $n = 1500 \text{ U/min}$ auf Generatorgas von einem Heizwert $H_u = \sim 1100 \text{ Kcal/m}^3$ aus einem Wiscovergaser umgestellt. Die vorhandene Vorkammer (Bild 9) wurde belassen, nur der Boden herausgebohrt (Bild 10). Die Glühkerze wurde durch einen Blindstopfen ersetzt. Die Verdichtung wurde auf $\lambda : 13,5$ herabgesetzt und der Einspritzpunkt der Pumpe auf etwa 40° vor O.T. vorverstellt. Die Luft- und Gaszuführung ergibt sich aus Bild 11. Es wurden mit dem umgebauten Wagen Züge bis zu 26,5 t Gesamtgewicht gefahren. Die Leistung des Motors ging um 15 bis 20 % herab, genügte aber bei der herabgesetzten Fahrgeschwindigkeit in allen Fällen. Auf starken Steigungen mußte zeitweise mit dem nächst kleineren Gang gefahren werden. Die Beschleunigung in der Ebene war ausreichend. Der Verbrauch an Zündöl betrug auf gemischter Strecke bei Anhängerbetrieb etwa 28 % des normalen Gasölverbrauches bei reinem Dieselbetrieb, ohne Anhänger etwa 25 %. Bei Fahrten auf der Reichsautobahn betrug der Zündölverbrauch nur etwa 17 %. Der Wagen läuft seit Anfang Juni in Regeltrieben der Reichsbahndirektion Hannover ohne jede Beanstandung. Bislang wurden etwa 3000 km zurückgelegt. Als zweites Fahrzeug wurde ein Omnibus mit dem gleichen Dieselvorkammermotor der Hannoverschen Straßenbahn auf Flüssiggas (Eichgas) umgestellt. Die Vorkammer wurde hier nach Bild 12 abgeändert, die Verdichtung auf $\lambda : 12,5$ vermindert und die Luft- und Gaszufuhr nach Bild 13 ausgeführt. Die Leistung des Motors konnte auf normaler Höhe gehalten werden, nur befriedigte hierbei die Laufruhe nicht. Im Hinblick auf diese wurde die Leistung um etwa 20 % herabgesetzt; Klopfen trat dann nicht mehr auf. Der Verbrauch an Zündöl betrug auf der Landstrecke 28 %, auf der Stadtstrecke bei planmäßiger

Omnibusfahrt 38 %. Die Beschleunigung war trotz vermindelter Motorleistung ausreichend. Der Wagen läuft seit Anfang Juli 1940 im normalen Omnibusdienst der Straßenbahn Hannover.

An einem 4-Zylinder-Büssing-Vorkammernmotor mit 4,9 l Hubraum, einer Drehzahl von 2000 U/min und einer Regelleistung von 60 PS wurden auf dem Prüfstand des Instituts Leistungen bei verminderter Verdichtung und abgeänderter Vorkammer, sowie Verbrauchsmengen unter Verwendung von Eich- und Flüssiggas gemessen. Hierbei konnte bei Verwendung von Eichgas die genannte Zahl von 20 % Minderleistung mit der elektrischen Pendel-Generator-Bremse - ohne jedes Klopfen auch bei der Beschleunigung - einwandfrei nachgeprüft werden. Die Versuche an diesem ortsfesten Motor werden fortgesetzt, um die vorläufigen Ergebnisse noch zu verbessern im Hinblick auf die noch primitiven Regelorgane der Erstausrüstung, auf die bestmöglichen Düsen und die Gemischbildungsvorgänge.

Als drittes Fahrzeug befindet sich ein Magirus-Lastkraftwagen mit Deutz-Vorkammernmotor und als viertes ein Vomag-Lastkraftwagen mit Wirbelkammernmotor (beide für Holzgas) in Umstellung. Bei allen Motorumstellungen ist besonderes Augenmerk darauf gerichtet worden, daß vollbetriebsfähige Wagen mit ausreichender Leistungsfähigkeit den Betrieben zur Verfügung gestellt wurden. Beim Umbau der Motoren wurde so wenig wie irgend möglich geändert und die Abänderungen mit allereinfachsten Mitteln ausgeführt. Es muß, entsprechend der jeweiligen Kraftstofflage, jederzeit in wenigen Stunden der alte Zustand des Motors herbeigeführt werden können, sodaß dann normaler Dieselbetrieb wieder möglich ist. Auch muß gefordert werden, daß der Wagen jederzeit ohne geringste Umstellung seine Fahrt im reinen Dieselbetrieb beenden kann, wenn Generatorschäden auftreten, oder sich Flüssiggasmangel zeigt.

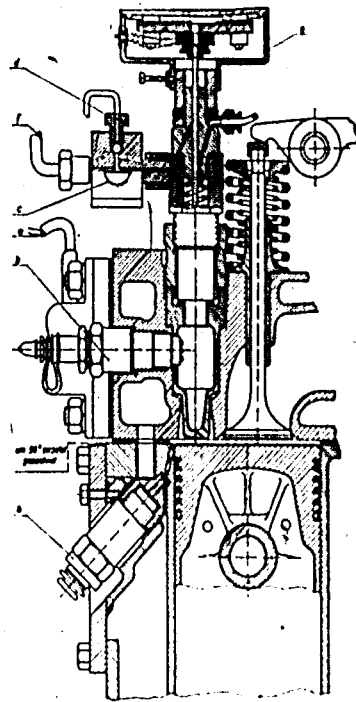


Bild 1

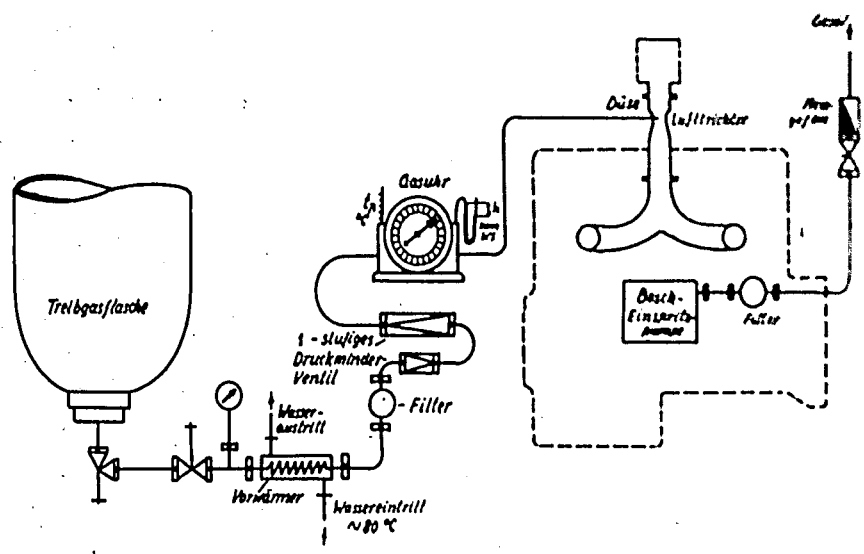


Bild 2. Rohrleitungsplan eines für den Betrieb mit Treibgaszusatz eingerichteten 4-Zylinder-45 PS-Magirus-Dieselmotors.

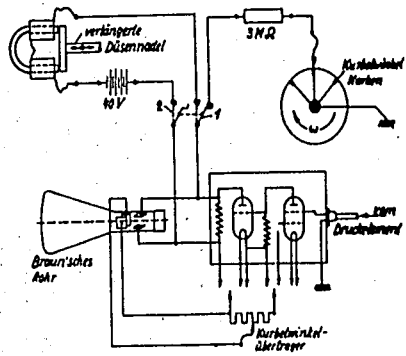


Bild 3. Indizieren eines Magirus-Vorkammer-Dieselmotors: Schaltung zum Aufzeichnen des Verbrennungsdruckverlaufes, der Düsenadelbewegung (ds/dt) und von Kurbelwinkel-Marken mittels Braun'scher Röhre.

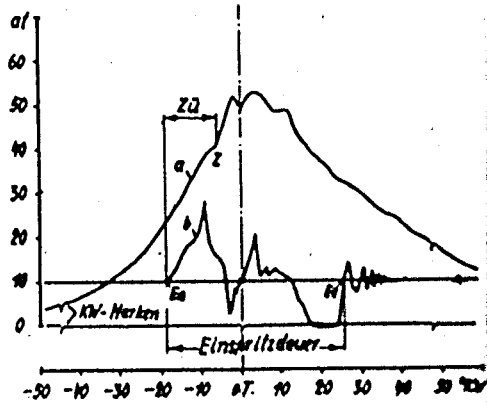


Bild 4

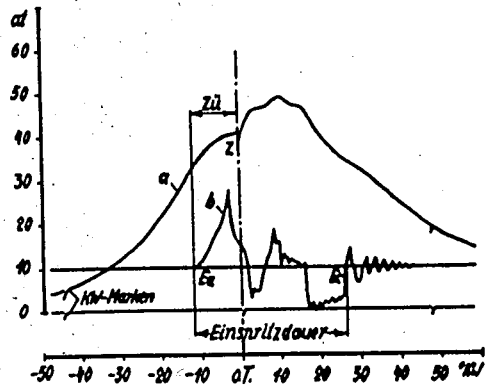


Bild 5

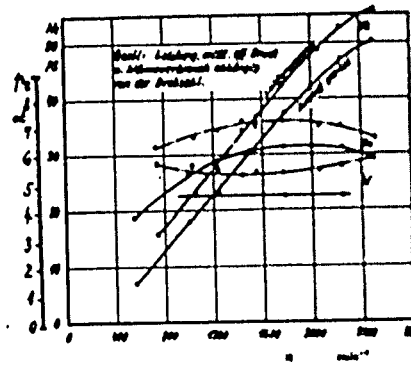


Bild 6

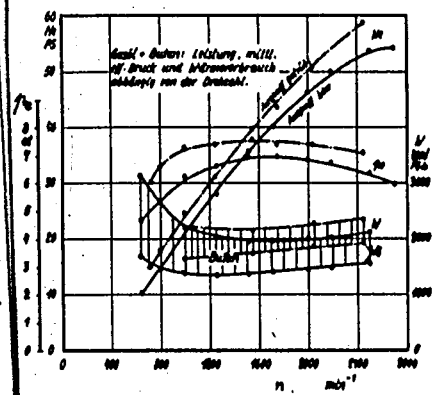


Bild 7

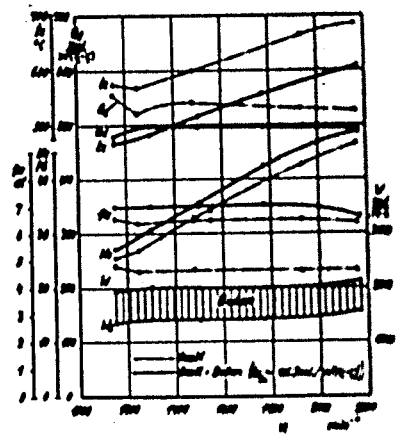


Bild 8. Versuche an der Rauchgrenze mit Gasöl und Gasöl + Butan: Leistung, mittl. effektiver Druck, spez. Wärmeverbrauch, Wärmedichte und Abgas-temperatur abhängig von der Drehzahl.

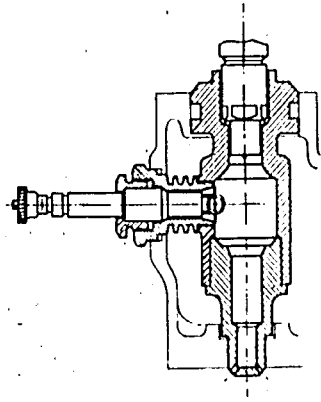


Bild 9

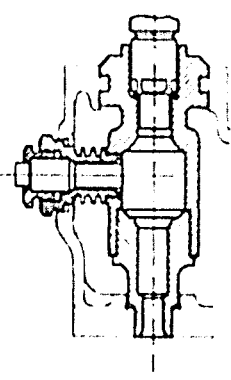


Bild 10

00046

8

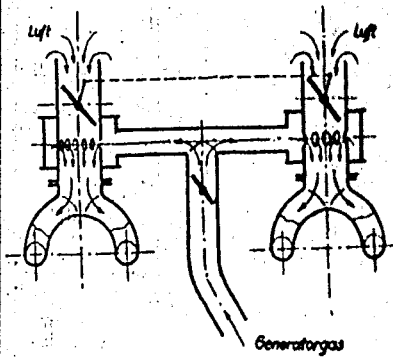


Bild 11

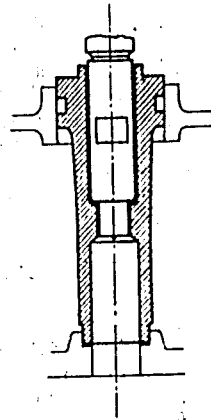


Bild 12

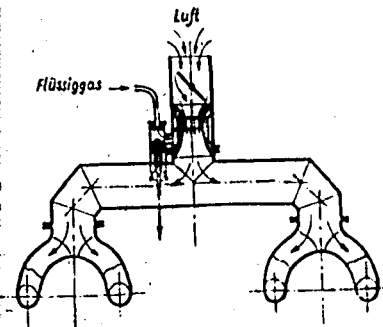


Bild 13

2. Flüssig- und Generatorgas-Betrieb des Dieselmotors

Zusammenfassung der bisherigen Erfahrungen und Versuchsergebnisse

Von Dr.-Ing. habil. R i x m a n n
Aus der Versuchsanstalt und Amtlichen Prüfstelle für
Kraftfahrzeuge an der Technischen Hochschule Berlin

A. Allgemeine Erkenntnisse über die Anwendung des Dieselgasverfahrens

Die Bedeutung des Dieselgasverfahrens ist grundsätzlich auf folgende Vorzüge gegenüber dem Ottoverfahren begründet:

1. Umbaumöglichkeit auf Gasbetrieb ohne wesentliche Änderungen am Motor, ohne Zeitverluste und mit nur geringem Material- und Kostenaufwand.
2. Unabhängigkeit von Lieferzeiten für die Umbauteile auf Ottobetrieb (Zylinderkopf, Zündaggregate).
3. Wechselbetrieb: Dieselgasverfahren - reines Dieselverfahren.
Hierbei steht, je nach der Bauart, sofort die volle Dieselleistung (bei Einspritzmotoren, Luftspeicher- und Luftkammermotoren) oder eine etwas reduzierte Dieselleistung (etwa 70 % bei umgebauten Vorkammermotoren) zur Verfügung.
4. Wirtschaftlichere Verbrennung des Gases infolge der hohen Verdichtung und damit größere Reichweite mit einer gegebenen Kraftstoffmenge (Speicherflasche bzw. Vorrat an festen Kraftstoffen).
5. Ein Leistungsabfall gegenüber Dieselbetrieb ist bei einzelnen Motortypen überhaupt nicht vorhanden, bei den anderen ist er auf jeden Fall geringer als bei Anwendung des Ottoverfahrens mit einer Verdichtung 1 : 7 bis 1 : 8.

Demgegenüber steht die Tatsache, daß stets eine bestimmte Mindestmenge (etwa 20 bis 30 %) des früheren Dieselölverbrauches verbraucht werden muß.

Praktisch beschränkt sich augenblicklich die Anwendung des Dieselgasverfahrens bei Fahrzeugmotoren auf Flüssiggas und Generatorgas. Leuchtgas und Methan, die sich von den Flaschengasen am besten für die Verwendung eignen, spielen im Augenblick eine untergeordnete Rolle.

Der Anwendungsmöglichkeit des Verfahrens im Fahrzeugdieselmotor sind bestimmte Grenzen gesetzt, die wegen der Betriebssicherheit eingehalten werden müssen. Diese liegen

- a) in der Klopffestigkeit des verwendeten Gases (obere Grenze des Verdichtungsverhältnisses),
- b) in der Notwendigkeit einer sicheren Zündung für alle Betriebsfälle (untere Grenze des Verdichtungsverhältnisses),
- c) in der zulässigen Drucksteigerung je °KW mit Rücksicht auf das Triebwerk,
- d) in der Notwendigkeit, das mittlere Temperaturniveau so niedrig zu halten, daß Glühstellen im Zylinder vermieden werden und sich nicht ein ungesteuerter Verbrennungsablauf einstellen kann. Dies gilt insbesondere für Generatorgas (hierbei obere Grenze des Verdichtungsverhältnisses).

Praktisch ergibt sich durch diese angezeigten Grenzen für die umzustellenden Motoren folgendes:

1. Flüssiggasbetrieb

Für den Diesel-Flüssiggasbetrieb mit der verhältnismäßig niedrigen Oktanzahl des Butans von etwa 90 (Butan ist jetzt bis zu 85 % im Flüssiggas enthalten) steht für alle Motoren die Vermeidung des klopfenden Betriebes im Vordergrund. Es ist bekannt, daß bei einer Otto-Maschine Gemische mit Luftüberschußzahl $\lambda = 1$ noch bis etwa $\epsilon = 1 : 9$ angewendet werden können. Für den Zweistoffbetrieb dagegen sind je nach der Zylindergröße und Motorenbauart Werte zwischen $\epsilon = 1 : 13,5$ bis $1 : 14,5$ anwendbar; es ist wichtig, sich darüber klar zu sein, daß hierbei die Verbrennung nicht mehr bei $\lambda = 1$, also bei bester Luftausnutzung vor sich geht, sondern bei beträchtlich höheren Luftüberschußzahlen, etwa $\lambda = 1,4$ oder $1,5$. Solche Werte ergeben hierbei noch ausgezeichnete Verbrennung, während dies in der Ottomaschine nicht mehr möglich ist.

Es ist nun bei der Umstellung eines Motors entscheidend, welche kleinste Luftüberschußzahl für die gegebene Konstruktion und Ausführung gerade noch anwendbar ist, ohne daß Klopfen eintritt. Danach richtet sich die Luftausnutzung und damit die Leistung. Es gibt wohl nicht einmal ein falsches Bild, wenn man bei einem gegebenen Kraftstoff von der Klopffestigkeit eines Motors bzw. eines Verbrennungsraumes spricht, ja, die Versuche haben gezeigt, daß innerhalb eines Motors bei den einzelnen Köpfen verschieden große Werte der Klopffestigkeit vorhanden sind, d.h. also, die einzelnen Köpfe vertragen verschieden große Luftüberschußzahlen. Da man sich bei einem vor dem gemeinsamen Ansaugrohr aufbereiteten Gasluftgemisch stets nach dem Verbrennungsraum mit der geringsten Klopffestigkeit richten muß, ist hierdurch das Gesamtmischungsverhältnis festgelegt. Es empfiehlt sich daher, in besonders schwierigen Fällen nicht einen gemeinsamen Mischer, sondern Einzelzuführung des Gases zu den Zylindern anzuwenden und das kleinste Mischungsverhältnis noch einzeln nachzuregulieren; bei einem Daimler-Benz-Motor ist dies mit Erfolg durchgeführt.

Was die Wirkung des eingespritzten Strahles mit vielfacher Entzündung des Gemisches auf den Verbrennungsablauf anbelangt, so ist anzunehmen, daß als Ursache für den trotz hoher Luftüberschuß

zahl ruhigen Verbrennungsablauf die gegenüber Kerzenzündung geringere Zündenergie des Zündstrahles anzusehen ist.

Der Unterschied zwischen klopfendem und ruhigen Motor wird beim Vergleich der Abbildungen 1 und 2 klar. Abb. 1 zeigt das Oszillogramm vom Zylinder 1 des Daimler-Benz-Motors OM 79 bei ruhigem Betrieb mit Vollast, während Abb. 2 denselben Zylinder bei einem durch vermehrte Gaszugabe, also unzulässig verringerten Luftüberschuß, hervorgerufenen Klopfen und sonst gleichen Bedingungen darstellt. Der Vergleich läßt erkennen, daß durch das Klopfen der Zünddruck von 29,5 at auf 54,6 at und der Druckanstieg von 1,05 auf 2,36 at/^{°KW} gestiegen ist. Der Leistungsabfall gegenüber Dieselbetrieb beträgt dabei rund 20 %, wodurch auch die absolut niedrigen Zünddrücke zu erklären sind.

Ein weiteres Mittel, bei gegebenem Verdichtungsverhältnis das Klopfen des Diesel-Flüssiggasbetriebes zu vermeiden, besteht darin, die Zündung nicht vor dem oberen Totpunkt, sondern im oder einige Grade nach dem oberen Totpunkt beginnen zu lassen. Je nach dem Gesamtzündverzug (Dieselöl + Gas) muß dann der Förderbeginn der Pumpe verändert werden. Für das angewendete Verdichtungsverhältnis und den gegebenen Dieselkraftstoff kann sich hierbei ein früherer oder späterer Zeitpunkt des Förderbeginnes gegenüber reinem Dieselbetrieb ergeben. Man kann keine allgemeine Regel angeben, daß bei Diesel-Flüssiggasbetrieb der Förderbeginn der Pumpe auf jeden Fall später gelegt werden muß. Wenn das Verdichtungsverhältnis gegenüber reinem Dieselbetrieb stark vermindert worden ist, ist sogar u. U. eine Vorverlegung dieses Zeitpunktes notwendig.

Die Oszillogramme zeigen in solchen Fällen verspäteter Zündung, daß der Kompressionsdruck bereits wieder etwas abgenommen hat, bevor der Druckanstieg durch die Zündung beginnt. Zweifelloos muß hierdurch eine gewisse Verminderung der Wirtschaftlichkeit und damit der Leistung in Kauf genommen werden.

Als Beispiel für die Beeinflussung des Druckverlaufes durch Zündverstellung werden einige Oszillogramme am MAN-Motor gezeigt; sie wurden in der Luftkammer aufgenommen, wodurch sich die zu erkennende zeitliche Verschiebung der Vorgänge ergab.

Abb. 3 zeigt den Druckverlauf bei klopfendem (b) und nicht klopfendem (a) Motor, wobei der Einspritzzeitpunkt gegenüber dem klopfenden Motor um 4 ^{°KW} zurückverlegt wurde. Wenn auch die dargestellten Oszillogramme sich auf die Beikammer beziehen, so kann aus dem Unterschied des Zünddruckes und des Druckanstiegs auf das Verhalten im Hauptverbrennungsraum geschlossen werden. Der Zünddruck stieg beim Klopfen von 38,5 at auf 52,2 at und der Druckanstieg an der steilsten Stelle von 0,9 auf 3,3 at/^{°KW}.

Eine dritte Möglichkeit, den Verbrennungsablauf träger zu gestalten und dadurch das Klopfen zu vermeiden, ist der Zusatz von Abgas, der als Verbrennungsbremse wirkt. Abb. 4 zeigt für den MAN-Motor in den Oszillogrammen (b) einen solchen durch Zusatz von etwa 12 % Abgas ruhig gestalteten Verbrennungsablauf. Der Druckanstieg je ^{°KW} ist gegenüber dem klopfenden Betrieb (a) mit sonst gleichen Bedingungen von 3 auf 1,7 at/^{°KW} zurückgegangen. Der Zünddruck ist ebenfalls geringer geworden, nämlich von 56 at auf 47 at. Durch die für die Zuführung des Abgases notwendigen Aufwendungen ist die Anwendung dieses Verfahrens naturgemäß erschwert.

Diese drei Möglichkeiten stehen also zur Verfügung, um bei einem gegebenen Verdichtungsverhältnis den unzulässigen Druckanstieg und damit das Klopfen beim Diesel-Flüssiggasbetrieb zu vermeiden. Welche dieser Möglichkeiten jeweils angewendet werden kann und welche die geringste Umbauarbeit hervorruft, ist ganz von der Motorbauart abhängig.

2. Generatorgasbetrieb

Durch die große Klopfbarkeit des Generatorgases bestehen bei diesem Gas die geschilderten Schwierigkeiten nicht, vielmehr ist es hierbei infolge der verhältnismäßig trägen Verbrennung notwendig, die unangenehme Wirkung von Glühstellen zu vermeiden, die durch die länger andauernde Verbrennung, namentlich bei ungebauten Vorkammermaschinen mit starker Wärmespeicherung, bei zu hohem Verdichtungsverhältnis, d.h. bei zu hohem mittlerem Temperaturniveau auftreten können.

Für jede Motorbauart muß das zulässige Verdichtungsverhältnis durch Versuche ermittelt werden, wobei naturgemäß gilt, daß der größere Zylinderdurchmesser einen kleineren Wert für ϵ und der kleinere Zylinderdurchmesser einen größeren Wert zuläßt. Wie schon erwähnt, ist besonders sorgfältig darauf zu achten, daß alle besonders zur Wärmespeicherung neigenden Stellen im Verbrennungsraum entfernt werden, z.B. scharfe Kanten, Ecken usw. oder, wenn dies nicht möglich ist, muß das Verdichtungsverhältnis entsprechend niedriger gewählt werden.

Für die untere Grenze des Verdichtungsverhältnisses ist neben der Notwendigkeit der sicheren Zündung auch das Startverhalten wichtig. Vorkammermaschinen, bei denen der Vorkammereinsatz entfernt worden ist, haben zwar die guten Startbedingungen der Einspritzmaschine, trotzdem ist es aber notwendig, durch Versuche zu klären, bei welcher Außentemperatur Starthilfsmittel angewendet werden müssen. Hierbei ist zu bemerken, daß, insbesondere bei Diesel-Generatorgasbetrieb, Glühkerzen nicht verwendet werden können, da sie durch die länger andauernde Verbrennung leicht zerstört werden. Die Lösung wird wahrscheinlich in der Anwendung von Heizflanschen oder von unmittelbarer Beheizung der Ansaugluft durch eine kleine Flamme mit Flüssiggas oder Generatorgas liegen.

B. Versuchsergebnisse

a) Versuchsmotoren und -Fahrzeug

Auf dem Prüfstand wurden bisher folgende Motoren ungebaut und untersucht:

1. 6 Zylinder-Henschel-Motor Typ J
Bohrung 125 mm, Hub 160 mm, Hubvolumen 11,76 ltr.
Höchstzahl $n = 1500$ U/min
Originalverdichtungsverhältnis $\epsilon = 1 : 13,8$
Umbau auf Flüssiggas und Generatorgas (Holz und Holzkohle)

2. 6 Zylinder-MAN-Motor DO 530
 Bohrung 105 mm, Hub 130 mm, Hubvolumen 6,7 ltr.
 Höchstdrehzahl 1800 U/min
 Originalverdichtungsverhältnis $\epsilon = 1 : 14$
 Umbau auf Flüssiggas

Ferner folgende Fahrzeuge:

3. Daimler-Benz 5 t - Motor Typ OM 79
 Bohrung 115 mm, Hub 165 mm, Hubvolumen 10,22 ltr.
 Höchstdrehzahl 1600 U/min
 Originalverdichtungsverhältnis $\epsilon = 1,17$
 Umbau auf Generatorgas (Holzkohle)
4. Das gleiche Fahrzeug
 Umbau auf Flüssiggas
5. Henschel 5 t - Motor Typ G
 Bohrung 110 mm, Hub 160 mm, Hubvolumen 9,12 ltr.
 Höchstdrehzahl 1500 U/min
 Originalverdichtungsverhältnis $\epsilon = 1 : 13,2$
 Umbau auf Generatorgas

b) Praktische Erfahrungen beim Umbau der Motoren

Motoren mit Luftpammer bzw. Luftspeicher

Der MAN-Motor mit Luftpammer mit $\epsilon = 1 : 14$ benötigte keine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses oder sonst an Verbrennungsraum; klopfreier Betrieb war durch Späterlegen des Einspritzzeitpunktes möglich, wobei sogar volle Leistung, kurzzeitig sogar bis 20 %, Mehrleistung erreichbar war.

Ähnlich liegen die Dinge beim Henschel-Lanova-Motor, der auch ohne jede Änderung am Verbrennungsraum in Betrieb genommen werden konnte, und zwar sowohl mit Flüssiggas als auch mit Generatorgas. Wegen Klopfneigung bei Flüssiggasbetrieb mußte der Luftüberschuß erheblich höher gehalten werden als im Dieselmotor, nämlich 1,5 bis 1,6 gegen 1,2. Hierdurch ergab sich ein Leistungsabfall von etwa 10 bis 15 %. Im Generatorgasbetrieb dagegen konnte die Luftladung voll ausgenutzt werden bis zur Luftüberschußzahl $\lambda = 1$. Die weiteren Versuche zeigten aber, daß es bei diesem Motor etwas günstiger ist, wenn die starke Unterteilung des Lanova-Verbrennungsraumes dadurch verändert wird, daß der Hauptspeicher abgeschaltet bleibt und durch eine doppelt so starke Zylinderkopfdichtung das entsprechende Volumen des Hauptverbrennungsraumes wieder zugefügt wird. Die Versuche hiermit sind noch im Gange. Unbedingt notwendig ist diese Änderung aber jedoch nicht, die im übrigen naturgemäß einen gewissen Einfluß auf die Leistung im Dieselmotor hat.

Vorkammer-Motoren

Wie schon erwähnt, ist es bei Vorkammermotoren notwendig, den Vorkammer-Abschluß zu entfernen, damit eine quasi Einspritz-

maschine entsteht. Es hat sich nicht nur bei den vorliegenden Versuchen am Daimler-Benz-Motor OM 79, sondern auch bei den Versuchen an anderen Stellen gezeigt, daß der Vorkammer-Abschluß im Dieselmotorbetrieb nach kurzer Zeit zerstört wird. Dies ist in der Hauptsache wohl darauf zurückzuführen, daß die durch die Bohrungen des Vorkammer-Abschlusses hindurchgedrückten Verbrennungsgase eine höhere Temperatur haben als im Dieselmotorbetrieb. Insbesondere bei Generatorgasbetrieb wurde diese Erscheinung beobachtet. Abb. 5 zeigt eine Vorkammer im Originalzustand (links) und nach erfolgreichem Umbau für den Dieselmotorbetrieb (rechts).

Bei den vorliegenden beiden Daimler-Benz-Motoren OM 79 wurde durch die Entfernung des Vorkammer-Abschlusses (Brenner) allein die Verdichtung nicht auf den notwendigen Wert von $1 : 13,5$ bis $1 : 14$ erniedrigt, sondern der Verbrennungsraum mußte auf andere Weise noch vergrößert werden. Beim Generatorgas-Wagen genügte es, die 2 mm starke Dichtung (Asbest mit Einlage) einfach zu verdoppeln. Irgendwelche Schwierigkeiten bezüglich der Wärmeabfuhr aus den Dichtungen ergaben sich hierbei nicht.

Anders war es jedoch bei dem Flüssiggas-Wagen, bei dem während des Versuchsbetriebes das Klopfen nicht immer vermieden werden konnte. Sobald Klopfen auftrat, zeigte sich nach kurzer Zeit Zerstörung der doppelten Dichtungen. Es ist anzunehmen, daß durch die hohen Zünddrücke elastisches Nachgeben einzelner Bauteile auftritt, wodurch der Anpressungsdruck zwischen Kopf und Zylinder verringert oder sogar aufgehoben wird, sodaß das heiße Gas und der herrschende hohe Druck die Dichtung zerstören können. Es war daher nötig, bei diesem Motor zwischen Zylinderblock und Kurbelgehäuse eine Platte einzulegen, die es ermöglichte, eine nur 0,6 mm starke Reinz-Dichtung zu verwenden. Diese wurde mit einer Einfassung versehen, wodurch der Anpressungsdruck um die Zylinderbohrung herum so vergrößert wurde, daß die erwähnten Zerstörungen nicht mehr eintraten. Es ist, wie Versuche der Firma Hugo Reinz, Spandau, ergeben haben, vorteilhaft, wenn irgend möglich in solchen Fällen die Bohrung der Dichtung mehrere mm gegenüber der Zylinderbohrung größer zu halten, so daß gerade noch eine genügend breite Dichtfläche übrigbleibt.

Bemerkenswert hierzu ist allgemein, daß bei klopfendem Betrieb Dichtungen häufig nur an einzelnen Köpfen zerstört werden, während andere beliebig lange halten. Offenbar ist also, da das Dichtungsmaterial das gleiche ist, die Ursache, wie erwähnt, im Motor zu suchen. Es sei ferner erwähnt, daß bei Zylinderbuchsen sorgfältig geprüft werden muß, ob durch verschieden großes Herausstehen der Buchse über dem Zylinderblock der Anpressungsdruck für alle Zylinder gleich groß wird; wenn nicht, kann durch Beilagen nachgeholfen werden.

Bei Motoren ohne Zylinderbuchsen ist die Anwendung von Einfassungen oder Armierungen der Dichtung nicht immer notwendig, wenn der Anpressungsdruck, auch unter den Beanspruchungen des nicht immer zu vermeidenden klopfenden Betriebes, gleichmäßig und genügend groß ist. Hier kann nur der Versuch restlos Klarheit bringen.

Abb. 6 zeigt eine Dichtung, bei der nach kurzer Betriebszeit durch Nichtbeachtung dieser oben beschriebenen Voraussetzung

das Dichtungsmaterial unter dem Einfluß des klopfenden Betriebes mit Flüssiggas an einem Zylinder teilweise herausgeschoben wurde, am anderen dagegen nicht.

Als weitere Folge des klopfenden Betriebes konnten an einzelnen Zylinderköpfen bei verschiedenen Motoren Wärmerisse beobachtet werden, die allerdings den Betrieb nicht weiter störten.

Ferner muß auf die Kühlung der Düsen, insbesondere im Generatorgasbetrieb, hingewiesen werden. Weil hierbei, wie schon erwähnt, der Verbrennungsvorgang offenbar länger dauert als im reinen Dieselbetrieb, ist auf besonders gute Abführung der Wärme aus den Düsen zu achten, um ein Festsitzen der Düsenadel nach einer bestimmten Laufzeit zu vermeiden. Schwierigkeiten können sich dann ergeben, wenn die Düse frei in den Verbrennungsraum hineinragt und sich nicht, wie es bei neueren Motoren meistens der Fall ist, auf eine Düsenplatte abstützt, die nur eine Bohrung für den austretenden Strahl besitzt und die die Wärme ausgezeichnet und für den Dieselgasbetrieb ausreichend abführt.

In solchen Fällen muß geprüft werden, ob nicht nachträglich Maßnahmen zur besseren Kühlung getroffen werden können.

c) Leistung und Verbrauch

1. MAN-Motor DO 530, Düsen normal

Abb. 7 zeigt Leistung und Verbrauch dieses Motors im Vollastbetrieb über der Drehzahl. Bei dieser Darstellung wurde für beide Betriebsarten gleiche Leistung eingestellt. Es sei hier noch einmal vermerkt, daß durch Ausnutzung des großen Luftüberschusses im Dieselgasbetrieb mit Flüssiggas an diesem Motor die Leistung noch kurzzeitig um 20 % gesteigert werden konnte. Von 900 U/min aufwärts wurde im Vollastbetrieb größere Gesamtwirtschaftlichkeit als im Dieselbetrieb erzielt; der niedrigste Verbrauch von 2100 kcal/PS_h bei $p_{me \max}$ zeigt deutlich die Überlegenheit dieses Verfahrens gegenüber dem Otto-Motor, bei dem solche niedrigen Werte nicht erzielbar sind; das schraffierte Feld gibt die Ersparnis an. Der für die Erreichung dieser Leistung notwendige Dieselölanteil r , bezogen auf den reinen Dieselbetrieb, beträgt 20 bis 24 %.

Interessant ist eine Betrachtung des Luftüberschusses für beide Betriebsarten (vgl. Abb. 8). Während im reinen Dieselbetrieb, offenbar durch die Fördercharakteristik der Pumpe, mit zunehmender Drehzahl eine Anreicherung des Gemisches von $\lambda = 1,6$ auf 1,3 bei 1700 U/min eintrat, genügte für die gleiche Leistung im Dieselgasbetrieb ein λ von 1,6. Hierin ist die größere Wirtschaftlichkeit im Dieselgasbetrieb begründet.

Bei Teillast ergeben sich umgekehrte Verhältnisse für die Wirtschaftlichkeit. Abb. 9 zeigt den spezifischen Wärmeverbrauch über dem Dieselölanteil r aufgetragen. Es ist zu erkennen, daß bei gleichem Dieselölanteil r mit abnehmender Teillast der spezifische Wärmeverbrauch gegenüber reinem Dieselbetrieb immer größer wird. Mit steigendem Dieselölanteil r werden die Unterschiede gegenüber reinem Dieselbetrieb immer

geringer. Da bei einer anderen Strahleinspritzmaschine mit Luftspeicher diese Erscheinung nicht beobachtet wurde, liegt hier wahrscheinlich ein Einfluß der Luftkammer auf den Verbrennungsablauf bei Teillast vor.

Das Bild gibt ferner einen Überblick über den Einfluß des konstant eingestellten Reglerstangenweges mit zunehmender Teillast. Hierdurch ergibt sich klar, daß um im Vollast- und Teillastbetrieb gleiche Dieselölanteile zu erhalten, der Reglerstangenweg durch ein Schleppegestänge mit abnehmender Teillast verringert werden muß, sonst tritt bei Teillast notwendigerweise eine Erhöhung des Dieselölanteiles ein, z.B. bei 4,17 mm Reglerstangenweg eine Erhöhung von $r = 20\%$ bei Vollast auf fast 40% bei 43% Last. Durch Schleppegestänge ist jedoch $r = 20\%$ auch bei 43% leicht zu halten; der Reglerstangenweg muß dann auf etwa 3,3 mm verringert werden.

Diese Prüfstanduntersuchungen werden voll bestätigt durch den Fahrbetrieb. Eine kürzlich von der Reichspost veranstaltete Versuchsfahrt über 2000 km mit einem auf Flüssiggas umgestellten MAN-Omnibus mit einem Motor gleicher Type wie vorher ergab einen mittleren Dieselölanteil von rd. 22% , wobei dieser Mittelwert sich auf niedrige Belastungen bei Fahrt in der Ebene und auf die bei starken Steigungen erforderliche Vollast bezieht. Viele hundert Kilometer Autobahn mit Höchstgeschwindigkeit konnten genau so betriebssicher durchgeführt werden wie das Befahren von starken Steigungen in den Voralpen und im Schwarzwald.

2. Henschel-J-Motor, Düsen normal

Der Henschel-J-Motor wurde sowohl mit Flüssiggas als auch mit Holzkohlengas betrieben. Abb. 10 zeigt einen Überblick über die erreichten Leistungen. Hierbei bezieht sich der Flüssiggasbetrieb mit 12 bis 16% Leistungsabfall auf den dazals erreichten kloppfreien Betrieb. Mit Generatorgas (Holz und Holzkohle) wurde ein Leistungsabfall von $20 - 24\%$ gemessen. Die angeschriebenen Zahlen beziehen sich auf den Dieselölanteil r . Die Versuche mit dem Motor sind noch in Gange; während bisher die Kurven mit Flüssiggas sich auf die nicht umgebaute Maschine beziehen, werden jetzt Kontrollversuche mit dem erwähnten Umbau vorgenommen, bei dem der Speicher abgeschaltet ist und der Hauptverbrennungsraum durch eine größere Zylinderkopf-dichtung in demselben Maße vergrößert ist. Nach den Vorversuchen ist hiermit ein besserer Betrieb zu erwarten. Erwähnt sei hier eine wichtige Frage, die für den Dieselgasbetrieb allgemein von Bedeutung ist. Es ist unbedingt nötig, daß der Kraftstoffstrahl frei in den Raum hineinspritzen kann. Je zentraler der Kraftstoffstrahl und mit je größerem Spritzwinkel dieser in den Hauptverbrennungsraum eintritt, um so günstiger ist der Verbrennungsablauf. Große Störungen können dadurch hervorgerufen werden, daß der Kraftstoffstrahl die Wand berührt.

3. Daimler-Benz OM 79 mit Generatorgas (Holzkohle), Düsen DN 1583 95° at.

Der oben genannte Daimler-Benz-Wagen mit Motor OM 79, umgebaut auf Holzkohlengas, wurde vor Inbetriebnahme auf dem Rollprüfstand untersucht. Die Ergebnisse zeigt Abb. 11. Über

der Wagengeschwindigkeit sind die Leistungen für Diesel- und Dieselgasbetrieb sowie der Leistungsverlust dargestellt. Während die schwarz ausgezogene Kurve die Radleistung im reinen Dieselbetrieb darstellt, geben die strichpunktierten Linien die Leistung im Dieselgasbetrieb an. Als Parameter ist der Dieselölanteil r eingetragen. Diese Kurven zeigen, daß die erreichte Leistung unmittelbar vom Dieselölanteil r abhängt. Während bei 12 - 13 % Dieselölanteil der Leistungsverlust, am Rad gemessen, zwischen 30 und 40 % liegt (entsprechend einem Verlust an Motorleistung von 20 bis 30 %), geht dieser bei 30 % Dieselölanteil auf 10 - 20 % am Rad (d.h. etwa 7 - 15 % Verlust an Motorleistung) zurück.

Diese Erscheinung ermöglicht eine Regelung der höchstzulässigen Drehzahl (entsprechend 38 km/h) unmittelbar durch die eingespritzte Dieselölmenge, indem bei vollständiger Entlastung des Prüfstandes der Fliehkraftregler der Dieselpumpe durch zunehmende Verringerung der eingespritzten Menge die Drehzahlregelung übernimmt. Hierdurch wurde auch eine zusätzliche Vorrichtung erspart, die im Gasbetrieb auch noch die Gasmenge bei Erreichen der Reglerdrehzahl abregelt. Bei Fahrt auf glatter Straße und voll durchgetretenem Gaspedal wird hierdurch die Geschwindigkeit stets konstant auf dem eingestellten Wert beibehalten, wobei allerdings eine unvollständige Verbrennung des Gases bewirkt wird, aber zugleich eine gleichmäßige Belastung des Generators. Dieses Fahrzeug hat inzwischen rund 9000 km, davon rund 7000 km im Betrieb der Reichsbahn, zurückgelegt. Bis auf eine Reinigung und Kontrolle der Düsen ergab das Verfahren keinerlei Störungen. Die Zylinderkopfdichtungen (doppelte "Diring"-Dichtungen 4 mm hoch) waren einwandfrei.

Der Gasölverbrauch betrug im Stadt- und Überlandverkehr im Betrieb der Reichsbahn im Mittel 10,5 ltr/100 km. Mit einem mittleren Verbrauch mit Anhänger von 50 ltr/100 km im reinen Diesel-Betrieb bei gleicher Betriebsart ergibt sich ein Dieselölanteil von rund 20 %. Hierbei betrug das Gesamtgewicht des Lastzuges (mit Anhänger) im Mittel 15 t. Die mittlere Reisegeschwindigkeit auf der Landstraße konnte bei 38 km Höchstgeschwindigkeit auf 34 km/h gehalten werden, ein Wert, der durchaus zufriedenstellend ist.

Daimler-Benz OM 79 mit Flüssiggas, Düsen DN 431, 95 at
 Derselbe Wagen im Flüssiggasbetrieb zeigte auf dem Rollprüfstand etwa 20 % Leistungsabfall des Motors bei einem Dieselölanteil von 9 % bei 26 km/h und 13 % bei 38 km/h. Durch Vergrößerung des Dieselanteils konnte die Leistung vergrößert und damit der Leistungsabfall verringert werden.

Im Fahrbetrieb bei Versuchsfahrten ergaben sich Verbrauchswerte wie in untenstehender Tabelle:

Ohne Anhänger. Gesamtgewicht 10,750 t

	mittl. Geschw. km/h	Verbr. Dieselöl ltr/100 km	Dieselöl- anteil r %
Straße	15,30	10,21	32,5
Landstraße	33,45	7,48	22,9
Autobahn	34,37	7,13	23,3

Mit Anhänger, Gesamtgewicht 18,370 t

	mittl. Geschw. km/h	Verbr. Dieselöl ltr/100 km	Dieselöl- anteil r %
Straße	--	--	--
Landstraße	30,9	7,62	20,4
Autobahn	32,8	6,36	16,5

Dieses Fahrzeug ist jetzt im Bereich der Reichsbahn eingesetzt und für Flüssiggas mit 85 % Butan (Eichkraftstoff) eingerichtet.

5. Henschel G mit Generatorgas (Holz), Düsen DN 4910, 140 at
Der Henschel-Motor G, auf Holzgasbetrieb umgebaut, hatte ein Verdichtungsverhältnis von 14,5. Diese Verdichtungssteigerung erfolgte einfach durch Abschalten der Hauptspeicher, indem die Speicherventile entfernt und dafür Stopfen von der Größe des Hauptspeichers eingeschraubt wurden. Die Mitführung der Speicherventile in einem besonderen Kasten im Wagen ermöglicht es, in kürzester Zeit durch Wiedereinbau der Speicherventile den Original-Dieselmotor wiederherzustellen.

Die Versuchsfahrten ergaben Verbrauchswerte laut untenstehender Tabelle.

Zugwagengewicht 11,23 t		Stadt		Landstraße		Autobahn	
		Diesel	Diesel- gas	Diesel	Diesel- gas	Diesel	Diesel- gas
Geschwindigkeit	km/h	33,8	33,3	36,2	35,4	41	38,6
Gasölverbrauch	ltr/100 km	29,7	8,88	28,5	8,42	27,1	8,95
% Gasölverbrauch	%	100	29,9	100	29,5	100	33,0
Holzverbrauch	kg/100 km	--	104,7	--	89,5	--	78,1
<u>mit Anhänger insges. 19,5 t</u>							
Geschwindigkeit	km/h	--	--	30,9	29,4	--	--
Gasölverbrauch	ltr/100 km	--	--	35,1	9,9	--	--
% Gasölverbrauch	%	--	--	100	28,3	--	--
Holzverbrauch	kg/100 km	--	--	--	--	--	--

Nach den Versuchsfahrten hat der Wagen bis Mitte August rund 2300 km im Streckengebiet der Reichsbahn zurückgelegt, wobei das gesamte Gewicht des Zuges bei 8,1 t Nutzlast 17,8 t betrug. Der Gasölverbrauch ergab sich dabei im Mittel zu 12,6 ltr/100 km, gegen etwa 50 ltr im reinen Dieselmotorbetrieb. Dies entspricht einem Gasölanteil von rund 25 %. Auch bei diesem Motor kann durch Erhöhung des Dieselölanteils die Leistung nicht unbeträchtlich gesteigert werden. Dies spielt für den Stadtverkehr und für das Befahren gebirgiger Strecken eine große Rolle.

d) Mischvorrichtung und Regelung

Besondere Sorgfalt ist der Mischung des Gases mit der Luft zuzuwenden. Insbesondere gilt dies für Generatorgas. Hier hat sich gezeigt, daß ein einfaches Zusammenbringen der Gase - etwa durch ein T-förmiges Mischstück - nicht ausreicht. Ferner haben die Versuche gezeigt, daß eine Mischung unter Zuhilfenahme von Wirbelung möglichst zu vermeiden ist. Am besten ist die Aufteilung des Gases durch viele Bohrungen oder durch Schlitze an der Mischstelle, wodurch die Diffusion mit der Luft erleichtert wird. Notwendig ist eine nachfolgende Diffusionsstrecke von etwa 300 mm bis zur ersten Abzweigung.

Die Güteregelelung durch Betätigung der Gasklappe bei Generatorgas bzw. der Gasregelnadel bei Flüssiggas durch den Fußhebel hat sich durchweg bewährt. Da diese Regelart im Verbrauch nicht ungünstiger ist als die Drosselregelung, ist sie aus Gründen der größeren Einfachheit vorzuziehen.

Zusammenfassung

Die Versuchsarbeiten zur Umstellung von Dieselmotoren auf Generator- und Flüssiggas im Diesel-Gas-Betrieb des letzten halben Jahres haben ergeben, daß das Verfahren keine grundsätzlichen Schwierigkeiten mehr macht. Die umgestellten Motoren mit direkter Strahleinspritzung und Luftpumpe bzw. Luftspeicher sowie die umgebauten Vorkammernmotoren zeigen, daß mit verhältnismäßig geringer Umbauarbeit das Verfahren in kürzester Zeit an einen Dieselmotor angewendet werden kann.

Hierbei sind gewisse Voraussetzungen zu erfüllen, die sich bei Flüssiggas vor allen Dingen darauf beziehen, das Klopfen zu vermeiden. Als Mittel hierfür wurde Einstellung des Für jeden Zylinder gerade noch zulässigen Luftüberschusses, Einstellung des Zündbeginns in oder nach dem oberen Totpunkt und schließlich Zuführung von Abgas in gewissen Grenzen festgestellt.

Das Verdichtungsverhältnis muß hierbei auf etwa 1 : 13,5 bis 1 : 14,5 gesenkt werden. Auch bei Generatorgas ist eine Senkung des Verdichtungsverhältnisses auf etwa dieselben Werte notwendig, hier aber nicht zur Vermeidung von Klopferscheinungen, sondern um das mittlere Temperaturniveau so zu senken, daß sich infolge der trägeren Verbrennung keine Glühstellen bilden. Der Einspritzzeitpunkt kann hier im allgemeinen gegenüber Dieselmotor weit vorverlegt werden, um eine möglichst gute Leistung zu erzielen.

Über anfängliche Schwierigkeiten an Dichtungen und Discen wurde berichtet. Sie können aber grundsätzlich als überwunden gelten.

Die Messungen auf den Prüfständen und im Fahrbetrieb zeigten, daß in einigen Fällen z. B. beim MAN-Motor die gleiche Leistung wie im Dieselmotor erzielt wurde, in den übrigen Fällen aber Leistungseinbußen zwischen 10 und 20 % in Kauf genommen wer-

00058

20

den mußten. Bei Flüssiggas sind diese Leistungseinbußen durch den kleinstzulässigen Luftüberschuß, bei Generatorgas durch den Gemischheizwert, bedingt. Soweit noch Luft unausgenutzt bleibt, kann durch Vergrößerung des Dieselölanteils die Leistung gesteigert werden. Bei allen Motoren liegt im Fahrbetrieb der mittlere Dieselölanteil zwischen 15 und 30 %. Der Streckenbetrieb von zwei Generatorfahrzeugen bei der Reichsbahn hat die grundsätzliche Bewährung des Verfahrens in der Praxis gezeigt.

4
4

Daimler-Benz OM 79
 Diesel-Gas
 $n = 1280 \text{ U/min}$
 Förderbeginn 30° v.O.T.
 Klopfreier Betrieb

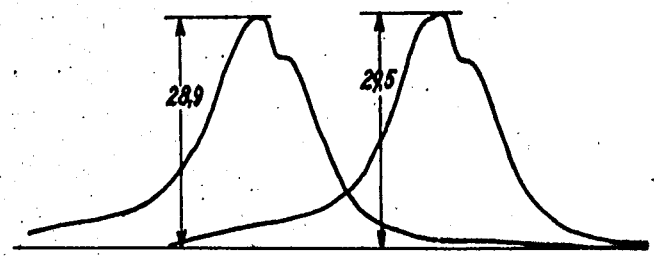


Abb. 1
 Druckverlauf am Zylinder 1 des Daimler-Benz-Motors OM 79 bei Diesel-Flüssiggasbetrieb (Eichkraftstoff), klopfrei bei richtig eingestelltem Luftüberschuß Dieselölanteil $r = 10 \%$

Daimler-Benz OM 79
 Diesel-Gas
 $n = 1280 \text{ U/min}$
 Förderbeginn 30° v.O.T.
 Klopfender Betrieb

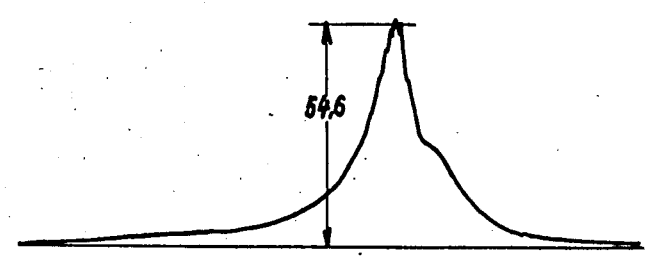


Abb. 2
 wie Abb. 1, jedoch klopfender Betrieb durch zu kleinen Luftüberschuß

MAN D 0530
 Diesel-Gas
 $n = 1200 \text{ U/min}$
 Förderbeginn a) 30° , b) 34° v.O.T.
 Dieselölanteil konstant

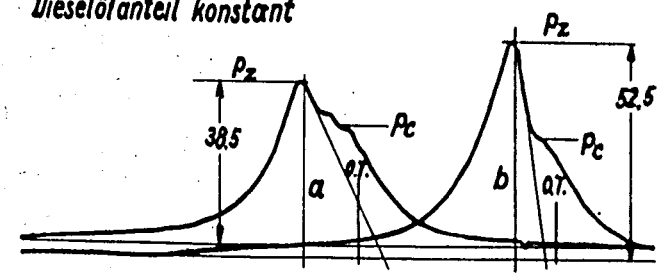


Abb. 3
 Druckverlauf in der Luftkammer von Zylinder 6 des MAN-Motors IO 530 bei Diesel-Flüssiggasbetrieb (handelsübliches Flüssiggas) bei verschiedenen Einspritzzeitpunkten
 a) klopfreier Betrieb bei 30° v.o.T. Förderbeginn
 b) klopfender Betrieb bei 34° v.o.T. Förderbeginn

MAN D 0530
 Diesel-Gas
 $n = 1400 \text{ U/min}$
 a) ohne Abgaszusatz; b) mit Abgaszusatz
 Dieselblanteil konstant

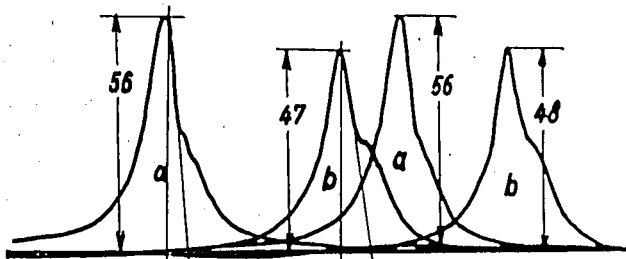


Abb. 4 wie Abb. 3, jedoch bei konstantem Einspritzzeitpunkt mit und ohne Abgaszusatz

- a) klopfender Betrieb ohne Abgaszusatz
- b) klopfreier Betrieb mit rd. 12 % Abgaszusatz

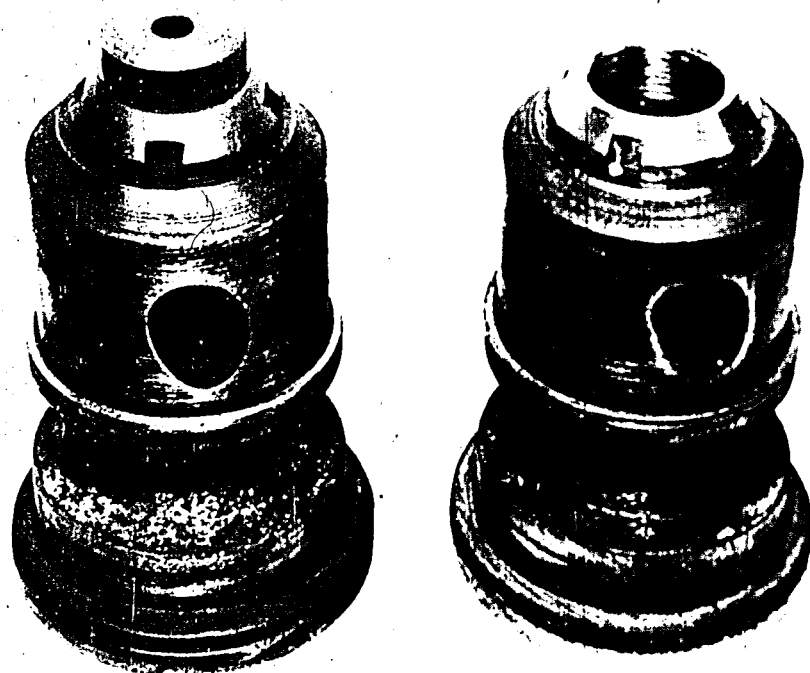


Abb. 5. Vorkammern vom Daimler-Benz OM 79
 rechts - für Dieselgasbetrieb hergerichtet
 links - im Originalzustand

Abb. 6

Zylinderkopf-
dichtung und Zy-
linderkopf vom
Daimler-Benz
OM 79 im Ver-
suchsstadium

bei Zylinder 6
ist infolge un-
genügenden An-
preßdruckes bei
klopfendem Be-
trieb das Dich-
tungsmaterial
herausgedrückt
worden;

bei Zylinder 5
blieb die Dich-
tung unbeschä-
digt.

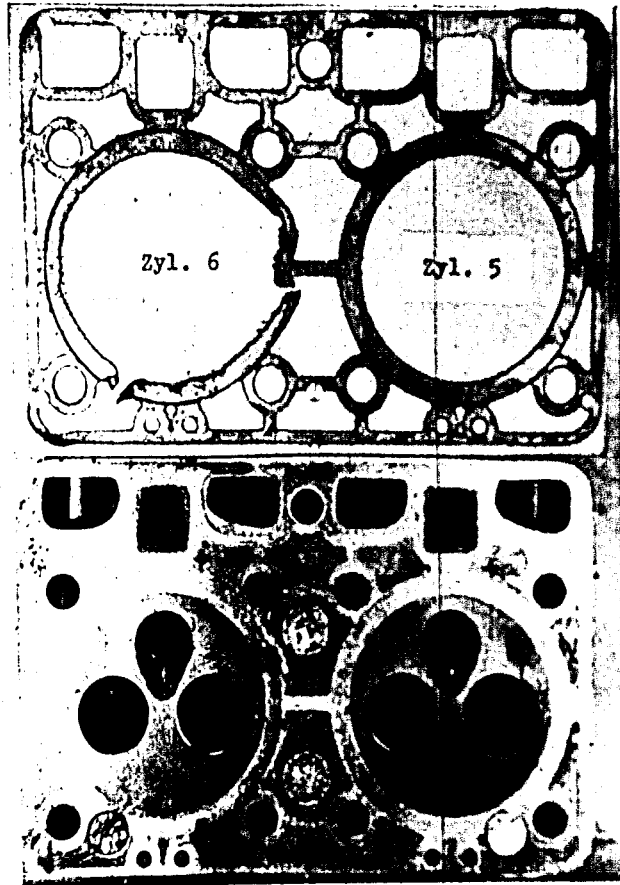
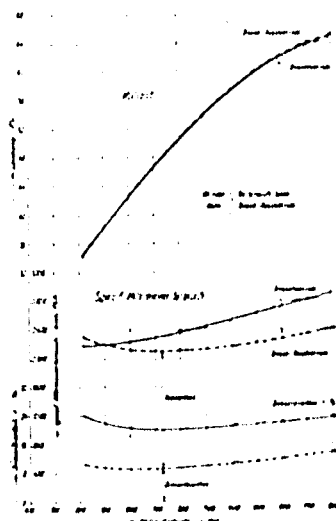


Abb. 7. Leistung, spezif. Wärme-
verbrauch und Dieselölanteil in
Abhängigkeit von der Drehzahl im
Diesel- und Diesel-Gasbetrieb.
Motor: MAN - D 0530

- Kraftstoff: 1. reiner Dieselbetrieb
Dieselkraftstoff II
2. Diesel-Gasbetrieb
Dieselkraftstoff II
u. Flüssiggas



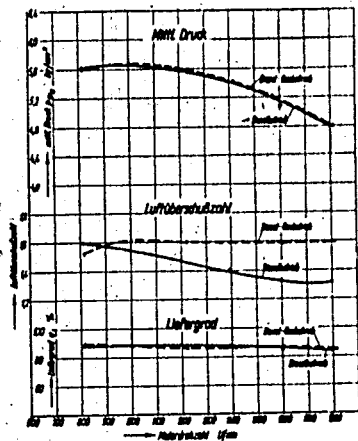


Abb. 8. Mittlerer Druck, Luftüberschusszahl und Liefergrad in Abhängigkeit von der Drehzahl im Diesel und Diesel-Gasbetrieb.

Kraftstoff: 1. reiner Dieselbetrieb Dieselkraftstoff II
 2. Diesel-Gasbetrieb Dieselkraftstoff II u. Flüssiggas

Motor: MAN D 0530

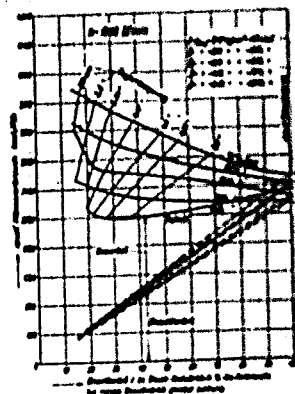


Abb. 9. Spezif. Wärmeverbrauch bei versch. Belastungen in Abhängigkeit vom Dieselölanteil bei Diesel-Flüssiggas-Betrieb für $n = 1000$ U/min.

Kraftstoff: Dieselkraftstoff II und Flüssiggas

Motor: MAN D 0530

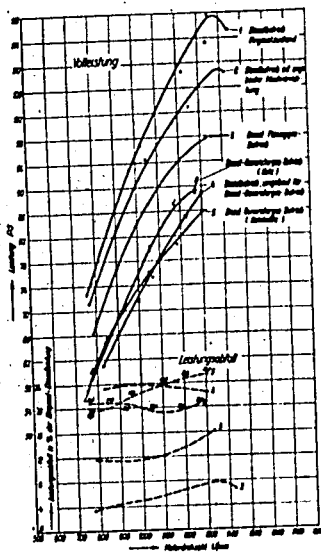


Abb. 10. Volleistung und Leistungsabfall in % bei Diesel-Flüssiggasbetrieb und Diesel-Generatorgasbetrieb in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Motor: Henschel, J², 125 mm Ø Bohrung, 160 mm Hub, 1170 l Hubvol.

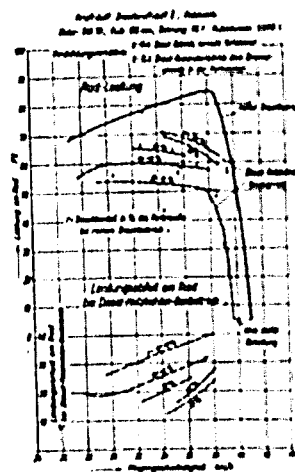


Abb. 11. Radleistung und Leistungsabfall bei Diesel-Generatorgas- gegen reinen Dieselbetrieb auf dem Wagenprüfstand in Abhängigkeit von der Wagengeschwindigkeit. (Mercedes T77, 1.5000, Hebelein-Generator, Motor 1427)

3. Wirkungsgrad und Verbrennungsablauf im Dieselmotor

Von Prof. Dr.-Ing. L i s t

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Hochschule Graz

Ein grundsätzlicher Überblick über die Zusammenhänge zwischen dem zeitlichen Ablauf der Verbrennung, der Leistung und dem Wirkungsgrad kann am vollkommenen Motor mittels thermodynamischer Rechnungen gewonnen werden.

Der vollkommene Motor stellt, wie bekannt, das unerreichbare Ziel der Entwicklung im Motorenbau dar. Er verwirklicht den motorischen Arbeitsvorgang ohne Verluste, außer denen, die zwangsläufig mit dem Arbeitsverfahren verbunden sind, und gibt den Maßstab für die Güte des wirklichen Motors. Bei neuzeitlichen Motoren liegt der Gütegrad zwischen 70 und 80 %, d. h. dieser Bruchteil der im vollkommenen Motor aus der gleichen Brennstoffmenge erzielbaren Arbeit wird im wirklichen Motor geleistet. Die zusätzlichen Verluste im wirklichen Motor sind demnach nicht allzu erheblich und daher die für den vollkommenen Motor entwickelten Zusammenhänge mit recht guter Annäherung auch für den wirklichen Motor gültig.

Bei den neuzeitlichen Untersuchungen am vollkommenen Motor werden die wirklichen physikalischen Eigenschaften der Gase und die chemischen Veränderungen und chemischen Gleichgewichtsverhältnisse bei der Verbrennung berücksichtigt. Verdichtung und Ausdehnung erfolgt nach Adiabaten. Der Zustandsänderung während der Verbrennung werden einfache Gesetze zu Grunde gelegt.

Um brauchbare Schlüsse vom vollkommenen auf den wirklichen Motor ziehen zu können, ist es notwendig, die Druckverhältnisse während der Verbrennung bei beiden annähernd in Übereinstimmung zu bringen. Das ist möglich, wenn die Endpunkte der Verdichtung des wirklichen und des Diagramms der vollkommenen Maschine zur Deckung gebracht werden.

Zwischen dem Druckverlauf während der Verbrennung, wie ihn das Diagramm gibt, und dem zeitlichen Verlauf der Wärmeentwicklung besteht ein eindeutiger Zusammenhang. Die Darstellung der Wärmeentwicklung erfolgt am klarsten durch das Brenngesetz, in welchem die Brenngeschwindigkeit, ausgedrückt durch die je Zeiteinheit frei werdende Wärme, in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt wird. Als Zeitmaß gilt der Kurbelwinkel.

Die Zielsetzung bei der Gestaltung des idealen Brenngesetzes ergibt sich einerseits aus dem Streben nach gutem Wirkungsgrad, andererseits auch aus Anforderungen, die an den Druckverlauf zu stellen sind. Mit Rücksicht auf die Haltbarkeit der Bauteile, derzeit vor allem der Lager, ist eine Begrenzung des bei der Verbrennung auftretenden Höchstdruckes erforderlich. Die Grenze ist vom Stande der Entwicklung abhängig und liegt heute bei Fahrzeugmotoren im allgemeinen zwischen 50 und 80 kg/cm². Pischinger hat in rechnerischen Untersuchungen an Schubstangen nachgewiesen,

daß die Höhe der wirklich auftretenden Beanspruchung auch wesentlich von der Geschwindigkeit des Druckanstieges abhängt. Sie kann bei steilem Anstieg des Druckes ein Vielfaches der statischen Beanspruchung betragen. Von der Steilheit des Druckanstieges hängt auch das Zündgeräusch des Motors im Wesentlichen ab. Im praktischen Betrieb ergeben sich in dieser Hinsicht befriedigende Verhältnisse, wenn der Druckanstieg $2 \text{ at}/^\circ\text{KW}$ nicht wesentlich überschreitet.

Die Forderung nach einer Begrenzung der Höchstdruckes läßt sich bei der vollkommenen Maschine am einfachsten durch ein Diagramm mit gemischter Verbrennung erfüllen. Bei diesem schließt sich an eine Gleichraumverbrennung eine Gleichdruckverbrennung an. Die Grenzfälle sind die reine Gleichraum- und die reine Gleichdruckverbrennung.

Verändert man bei gemischter Verbrennung und gleichbleibendem Höchstdruck das Verdichtungsverhältnis, so erhält man die in Bild 1 dargestellten Wirkungsgrade. Der Luftüberschuß wurde mit $\lambda = 1,4$, demnach ungefähr Vollast entsprechend, angenommen. Die Wirkungsgrade werden am größten bei der reinen Gleichdruckverbrennung, wenn also die Drucksteigerung auf den gegebenen Höchstdruck allein durch die Verdichtung erfolgt. Ein kleiner Gleichraumteil beeinträchtigt den Wirkungsgrad nicht wesentlich. Bei gegebenem Höchstdruck ist demnach mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad das Gleichdruckdiagramm anzustreben.

Bild 2 zeigt nun für verschiedene Verdichtungsverhältnisse und damit für verschiedene Anteile des Gleichraumteils an der Gesamtverbrennung die Zusammenhänge zwischen Wirkungsgrad und Mitteldruck der Teillasten. Bemerkenswert ist das starke Ansteigen des Wirkungsgrades mit dem Luftüberschuß. Der Höchstdruck bei Teillasten nimmt bei Gleichdruckverbrennung nicht ab. Bei gemischter Verbrennung verringert er sich nach Bild 3 mit der Belastung umso mehr, je größer der Anteil der Gleichraumverbrennung ist. Das kann für Motoren, die viel mit Teillasten arbeiten müssen, einen größeren Gleichraumteil in der Verbrennung wünschenswert machen.

Im allgemeinen soll eine Annäherung an die Gleichdruckverbrennung angestrebt werden. Sie kann allerdings mit den heutigen Verbrennungsverfahren im allgemeinen nicht erreicht werden.

Der Gleichdruckverbrennung entsprechen Brenngesetze nach Bild 4. Sie sind annähernd dreieckförmig und umso kürzer und steiler, je höher der Verdichtungsdruck, also der Höchstdruck wird. Gemischte Verbrennung mit konstantem Höchstdruck und verschiedenen Verdichtungsverhältnissen erfordern Brenngesetze nach Bild 5. Je größer der Gleichraumteil ist, desto niedriger muß das Verdichtungsverhältnis gewählt werden, desto schlechter ist, wie früher gezeigt wurde, der Wirkungsgrad.

Berücksichtigt man auch die Forderung nach einer begrenzten Geschwindigkeit des Druckanstieges, so ergeben sich an Stelle der reinen Gleichraumverbrennung Brenngesetze nach Bild 6. Die Wirkungsgrade werden durch die längere Dauer der Verbrennung unbedeutend kleiner, der Höchstdruck wird nur wenig beeinflusst.

Für konstanten Höchstdruck und verschiedene Verdichtungsverhältnisse sowie einer zulässigen Geschwindigkeit des Druckanstie-

retenden Beanspruchung auch wesent-

ges von $\frac{dp}{dx} = 2 \text{ at/}^\circ\text{KW}$ sind die in Bild 7 dargestellten Brenngesetze erforderlich. Diese stellen die Idealform des Brenngesetzes mit gemischter Verbrennung dar und sind dann anzustreben; wenn aus irgendwelchen Gründen (z. B. vermindertem Höchstdruck bei Teillasten) Gleichdruckverbrennung nicht erwünscht ist.

Die bisherigen Ausführungen galten für den selbstansaugenden Motor mit einem Anfangsdruck von $0,95 \text{ kg/cm}^2$. Zieht man auch eine Veränderung des Anfangsdruckes in Betracht, demnach also Aufladung und theoretisch auch Drosselung, so zeigt sich aus Bild 8, daß der erreichbare Mitteldruck bei festgelegtem Höchstdruck ganz außerordentlich vom Brenngesetz abhängt. Mit Gleichdruckverbrennung lassen sich bei erträglicher Triebwerksbeanspruchung hohe Mitteldrücke erzielen.

Bild 9 läßt erkennen, daß hohe Mitteldrücke im allgemeinen infolge der Höchstdruckgrenze mit niedrigem Wirkungsgrad erkauft werden müssen, denn hohe Aufladung muß durch eine Verringerung des Verdichtungsverhältnisses ermöglicht werden. Für einen gegebenen Mitteldruck ist der höchste Wirkungsgrad wieder durch das Gleichdruckbrenngesetz erreichbar. Eine Steigerung des Höchstdruckes wirkt sich ungefähr verhältig auf den Mitteldruck aus, der Wirkungsgrad bleibt annähernd gleich.

Aus der Untersuchung lassen sich zusammenfassend zur Erzielung hohen Wirkungsgrades bei selbstansaugenden und aufgeladenen Motoren folgende Richtlinien aufstellen:

1. Durch eine verbesserte Beherrschung des Verbrennungsablaufs sind Diagramme mit geringer Drucksteigerung gegenüber dem Verdichtungsdruck anzustreben.

2. Durch Entwicklungsarbeit vor allem an den Lagern und am Triebwerk sind die zulässigen Höchstdrücke im Zylinder hinaufzusetzen.

Eine Voraussetzung für die Klärung der Zusammenhänge zwischen Verbrennungsbedingungen und Brenngesetz ist die Bestimmung des letzteren an der wirklichen Maschine. Die Kenntnis des Brenngesetzes ermöglicht weiter auch eine Teilung der inneren Verluste in der Maschine und damit eine verfeinerte Wertung von motorischen Verbrennungsverfahren und die Gewinnung von Erkenntnissen, die zu einer Verbesserung des Gütegrades und damit des Verbrauchs ausgenutzt werden können.

Über eine einschlägige Untersuchung, an welcher in meinem Institut gearbeitet wird, will ich im folgenden kurz berichten:

Die inneren Verluste im Motor, deren Auswirkungen im Gütegrad zusammengefaßt sind, bestehen:

1. Aus den Verlusten durch unvollkommene Verbrennung. Diese waren bei den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen im allgemeinen klein und werden daher in der Darstellung vernachlässigt.

2. Durch die Verluste infolge des nicht zeitgerechten Ablaufs der Verbrennung. Als Vergleichsprozeß nimmt man den Gleichraumprozeß an, der den höchsten Wirkungsgrad bei gegebenem Verdich-

tungsverhältnis gibt. Die verhältnismäßige Abminderung des Wirkungsgrades durch den von der Gleichraumverbrennung abweichenden Verlauf kann als Gleichraumgrad η_g bezeichnet werden.

3. Aus den Verlusten durch den Wärmeübergang an die Wände. In Bezug auf diese ist von Bedeutung:

a) die Menge der übergegangenen Wärme als Maß für die Wärmebelastung der Bauteile der Maschine während der Arbeitsvorgänge,

b) die Wirkungsgradverminderung, die man ebenfalls als Verhältniszahl η_w einführt und als Wandwirkungsgrad bezeichnet.

4. Aus den bei eingeschnürten Brennräumen im Zylinder entstehenden Strömungsverlusten, die man zweckmäßig durch ein subtraktives Glied $\Delta\eta_{st}$ berücksichtigt.

Der Innenwirkungsgrad ist demnach:

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_g \cdot \eta_w - \Delta\eta_{st}$$

Die Untersuchung wurde mit der Bestimmung der Brenngesetze und der Verlustteilung an einem Einzylinderviertakt Dieselmotor von 2 ltr Hubraum und einer Drehzahl bis zu 1500 U/min begonnen. In dem Motor können verschiedene Verbrennungsverfahren (direkte Einspritzung, Vorkammer, Wirbelkammer, Luftspeicher) verwirklicht werden. Die Einrichtungen dafür wurden bewährten Ausführung nachgebildet, erreichen aber mangels Feinheit der Abstimmung, für die uns die Zeit fehlte, deren Mitteldruck und Verbrauchswerte nicht. Die Durchführung von Untersuchungen verschiedener Verbrennungsverfahren an einer Maschine hat den Vorteil, daß die Unterschiede in den Verfahren besonders klar hervortreten.

Die Grundlage für die Bestimmung des Brenngesetzes und für die Verlustteilung bilden sorgfältig durchgeführte Brennstoff- und Luftverbrauchsmessungen und eine genaue Indizierung der Maschine. Dazu wurde der DVL-Glimmlampenindikator verwendet, der sich in dem hier in Betracht kommenden Drehzahlbereich als sehr brauchbares, wenn auch nicht ganz einfach zu bedienendes Gerät erwies.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse an drei verschiedenen typischen Verbrennungsverfahren: einem Verfahren mit direkter Einspritzung, einem Vorkammer- und einem Wirbelkammerverfahren. Die Höchstwerte des Innenwirkungsgrades liegen nach Bild 10 bei den drei untersuchten Verfahren in ungefähr gleicher Höhe.

Bild 11 zeigt die Gleichraumwirkungsgrade. Mit steigender Belastung tritt ein Abfall ein, der, wie sich z. B. aus den Brenngesetzen Bild 12 ergibt, durch Nachbrennen bei kleinem Luftüberschuß verursacht ist.

Große Unterschiede bestehen im Wärmeübergang. Die Vorkammer liegt infolge der großen Strömungsenergie und der dadurch verursachten heftigen Gasbewegung im Zylinder nach Bild 13 an ungünstigsten. Natürlich ist auch der Wandwirkungsgrad (Bild 14) bei der Vorkammer am niedrigsten. Die Reihung: direkte Einspritzung, Wirbelkammer und Vorkammer entspricht ungefähr den Strömungsenergien, die für die Wirbelung aufgewendet werden.

Der Strömungsverlust (Bild 15) ist nur bei der Ver-
so groß, daß er erfaßt werden konnte. Die Größe dieses Verlustes
hängt davon ab, wann die kinetische Energie wieder in Wärme um-
gesetzt wird und kann nur abgegrenzt, aber nicht genau festgestellt
werden. Der Verlust ist bei großen Belastungen im vorliegenden
Fall nicht erheblich, verschlechtert aber doch den Wirkungsgrad
merkbar. Die untersuchte Wirbelkammer hatte verhältnismäßig gro-
ße Überströmöffnungen, daher nur sehr kleine Strömungsverluste,
die nicht gesondert nachgewiesen wurden. Bild 16 zeigt den Ein-
fluß des Zündpunktes bei den drei Verfahren. Ein Vorrücken ver-
bessert im allgemeinen den Gleichraumgrad, erhöht jedoch die Ver-
luste durch den Wärmeübergang und damit auch die Wärmebelastung
des Motors. Durch diese gegenläufigen Einflüsse entsteht ein
Höchstwert des Innenwirkungsgrades, der in den vorliegenden Fäl-
len annähernd bei einem Verbrennungsbeginn im Totpunkt liegt.

Die Brenngesetze der untersuchten Systeme (Bild 17) wei-
chen erheblich von den idealen Brenngesetzen ab. Die direkte Ein-
spritzung liegt infolge der schlagartigen Zündung am ungünstig-
sten. Eine Zusammenstellung eines idealen Brenngesetzes mit
gleichem Höchstdruck und begrenztem Druckanstieg und eines ge-
messenen Brenngesetzes in Bild 18 zeigt die Unterschiede deut-
lich. Das Verhältnis der Gleichraumwirkungsgrade des idealen
Brenngesetzes und des wirklichen Brenngesetzes ist 0,96. Es
könnte demnach durch eine bessere Steuerung der Verbrennung bei
gleichem Höchstdruck und gleicher Verdichtung eine Verbesserung
des Brennstoffverbrauches um 4 % erzielt werden. Eine weitere
Verbesserung ließe sich erreichen, wenn durch Verwirklichung
eines Dreieckbrenngesetzes, wie es der Gleichdruckverbrennung
entspricht, die Verdichtung bis zum Höchstdruck möglich würde.

Auch Brenngesetze, die F. A. F. Schmidt an verschiedenen
Dieselmotoren bestimmt hat, zeigen im allgemeinen einen wenig be-
friedigenden Verlauf. Bei diesen, wie bei unseren Messungen, neh-
men die anfangs hohen Verbrennungsgeschwindigkeiten im Laufe der
Verbrennung ab, während gerade der umgekehrte Verlauf erwünscht
wäre. Die Beherrschung des Verbrennungsablaufes mit neuzeitli-
chen Verfahren ist demnach noch ungenügend und erreicht im allge-
meinen noch nicht das, was man früher mit der Lufteinblasung -
allerdings bei mäßigen Drehzahlen - erzielen konnte.

Eine Kette von Zusammenhängen führt von der Ausbildung der
Einspritzteile zum Einspritzgesetz (dem zeitlichen Verlauf der
Einspritzung) und von diesen über das Brenngesetz zum Druckver-
lauf, Wirkungsgrad und Mitteldruck. Die Glieder bis zum Ein-
spritzgesetz sind durch die technische Erkenntnis gut erfaßt, die
Einspritzung kann weitgehend beherrscht werden. Auch die Zusam-
menhänge zwischen Brenngesetz, Druckverlauf, Wirkungsgrad und Mit-
teldruck sind, wie ich Ihnen zeigen konnte, abgesehen vom zeitli-
chen Verlauf des Wärmeübergangs, als klares Wissensgut vorhanden.
Im schwierigsten Gebiet zwischen Einspritzgesetz und Verbrennungs-
gesetz klafft jedoch sowohl in der praktischen Beherrschung der
Verbrennung wie auch in Bezug auf den Einblick in die Vorgänge
eine große Lücke, bei deren Schließung Entwicklung und Forschung
zusammenarbeiten müssen.

00668

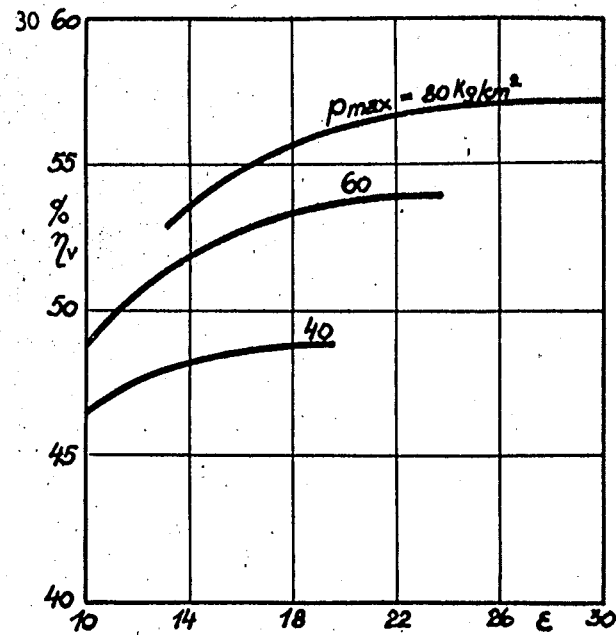


Bild 1. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v bei gegebenem Höchstdruck $\lambda = 1,4$. Endpunkt der Verdichtung entspricht dem eines wirklichen Diagramms mit einer Verdichtungsline $p \cdot v^{\lambda} = \text{konst.}$

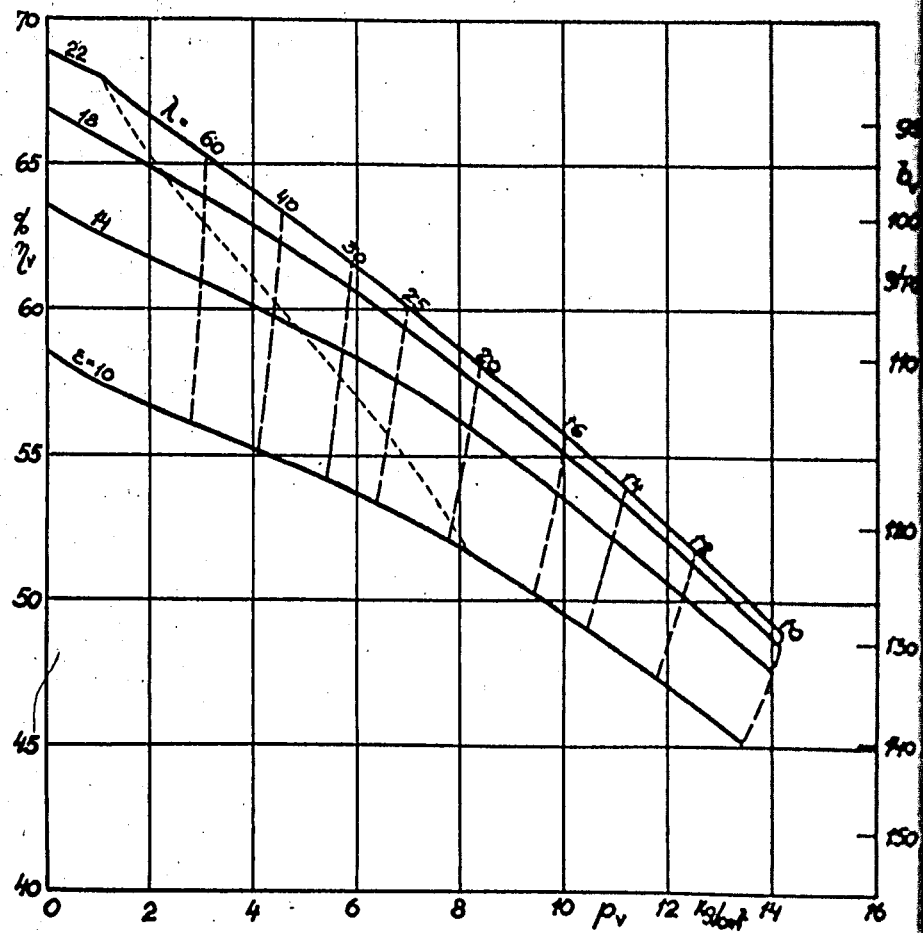


Bild 2. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v bei einem Höchstdruck von 60 kg/cm²

0068

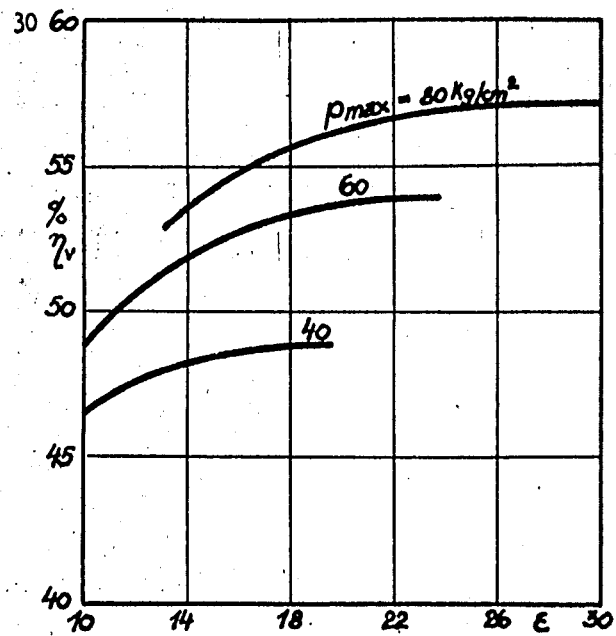


Bild 1. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v bei gegebenem Höchstdruck $\lambda = 1,4$. Endpunkt der Verdichtung entspricht dem eines wirklichen Diagramms mit einer Verdichtungsline $p \cdot v^{1,4} = \text{konst.}$

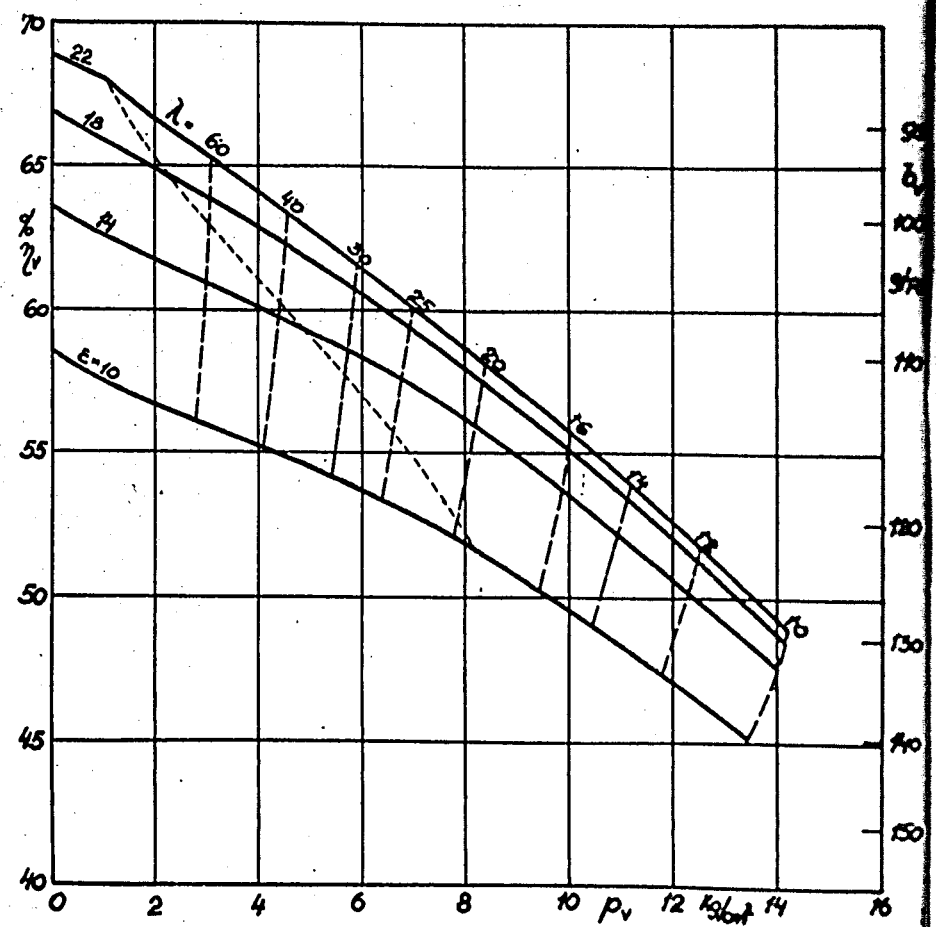


Bild 2. Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v bei einem Höchstdruck von 60 kg/cm²

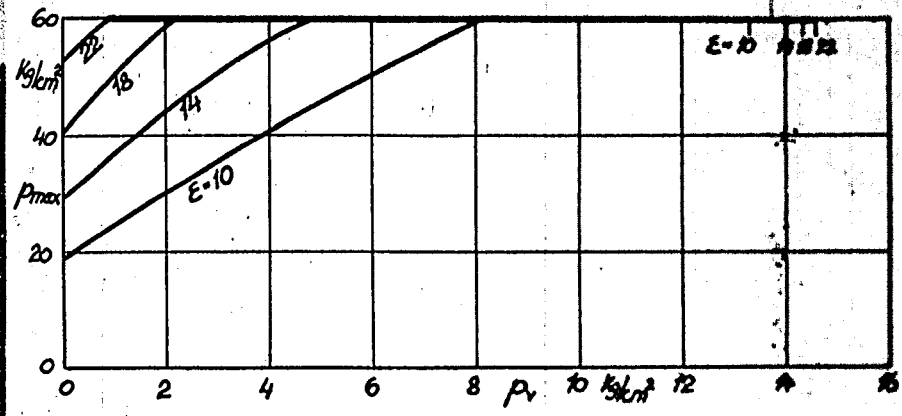


Bild 3. Verlauf des Höchstdruckes bei Teillasten.

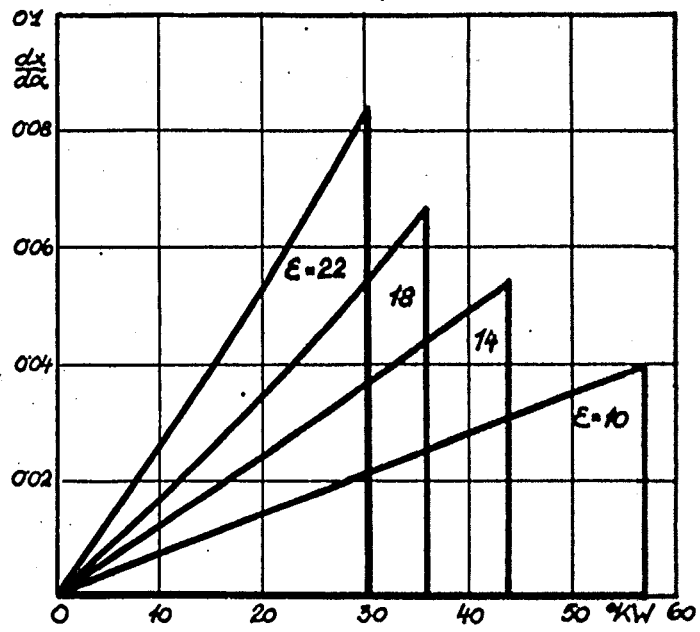


Bild 4. Brenngesetze für Gleichdruckverbrennung.

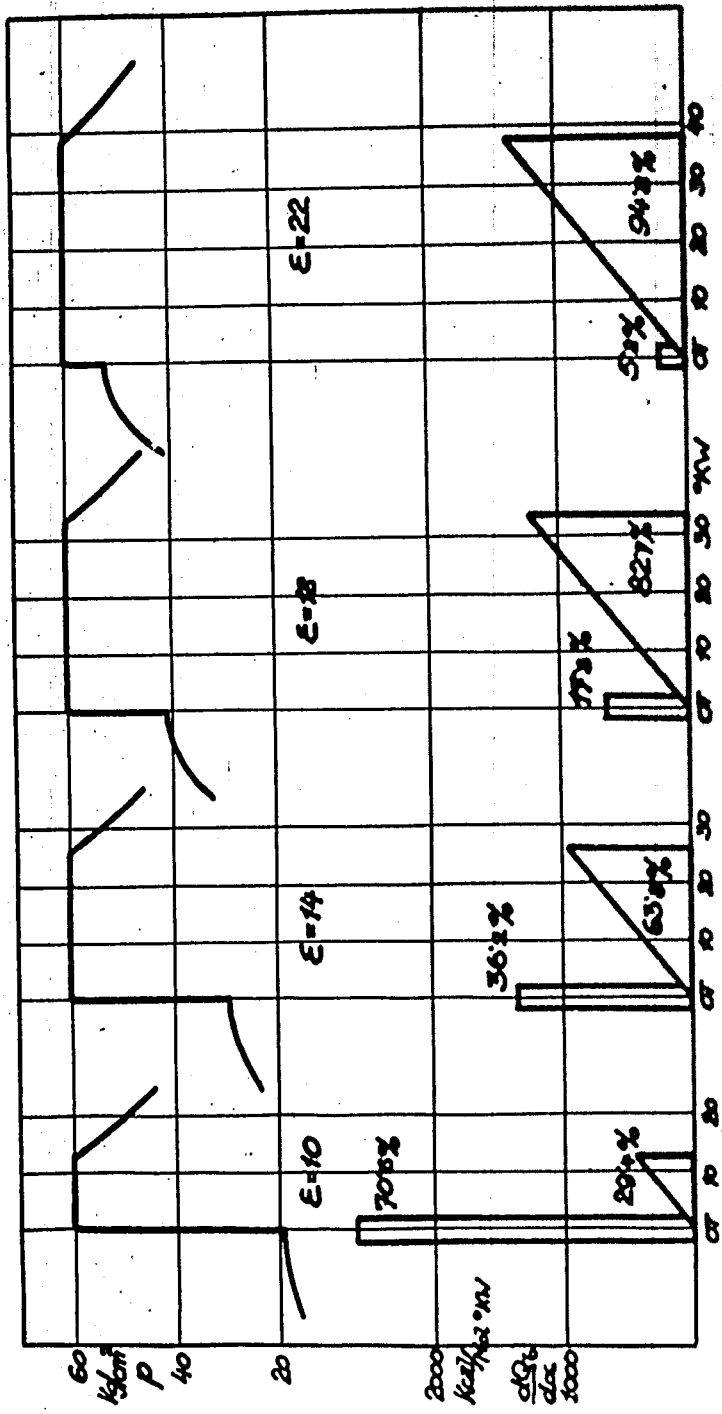


Bild 5. Druckverlauf und Brenngesetz für gemischte Verbrennung mit einem Höchstdruck von 60 kg/cm².

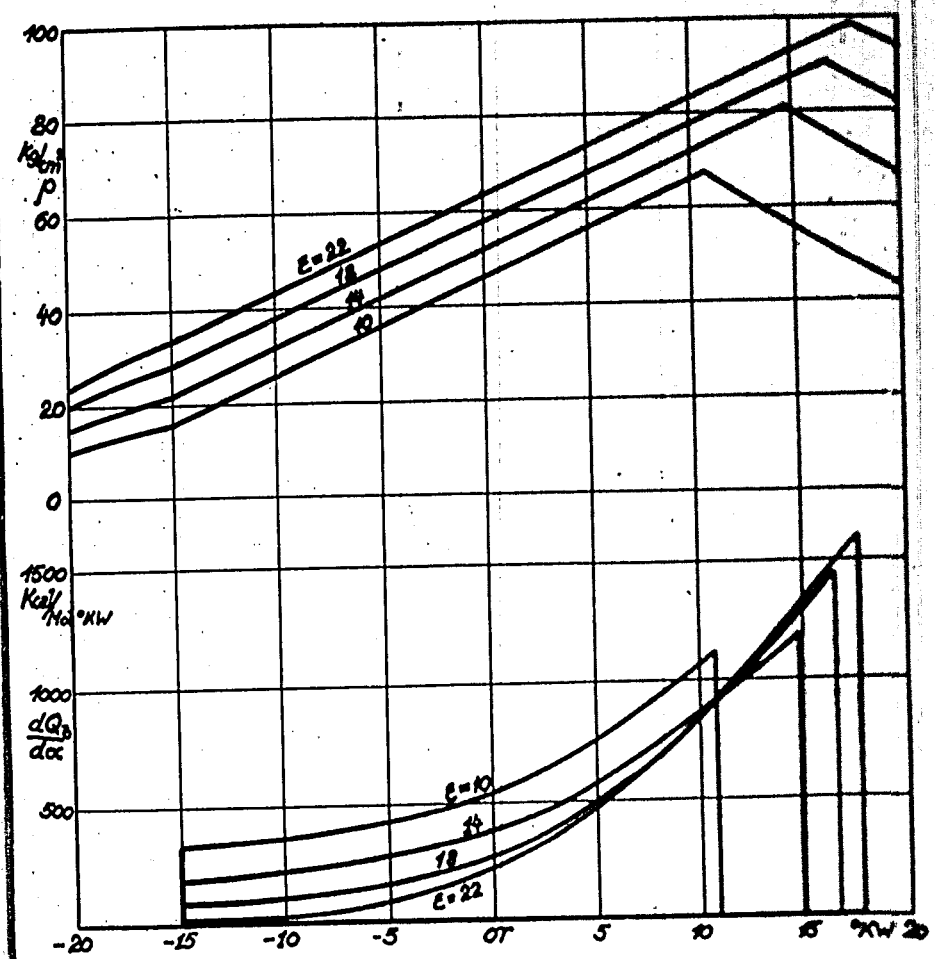


Bild 6. Brenngesetze mit konstantem Druckanstieg
 $\frac{dp}{d\alpha} = 2 \text{ at}/^{\circ}KW.$

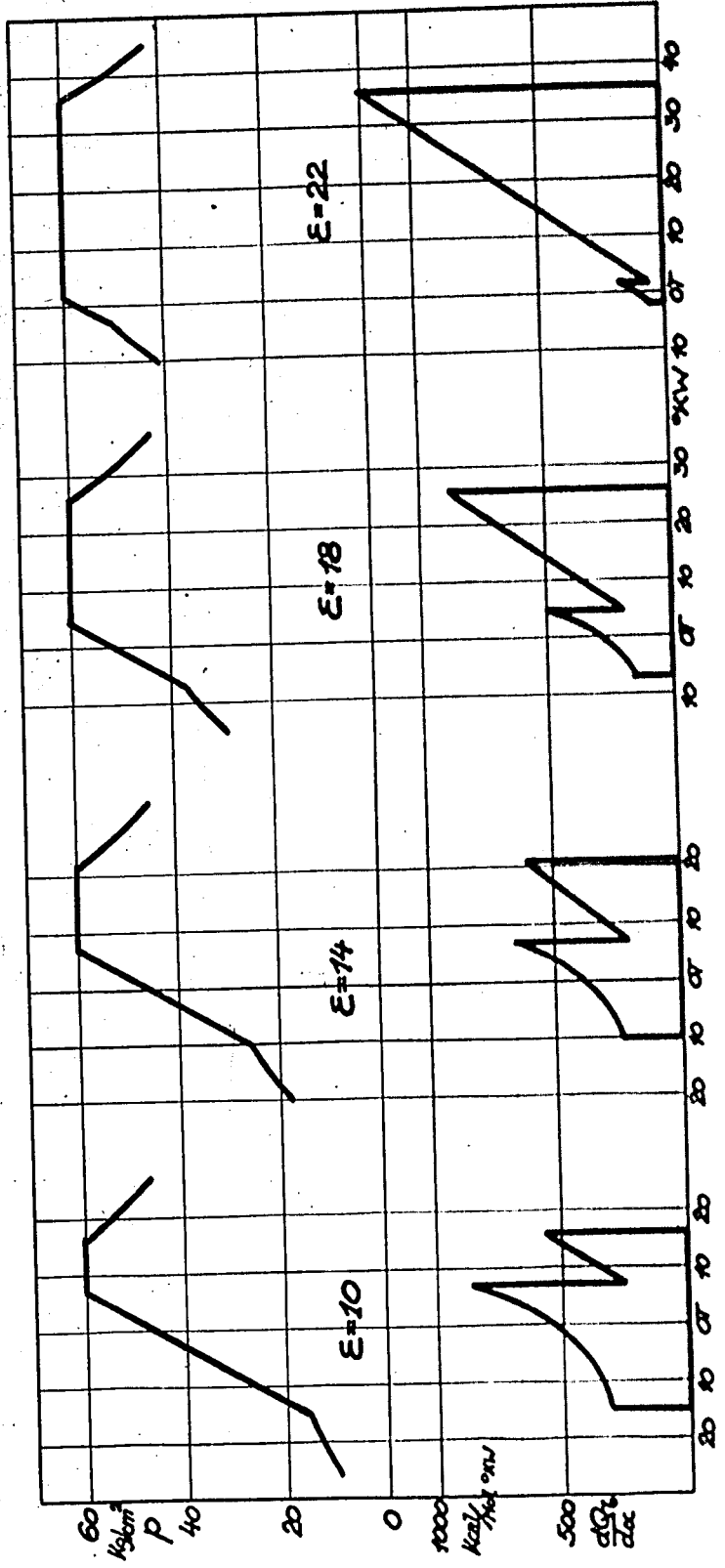


Bild 7. Bronzegeräte mit konstantem Druckanstieg $\frac{dp}{dt} = 2 \text{ at/}^{\circ}\text{K}$ und Gleichdruckteil.

Bild 8. Mitteldruck des vollkommenen Motors p_v und Anfangsdruck der Verdichtung p_1 bei Gleichraum- und Gleichdruckverbrennung mit einem Höchstdruck $p_{max} = 60 \text{ kg/cm}^2$.

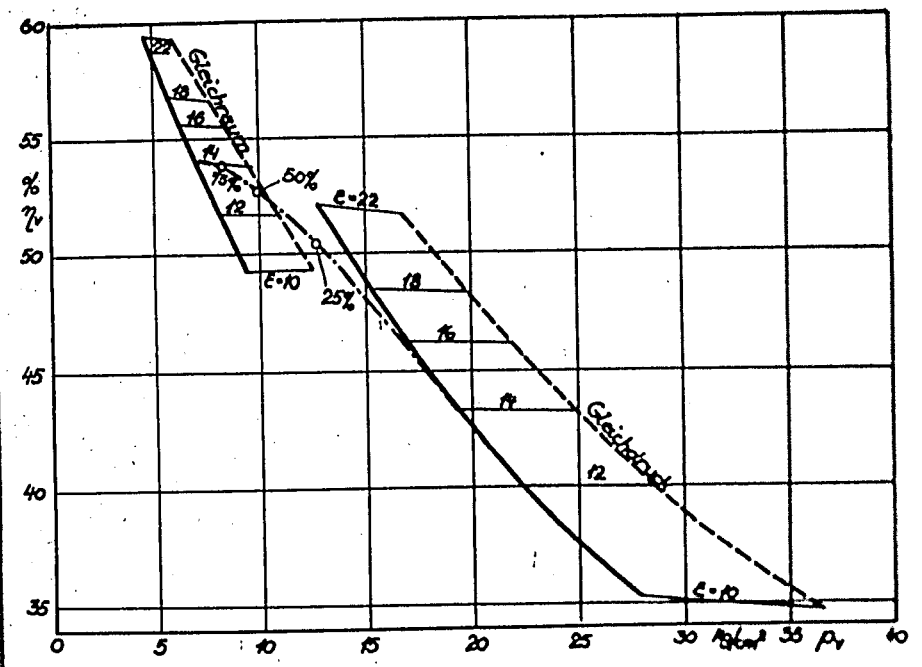
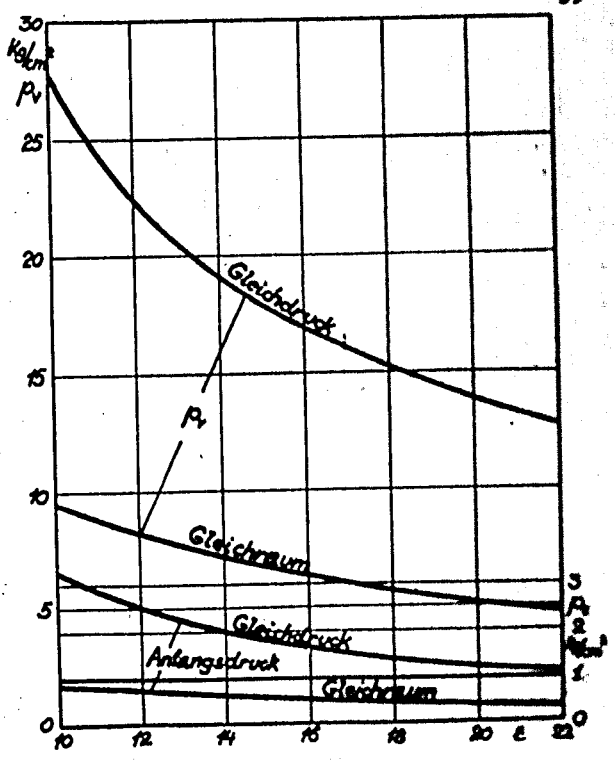


Bild 9. Zusammenhänge zwischen η_v und p_v für einen Höchstdruck von 60 kg/cm^2 und 80 kg/cm^2 . Die Zahlen bei den Punkten auf den strichpunktlierten Linien ($\epsilon = 14$) bedeuten den Anteil an der Gesamtwärme, der durch die Gleichraumverbrennung erzeugt wird.

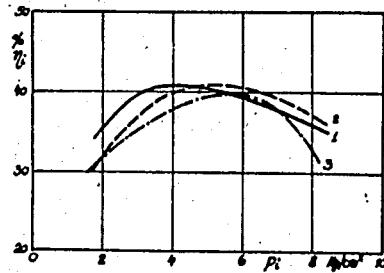


Bild 10. Innenwirkungsgrade η_i .

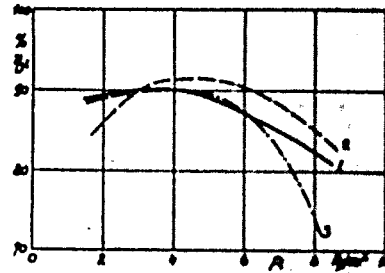


Bild 11. Gleicheffizienz η_g .

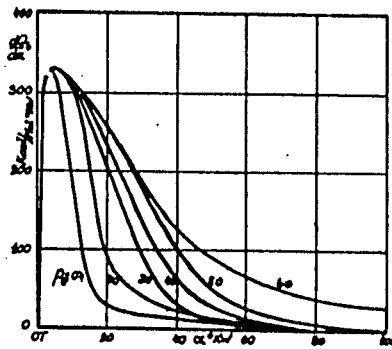


Bild 12. Brenngesetze bei Teillasten ($p_s = 0,4 + 6 \text{ kg/cm}^2$). Vorkammer mit $\epsilon = 18$.

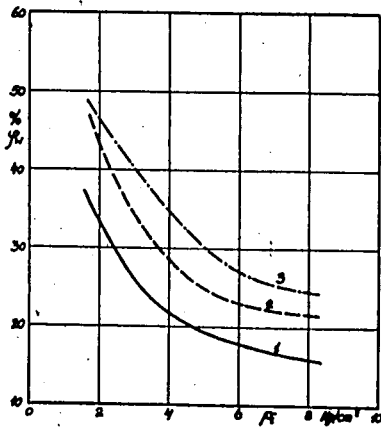


Bild 13. Während der Arbeitsvorgänge an die Wände übertragene Wärme in Bruchteilen φ_w der Verbrennungswärme.

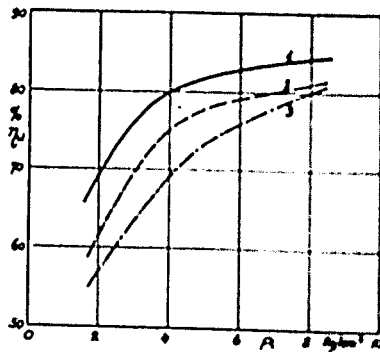


Bild 14. Wandwirkungsgrade η_w .

Bild 15. Bereich des Wirkungsgradverlustes $\Delta\eta_{st}$ durch die Strömung im Zylinder. Vorkammer.

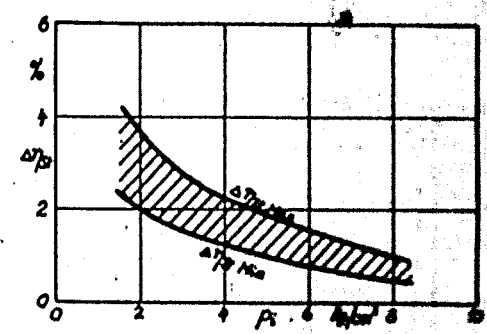
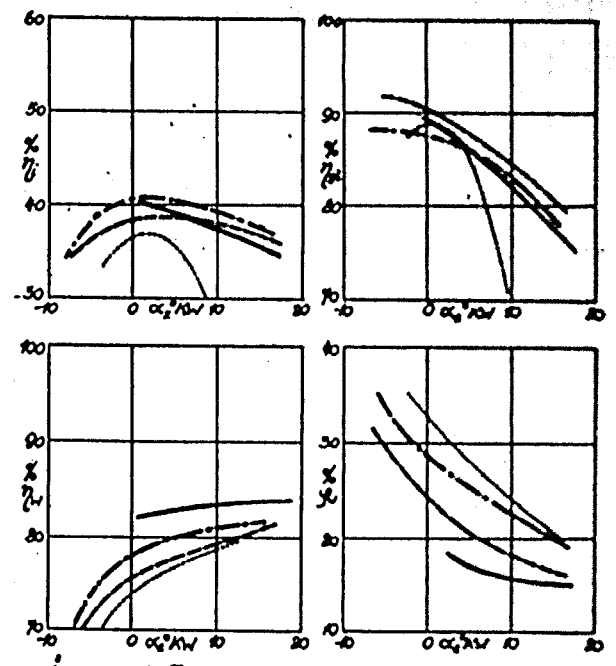
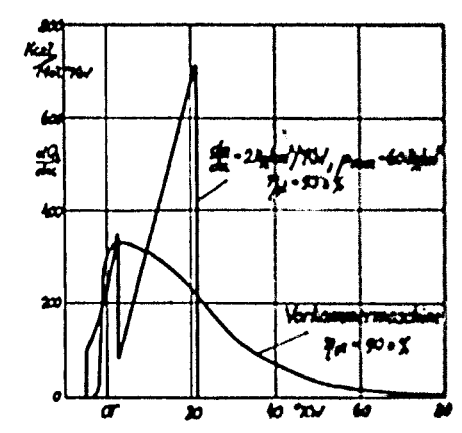


Bild 16. Teilwirkungsgrade bei Anordnung des Zündzeitpunktes. $P_e = 4,0 \text{ kg/cm}^2$.



Änderung des Zündzeitpunkts α -°KW. 1—Direkte Einspritzung, 2---Arbeitskammer, 3---Vorkammer, 4—Luftspeicher.

Bild 18. Gegenüberstellung eines gemessenen und eines idealen Verbrennungsgesetzes für gleichen Höchstdruck.



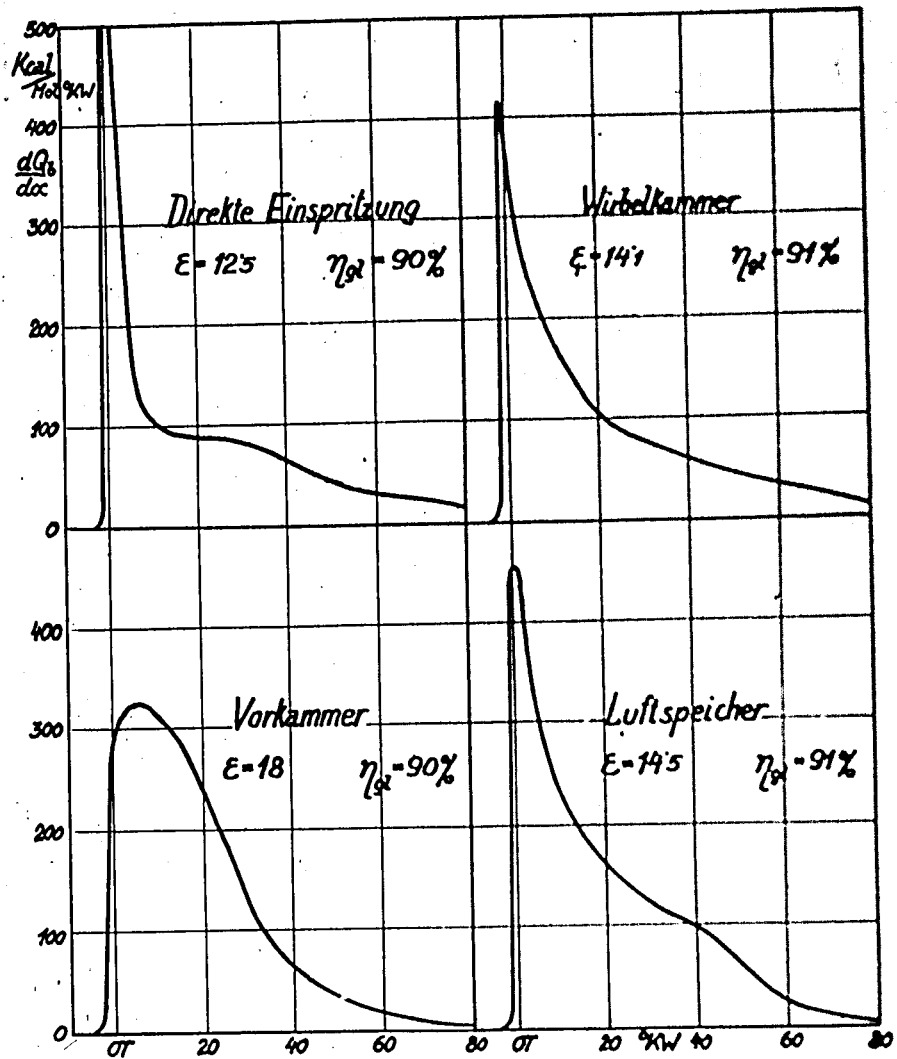


Bild 17. Brenngesetze für $p_1 = 5,8 \text{ kg/cm}^2$.

4. Überladung von Fahrzeugdieselmotoren

Von Dipl.-Ing. E r n s t

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

Allgemein zeigt die Erfahrung, daß im praktischen Fahrzeugdieselbetrieb für gewisse Fälle, so besonders bei kürzeren Steigungen oder bei plötzlich notwendigen Beschleunigungen eine kurzzeitig größere Leistungsentnahme bei einwandfreier Verbrennung notwendig wäre.

Eingehende Untersuchungen, die im Auftrag des Herrn Generalinspektors für das Deutsche Straßenwesen durchgeführt wurden ¹⁾, ergaben, daß die Anpassung des Lastwagenmotors in seiner heutigen Leistungsauslegung an das Steigungsverhältnis insbesondere der Autobahnen ungenügend ist, daß aber durch die Möglichkeit einer betriebsmäßig einwandfreien Leistungssteigerung über kürzere Zeit Abhilfe geschaffen werden kann. Will man große Lasten in kurzen Fahrzeiten über Bergstrecken befördern, so muß man den Motor so bemessen, daß er kurzzeitig sehr hoch überlastet werden kann, da eine hohe Durchschnittsgeschwindigkeit nicht so sehr durch Erhöhen der Höchstgeschwindigkeit als vielmehr der Mindestgeschwindigkeit erreicht werden kann.

In Bild 1 wurden für die Verhältnisse eines 3 t - Lastwagens mit Vierganggetriebe die durch kurzzeitige Leistungserhöhung erreichbaren Verbesserungen aufgezeichnet. Dabei wurde die Möglichkeit einer augenblicklichen Leistungssteigerung um 30 % angenommen (für 15 Min. 20 %, für 30 Min. 15 % Leistungssteigerung). Für jede Steigung ergibt sich aus der Fahrgeschwindigkeit und der Dauer, während der sie gefahren werden darf, die zulässige Länge der Steigung. Man erkennt, daß auf manchen Steigungen (z. B. 4 %) die Überlastung des Motors nur wenig an Geschwindigkeit gewinnen läßt. Andererseits gibt es Steigungen (z. B. 3 %), auf denen die Geschwindigkeit beträchtlich erhöht werden kann (von 36 km/h auf 56 km/h für 10 km Länge), sofern die Fahrt auf der Steigung nicht länger dauert, als man die dazu notwendige erhöhte Leistung dem Motor zumuten darf (10 Min.). Ein solcher Gewinn wäre auf allen Steigungen dann möglich, wenn entweder eine viel feinere Gangabstufung vorhanden wäre oder aber der Motor statt der angenommenen 30 % auf 80 bis 100 % kurzzeitig überlastbar wäre.

Eine Leistungserhöhung bedingt einen erhöhten Kraftstoffverbrauch, der praktisch auf 2 Wegen erreichbar ist:

Eine erste Möglichkeit besteht in dem Zusatz von Sauerstoff zur angesaugten Luft. Dieser Weg wurde durch das Institut im Auftrag der Industrie bereits untersucht. Es zeigte sich, daß mit

1) W. Kamm, Das Verhalten von Lastkraftwagen auf Steigungstrecken, Straßenbaujahrbuch 1939/40, S. 171, Volk und Reich Verlag, Berlin

unmittelbarer Einspritzung ohne besondere Maßnahmen Leistungssteigerungen bis zu 40 % möglich sind. Die rein betriebswirtschaftlichen Fragen bei der Verwendung von Sauerstoffzusatz wurden zunächst noch nicht untersucht.

Die zweite Möglichkeit der Leistungserhöhung besteht in der Aufladung des Motors. Die Aufladung von Dieselmotoren findet steigende Anwendung vorerst ausschließlich bei größeren Hubraumeinheiten. Hier werden durch Überladung Leistungssteigerungen von 40 bis 50 % erreicht. Bei kleinen Hubraumeinheiten nehmen die mechanischen Verluste bei Überladung nicht mehr entsprechend der Ladungserhöhung, sondern weniger zu, weshalb sich hier die Überladung besonders günstig auswirken muß.

Die vorgesehenen Untersuchungen werden am FKPS-Dieselprüfmotor durchgeführt (Bild 2), wobei alle in Frage kommenden Möglichkeiten hinsichtlich des Verbrennungsverfahrens, der Steuerung und Überladung, der Verdichtung, der thermischen und mechanischen Beanspruchung untersucht werden.

Weiterhin ist die Frage der Verwendung eines geeigneten Überladegebläses, hauptsächlich des Abgasgebläses besonders vorrangig. Das Institut steht in dieser Frage mit der Industrie in Verbindung, sodaß für die Untersuchungen ein in Frage kommendes Gebläse zur Verfügung stehen wird.

Das Ziel der Arbeiten ist also bei niedriger Dauerleistung eine hohe Kurzleistung, die noch stärker erhöht ist als beim Flugmotor, im Gebiet der Überladung bis zu 100 %, wobei insbesondere auf die zulässige Belastungszeit geachtet werden soll. Im Schrifttum selbst liegen darüber nur spärliche Angaben vor, Unterlagen in Anlehnung an praktische Bedürfnisse sind nicht vorhanden.

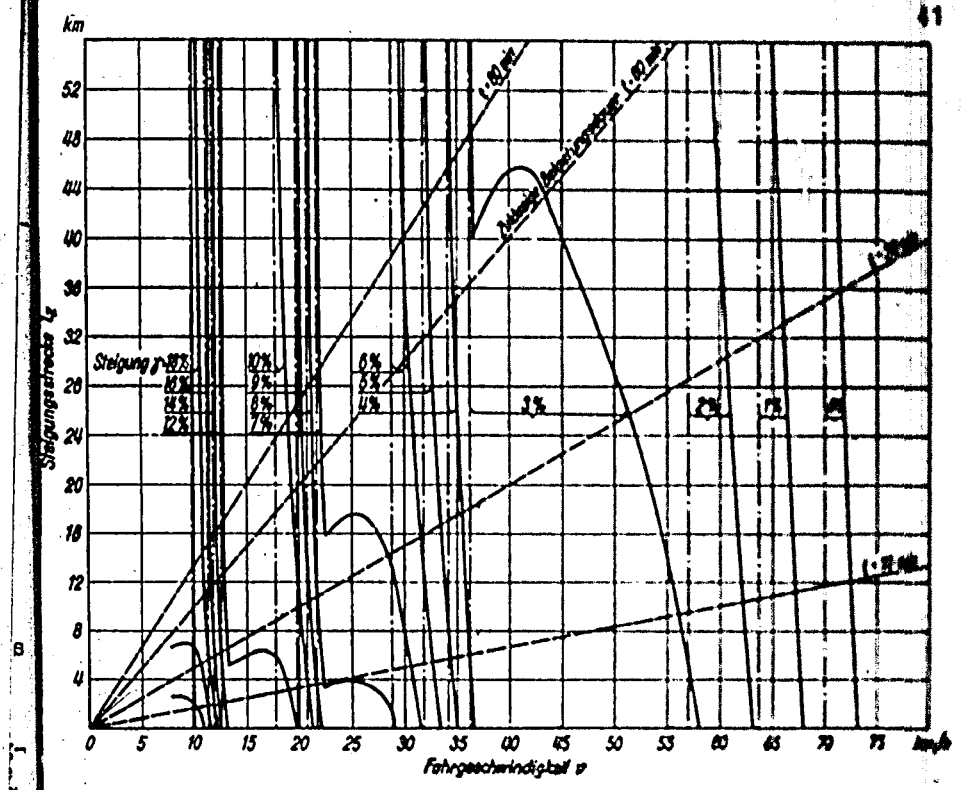


Bild 1. Geschwindigkeitserhöhung bei kurzzeitiger Leistungserhöhung.

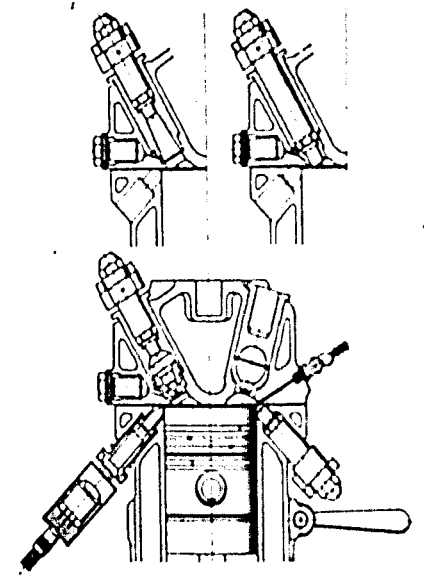


Bild 2. Verbrennungsverfahren im FKPS-Dieselprüfator.

5. Gemischbildung und Verbrennung in der Bombe

Wege zur Beherrschung und Steuerung des Ver- brennungsablaufes bei Einspritzmotoren

Von Dr.-Ing. B l u m e

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

Der vom Maschinenlaboratorium der TH Dresden seit Jahren beschrittene Weg in der Erforschung der Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge der Einspritzmotoren hat die Beherrschung und Steuerung des Verbrennungsablaufes im Motor zum Ziel.

Der Verbrennungsvorgang im Motor setzt sich aus einer Vielzahl von Einzelvorgängen zusammen, deren Gesetzmäßigkeiten für die Beherrschung des Gesamtvorganges bekannt sein müssen. Die Einzelgesetzmäßigkeiten lassen sich am motorischen Vorgang trotz der hochentwickelten Meßtechnik mit genügender Klarheit nicht erkennen. Deshalb werden im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden die Einzelvorgänge unter vereinfachten, dadurch übersichtlicheren Bedingungen zunächst außerhalb des Motors untersucht. Es sei aber gleich darauf hingewiesen, daß die Kenntnis der einzelnen Vorgänge, aus denen sich der motorische Vorgang zusammensetzt, allein noch nicht ausreicht, um den Gesamtvorgang zu beherrschen. Dazu gehört die Erforschung der gegenseitigen Überlagerungen der Einzelercheinungen, wie z. B.: Brennstoffstrahl und Wandeinfluß, oder: Brennstoffstrahl und Luftbewegung. Nur durch diese schrittweise systematische Erforschung können allgemeingültige und für den Motorenbauer wertvolle Erkenntnisse gefunden werden.

Es soll deshalb gezeigt werden,

1. welche Erkenntnisse in der Erforschung der Einzelgesetzmäßigkeiten bisher gewonnen wurden, und
2. in welcher Richtung die Forschung auf Grund der bereits vorliegenden Erkenntnisse unter gleichzeitiger Berücksichtigung der vordringlichen Aufgaben weiterzuführen ist.

Die Ausführungen stützen sich im wesentlichen auf die Versuche an der durch mehrere Veröffentlichungen bekannten Verdichtungsbombe (Bild 1), bei der die Dieseleinspritzung in heiße Luft von motorischer Dichte durch Zeitlupenphotographie und Druckmessung erforscht wird. Die Ausführungen stützen sich deshalb im wesentlichen auf Ergebnisse des reinen Versuchsbetriebes.

Bei der Dieseleinspritzung in ruhende Luft (bei ungestörten Strahlen und beim Aufspritzen auf Wände verschiedener Form und Temperatur) konnten die folgenden Einzelprobleme der Klärung weitgehend zugeführt werden: Strahlbildung, Zündung, Gemischbildung, Verbrennungsgeschwindigkeit und Durchbrennzeit.

Die Zündung bei der Dieseleinspritzung von Gasöl, die insbesondere im Hinblick auf den Schnellläufer interessiert, bereitet keine besonderen Schwierigkeiten. In der Bombe treten bei 500°O und 35 atü bereits Zündverzögerungen von 2×10^{-3} sec auf. Im Motor werden noch kürzere Verzögerungen gemessen, da dort höhere Lufttemperaturen, heiße Wände und der Einfluß der Luftbewegung Zündverzögerungen bis zu $0,6 \times 10^{-3}$ sec erzwingen. Diese Zündzeiten können bei handelsüblichen Düsen ohne weiteres immer erreicht werden, da am Strahl stets eine Zone vorhanden ist, in der ein ausreichender Anteil des eingespritzten Kraftstoffes die Zündzone erreicht. Diese Zündzone ist abhängig vom Gemischbildungsablauf im Strahl. So zeigt z. B. Bild 2 schematisch die Lage der Zündzone am Strahl der Einlochdüse. Die Strahlentwicklung erfolgt im wesentlichen durch den Strahlkern zur Spitze, wo der Kraftstoff auf die Umgebungsluft stößt und dabei nach außen gedrängt wird. Der obere Teil der Abbildung zeigt den dadurch entstehenden Temperaturverlauf: kalter Strahlkern - Temperaturzunahme über den Mantel - im Gebiet der höchsten Temperatur die Zündzone. Das nächste Bild (3) zeigt die Zeitlupenaufnahme eines solchen Zündvorganges bei kurzem Zündverzug ($2,6 \cdot 10^{-3}$ sec, 500° O, 32 atü, 85 mg). Die Aufnahme zeigt, daß bei so kurzem Zündverzug nur ein sehr kleiner Anteil des eingespritzten Kraftstoffes im Moment der Zündung verdampft ist.

Das Bild 4 zeigt ebenfalls einen Zündvorgang, diesmal aber am Strahl einer Flachsitzdüse. Hier liegt die Zündzone dichter an der Düse, da infolge der größeren Gemischbildungskraft dieser Düse das zündfähige Gemisch rascher erzeugt wird. Die Folge dieser Erscheinung ist eine Verkleinerung des Zündverzuges gegenüber dem Strahl der normalen Lochdüse.

Von größter Bedeutung ist der Einfluß des Zündverzuges auf den Ablauf der Verbrennung, der durch die Größe der Verbrennungsgeschwindigkeit (kcal/s) gekennzeichnet ist. Das nächste Bild (5) zeigt über der Zeit, beginnend mit der Einspritzung, 5 Verbrennungsabläufe von gleichen Einspritzvorgängen, abhängig vom Zündverzug. Die Verbrennungsgeschwindigkeit in kcal/s wurde aus dem wirklichen Druckverlauf in der Bombe (Vorgang bei konstantem Volumen) errechnet. Es zeigt sich, daß die Größe des Zündverzuges den Verbrennungsablauf entscheidend beeinflusst. Die Kurven sind gekennzeichnet durch ein Verbrennungs-Maximum, die Zündspitze, die vor Ablauf der ersten tausendstel Sekunde nach der Zündung überschritten wird. Der steile Einsatz der Verbrennungsgeschwindigkeit bei jedem der gezeigten Diagramme, der durch den Gemischbildungsvorgang bedingt wird, ist deutlich zu erkennen. Diese Erscheinung ist auch an den von List gezeigten Diagrammen von Verbrennungsgeschwindigkeiten, die im Motor gewonnen wurden, zu erkennen. Diese Übereinstimmung der Verbrennungsabläufe im Motor und in der Bombe, und zwar bei den verschiedenartigsten Gemischbildungsvorgängen (Vorkammer, Wirbelkammer, Luftspeicher, Strahleinspritzung), läßt erkennen, daß wir von einer gewissen Steuerung des Verbrennungsablaufes im Dieselmotor noch weit entfernt sind.

Mit abnehmendem Zündverzug sinkt die Zündspitze ab, so daß damit auch die Verbrennungsgeschwindigkeit über der Gesamtzeit eine gleichmäßigere Verteilung erfährt. Die Größe der Zündspitze ist entscheidend für die Ganghärte des Motors.

Die Diagramme zeigen, daß eine Beeinflussung der Verbrennungsgeschwindigkeit durch die Größe des Zündverzuges möglich ist. Wegen der starken Abhängigkeit des Zündverzuges von der Temperatur der Luft heißt das, daß mit Zunahme der Lufttemperatur die Verbrennung weicher verläuft.

Die Durchbrennzeit (Bild 6), das ist die Zeit vom Beginn der Zündung bis zum Ende der Verbrennung, zeigt beim Einspritzen in ruhende Luft eine Abhängigkeit von der Lufttemperatur, die zunächst allgemein als paradox empfunden wird. Es zeigt sich nämlich, daß mit steigender Lufttemperatur die Durchbrennzeit zunimmt. Während also der Zündverzug mit steigender Temperatur abnimmt, nimmt die Durchbrennzeit zu. Dieser Verlauf ist gebunden an den Vorgang in ruhender Luft und an den Gemischbildungsablauf im Strahl der heute handelsüblichen Düsen. Ich erwähnte schon früher, daß die Strahlbildung im wesentlichen durch den Strahlkern zur Spitze erfolgt. Erst vom Erreichen der Strahlspitze an kommt der durch den Kern nach vorn gelangende Brennstoff zur weitergehenden Auflösung und damit zur Mischung mit Luft. Je kürzer deshalb der Zündverzug ist, umso kleiner ist der Anteil des Kraftstoffes, der im Moment der Zündung ausreichende Bedingungen zur Umsetzung vorfindet. Nun kommt durch die Zündung der Strahlmantel zur Entflammung, so daß der nach der Zündung abgespritzte Kraftstoff unter Sauerstoffmangel durch diese brennende Zone hindurch zur Spitze wandern muß.

Mit abnehmendem Zündverzug steigt demnach der Anteil des Kraftstoffes, der den Sauerstoff erst nach Durchlaufen der brennenden Zone erreicht. Der Kraftstoff wird dabei sehr schnell hochgeheizt. Die dadurch verursachte raschere Verdampfung der Tröpfchen setzt die Durchschlagkraft herab. Damit sinkt natürlich auch die Geschwindigkeit, mit der der Kraftstoff zur Mischung mit Luft und damit zur Umsetzung kommt. Außerdem treten beim Durchlaufen der brennenden Zone reaktionskinetische Vorgänge auf, die das Verbrennungsende ebenfalls hinauszögern und damit Anteil haben an der Zunahme der Durchbrennzeit mit steigender Temperatur. Das Verbrennungsende liegt demnach an der Spitze, wie das schematisch im Bild 7 gezeigt ist. Grundsätzlich zeigt sich in diesen Vorgängen der unbefriedigende Gemischbildungsvorgang, den die heute handelsüblichen Düsen erzeugen.

Über den Einfluß, den Luftbewegungen verschiedenster Größe und Richtung auf diesen Ablauf ausüben, ist bisher nichts bekannt.

Betrachten wir weiter das Aufspritzen des Kraftstoffes auf Wände verschiedener Form und Temperatur. Diese Fragen begegnen zunehmendem Interesse, da durch die Unterteilung der Brennräume, durch die kleinen Brennräume bei Schnellläufern und durch die Benzineinspritzung (bei Luftdichten in der Gegend der Atmosphäre) eine Wandberührung des Kraftstoffstrahles auf alle Fälle stattfindet. Hier wurden alle die Fragen geklärt, die für den ungestörten Strahl schon dargelegt wurden, wozu als neues Problem das Ausfallen des Brennstoffes an der Wand kommt.

Grundsätzlich ist über die Erscheinungen beim Aufspritzen folgendes zu sagen:

Die Tatsache, daß die im Strahlkegel eingeschlossene Luft und der bereits gebildete Brennstoffdampf sich ebenfalls mit hoher

Geschwindigkeit vorwärtsbewegen, ermöglicht eine überraschend weitgehende Umlenkung des Strahles an der Auftreffstelle. Durch diese Umlenkung bleibt der Strahlaufbau grundsätzlich erhalten - also ein dichter Strahlkern, um den mit nach außen abnehmender Dichte, Tröpfchengröße und Geschwindigkeit der Strahlmantel liegt. Der Strahl entwickelt sich auch nach der Umlenkung an der Wand entlang weiter, ohne diese zu berühren und ohne von der Wand freikommen zu können. Das folgende Bild 8 zeigt die Zeitlupenaufnahme eines Aufspritzvorganges.

Im flüssigen Zustande kann der Brennstoff die Wand nur unter besonderen Bedingungen treffen, wobei bei der Dieseleinspritzung der flüssig auftreffende Kraftstoff nur aus dem Strahlkern - auch bei sehr kurzer Entfernung zwischen Düse und Auftreffpunkt - her rührt. Senkrecht Aufspritzen führt unweigerlich zum Ausfallen einer bedeutenden Menge. Natürlich spielt für das Auftreffen der Gemischbildungszustand eine große Rolle, also die Entfernung zwischen Düse und Auftreffpunkt sowie die Gemischbildungskraft der Düse.

Ein Zurückspritzen von Brennstoff im Sinne einer Reflektion findet bei der Dieseleinspritzung nicht statt. Das rührt daher, daß hier der Strahl stets weitgehend mit Luft und Dampf durchmisch ist - er gleicht gewissermaßen einem Wasserdampfstrahl. Dagegen findet bei der Benzineinspritzung, wo infolge der geringen Luftdichte der Strahl den Charakter des reinen Flüssigkeitsstrahles hat, beim Auftreffen ein heftiges Aufprallen und ein weitgehendes Zurückspritzen statt.

Bei hohen Wandtemperaturen stellt sich an den Tröpfchen das Leidenfrost'sche Phänomen ein, wodurch die Wandberührung bei der Dieseleinspritzung mit Sicherheit vermieden werden kann. Für diesen Fall haben sich als unterste Grenze der Wandtemperatur 550°C ergeben.

Der Zündverzug kann durch das Aufspritzen auf heiße Wände bei sonst gleichem Luftzustand ganz erheblich verkleinert werden. Das folgende Bild 9 zeigt die Abnahme des Zündverzuges bei konstantem Luftzustand in Abhängigkeit von der Wandtemperatur. Wir sehen, daß bei 700°C , also Rotglut, der Zündverzug bei gleichem Luftzustand gegenüber dem ungestörten Strahl nur noch halb so groß ist. Infolge der weiter oben gezeigten Abhängigkeit des Verbrennungs-Ablaufes vom Zündverzug ergibt sich damit durch die Anwendung heißer Wandteile am Strahl eine Möglichkeit, den Verbrennungsablauf zu beeinflussen. In Bild 10 ist gezeigt, wie durch die Temperatur der Wand beim Aufspritzen der Verbrennungsablauf beeinflusst werden kann (siehe die beiden äußeren Kurven) - und wie weiterhin durch das Anspritzen glühender Wandteile die Zündspitze gegenüber dem freien Strahl herabgedrückt werden kann.

Die Durchbrennzeit beim Aufspritzen in ruhender Luft ist noch um etwa 30 % größer als beim freien Strahl, da hier dem Strahl die Ausdehnung nach der Wandseite verwehrt ist. Auch zeigt sich hier wieder der Zusammenhang, daß mit kleiner werdendem Zündverzug die Durchbrennzeit ansteigt. Infolge des Zusammenhanges zwischen Zündverzug und Wandtemperatur erfolgt mit steigender Wandtemperatur eine weitere Zunahme der Durchbrennzeit. Wir sehen aus diesen Ergebnisse, daß gerade bei der Wandberührung, also besonders bei kleinen Schnellläufern und bei unterteilten Brennräumen eine schnell-

le und gesteuerte Umsetzung des Kraftstoffes bei den heute handelsüblichen Düsen nur eine Frage der Luftführung ist.

Demnach bedeutet beim Schnellläufer die Beherrschung der Durchbrennzeit neben der Senkung der Wärmebelastung eine Begrenzung des Brennstoffverbrauches, denn die höheren Verluste (Gaswechselvorgang, Reibung) wirken sich schon im Brennstoffverbrauch aus. Es hat sich gezeigt, daß das Auslaufen der Verbrennung nur allmählich erfolgt, daß also die umgesetzten Wärmemengen am Verbrennungsende klein sind. Gerade deshalb müssen zum Erfassen dieser kleinen Mengen alle Möglichkeiten der Gemischbildung und der Wandwirkungen ausgenutzt werden.

Aus den vorliegenden Ergebnissen über die Vorgänge bei der Dieselverbrennung - in ruhender Luft und beim Aufspritzen - zeigt sich im Hinblick auf die Steuerung der motorischen Verbrennung insbesondere für Vorgänge bei hohen Drehzahlen die dringende Notwendigkeit der systematischen Erforschung des Einflusses der Luftbewegung auf Gemischbildung, Zündung und Verbrennung. Denn: jede zusätzliche Luftbewegung im Brennraum erfordert Energie, die entweder durch höheren Kraftstoffverbrauch oder zu Lasten der Leistungsausbeute aufgebracht werden muß. Es ist deshalb dringend notwendig, für jeden Fall diejenige Form der Gemischbildung und Leitung der Verbrennung im Luftstrom zu kennen, die mit einem Minimum an Luftbewegung auskommt. Dafür fehlen uns bis heute noch die erforderlichen Grundkenntnisse.

Die Untersuchungen von Kraftstoffstrahlen bei Luftbewegung, die im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden durchgeführt werden, betreffen:

1. beim Dieselmotor:

Die Strahlbildung und Gemischbildung im Luftstrom (im freien Strahl und an Wänden verschiedener Form und Temperatur); den Ort der Zündung, über den bis heute noch nichts ausgesagt werden kann; die Einflußnahme auf den Verbrennungsablauf, also die Steuerung der Verbrennungsgeschwindigkeit und schließlich die Möglichkeiten der Einflußnahme auf die Durchbrennzeit, die bei hohen Drehzahlen zu Sorgen Anlaß gibt.

2. beim Einspritzzündermotor:

besonders die Fragen der Strahlauflösung, da wegen der geringen Luftdichte die Zerstäubung im Vergleich zum Dieselmotor schlecht ist. Als Beispiel seien die beiden Bilder 11 und 12 gezeigt, bei denen auf eine gewölbte Platte einmal unter dieselmotorischen Bedingungen und dann unter denen des Einspritzzündermotors aufgespritzt wurde. Beim Einspritzzündermotor stehen deshalb die Gemischbildung im Luftstrom und die Fragen des Gemischstromes (im Hinblick auf die erwünschte Gemischschichtung) im Vordergrund.

Für diese Untersuchungen ist die am Anfang erwähnte Verdichtungs-bombe bereits eingesetzt. Hier werden die Vorgänge unter motorischen Bedingungen, d. h. einschließlich der Zündung und Verbrennung untersucht. Da aber durch die Zündung und Verbrennung die Vorgänge der Strahl- und Gemischbildung überdeckt werden,

sollen diese Untersuchungen auch in kalter Luft von motorischer Dichte durchgeführt werden. Zu diesem Zwecke wird im Maschinenlaboratorium der TH Dresden ein Hochdruck-Windkanal hergestellt, der bei genau einstellbaren Strömungsverhältnissen (einschließlich pulsierender Strömung) die Untersuchung von Kraftstoffstrahlen gestattet.

Mit diesen beiden Anlagen wird in absehbarer Zeit der Einfluß der Luftbewegungen im Einspritzmotor geklärt werden können, mit dem Ziel der Steuerung des Verbrennungsablaufes und der Herabsetzung der durch zusätzliche Luftbewegungen entstehenden Verluste.

Die angestrebten Ergebnisse sind frei von den Überlagerungen des Motorbetriebes, wie Drehzahlabhängigkeit, lastabhängigen Brenntemperatur und gegebenen Konstruktionsmerkmalen - und dadurch allgemein gültig. Sie können selbstverständlich nicht der Ergänzung durch den Motorversuch entbehren, wie andererseits die Resultate des Motorversuches ohne die Ergebnisse der Bombenversuche unvollständig bleiben müssen.

Bild 2. Temperaturverlauf im
Strahlrohr und Mündungs-
strahl der Einspritzpumpe

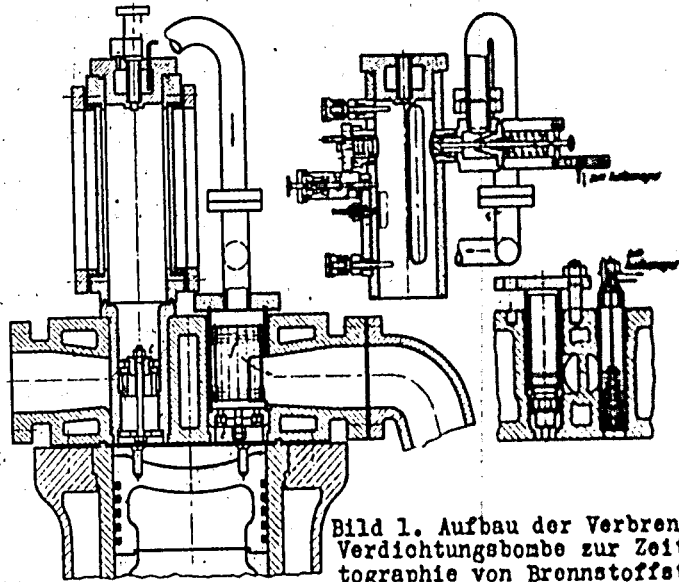


Bild 1. Aufbau der Verbrennungsbombe. Verdichtungsbombe zur Zeitlupenphotographie von Brennstoffstrahlen unter motorischen Bedingungen.

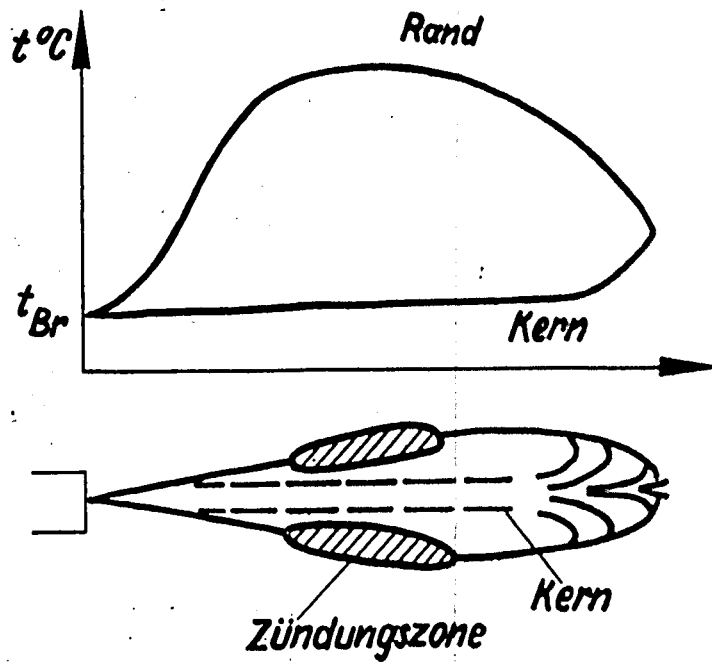


Bild 2. Temperaturverlauf am Strahl. Strahlaufbau und Zündzone am Strahl der Einlochdüse.

EASTMAN K. J. EASTMAN

00087

50

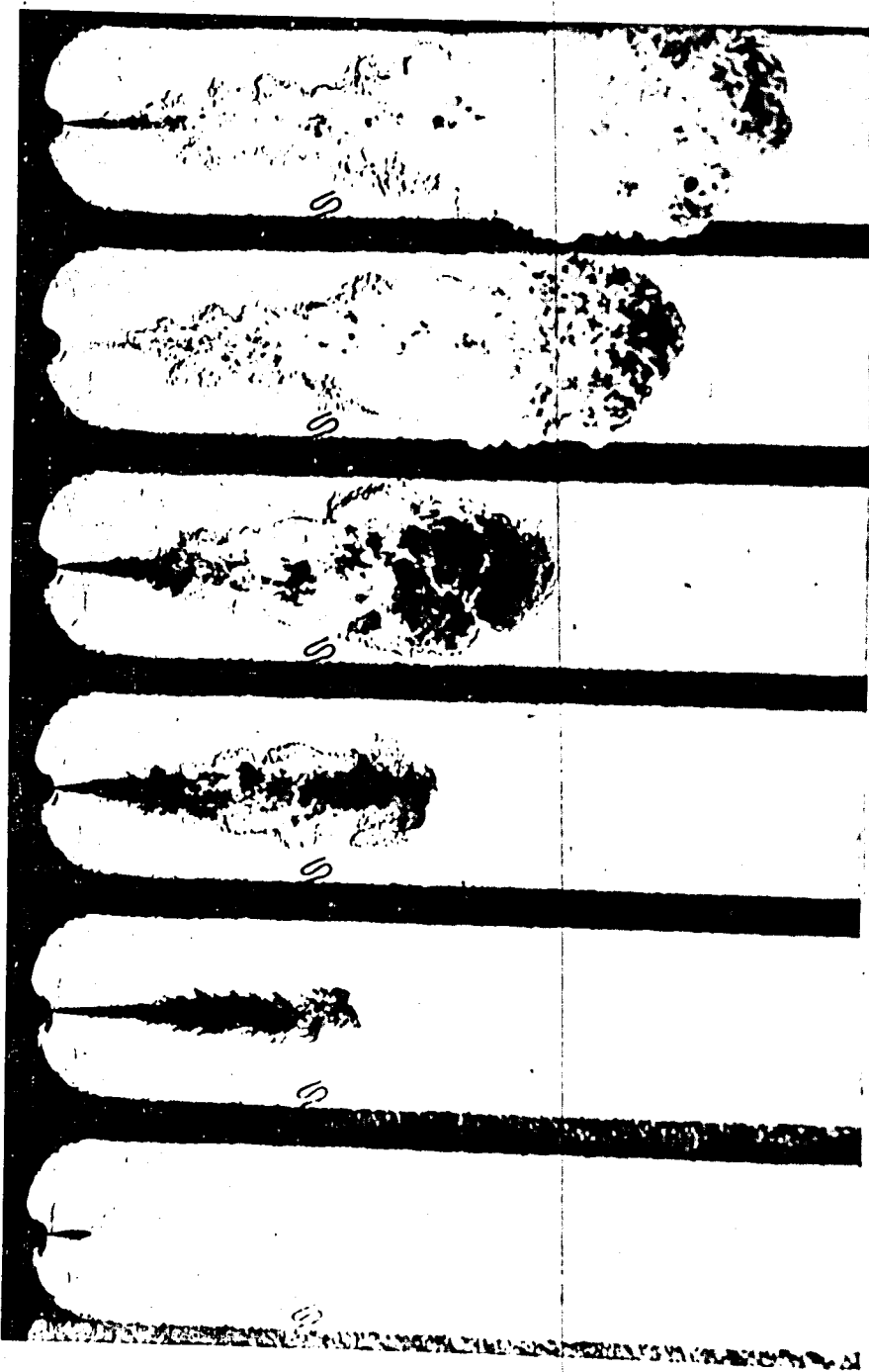


Bild 3. Zeitlupenaufnahme einer Einspritzung von 85 mg Gasöl bei 32 atü und 500° C, Zündung nach $2,6 \cdot 10^{-5}$ s im dritten Teilbild.

5
1



Bild 4. Einspritzung von 60 mg Gasöl durch eine Flachsitze-
düse bei 32 atü und 447° C, Zündung nach $3,7 \cdot 10^{-3}$ s
im dritten Teilbild.

00089
52
125

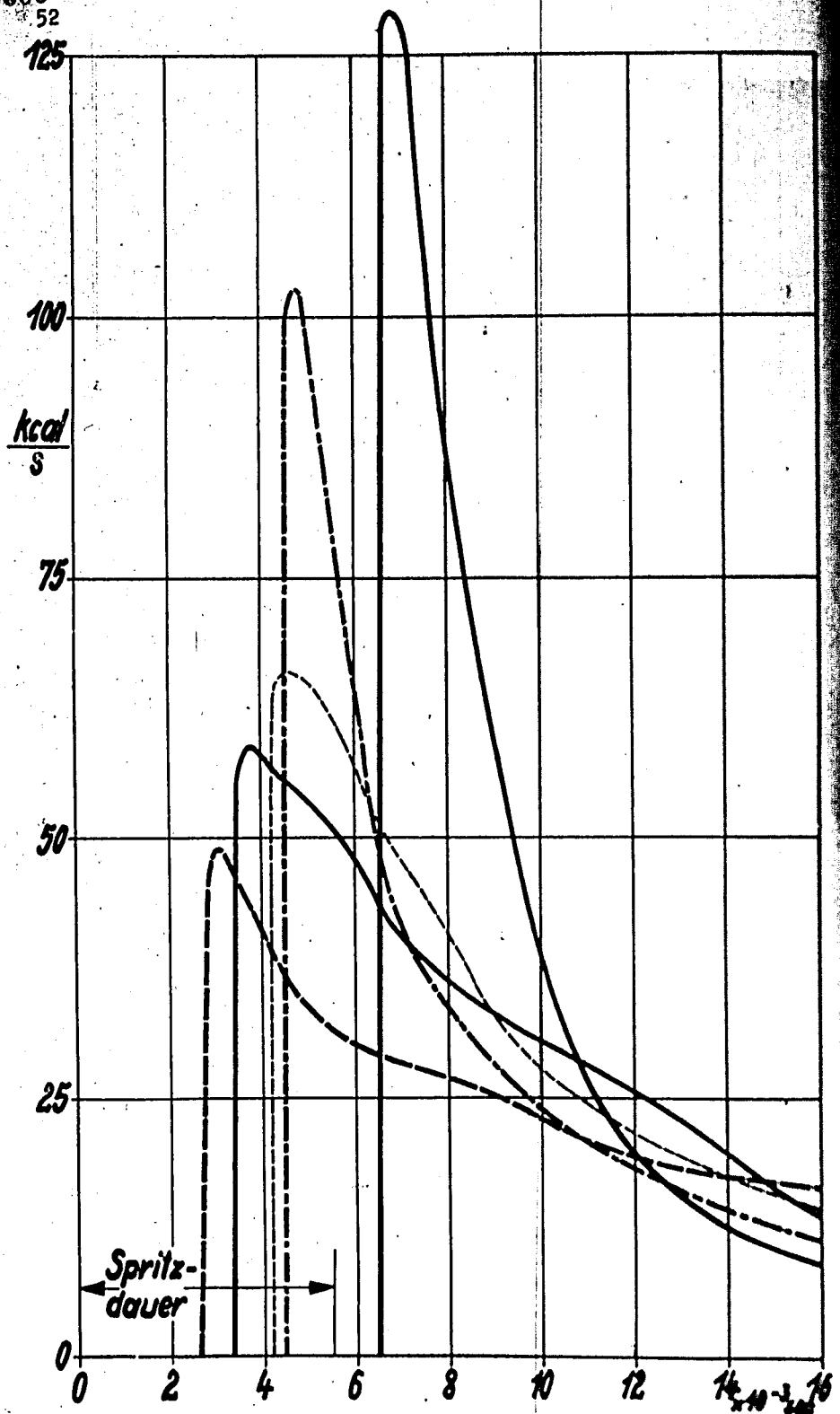


Bild 5. Einfluß des Zündverzuges auf die Verbrennungsgeschwindigkeit bei gleichem Einspritzvorgang.

33

Einfluß des Zündverzuges auf die Verbrennungsgeschwindigkeit
während des Einspritzvorganges.

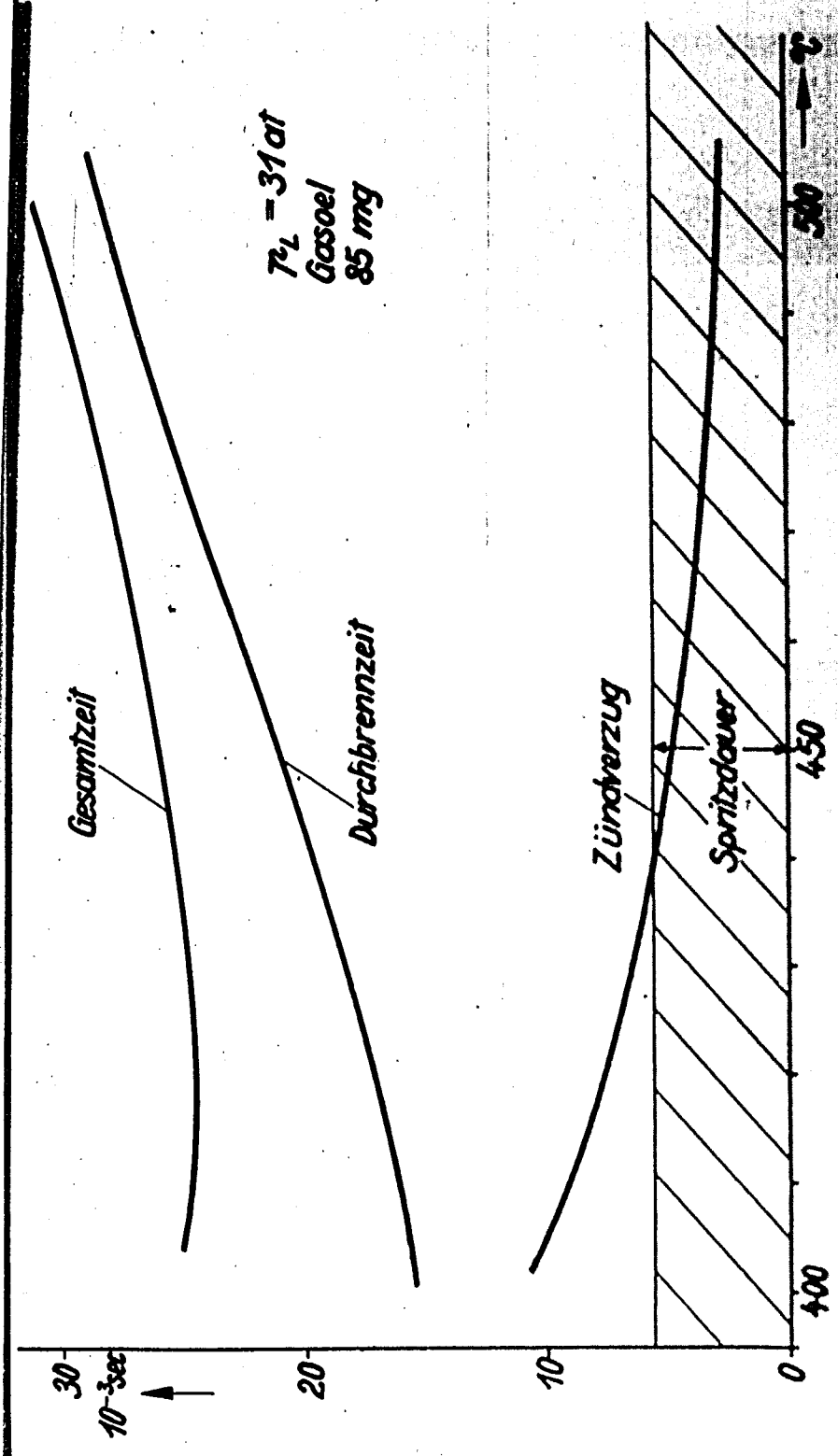


Bild 6. Zündverzug und Durchbrennzeit abhängig von der Lufttemperatur, Einlochdüse, Einspritzung in ruhende Luft.

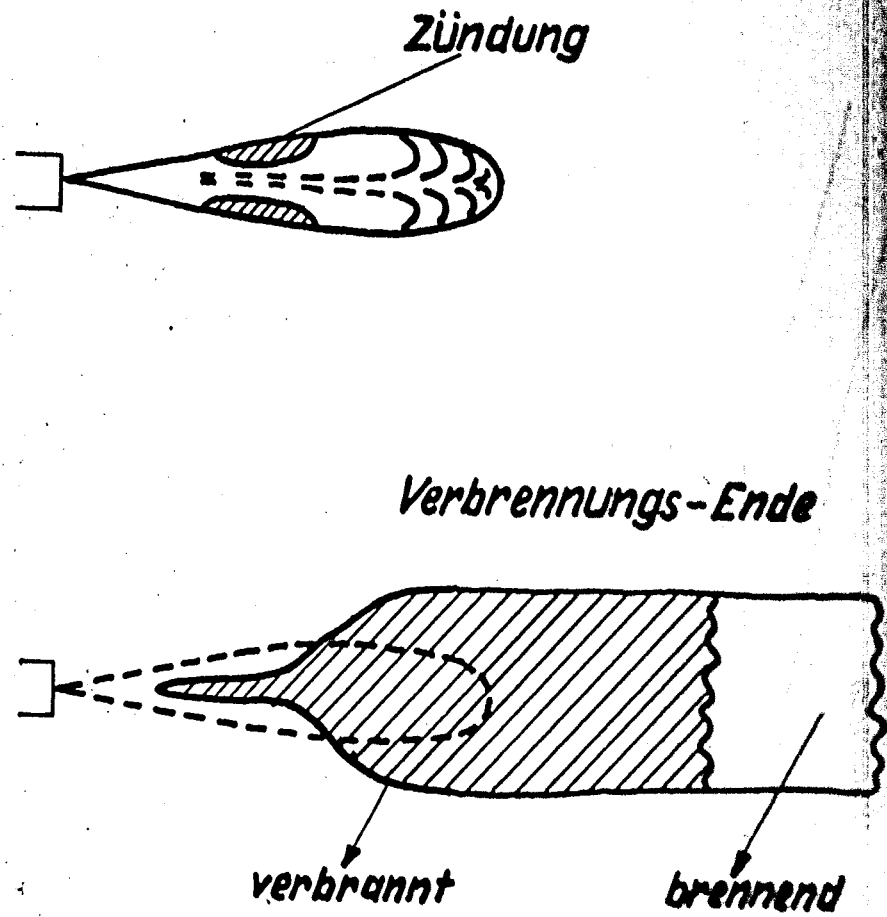


Bild 7. Lage des Verbrennungsendes am Strahl der Einlochdüse.

54

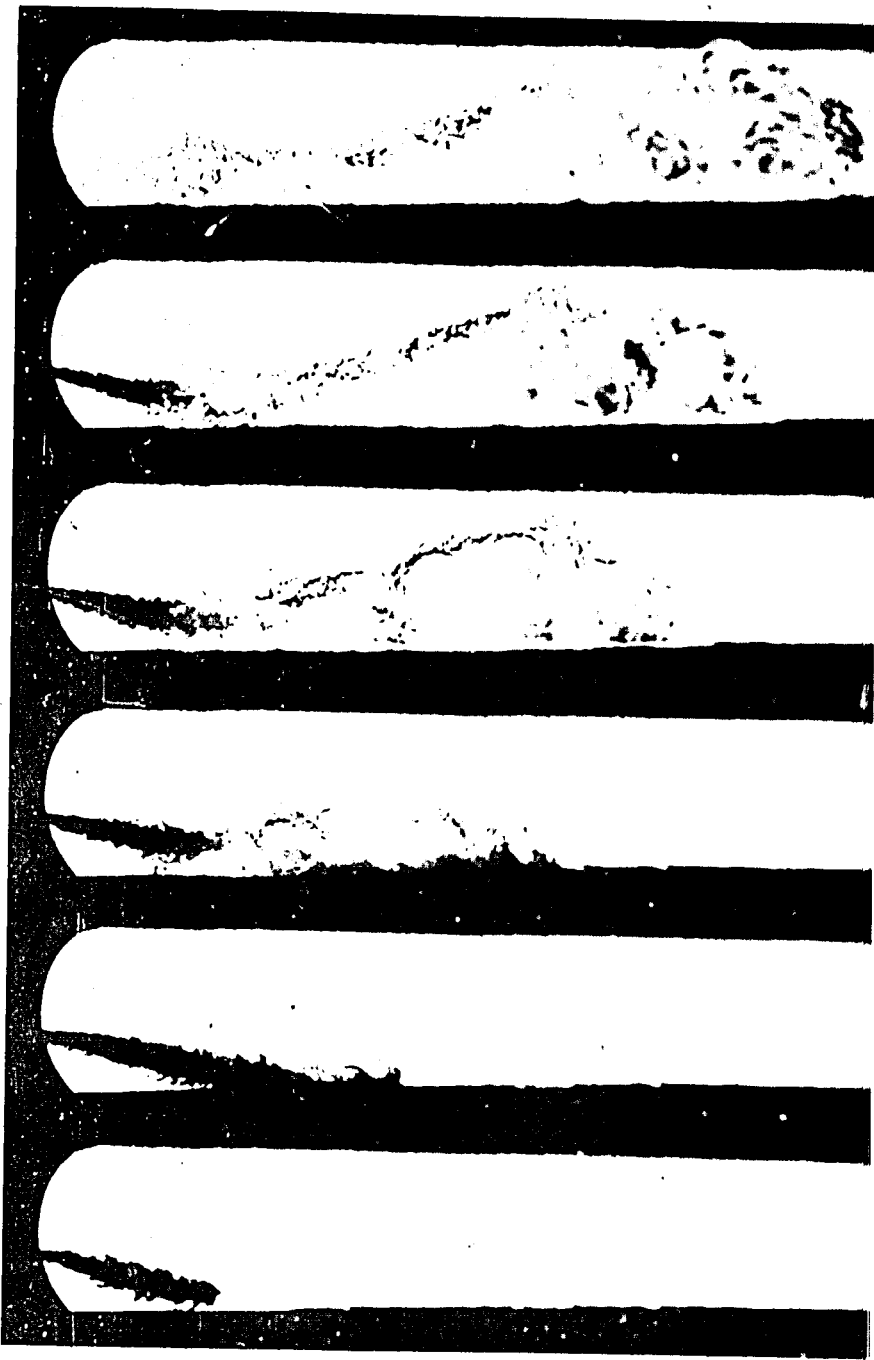


Bild 8. Aufspritzen auf eine Platte von 700°C , bei $20,5\text{ atm}$ und 475°C , Strahllänge 50 mm , Winkel 15° .

SE

00093

56

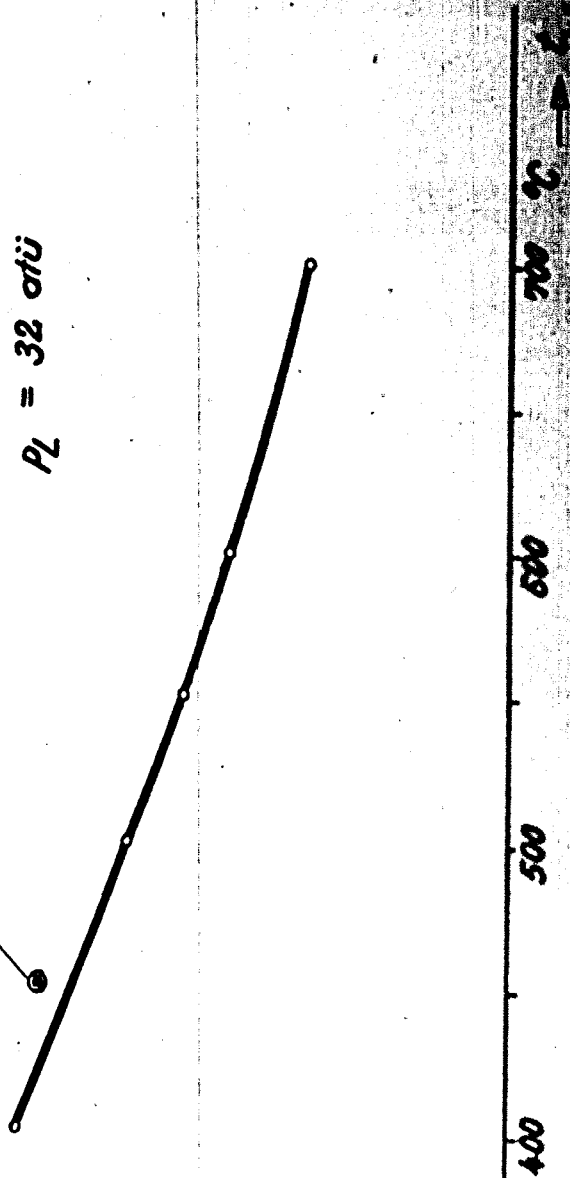
Einfluß der Wandtemperatur auf den Zündverzöger

$10^{-3} s$

ZV

6
5
4
3
2
1
0

Wert für ungestörten Strahl
 $t_L = 450^\circ C$
 $P_L = 32 \text{ atü}$



Wandtemperatur t_w

400

500

600

700

$^\circ C$

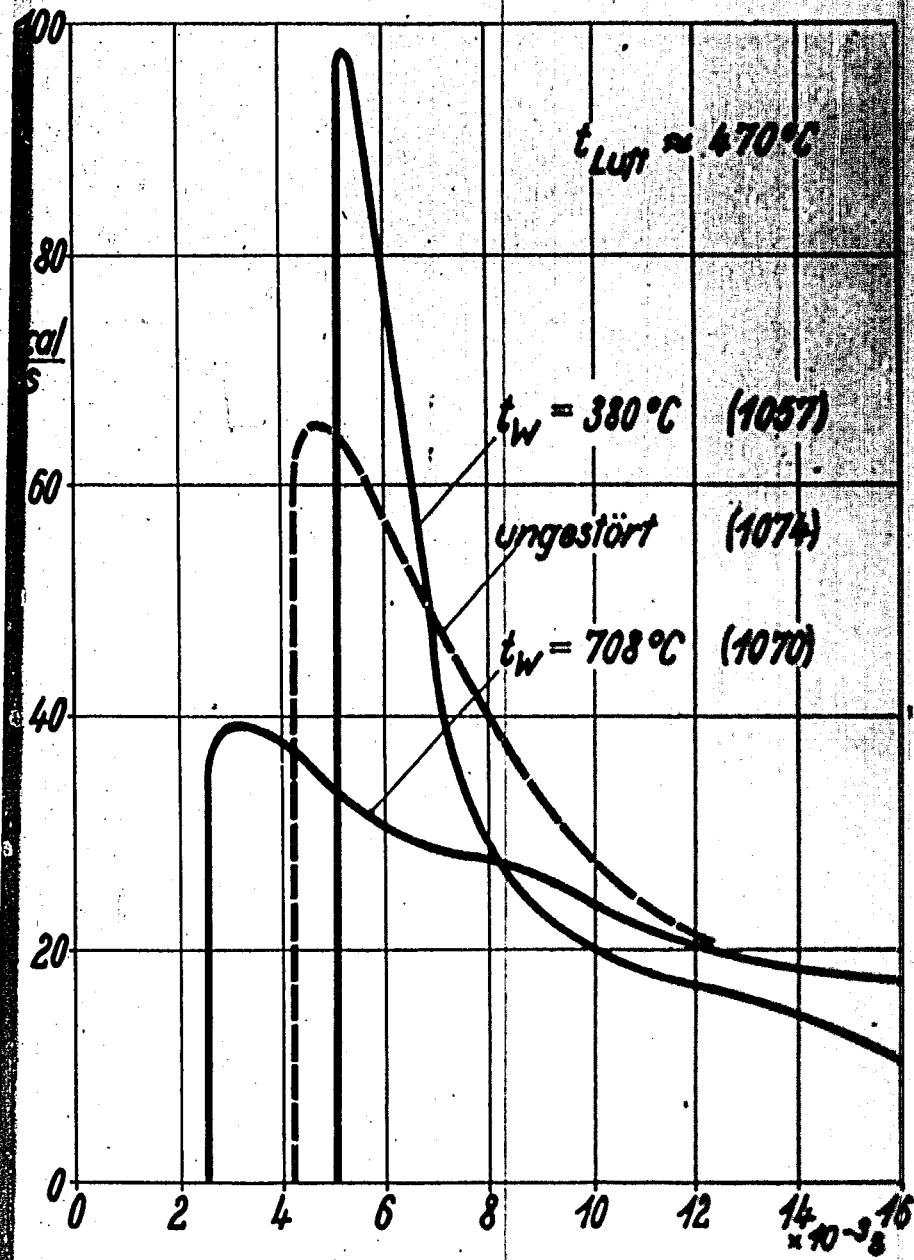


Bild 10. Einfluß der Wandtemperatur auf den Verbrennungsablauf.

00095

58



Bild 11. Aufspritzen auf eine gewölbte Platte bei dieselmotorischem Luftzustand.

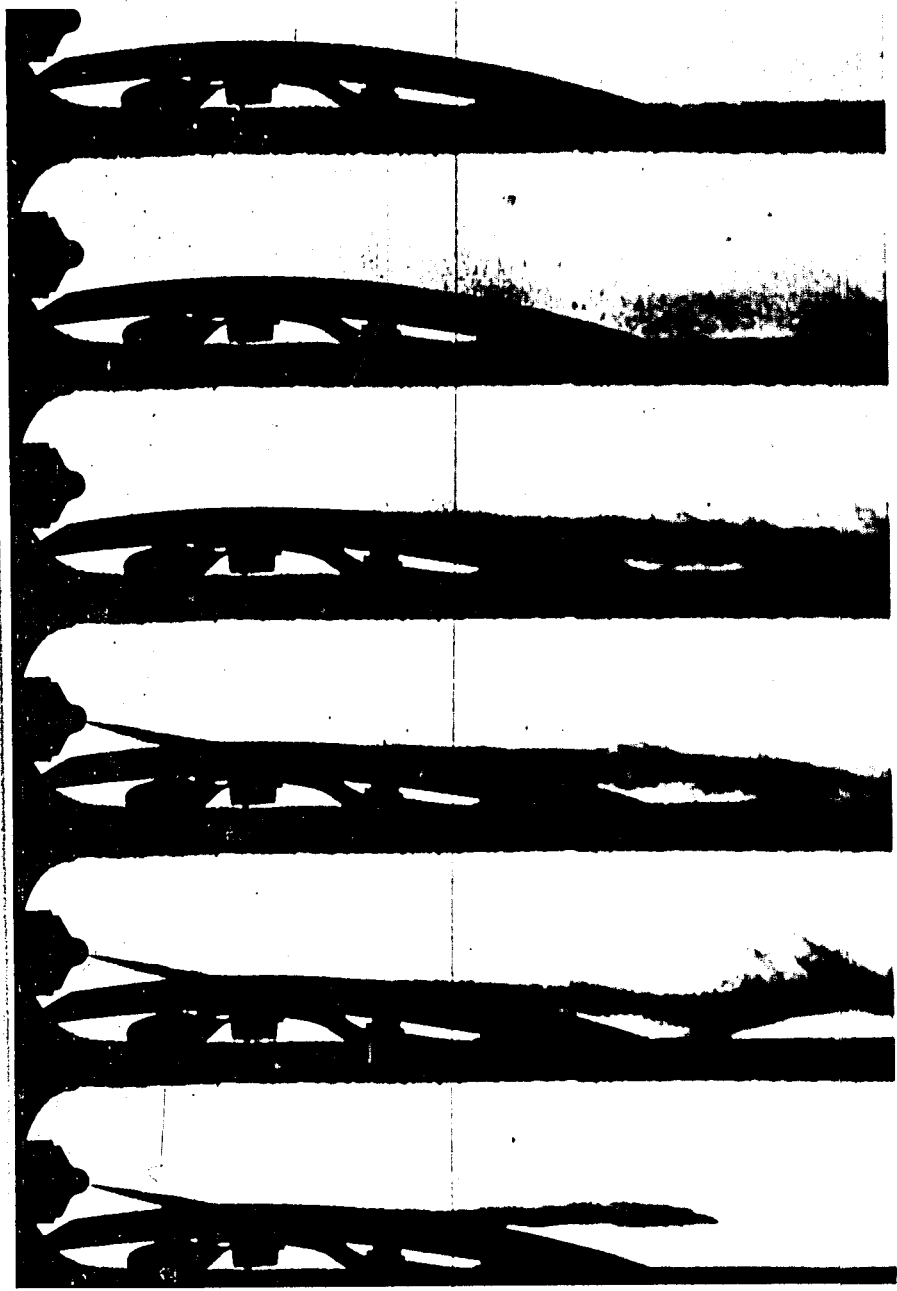


Bild 12. Aufspritzen auf eine gewölbte Platte bei Luftzustand
des Einspritzzündmotors.

6. Die Verluste bei der Gemischbildung und Verbrennung

im Motor und Betrachtungen über die Schnellläufig-

keit der Motoren

Von Dr.-Ing. U l l m a n n

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

1. Allgemeines

Die folgenden Betrachtungen sind im wesentlichen auf die Probleme des schnelllaufenden Dieselmotors abgestimmt. Der größere Teil der behandelten Probleme tritt aber auch in mehr oder weniger starkem Umfange beim Ottomotor auf, so daß die Versuchsergebnisse auch auf den Ottomotor übertragen werden können, dies um so mehr, als ein beträchtlicher Teil der Versuchsergebnisse unmittelbar an Ottomotoren gewonnen wurde.

Mit einer Reihe verschiedener Arbeitsverfahren ist es gelungen, die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf im schnelllaufenden Dieselmotor soweit zu beherrschen, daß sowohl der mittlere Nutzdruk p_e als auch der spezifische Brennstoffverbrauch b_e verhältnismäßig günstige Werte annimmt. Bei einigen Arbeitsverfahren, wie z.B. beim Vorkammerverfahren, wird hierbei der Hauptwert auf die Erreichung hoher Nutzdrukke p_e gelegt ($p_e = 7,5 \text{ kg/cm}^2$), was zu sehr niedrigen Luftüberschüßzahlen λ führt, während der spezifische Brennstoffverbrauch b_e nicht besonders günstig ist ($b_e = 190 \text{ g/PSch}$). Bei anderen Arbeitsverfahren, wie z.B. beim Strahleinspritzungsverfahren mit seinen Abarten, sind durchweg sehr gute spezifische Brennstoffverbräuche zu verzeichnen ($b_e = 160 - 180 \text{ g/PSch}$), wobei allerdings die Nutzdrukke p_e meist weniger hoch sind ($p_e = 6,5 \text{ kg/cm}^2$).

Um sich über die Richtungen der Weiterentwicklung der verschiedenen Arbeitsverfahren Klarheit zu verschaffen, ist es von Bedeutung, die Verluste näher zu betrachten, die bei den einzelnen Arbeitsverfahren in mehr oder weniger großem Umfange auftreten. Der Begriff der Verluste ist hierbei in weitem Sinne aufzufassen, so daß sowohl die mechanischen als auch die hydraulischen und thermodynamischen Verluste für die Beurteilung eines motorischen Arbeitsverfahrens herangezogen werden müssen. Auf Anregung von Prof. Nägel wurde am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden der Untersuchung dieser in weiteren Sinne aufgefaßten Verluste seit längerer Zeit erhebliche Aufmerksamkeit geschenkt, wobei besonders das Gebiet der hohen Drehzahlen eingehend betrachtet wurde. Ein Teil der Verluste (mechanische Reibungsverluste, hydraulische Überschiebverluste) ist weitgehend aufgeklärt worden, während den anderen Verlustquellen wenigstens mit Teilerfolgen näher getreten werden konnte. Die für die Ermittlung der einzelnen Verluste geeigneten Versuchsmethoden wurden aufgefunden und die erforderlichen Meßinstrumente zu hoher

Reife entwickelt. Es hat sich als günstig erwiesen, die einzelnen Verluste so auszudrücken, daß sie genau wie der mittlere Nutzdruck p_e auf den cm^2 der Kolbenfläche und auf einen Hub bezogen werden. Man kann dann die einzelnen Verluste unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e in kg/cm^2 vergleichen. Sind z. B. die mechanischen Reibungsverluste bei Vollastbetrieb als $(p_r)_{\text{mech}}$ bekannt, und ist außerdem der mittlere Nutzdruck p_e und der effektive spezifische Brennstoffverbrauch b_e gegeben, so erhält man bei Wegdenkung (Reibung = 0) der mechanischen Reibung einen günstigeren spezifischen Brennstoffverbrauch b_e^* , der sich aus der Beziehung errechnet

$$(1) \quad b_e^* = \frac{p_e}{p_e + (p_r)_{\text{mech}}} \cdot b_e \quad \text{g/PSH}$$

Die Triebwerkreibung ergibt daher eine Zunahme des spezifischen Brennstoffverbrauches um

$$(2) \quad (\Delta b_e)_{\text{mech}} = b_e - b_e^* \quad \text{g/PSH}$$

In der gleichen Weise läßt sich auch der Einfluß der übrigen Verluste auf den spezifischen Brennstoffverbrauch errechnen, wenn jeweils der mittlere Nutzdruck p_e bekannt ist.

Die einzelnen Verluste sind in der Hauptsache folgende:

1. Die mechanischen Reibungsverluste in Abhängigkeit vom Verbrennungsablauf im Motor.
2. Die hydraulischen Überschiebverluste, die bei Maschinen mit zerklüftetem Brennraum vorhanden sind.
3. Die Wärmeübergangsverluste vom arbeitenden Gas an die Wand.
4. Die Verluste bei zu großer Durchbrennzeit.

2. Die mechanischen Reibungsverluste und ihre Beeinflussung durch den Verbrennungsablauf im Motor

Bei den verschiedenen Arbeitsverfahren des hoch verdichteten Dieselmotors werden allgemein beim Verdichtungshub Verdichtungs-
höchst drücke von 40 bis 50 atü erreicht. Ganz wesentlich unterscheiden sich aber die verschiedenen Arbeitsverfahren in bezug auf die Spitzendrücke, die bei Vollastbetrieb erreicht werden. Hierbei ist festzustellen, daß diejenigen Arbeitsverfahren, die die niedrigsten Gasspitzendrücke über dem Kolben aufweisen, eine Brennraumzerklüftung mit geringem Maulquerschnitt besitzen (z. B. Vorkammer-, Wirbel-, Luftspeicher-Verfahren), während das Strahlenspritzungsverfahren mit seinen Abarten sehr hohe Gasspitzendrücke von 70 bis 95 atü zeigt (Junkers, Saurer, MAN). Für die Beurteilung der verschiedenen Arbeitsverfahren ist daher die Frage von nicht geringer Bedeutung, ob bei hohen Gasspitzendrücken die mechanischen Reibungsverluste wesentlich höher sind als bei niedrigen Gasdrücken.

Wenn auch am Maschinenlaboratorium in Dresden bisher fast ausschließlich die Gemischbildung und der Verbrennungsablauf in

SAFETY FILM

Dieselmotor bearbeitet worden sind, so zeigte sich doch die Notwendigkeit, das Problem der mechanischen Reibungsverluste (Triebwerkreibung) aufzurollen, da auf diesem Gebiet noch viele Fragen zu beantworten waren. Die an Dieselmotoren erprobten Versuchsmethoden wurden anschließend auf Ottomotoren übertragen. Es wurden daher auf dem Gebiete der Triebwerkreibung sehr umfangreiche Versuche angestellt, um festzustellen, welchen Einfluß pulsierende Gasdrücke von hohem Spitzendruck bzw. hohe mittlere auf den Kolbenhub bezogene Gasdrücke auf die mechanischen Reibungsverluste besitzen. Es wurden die Versuche an einer Reihe von verschiedenen Diesel- und Ottomotoren durchgeführt, deren Zylinderhubvolumen möglichst unterschiedlich war.

Um festzustellen, ob pulsierende Gasdrücke von hohem Spitzendruck (p_{max} bis zu 95 atü) die Triebwerkreibung des Motors wesentlich erhöhen, wurde die Versuchsanlage nach Bild 1 verwendet. Der zu untersuchende Kurbeltrieb erhält eine Laufbuchse mit Schlitzen in der Nähe des unteren Totpunktes. Durch diese Schlitze wird das Zylinderinnere mit der Atmosphäre verbunden, wenn sich der Kolben in der Nähe des unteren Totpunktes befindet. Wird weiter ein Zylinderdeckel ohne Ventile aufgesetzt, so erhält man über dem Kolben im Zweitakt pulsierende Gasdrücke, wenn mittels eines elektrischen Pendelmotors Schleppversuche durchgeführt werden. Zu Beginn der Verdichtung ist der Gasdruck im Zylinder gleich dem äußeren Luftdruck, während der Spitzendruck bei der Kolbenlage im oberen Totpunkt von dem eingestellten Verdichtungsverhältnis abhängt. Hierbei ist zu betonen, daß kein Gaswechsellvorgang auftritt, so daß durch die Schlitze in der Laufbuchse lediglich die an den Kolbenringen entweichende Gasmenge von außen ersetzt wird. Steigert man das Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 2$ auf $\epsilon = 3,3$, so erhöht sich hierbei der Gasspitzendruck über dem Kolben von 1,5 atü auf etwa 95 atü. Aus den am elektrischen Pendelmotor gemessenen Drehmomenten kann der mittlere Reibungsdruck p_r in kg/cm^2 errechnet werden, der unmittelbar mit dem mittleren Nutzdruk p_e verglichen werden kann. Aus Kühlwasserwärmebilanzen können Rückschlüsse auf den Anteil der Kolbenreibung an der Gesamtreibung gezogen werden. Besonders ist darauf hinzuweisen, daß der am elektrischen Pendelmotor gemessene mittlere Reibungsdruck p_r kg/cm^2 alle Triebwerkverluste gemeinsam enthält, da die Luftwiderstandsverluste der Kurbelwelle, der Pleuelstange und des Schwungrades mit gemessen werden. Die an anderen Instituten angestellten Schleppversuche wurden mit einer Laufbuchse ohne Schlitze und mit arbeitenden Ventilen durchgeführt. In diesem Fall werden jedoch die Pumpverluste mit gemessen, da während des Ansaug- und Auspuffhubes ein Gaswechsel vorgenommen wird. Aus dem Meßergebnis dieses in üblicher Weise mit arbeitenden Ventilen durchgeführten Schleppversuches kann daher auf die rein mechanischen Reibungsverluste nicht geschlossen werden. Insbesondere hängt der Betrag der mitgemessenen Pumpverluste vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab. Erhöht man nun das Verdichtungsverhältnis, um den Einfluß hoher pulsierender Gasdrücke festzustellen, so kann aus der Erhöhung des am elektrischen Pendelmotor gemessenen p_r -wertes noch nicht auf die Zunahme der Triebwerkreibung geschlossen werden, da sich auch die Pumpverluste geändert haben.

Bild 2 zeigt die Versuchsergebnisse eines der untersuchten Motoren. (Es handelte sich hierbei um einen Einzylinderdieselmotor von $650 cm^3$ Hubvolumen mit einer Bohrung von 80 mm und

einem Hub von 130 mm, wobei Drehzahlen bis 3100 U/min und eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von $c_m = 15$ m/s erreichbar waren.) Hierbei wurden die für das Zweitaktverfahren aus der Drehmomentenmessung errechneten Reibungsdrücke p_r über der Drehzahl n und über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m aufgetragen. Wird kein Zylinderdeckel aufgesetzt, so wirkt auch kein Gasdruck auf den Kolben, so daß aus dem Schleppversuch mittels Fremdantrieb die durch die Massenkräfte verursachte Kurbeltriebreibung ermittelt wird. Außerdem werden in diesem Falle die Luftwiderstandsverluste von Kurbelwelle, Pleuelstange und Schwungrad mitgemessen, ebenso die Ölpumpenarbeit.

Bild 2 zeigt, daß der Einfluß des Gasdruckes auf die Triebwerkreibung um so geringer wird, je höher die Kolbengeschwindigkeit ist. Dies ist verständlich, wenn man bedenkt, daß die Massenkräfte mit wachsender Kolbengeschwindigkeit rasch zunehmen, und daß Massenkräfte und Gasdruckkräfte an den Haupttriebungsstellen des Motors sich fast stets entgegenwirken, so daß der Gasdruck teilweise geradezu entlastend wirkt. Da bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten die Massenkräfte sehr gering sind, so erhöhen die Gasdruckkräfte die Triebwerkreibung bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten erheblich. Aus den Versuchsergebnissen ist zu erkennen, daß insbesondere eine Steigerung des Gasspitzen Druckes von 41 atü auf 91,5 atü eine verhältnismäßig nur sehr geringe Zunahme der mechanischen Reibung zur Folge hat. Hierbei ist zu bedenken, daß bei einer Steigerung des Verdichtungsverhältnisses nicht nur der Gasspitzen Druck, sondern auch der auf den Kolben bezogene mittlere Gasdruck erheblich erhöht wird. Die Kurven von Bild 2 enthalten also die Reibungssteigerung durch die Erhöhung des Gasspitzen Druckes und durch die Erhöhung des mittleren auf den Kolbenhub bezogenen Gasdruckes gemeinsam. Bei den gewählten hohen Verdichtungsverhältnissen treten hohe Gasdrücke und Gastemperaturen auf, die während des Verdichtungs Vorganges nicht unerhebliche Wärmeverluste des Gases an die Wand ergeben. Es ist daher verständlich, daß beim Schleppversuch infolge dieser Wärmeverluste die Expansionslinie unter der Verdichtungsline liegen muß, wie das p-V-Diagramm von Bild 1 in übertriebenen Maße darstellt. Es entsteht eine negative Arbeitsfläche im p-V-Diagramm, die am elektrischen Pendelmotor mitgemessen wird. Da dieser "Wärmeverlustdruckabfall" mit wachsender Verdichtung zunimmt, so folgt hieraus, daß die durch die Gasspitzen Drücke verursachte Zunahme der mechanischen Reibung in Wirklichkeit noch kleiner ist, als aus dem Bild 2 zu entnehmen ist.

Aus Bild 2 ist daher die wichtige Tatsache zu entnehmen, daß dieselmotorische Arbeitsverfahren mit hohen Druckspitzen mit dem Hinweis auf höhere mechanische Reibungsverluste nicht abgelehnt werden dürfen. Der Einfluß des Gasdruckes auf die mechanische Reibung ist dabei um so geringer, je höher die Kolbengeschwindigkeit ist. Auf Bild 3 wurden die für das Viertaktverfahren geltenden Reibungsdrücke p_r aufgezeichnet. Der Einfluß des Gasdruckes auf die Triebwerkreibung ist hier verhältnismäßig noch geringer, da je Arbeitsspiel die durch die Massenkräfte verursachte Reibungsarbeit von zwei Kurbelwellenumdrehungen vorhanden ist.

Ein Vergleich der Bilder 2 und 3 zeigt, daß in bezug auf die mechanischen Reibungsverluste das Zweitaktverfahren gegenüber dem Viertaktverfahren insbesondere bei hohen Kolbengeschwindig-

keiten erhebliche Vorteile mit sich bringt. Weiterhin nimmt die Triebwerkreibung beim Zweitaktverfahren mit der Kolbengeschwindigkeit sogar etwas ab.

Bei den bisher geschilderten Versuchen wirkten pulsierende Gasdrücke auf den Kolben, wobei hohe Gasspitzen drücke, aber verhältnismäßig geringe mittlere (auf den Kolbenhub bezogen) Gasdrücke den Kolben belasten. Da bei Vollastbetrieb außer hohen Gasspitzen drücken auch beträchtliche mittlere Gasdrücke auftreten, so mußten Versuche angestellt werden, um den Einfluß von hohen mittleren Gasdrücken auf die Triebwerkreibung festzustellen.

Bild 4 zeigt die hierbei verwendete Versuchsanordnung. Bei Einzylindermaschinen wird hierbei der Zylinderdeckel entfernt und ein großer Druckbehälter aufgesetzt, dessen Volumen etwa 100 mal so groß ist wie das Hubvolumen des Motors. Der kurze Verbindungsstutzen zwischen Motor und Druckbehälter muß dabei einen lichten Durchmesser besitzen, der mindestens ebenso groß ist, wie die Bohrung des Motorzylinders. Stellt man nun Schlepversuche an, so wird der Kolben stets nur durch den Gasdruck der Atmosphäre belastet, da die bei der Kolbenbewegung auftretende Volumenänderung des Gases im Verhältnis zum Gesamtvolumen klein ist. Wird nun mittels einer Preßluftflasche und eines Reduzierventiles ein bestimmter Gasdruck im Druckbehälter eingestellt, so wirkt dieser Gasdruck auch während der Kolbenbewegung in fast konstanter Größe auf den Kolben, da trotz der Kolbenbewegung das Gesamtvolumen des Gases sich nur unerheblich ändert. Es wirkt daher ununterbrochen während aller Kolbenhübe ein konstanter Gasdruck auf den Kolben. Das p-V-Diagramm auf Bild 4 zeigt schematisch den über den gesamten Kolbenweg konstanten Gasdruck. Da sich in den kurzen Verbindungsstutzen zwischen dem Druckbehälter und dem Motor keine Drosselstelle befindet, so treten während des Schlepversuches auch keine nennenswerten Pumpverluste auf. Weiterhin ergibt die Kolbenbewegung nur sehr geringfügige Temperaturänderungen des Gases im Druckbehälter, so daß der bereits weiter oben gekennzeichnete "Wärmeverlustdruckabfall" ebenfalls in Wegfall kommt, da der Druckverlauf während des Ausdehnungshubes sich mit den Drücken während des Verdichtungshubes deckt. Damit ist erreicht worden, daß bei der Versuchsanlage nach Bild 4 aus dem an elektrischen Pendelmotor gewonnenen Meßergebnis ohne Verfälschung auf die durch die mechanischen Reibungsverluste verursachten Verluste geschlossen werden kann. Es kann daher ermittelt werden, inwieweit hohe mittlere Gasdrücke die Triebwerkreibung erhöhen.

Die Anwendung dieser Untersuchungsmethode ist für Mehrzylindermotoren besonders einfach, da in diesem Falle ein weitgehender Volumenausgleich der sich bewegenden Kolben eintritt. Aus diesem Grunde braucht bei Mehrzylindermotoren kein übermäßig großer Druckbehälter verwendet zu werden. Es genügt eine kleine über alle Zylinder gehende Haube.

Aus der Versuchsanlage nach Bild 4 kann die Kolbenreibung verhältnismäßig leicht entnommen werden. Aus Wärmebilanzen an der Laufbuchse kann die Kolbenreibungswärme ermittelt werden, woraus sich der der Kolbenreibung zuzuschreibende mittlere Reibungsdruck p_r leicht errechnen läßt. Von Bedeutung sind diese Kühlwasserwärmebilanzen besonders dann, wenn der Kolben mit einem hohen konstanten Gasdruck belastet wird, da in diesem Falle die durch die

vermehrten Kolbenquerkräfte verursachte Steigerung der Kolbenreibung leicht ermittelt werden kann.

Mit der Versuchsanlage nach Bild 4 kann auch mit großer Leichtigkeit die durch die Kolbenringe verursachte Reibung ermittelt werden. Da über dem Kolben hohe konstante Gasdrücke aufrecht erhalten werden, so stellen sich in den Kolbenringnuten ebenfalls entsprechend hohe mittlere Gasdrücke ein, durch die die Kolbenringe kräftig an die Laufbuchse gepreßt werden. Werden nun verschiedene Kolbenringzahlen und verschiedene Kolbenringformen verwendet, so kann aus den gemessenen Reibungswerten p_r auf die Kolbenringreibung geschlossen werden, wobei die Kolbenringreibung auch bei hohem Gasdruck in den Ringnuten ermittelt wird. Die in dieser Richtung vorgenommenen umfangreichen Untersuchungen ergaben das wichtige Ergebnis, daß durch die Kolbenringzahl und durch die Kolbenringform die Gas- und Öllässigkeit weitgehend beeinflusst wird, daß aber die Triebwerkreibung weder durch die Kolbenringzahl noch durch die Kolbenringform nennenswert beeinflusst wird. Man kann daher die Kolbenringzahl und die Kolbenringform nach Maßgabe der Öl- und Gaslässigkeit und der vom Kolben an die Zylinderwand abzugebenden Wärme bemessen, ohne befürchten zu müssen, daß durch eine große Anzahl von Kolbenringen eine nennenswerte Zunahme der mechanischen Reibung auch unter Berücksichtigung hoher Gasdrücke zu erwarten ist.

Wird in dem Druckbehälter Atmosphärendruck eingestellt, so werden die durch die Massenkräfte verursachten Triebwerkverluste festgestellt. Auf Bild 5 zeigt Kurve 1 für das Viertaktverfahren den gemessenen mittleren Reibungsdruck p_r in kg/cm^2 . Es handelt sich hierbei um einen Einzylinder-Dieselmotor von 650 cm^3 Hubvolumen, dessen Daten bereits weiter oben angegeben worden sind. Werden anschließend konstante Gasdrücke im Druckbehälter eingestellt, so kann aus der am elektrischen Pendelmotor ermittelten Drehmomenterhöhung die durch einen mittleren Gasdruck verursachte Reibungszunahme Δp_r errechnet werden. Die Kurvenschar auf Bild 5 zeigt die Reibungszunahmen, die durch konstant eingestellte Gasdrücke von 0 bis 18 atü verursacht werden. Aus bereits erläuterten Gründen ist der Einfluß des Gasdruckes auf die mechanische Reibung um so geringer, je höher die Kolbengeschwindigkeit und damit die Massenkräfte sind. Bild 6 zeigt dieselben Versuchsergebnisse, jedoch für das Zweitaktverfahren.

Bei Betrachtung der Bilder 5 und 6 ist zu bedenken, daß bei Vollastbetrieb eines Dieselmotors während des Verdichtungshubes ein mittlerer auf den Kolbenhub bezogener Gasdruck von nur etwa 4 atü herrscht, während beim Ausdehnungshub bei einem mittleren indizierten Druck von $p_i = 10 \text{ kg/cm}^2$ dementsprechend ein mittlerer Gasdruck von 14 kg/cm^2 auftritt. Demgegenüber zeigen die Kurven D auf den Bildern 5 und 6 die mechanische Reibung bei einem konstanten Gasdruck von 12 atü, wobei der Gasdruck sowohl während des Verdichtungs- als auch während des AusdehnungsHubes diesen hohen Wert einhält.

Aus den Versuchen über die Triebwerkreibung bei pulsierenden Gasdrücken mit hoher Druckspitze und bei über dem Kolbenhub konstanten Gasdrücken kann daher die bei Vollastbetrieb auftretende Triebwerksreibung gut abgeschätzt werden. Auf Bild 7 zeigt die Kurve 1 die Triebwerkreibung beim Viertaktverfahren, wenn kein

Gasdruck den Kolben belastet (Massenkraftreibung). Kurve 2 von Bild 7 gibt die Reibungsverluste des Triebwerkes bei Vollastbetrieb, jedoch ohne Überlagerung wieder, wobei der Abstand der Kurven 1 und 2 die durch den Gasdruck bei Vollastbetrieb verursachte Reibungszunahme darstellt. Für Vollastbetrieb mit Überlagerung ($p_u = 0,250 \text{ atü}$) gibt die Kurve 3 auf Bild 7 die zu erwartende Reibung wieder. Auf Bild 8 wurde die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit und ohne Überlagerung sinngemäß für das Zweitaktverfahren aufgezeichnet.

Es mag noch erwähnt werden, daß die Reibungsverluste der Ventilsteuerung und ihres Antriebes sowohl bei seitlich- als auch bei kopfgesteuerten Motoren sehr gering sind. Ferner ergeben die bei Vollastbetrieb heißen Kolben keine Reibungszunahme, wenn das Kolbenspiel normal, also nicht zu klein gewählt wird.

Wie schon erwähnt, wurden die vorstehenden Versuchsergebnisse an einem Einzylinderdieselmotor von $V_h = 650 \text{ cm}^3$ ($D = 80 \text{ mm}$, $s = 130 \text{ mm}$) gewonnen. Die Versuche wurden aber außerdem an weiteren Ein- und Mehrzylindermotoren durchgeführt, deren Zylinderhubvolumen zwischen 268 cm^3 und 1600 cm^3 lag. Hierbei zeigte es sich, daß, bezogen auf die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit, alle Maschinen, soweit sie Gleitlager besaßen, annähernd das gleiche Verhalten und die gleichen Reibungsdrücke p_r zeigten, die auf Bild 2 bis 8 eingezeichnet sind. Mit verhältnismäßig geringen Abweichungen gelten daher die Bilder 7 und 8 für die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ganz allgemein für Otto- und Dieselmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von 268 cm^3 bis 1600 cm^3 . Es ist daher das wichtige Ergebnis festzustellen, daß ein Motor von hoher Drehzahl und von geringem Zylinderhubvolumen im Hinblick auf die mechanischen Reibungsverluste keineswegs wesentlich ungünstiger ist, als eine Maschine von niedriger Drehzahl und entsprechend großem Zylinderhubraum. Dies gilt auch unter Berücksichtigung hoher pulsierender Gasdrücke und hoher auf den Kolbenhub bezogener mittlerer Gasdrücke, so daß der Entwicklung des kleinen rasch laufenden Dieselmotors mit einem Zylinderhubvolumen von nur 350 cm^3 bis 650 cm^3 von seiten der mechanischen Reibung nichts entgegensteht.

Interessant ist weiterhin, daß Versuche an Motoren mit Rollenlagern bei gleicher Kolbengeschwindigkeit wesentlich geringere Reibungsverluste ergeben haben, als an Gleitlagernmaschinen festgestellt wurde. Bild 9 zeigt für das Viertaktverfahren die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb eines Einzylinder-Ottomotors mit Rollenlagern von $V_h = 590 \text{ cm}^3$ ($D = 80 \text{ mm}$, $s = 117,5 \text{ mm}$), wobei die mechanischen Reibungsverluste bei Spitzendrücken bis zu 45 atü gemessen wurden, die bei einem mittleren Nutzdruck von $p_e = 7,5 \text{ kg/cm}^2$ festgestellt wurden. Bild 10 zeigt die Triebwerksreibung bei Vollastbetrieb, jedoch für das Zweitaktverfahren. Aus einem Vergleich der Bilder 7 und 8 mit den Bildern 9 und 10 ist zu entnehmen, daß bei der Verwendung von Rollenlagern erhebliche Einsparungen an Triebwerksreibung gemacht werden können. Bei Verwendung von Wälzlagern können daher mittlere Kolbengeschwindigkeiten von 16 m/s und mehr ohne übermäßig hohe mechanische Reibungsverluste verwendet werden.

Betrachtet man z. B. ein Indikatorgramm (Bild 11), welches bei der Versuchsanordnung von Bild 1 gemacht worden ist,

so erkennt man die erheblichen Druckänderungen in $\text{at}/^\circ\text{KW}$, die bei einem Spitzendruck von 95 atü auftreten. Druckanstiege von 3 $\text{at}/^\circ\text{KW}$ werden dabei leicht erreicht. Auch andere Versuche ergaben, daß erst bei ausgesprochen hartem Gang mit zusätzlichen Reibungsverlusten zu rechnen ist. Alle obigen Versuchsergebnisse gelten daher auch für verhältnismäßig starke Druckanstiege je $^\circ\text{KW}$.

3. Die hydraulischen Überschiebverluste bei Brennraumzerklüftung

Wird bei Dieselmotoren zum Zwecke der Gemischbildung eine Brennraumzerklüftung angewendet (Vorkammer, Wirbelkammer, Luftspeicher), so ist ein gewisser Arbeitsaufwand notwendig, um während des Verdichtungshubes die Luft zum Überströmen in diesen Brennraumteil zu veranlassen. Ebenso treten beim Ausdehnungshub beim Ausströmen der Gase aus dem Teilraum des Brennraumes weitere hydraulische Verluste auf.

Um diese Verluste näher zu untersuchen, wurden am Maschinenlaboratorium Versuche mit der schon auf Bild 1 gezeigten Versuchsanlage durchgeführt. Werden bei stets gleichem Verdichtungsverhältnis Schleppversuche mit glattem zylindrischem Brennraum und im Vergleich hierzu mit verschiedenen Brennraumzerklüftungen angestellt, so kann aus den Unterschieden der am elektrischen Drehmotor gemessenen Drehmomente auf die durch die Brennraumzerklüftung verursachten Verluste geschlossen werden. Da die Kühlwasserwärmebilanz für die Laufbuchse und für den Zylinderdeckel getrennt aufgestellt wird, so kann der Energieumsatz in der Brennraumzerklüftung auch mit der Kühlwasserwärmebilanz verfolgt werden. Es ist noch darauf hinzuweisen, daß bei dieser Versuchsführung bereits der Energierückgewinn von den Verlusten abgezogen wird. Ein Teil der hydraulischen Verluste des Verdichtungshubes wird in Wärme umgesetzt, von der ein bestimmter Prozentsatz während des Ausdehnungshubes in Form mechanischer Arbeit zurückgewonnen wird. Mit einer Versuchsanordnung nach Bild 1 können daher besonders schnell und einfach die hydraulischen Verluste bei verschiedenen Teilkammerformen und bei verschiedenen Überströmquerschnitten ermittelt werden.

Die Versuche wurden durchgeführt an dem schon mehrfach erwähnten Einzylinder-Dieselmotor von einem Hubvolumen von $V_h = 650 \text{ cm}^3$ ($D = 80 \text{ mm}$, $s = 130 \text{ mm}$). Auf Bild 12 wurden die für das Vorkammerverfahren gemessenen Reibungsdrücke p_r über der Kolbengeschwindigkeit aufgetragen. Die Werte gelten für ein Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 18$ und für eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes einnimmt. Die Vorkammerkonstante K wurde errechnet nach der Formel (Annahme: $\mu = 1$):

$$(3) \quad K = \frac{\mu \cdot f \cdot \sqrt{T_0}}{n \cdot V_h}$$

die von Prof. Fischinger angegeben wurde. In die Formel ist einzusetzen der Maulquerschnitt f in cm^2 , die Gastemperatur T_0 zu Beginn der Kompression in $^\circ\text{C}$, die Drehzahl n in U/min und das Zylinderhubvolumen V_h in l. Die Versuche wurden mit verschiedenen großen Vorkammermäulern angestellt, wobei die Vorkammerkonstante, bezogen auf $n = 2800 \text{ U/min}$, von $14,6 \cdot 10^{-3}$ bis

$0,585 \cdot 10^{-3}$ variiert wurde. Es ist zu ersehen, daß die Verluste mit kleiner werdendem Maulquerschnitt beträchtlich zunehmen. Bei zur Zeit gebauten Vorkammermotoren ist bei höchster Drehzahl eine Vorkammerkonstante von $K = 1,60$ bis $1,90 \cdot 10^{-3}$ üblich. Bild 12 zeigt, daß bei Vorkammerkonstanten dieser Größe beträchtliche hydraulische Verluste auftreten, da die für diese Vorkammerkonstante geltenden Reibungsdrücke p_r wesentlich höher liegen als die bei glatten zylindrischen Brennraum gemessenen p_r -Werte. In der oben angegebenen Formel tritt der Überströmquerschnitt und das Zylinderhubvolumen auf. Naturgemäß muß aber außerdem bekannt sein, wie groß der Anteil des abgeschnürten Volumens vom gesamten Kompressionsvolumen ist, da bei gleichem Wert der Vorkammerkonstanten K die hydraulischen Verluste um so beträchtlicher sind, je größer der Anteil des abgeschnürten Volumens am gesamten Kompressionsvolumen ist. Die auf Bild 12 eingezeichneten Versuchsergebnisse beziehen sich auf eine Vorkammer, die nur 30 % des gesamten Verdichtungsraumes besitzt. Bei Verwendung einer auf den gesamten Verdichtungsraum bezogenen größeren Vorkammer (z. B. $0,5 \cdot V_0$) ist daher mit entsprechend größeren Verlusten zu rechnen, als auf Bild 12 angegeben worden ist. Da mit der Versuchsanlage nach Bild 1 auf jede Kurbelwellenumdrehung ein Verdichtungs- und ein Ausdehnungshub erfolgt, so gelten die Bilder 12 und 13 für das Zweitaktverfahren. Da die hydraulischen Verluste der Brennraumzerklüftung durch den Abstand gekennzeichnet sind, der für einen bestimmten Maulquerschnitt geltenden Kurve von der Kurve für glatten zylindrischen Brennraum, so stellt dieser Abstand auch die hydraulischen Verluste des Viertaktverfahrens dar.

Bild 13 zeigt die für das Wirbelkammerverfahren gemessenen Verluste. Untersucht wurde eine Wirbelkammer, deren Volumen 75 % des gesamten Kompressionsraumes einnimmt. Es ist zu erkennen, daß beim Wirbelkammerverfahren gegenüber dem Vorkammerverfahren geringere hydraulische Verluste vorhanden sind, da der Querschnitt des Wirbelkammermaules im Verhältnis zum abgeschnürten Volumen üblicherweise wesentlich größer als bei der normalen Vorkammer ist. Ein bei handelsüblichen Motoren auftretender Wert der Wirbelkammerkonstanten beträgt $K = 8 - 10 \cdot 10^{-3}$, wobei gegenüber einem glatten zylindrischen Brennraum ein nicht übermäßig größerer Verlustdruck p_r zu verzeichnen ist.

Bei dem Lanova-Luftspeicherverfahren beträgt die Vorkammerkonstante etwa $K = 0,8 \cdot 10^{-3}$. Es sind also noch geringere Überströmquerschnitte als beim Vorkammerverfahren vorhanden. Da der Anteil des abgeschnürten Raumes jedoch nur etwa 10 % des gesamten Verdichtungsraumes beträgt, so ist beim Lanova-Verfahren trotz des geringen Strömungsquerschnittes nur mit hydraulischen Verlusten zu rechnen, die zwischen den Verlusten des Wirbelkammer- und Vorkammer-Verfahrens liegen.

Bei der Betrachtung der auf Bild 12 und 13 verzeichneten Versuchsergebnisse ist noch folgendes zu bedenken. Bei der Anbringung einer Brennraumzerklüftung wird die Oberfläche des Brennraumes vergrößert, so daß durch diese Oberflächenvergrößerung eine Zunahme der Wärmeverluste des arbeitenden Gases an die Wand auftritt. Weiterhin haben Brennraumzerklüftungen meist nennenswerte Gasgeschwindigkeiten zur Folge, so daß hierdurch eine beträchtliche Zunahme der Wärmeübergangszahlen entsteht. Die Folge der Zunahme von Brennraumoberfläche und Wärmeübergangszahlen ist ein

Anwachsen der Wärmeverluste bei Brennraumzerklüftung. Die auf Bild 12 und 13 gezeigten Versuchsergebnisse enthalten außer den hydraulischen Verlusten auch die Arbeitsverluste, die verursacht werden durch die Wärmeverluste infolge der Oberflächenvergrößerung des Brennraumes und die Zunahme der Wärmeverluste infolge der Erhöhung der Wärmeübergangszahlen durch die Gasgeschwindigkeit.

Natürgemäß können mit Versuchen an der Anlage nach Bild 1 lediglich diejenigen Arbeitsverluste infolge des Wärmeüberganges ermittelt werden, die bei Gasspitztemperaturen von etwa 600°C auftreten, da die Versuche mit Brennraumzerklüftungen bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 18$ angestellt wurden. Da bei Vollastbetrieb viel höheren Gastemperaturen vorhanden sind, so ist daher bei Vollastbetrieb gegenüber den gezeigten Versuchsergebnissen infolge der hohen Gastemperaturen mit beträchtlich höheren Arbeitsverlusten durch erhöhte Wärmeverluste beim Vorkammer- und Wirbelkammerverfahren zu rechnen. Das Auftreten hoher Luftgeschwindigkeiten ist daher sowohl mit nennenswerten hydraulischen Arbeitsverlusten als auch mit beträchtlichen Verlusten infolge erhöhtem Wärmeübergang (Oberflächenvergrößerung des Brennraumes, durch Gasgeschwindigkeit erhöhte Wärmeübergangszahlen) verknüpft.

4. Die Verluste infolge des Wärmeüberganges

Ein Teil der unter dieser Überschrift zu behandelnden Probleme ist bereits im letzten Abschnitt besprochen worden. Es ist daher lediglich nochmals darauf hinzuweisen, daß der Betrag der Wärmeverluste im Motor auf das engste mit der Gemischbildung und mit dem Verbrennungsablauf verbunden ist. Insbesondere werden Verluste an Nutzarbeit durch diejenigen Wärmemengen verursacht, die in der Nähe des oberen Totpunktes vom arbeitenden Gas an die Wände abgegeben werden. Diese übergehende Wärme hängt daher ab von der Oberfläche des Brennraumes, von der Gastemperatur und von der Wärmeübergangszahl, wobei die Wärmeübergangszahl wiederum hauptsächlich von der Gasgeschwindigkeit und vom Gasdruck beeinflusst wird. Es ist bis heute noch ungeklärt, inwieweit hohe Gasdrücke (Strahleinspritzungsverfahren) und hohe Gasgeschwindigkeiten (z. B. Wirbelkammerverfahren) die Arbeitsverluste infolge erhöhten Wärmeüberganges beeinflussen. Hierbei muß darauf hingewiesen werden, daß die bei Motoruntersuchungen allgemein gebräuchliche Wärmeübergangsformel von Nusselt für Motoren mit hohen Kolbengeschwindigkeiten nicht mit genügender Genauigkeit gilt.

Es ist daher festzustellen, daß genaue Untersuchungen über den Einfluß des Gasdruckes, der Gasgeschwindigkeit und der Kolbengeschwindigkeit auf den Wärmeübergang bei Verbrennungsmotoren noch ausstehen. Am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden sind zur Zeit umfangreiche Versuche in Vorbereitung, die die Klärung der Wärmeübergangsfragen einschließlich des Wärmeüberganges durch Strahlung im rasch laufenden Motor zum Ziel haben. Zur Zeit können daher genauere Angaben über die Wärmeübergangsverluste bei den verschiedenen Arbeitsverfahren noch nicht gemacht werden. Festgestellt werden kann jedoch heute schon, daß im Gegensatz zur Nusseltschen Formel die Verwendung hoher Kolbengeschwindigkeiten die Wärmeverluste je Arbeitspiel senkt, so daß der spezifische Brennstoffverbrauch bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch die Wärmeverluste weniger erhöht wird, als bei niedrigen

Kolbengeschwindigkeiten. Von besonderer Bedeutung ist die eingehende Prüfung, ob Motoren von geringen Zylinderhubvolumen bei gleicher Kolbengeschwindigkeit (also höherer Drehzahl) höhere Wärmeverluste aufweisen als Motoren von größerem Zylinderhubvolumen.

Weiterhin ist der Einfluß heißer Wandteile im Brennraum in Richtung auf eine Verringerung der Wärmeverluste noch zu klären.

5. Die Verluste infolge zu großer Durchbrennzeit

Alle Untersuchungen an Dieselmotoren hoher Drehzahl ($n = 3400$ U/min) haben ergeben, daß der Zündverzögerung hier noch ausreichend kurz ist, so daß von der Seite des Zündversuges auch bei sehr hohen Drehzahlen keine erheblichen Schwierigkeiten zu erwarten sind. Demgegenüber hat eine genauere Untersuchung der verschiedenen Arbeitsverfahren gezeigt, daß bei hohen Drehzahlen die Durchbrennzeit des Gemisches für höchste Drehzahlen zu groß ist. Hierdurch wird der spezifische Brennstoffverbrauch erhöht, da die Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit um so unvollkommener ist, je kleiner das Ausdehnungsverhältnis im Augenblick der Verbrennung ist. Bekanntlich verbrennt der Brennstoff mit einem um so besseren thermodynamischen Wirkungsgrad, je mehr die Verbrennung sich in der Nähe des oberen Totpunktes abspielt.

Weiterhin ist zu beobachten, daß eine ausreichend kurze Durchbrennzeit im allgemeinen schon dann vorhanden ist, wenn eine gute Makrogemischbildung vorhanden ist, dies bedeutet, daß der Brennstoff an allen Stellen eine für die Verbrennung ausreichende Sauerstoffmenge findet. Da auch beim Strahleinspritzungsverfahren mit Spezialdüsen eine ausreichende Makrogemischbildung ($\lambda = 1$ bis 1,4) zur Zeit noch nicht erreicht wird, so ist auch bei Verwendung von Spezialdüsen eine bestimmte, wenn auch geringe Luftbewegung notwendig, um den nötigen Sauerstoff an den Brennstoff heranzutragen. Es ist von großer Bedeutung, den bei Verwendung von Einspritzdüsen verschiedener Bauart für eine ausreichende Gemischbildung unbedingt notwendigen Aufwand an Luftbewegung (für Längstrom, Querstrom, Gegenstrom) der Größe und Richtung nach zu untersuchen, da jede größere Luftbewegung erhöhte hydraulische und Wärmeübergangsverluste zur Folge hat. Am Maschinenlaboratorium laufen daher zur Zeit Versuche an, die der genaueren Erforschung des Einflusses der Luftbewegung auf Gemischbildung und Durchbrennzeit gewidmet sind.

Obige Ausführungen über die zu große Durchbrennzeit bei rasch laufenden Dieselmotoren lassen erkennen, daß zur Zeit eine Steuerung des Brenngesetzes bei hohen Drehzahlen noch nicht möglich ist. Es ist leider fast immer zu beobachten, daß dieselmotorische Arbeitsverfahren mit verhältnismäßig kurzen Durchbrennzeiten auch zu Beginn der Verbrennung eine rasche Energieumsetzung aufweisen, so daß sehr hohe Gasspitzen drücke und beträchtliche Druckerhöhungen erreicht werden. Demgegenüber leiden die dieselmotorischen Arbeitsverfahren meist an einer zu großen Durchbrennzeit, wenn zur Erreichung eines weichen Druckerhöhungs zu Beginn der Verbrennung eine langsame Energieumsetzung angestrebt wird.

Die experimentelle Untersuchung der Durchbrennzeit ist nicht einfach. Wird die Energieumsetzung während der Verbrennung aus genauen Indikator diagrammen ermittelt, so sei darauf hingewiesen, daß diese Diagramme außerordentlich genau sein müssen. Das Oszillogramm von Bild 14 wurde an einem rasch laufenden Dieselmotor genommen, dessen Verbrennungsablauf an zu großer Durchbrennzeit litt, obgleich dem Diagramm dieser Fehler augenscheinlich nicht anzusehen ist. Das Diagramm zeigt einen kräftigen Druckanstieg im oberen Totpunkt und ist in der Nähe des Druckmaximums gut füllig. Nur eine genaue Polytropenbetrachtung im Gebiet von 30 bis 100° KW nach oberem Totpunkt bringt die Verluste infolge zu großer Durchbrennzeit zutage. Da hierbei schon geringfügige Fehler in der Druckanzeige die auf dem Druckdiagramm aufgebauten thermodynamischen Untersuchungen entwerfen, so muß nachdrücklich darauf hingewiesen werden, daß auf der Druckmessung aufbauende thermodynamische Rechnungen nur dann zulässig sind, wenn mittels dynamischer Eichung des gesamten Druckmeßgerätes der Nachweis geführt worden ist, daß die Druckmessung richtig ist. Aus diesem Grunde wurde am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden bei der Entwicklung des piezoelektrischen Druckmeßverfahrens der Hauptwert auf die Entwicklung von Methoden der dynamischen Eichung von Geber, Verstärker und auf Zeichengerät gelegt. Es war daher möglich, Druckmeßgeräte zu entwickeln, die auch bei sehr hohen Drehzahlen nachweislich richtig anzeigen, so daß solche Diagramme der thermodynamischen Auswertung zugänglich gemacht werden können. Hierdurch ist eine eingehende Untersuchung der Energieumsetzungen während der Verbrennung möglich geworden!

6. Betrachtungen über die Schnellläufigkeit der Motoren

Um die Literleistung der Verbrennungsmotoren zu erhöhen bzw. um das Leistungsgewicht zu senken, wird insbesondere bei nicht zu hohen Leistungen ein geringes Zylinderhubvolumen bei hoher Drehzahl angestrebt. Da bei den handelsüblichen Dieselmotoren für Lastkraftwagen nur in wenigen Fällen das Zylinderhubvolumen weniger als 1 l beträgt, so sind für die Entwicklung von Dieselmotoren kleinerer Leistung (z. B. Personewagendiesels) bei einem Zylinderhubvolumen von 400 cm³ bis 700 cm³ in dieser Richtung durchgeführte Versuche wertvoll.

Ein weiterer Weg für die Erreichung hoher Literleistungen ist durch eine Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit gegeben. Sowohl eine Verringerung des Zylinderhubvolumens bei einer entsprechenden Erhöhung der Drehzahl (wobei die Kolbengeschwindigkeit in üblichen Grenzen bleibt) als auch eine Erhöhung der Drehzahl bei üblichem Zylinderhubvolumen (Kolbengeschwindigkeit höher als normal) führt zu einer Veränderung der einzelnen Verluste. Die zu erwartenden Veränderungen sollen im folgenden kurz besprochen werden.

I. Erhöhung der Drehzahl und der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei üblichem Zylinderhubvolumen

a) Die mechanischen Reibungsverluste nehmen bei einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit nur unwesentlich zu. Bild 7 zeigt für das Viertaktverfahren, daß bei einer Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit von 9 m/s auf 13 m/s die

Reibungsverluste bei Vollastbetrieb von $p_{r1} = 1,64 \text{ kg/cm}^2$ auf $p_{r2} = 1,85 \text{ kg/cm}^2$ anwachsen. Diese Reibungszunahme von $\Delta p_r = 0,21 \text{ kg/cm}^2$ ist unerheblich, wenn man bedenkt, daß hierbei die Drehzahl von $n = 2040 \text{ U/min}$ auf $n = 3020 \text{ U/min}$, also um fast 45 % erhöht wurde. Für das Zweitaktverfahren zeigt Bild 8, daß hierbei der Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf die mechanische Reibung nicht vorhanden ist, da die mechanische Reibung bei mittleren und hohen Kolbengeschwindigkeiten annähernd konstant verbleibt. Zahlenmäßig fast das gleiche Verhalten haben Motoren von einem Zylinderhubraum von 270 cm^3 bis 1600 cm^3 gezeigt, so daß für Maschinen innerhalb dieser Grenzen des Zylinderhubraumes ausgesagt werden kann, daß die mechanischen Reibungsverluste keinen Hinderungsgrund für eine Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit auf annähernd 13 m/s darstellen.

b) Die Pumpverluste beim Ansaug- und Auspuffhub wachsen bei einer Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit von 9 m/s auf 13 m/s von $(p_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0,30 \text{ kg/cm}^2$ auf $(p_r)_{\text{Pumpverluste}} = 0,52 \text{ kg/cm}^2$, wie Bild 15 zeigt, wobei bei $c_m = 13 \text{ m/s}$ noch ein Liefergrad von $\eta_L = 80 \%$ erreicht wurde. Bei einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit ist daher den Pumpverlusten eine gesteigerte Aufmerksamkeit zu schenken.

c) Die Wärmeübergangsverluste nehmen auf das Arbeitsspiel bezogen ab. Nur dadurch ist es z. B. möglich, daß bei einer Erhöhung der Drehzahl (mittlere Kolbengeschwindigkeit erhöht von $c_m = 4,0 \text{ m/s}$ auf 9 m/s) der spezifische Brennstoffverbrauch sich fast gar nicht ändert, obwohl bei dieser Drehzahlerhöhung sowohl die mechanischen Reibungsverluste in geringfügigem Maße als auch die Pumpverluste in stärkerem Maße zugenommen haben. Da der Einfluß der Wärmeverluste erheblich ist, so wirkt daher eine Drehzahlerhöhung entsprechend kräftig in günstigen Sinne.

d) Die Verluste durch zu große Durchbrennzeit wachsen bei zunehmender Drehzahl bei schnelllaufenden Dieselmotoren rasch auf solche Beträge an, daß eine eingehende Untersuchung des Arbeitsverfahrens mit dem Ziel einer raschen Durchbrennzeit notwendig wird. Hierbei ist zu bedenken, daß eine rasche Durchbrennzeit mit einem möglichst geringen Aufwand an Luftbewegung erreicht werden muß, da jede stärkere Luftbewegung zusätzliche hydraulische und thermodynamische Verluste zur Folge hat.

Zusammenfassend kann ausgesagt werden, daß bei üblichen Zylinderhubvolumen die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Gleitlagermaschinen mittels Drehzahlerhöhung auf etwa 13 m/s gesteigert werden kann, ohne daß eine übermäßige Erhöhung des spezifischen Brennstoffverbrauches zu erwarten ist. Vorausgesetzt ist hierbei eine ausreichend kurze Durchbrennzeit beim Dieselverfahren. Bei Motoren mit Wälzlagern kann die mittlere Kolbengeschwindigkeit sogar bis auf etwa 15 m/s gesteigert werden, da an mechanischer Reibung so viel eingespart wird, daß etwas höhere Pumpverluste in Kauf genommen werden können. Auch dies Ziel ist nur erreichbar, wenn beim Dieselverfahren genügend kurze Durchbrennzeiten erreicht werden.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von $c_m = 10$ m/s das Zweitaktverfahren gegenüber dem Viertaktverfahren nennenswerte Ersparnisse an Triebwerkreibung und Pumpverlusten bringt (Vergleich der Bilder 8 mit 7, 10 mit 9, dazu Bild 15), so daß ein erheblicher Teil der Spülarbeit des Zweitaktverfahrens hierdurch wieder wettgemacht wird. Beläßt man es bei heute üblichen Kolbengeschwindigkeiten von $c_m = 9$ bis 11 m/s, so kann die Schnellläufigkeit der Motoren dadurch gesteigert werden, daß Maschinen von kleinen Zylinderhubvolumen bei entsprechend hoher Drehzahl entwickelt werden. Wir kommen daher zum nächsten Abschnitt.

II. Erhöhung der Drehzahl bei Konstanthaltung der mittleren Kolbengeschwindigkeit und Verringerung des Zylinderhubvolumens

Von seiten der zu erwartenden Verluste kann folgendes ausgesagt werden:

a) Die mechanischen Reibungsverluste sind bei gleichen mittleren Kolbengeschwindigkeiten weitgehend unabhängig vom Zylinderhubvolumen. Die Bilder 7, 8, 9 und 10 zeigen die Triebwerkreibung bei Vollast für Motoren von 270 cm^3 bis 1600 cm^3 Zylinderhubvolumen, wobei die Versuchsergebnisse der einzelnen Motortypen bei gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit verhältnismäßig nur wenig voneinander abweichen, und zwar auch dann, wenn hohe Gasdrücke den Kolben belasten. Unter Berücksichtigung der Triebwerkreibung können daher Bestrebungen nicht abgelehnt werden, die die Entwicklung von rasch laufenden Dieselmotoren bei einem Zylinderhubvolumen von nur 400 cm^3 bis 800 cm^3 zum Ziel haben.

b) Die Pumpverluste dürften bei gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit eigentlich bei Motoren von geringem Zylinderhubvolumen und hoher Drehzahl nicht größer sein, als bei Motoren von größerem Zylinderhubvolumen und entsprechend geringerer Drehzahl, da die Gasgeschwindigkeiten im Ventilquerschnitt die gleichen sind. Da aber bei hohen Drehzahlen je Minute eine große Anzahl von Gaswechseln stattfindet, so müssen die Strömungsvorgänge im Ventilquerschnitt mehr dynamisch als statisch betrachtet werden. Es hat den Anschein, daß die Gaswechselarbeit insbesondere beim Auspuffhub bei Motoren von geringem Zylinderhubvolumen und hoher Drehzahl größer ist als bei langsamer laufenden Maschinen mit entsprechend größerem Zylinderhubvolumen, selbst wenn in beiden Fällen die mittlere Kolbengeschwindigkeit die gleiche ist. Die Frage der Abhängigkeit der Pumpverluste von der Größe des Zylinderhubraumes bedarf noch der Antwort. Zur Zeit werden am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden eingehende Untersuchungen mittels Schwachfederindizierung durchgeführt, wobei die Angabe des piezoelektrischen Druckmeßgerätes mittels dynamischer Eichung sichergestellt ist.

c) Die Wärmeübergangsverluste können beim Schnellläufer von geringem Zylinderhubvolumen nur unwesentlich höher sein als beim Langsamläufer. Werden alle Abmessungen eines Motors auf den a-ten Teil verringert, so nehmen die für den Wärmeübergang maß-

gebenden Flächen auf den a^2 -ten Teil ab, während das Gewicht des arbeitenden Gases auf den a^3 -ten Teil sinkt. Da für die Wärmeverluste das Verhältnis von Wärmeübergangsfläche zu dem arbeitenden Gasgewicht eine Rolle spielt, so ergibt sich, daß beim kleineren Motor gilt

$$\frac{\text{Wärmeübergangsfläche}}{\text{Gewicht des arbeitenden Gases}} = \frac{1/a^2}{1/a^3} = a$$

Hieraus folgt, daß beim kleineren Motor verhältnismäßig größere Wärmeübergangsflächen auftreten. Haben beide Motoren die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit, so besitzt der kleinere Motor eine a -mal größere Drehzahl als der größere Motor. Die Folge ist, daß die je Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit beim kleineren Motor nur den a -ten Teil beträgt. Obgleich daher beim kleinen Schnelläufer, bezogen auf das Gewicht des arbeitenden Gases, größere Wärmeübergangsflächen vorhanden sind, so wird dieser ungünstige Einfluß wieder dadurch ausgeglichen, daß bei einer bestimmten mittleren Kolbengeschwindigkeit die für ein Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit entsprechend der höheren Drehzahl kürzer ist. Diese Feststellung gilt aber nur dann, wenn bei den Motoren verschiedener Größe die Wärmeübergangszahlen den gleichen Wert besitzen. Rechnungen und Versuche zeigen jedoch, daß der kleinere Motor etwas höhere Wärmeübergangszahlen aufweist. Abschließend kann daher ausgesagt werden, daß der kleine schnellaufende Motor gegenüber einem größeren langsam laufenden Motor keine wesentlich größeren Wärmeverluste zeigt, da der Unterschied der Wärmeverluste, bezogen auf ein Arbeitsspiel und 1 kg arbeitendes Gas, nur etwa 5 bis 20 % beträgt. Die Wärmeverluste werden daher beim kleinen Schnelläufer gegenüber einer größeren entsprechend langsamer laufenden Maschine sowohl den spezifischen Brennstoffverbrauch in g/PSch als auch den erreichbaren mittleren Nutzdruck p_n in kg/cm^2 nur unwesentlich verschlechtern, wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit zugrunde gelegt wird.

d) Die zu große Durchbrennzeit ist beim kleinen Dieselschnelläufer mit die wesentlichste Verlustquelle, während beim Ottoverfahren ausreichend kurze Durchbrennzeiten auch bei sehr hohen Drehzahlen verhältnismäßig leicht zu erreichen sind. Da die für ein Arbeitsspiel zur Verfügung stehende Zeit beim kleinen Schnelläufer entsprechend der höheren Drehzahl wesentlich kürzer ist als bei einer größeren langsam laufenden Maschine, so verbrennt ein nicht unbeträchtlicher Teil des Brennstoffes so schleppend, daß hierdurch eine erhebliche Verminderung des Wirkungsgrades eintritt. Ein Weg für die Verkürzung der Durchbrennzeit beim Dieselverfahren ist dadurch gegeben, daß der Einspritzdüse ein wesentlicher Teil der Gemischbildungsarbeit übertragen wird, so daß die zusätzlich erforderliche Luftbewegung mit verhältnismäßig geringen Luftgeschwindigkeiten auskommt.

e) Beim schnellaufenden Ottomotor von geringen Zylinderhubvolumen wird beobachtet, daß der spezifische Brennstoffverbrauch nicht unerheblich höher ist als bei einer größeren langsam laufenden Maschine. Es hat den Anschein, daß hierbei eine bisher verhältnismäßig wenig beachtete Verlustquelle eine wichtige Rolle spielt. Schon Ricardo wies darauf hin, daß die in unmittelbarer Nähe der Zylinderdeckelflächen befindlichen Teile des Brennstoffluftgemisches nur sehr schleppend verbrennen, da der Einfluß der Wand sehr

stark ist. Dieser schleppend verbrennende Brennstoffanteil senkt naturgemäß den thermodynamischen Wirkungsgrad. Die einzigen Gegenmittel sind gegeben durch eine geringe Brennraumoberfläche (annähernd halbkugelige Brennraum) und durch eine lebhaft turbulente Ladung, da hierdurch die Bildung langsam reagierender Ladungsschichten in der Nähe kalter Wandteile wesentlich vermindert wird.

Es ist weiter oben gezeigt worden, daß beim kleinen Schnellläufer das Verhältnis der Brennraumoberfläche zum arbeitenden Gasgewicht wesentlich höher ist als bei einer Maschine von großem Zylinderhubraum. Diese Wandwirkung wird daher bei kleinen schnelllaufenden Ottomotoren verhältnismäßig größere zusätzliche Verluste verursachen als bei größeren Motoren, da verhältnismäßig mehr Brennstoff in Wandnähe langsam verbrennt. Am Maschinenlaboratorium laufen zur Zeit Versuche an rasch laufenden Motoren, die diese Verlustquelle in Abhängigkeit vom Zylinderhubvolumen näher erforschen sollen.

f) Obige Ausführungen zeigen, daß die nach Möglichkeit getrennte Ermittlung der einzelnen Verlustquellen bei schnelllaufenden Motoren wichtig ist. Im allgemeinen wurden bisher in der Praxis die Motorverluste der Ottomotoren mit dem Schleppversuch bestimmt, wobei der fahrfertige Motor mit einem elektrischen Pendelmotor angetrieben wurde. Hierbei ist aber zu bedenken, daß kurzzeitig wirkende Gasspitzen drücke von nur etwa 10 atü auftreten, so daß die mechanischen Reibungsverluste nicht voll erfaßt werden, da der Einfluß des Gasdruckes nicht mit ermittelt wird. Aber auch die Pumpverluste sind beim Schleppversuch besonders während des Auspuffhubes wesentlich verschieden von denen bei Lastbetrieb. Da außerdem die Triebwerkreibung und die Pumpverluste gemeinsam gemessen werden, so ist eine Trennung nicht möglich, wodurch das Meßergebnis noch mehr an Wert verliert. Es sind daher diejenigen Versuchsmethoden vorzuziehen, die weitgehend die getrennte Ermittlung der einzelnen Verlustquellen ermöglichen.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Es ist festzustellen, daß von seiten der mechanischen Reibungsverluste dem Verbrennungsablauf bzw. dem gewählten Arbeitsverfahren nur geringe Beschränkungen auferlegt werden, da selbst sehr hohe Gasdruckspitzen fast keine Reibungszunahme ergeben. Auch der Entwicklung sehr rasch laufender Motoren von geringem Zylinderhubvolumen wird durch die mechanischen Reibungsverluste kein Abbruch getan. Hingegen ergeben die an Dieselmotoren zum Zwecke der Gemischbildung angebrachten Brennraumzorklüftungen mit engem Maulquerschnitt beträchtliche hydraulische und zusätzliche Wärmeübergangsverluste, die den spezifischen Brennstoffverbrauch vermehren und die mögliche Leistungsausbeute herabsetzen. Notwendig sind genauere Untersuchungen der die Wärmeverluste im Motor beeinflussenden Größen wie Gasdruck, Gasgeschwindigkeit und Kolbengeschwindigkeit, da die Nusselt'sche Wärmeübergangsformel für hohe Kolbengeschwindigkeiten als nicht genügend genau angesehen werden muß und keine Antwort auf den Einfluß der Gasgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang gibt. An Dieselmotoren ist ein ausreichend kurzer Zündverzögerung auch bei sehr hohen Drehzahlen zu verzeichnen, während der Durchbrennzeit erhöhte Aufmerksamkeit ge-

schenkt werden muß. Zur Zeit ist die zu große Durchbrennzeit ein Haupthindernis für die wirtschaftliche Erreichung hoher Drehzahlen bei Dieselmotoren.

Einer der möglichen Wege, um die bei der Gemischbildung und Verbrennung auftretenden hydraulischen und Wärmeübergangsverluste zu beschränken, ist dadurch gegeben, daß der Düse in größeren Umfang die Gemischbildungsarbeit übertragen wird. Dies führt zur Entwicklung von Sonderdüsen, mit denen dann in Zusammenarbeit mit einem angepaßten Brennraum günstige spezifische Brennstoffverbräuche erzielbar sind (z. B. Saurer-Verfahren). Im allgemeinen werden hierbei gleichzeitig kurze Durchbrennzeiten erreicht, die diese Arbeitsverfahren für den Schnellauf geeignet machen. Die gesamte Gemischbildungsarbeit kann jedoch auch von Sonderdüsen allein kaum geleistet werden, so daß eine gewisse, wenn auch geringe Luftbewegung notwendig erscheint, um den Sauerstoff an den Brennstoff heranzutragen. Solche Arbeitsverfahren geben günstige Brennstoffverbräuche, während die Erreichung sehr hoher Nutzdrehmomente und entsprechend geringer Luftüberschusszahlen gewisse Schwierigkeiten macht.

Am Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden sind seit längerem Versuche in Gang, deren Ziel es ist, die einzelnen mechanischen, hydraulischen und thermodynamischen Verluste der schnellaufenden Otto- und Diesel-Motoren mit besonderen Versuchsmethoden möglichst getrennt zu ermitteln.

Außerdem soll für das Dieserverfahren festgestellt werden, inwieweit durch Verwendung von Spezialdüsen mit guten Gemischbildungseigenschaften die bei den einzelnen Arbeitsverfahren notwendige Luftbewegung auf ein Minimum gesenkt werden kann. Allgemein soll hierbei der Einfluß der Luftbewegung auf die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf im Dieselmotor untersucht werden. Diese grundsätzlichen Untersuchungen haben unmittelbare Bedeutung für das Strahleinspritzungsverfahren mit seinen Abarten, für das Wirbelkammerverfahren und für das Luftspeicherverfahren, während die Arbeitsergebnisse für das Vorkammerverfahren nur mittelbar übertragen werden können. Bei diesen Arbeiten wird der Erforschung der Durchbrennzeit besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden, wobei insbesondere der Zusammenhang zwischen Durchbrennzeit und Luftgeschwindigkeit zu klären ist.

Für diese Untersuchungen hat sich als Hilfsmittel das piezoelektrische Druckmeßverfahren als besonders geeignet erwiesen, da hiermit die Energieumsetzung beim Verbrennungsablauf verfolgt werden kann. Am Maschinenlaboratorium ist daher in letzter Zeit mittels dynamischer Eichung von Geber, Verstärker und Aufzeichngerät das piezoelektrische Druckmeßverfahren so durchgebildet worden, daß auch bei den höchsten Drehzahlen quantitativ genaue, auswertbare Diagramme erhalten werden. Dadurch ist die Möglichkeit gegeben, mittels genauer Indizierung die Energieumsetzung beim Verbrennungsablauf zu verfolgen, wodurch ein weiterer Maßstab für die Güte der Gemischbildung erhalten wird. Insbesondere kann mit der jetzt durchentwickelten Druckdifferenzmessung das Zusammenwirken von Hauptbrennraum und abgeschnürtem Teilraum in bezug auf die hierbei auftretenden Verluste näher verfolgt werden.

714

78

Eine für Ottomotoren wesentliche Verlustquelle ist darin zu suchen, daß die in der Nähe der Brennraumboberflächen befindlichen Gemischteile infolge der Wandnähe nur schleppend verbrennen, so daß der thermische Wirkungsgrad absinkt. Diese Verlustquelle ist um so einflußreicher, je kleiner das Zylinderhubvolumen des Motors ist. Nähere Untersuchungen in dieser Hinsicht sind im Gange.

Es ist zu hoffen, daß durch die eingehende Untersuchung der oben angedeuteten grundsätzlichen Probleme den Entwicklungsabteilungen der Industrie Unterlagen verschafft werden, die diese für die Weiterentwicklung der motorischen Arbeitsverfahren benötigen.

FEETY ▲ FILM

Versuchsanlage III.

Im Zweitakt pulsierende Gasdrücke bei beliebigem Spitzendruck.
Die Pumpverluste sind ausgeschaltet u. der Wärmeverlustdruckabfall ist gering.

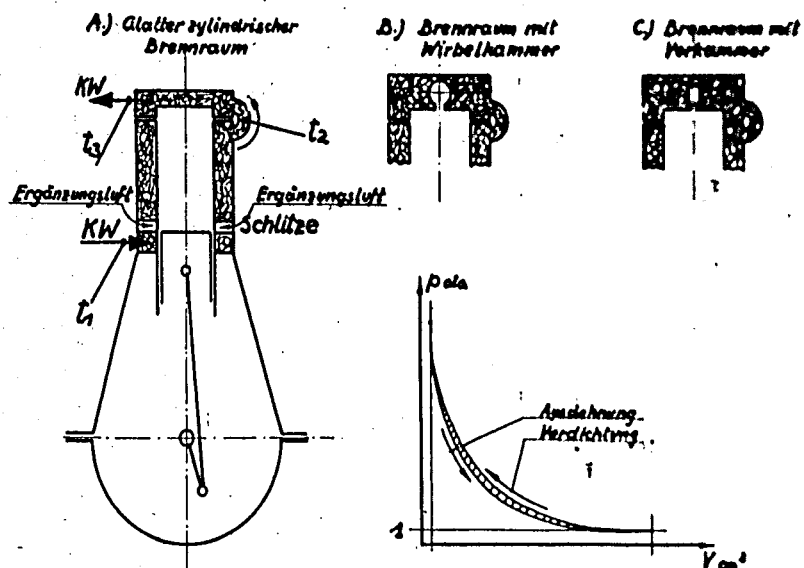


Bild 1

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher, im Zweitakt pulsierender Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdtrieb angetrieben wird. Schlitze in der Laufbuchse ergeben bei Kolbenlage im unteren Totpunkt stets den Gasdruck der äußeren Atmosphäre im Zylinderinneren. Der Gasspitzendruck hängt vom eingestellten Verdichtungsverhältnis ab und ist daher frei wählbar. (p_{max} wurde bis auf 92 atü gesteigert.) Pumpverluste treten nicht auf. Die Schlitze in der Laufbuchse dienen lediglich der Ergänzung der Gasflüssigkeitsverluste der Pleuellringe, es erfolgt also keine Zylinderreinigung durch die Schlitze. Infolge der Wärmeverluste des Gases an die Wand sind die Gasdrücke während des Ausdehnungshubes etwas geringer als während des Verdichtungshubes, wie das gezeichnete p-V-Diagramm zeigt. Versuche mit Zylinderdeckeln mit und ohne Brennraumzirkulationen ergeben beim Schlepversuch die hydraulischen Überschiebverluste.

7-16

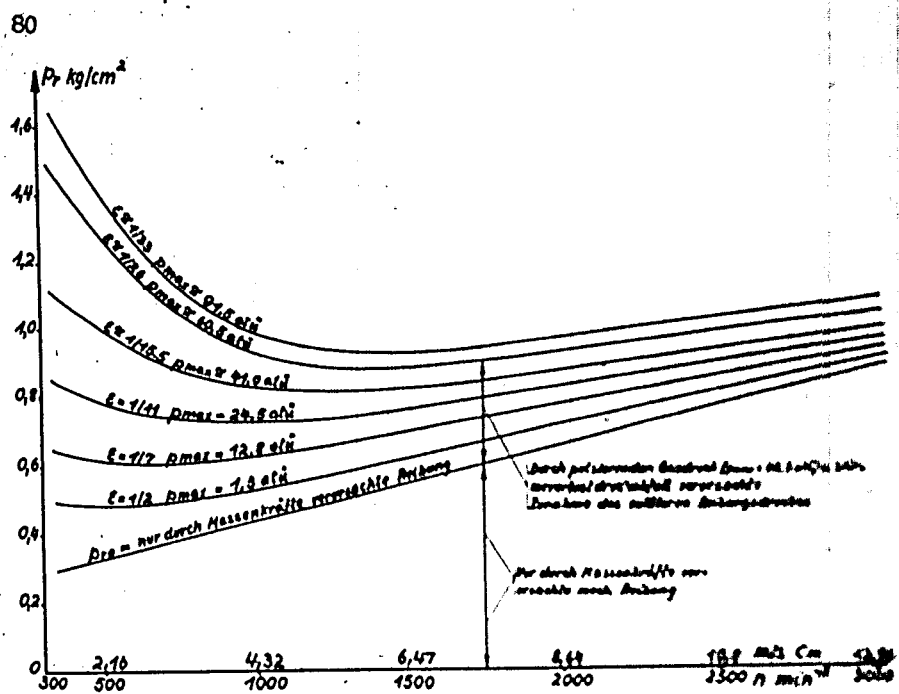


Bild 2

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r vom Gasspitzen- und von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m . Der mittlere Reibungsdruck p_r ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck p_0 . Die Kurven gelten für das Zweitaktverfahren. Die Kurve p_{r0} gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzen- und von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m .

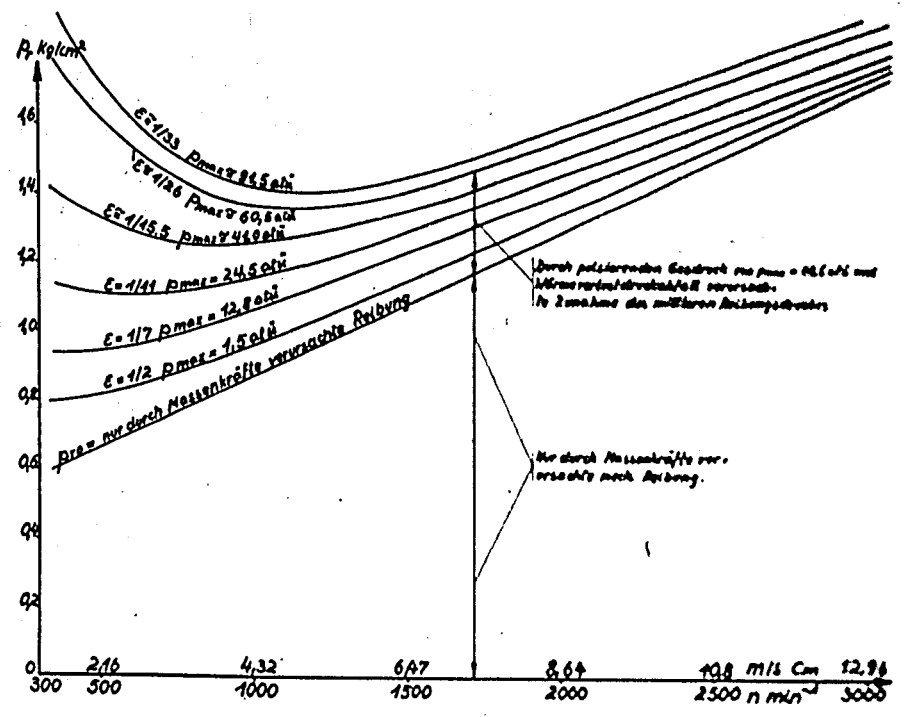


Bild 3

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_f vom Gasspitzen- und von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m . Der mittlere Reibungsdruck p_f ist unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e . Die Kurven gelten für das Viertaktverfahren. Die Kurve p_{f0} gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenem Zylinderdeckel, also ohne Gasdruckbelastung des Kolbens wieder, so daß lediglich die Massenkräfte den Kurbeltrieb belasten. Die übrigen Kurven geben die Triebwerkreibung bei wachsendem Gasspitzen- und von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m .

Versuchsanlage I
 Pumpverluste verschwindend klein
 Kolben- u. Kolbenringe mit konstantem Gasdruck belastet

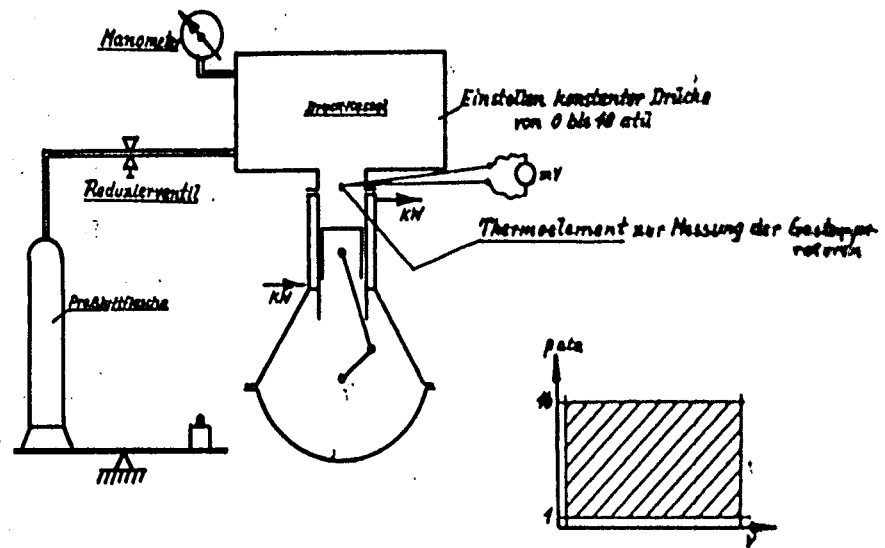


Bild 4

Versuchsanlage für die Erzeugung hoher konstanter Gasdrücke über dem Kolben, wenn der Motor mittels Fremdantrieb angetrieben wird. Ein im Verhältnis zum Hubvolumen großer Druckbehälter wird mit einer kurzen drossellosen Leitung mit dem Arbeitszylinder verbunden. Bei der Kolbenbewegung wird ein p-V-Diagramm von weitgehend konstantem Gasdruck erhalten. Für den Ersatz der Kolbenringlössigkeitsverluste wird von einer Preßluftflasche über ein Reduzierventil Ergänzungsluft zugeführt.

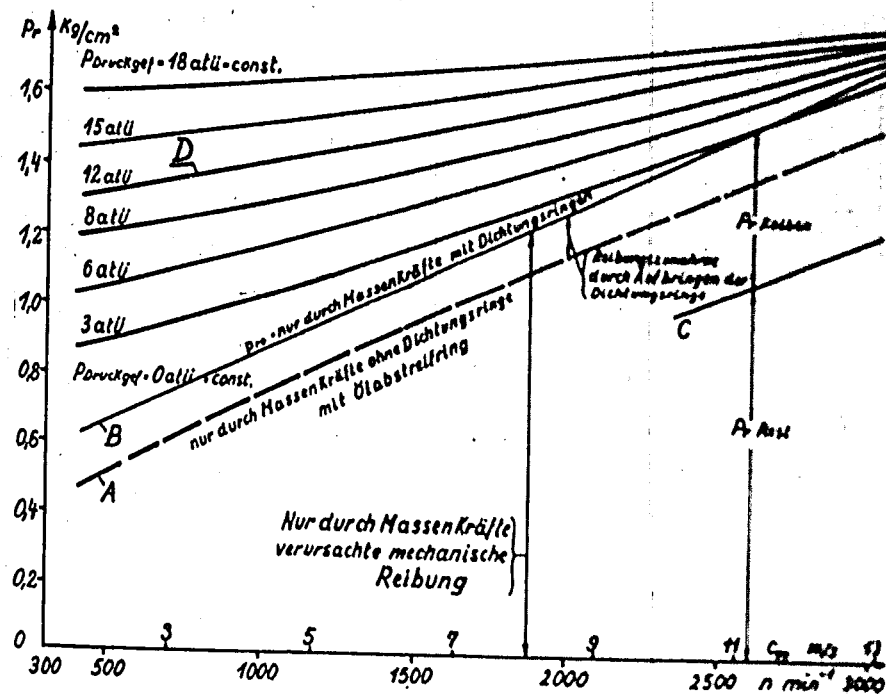


Bild 5

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m und von einem konstant den Kolben belastenden Gasdruck von 0 bis 18 atü. Die Kurven gelten für das Viertaktverfahren. Kurve A zeigt die durch die Massenkräfte verursachten Reibungsverluste, wobei keinerlei Gasdruck den Kolben belastet und außerdem die Dichtungsringe entfernt sind. Kurve B gibt die Triebwerkreibung ohne Gasdruck, aber bei aufgebrauchten Kolbenringen wieder. Der Abstand der Kurve B von der Kurve C stellt die Kolbenreibung dar. Die übrigen Kurven gelten für einen den Kolben belastenden konstanten Gasdruck von 3 atü bis 18 atü. Kurve D gibt die gesamte Triebwerkreibung einschließlich der durch einen konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugten Reibung wieder, wobei der konstante Gasdruck von 4 Hübren als während zweier Kolbenhübe wirkend gedacht ist.

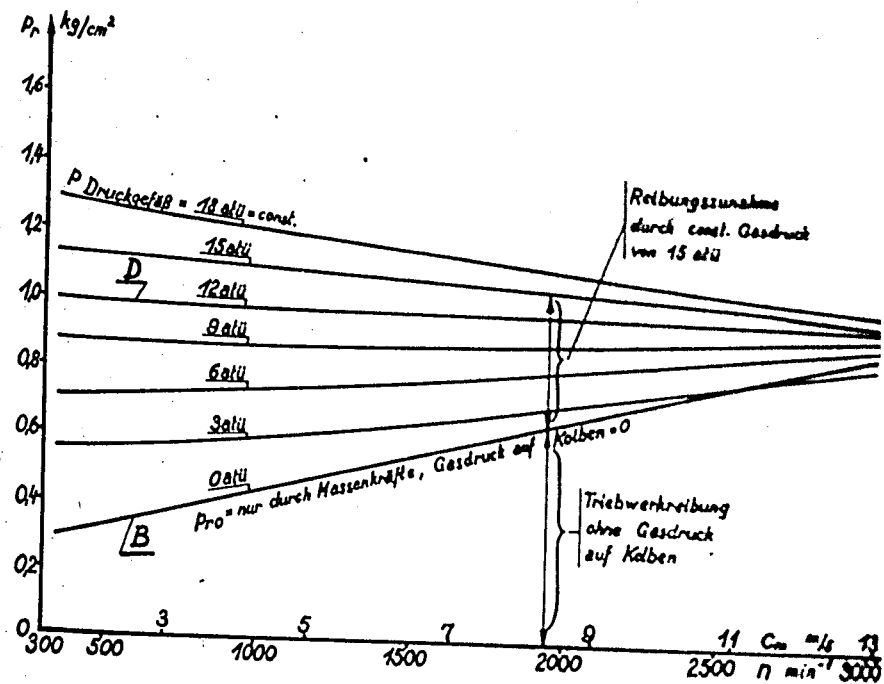


Bild 6

Abhängigkeit der Triebwerkreibung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r von der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m und von einem konstant den Kolben belastenden Gasdruck von 0 bis 18 atü. Die Kurven gelten für das Zweitaktverfahren. Kurve B gibt die Triebwerkreibung ohne den Kolben belastenden Gasdruck wieder, so daß am Kurbeltrieb lediglich die Massenkräfte wirksam sind. Die übrigen Kurven gelten für einen den Kolben belastenden konstanten Gasdruck von 3 bis 18 atü. Kurve D gibt die gesamte Triebwerkreibung einschließlich der durch einen konstanten Gasdruck von 12 atü erzeugten Reibung, wobei der konstante Gasdruck sowohl während des Verdichtungs- als auch während des Ausdehnungshubes wirkt.

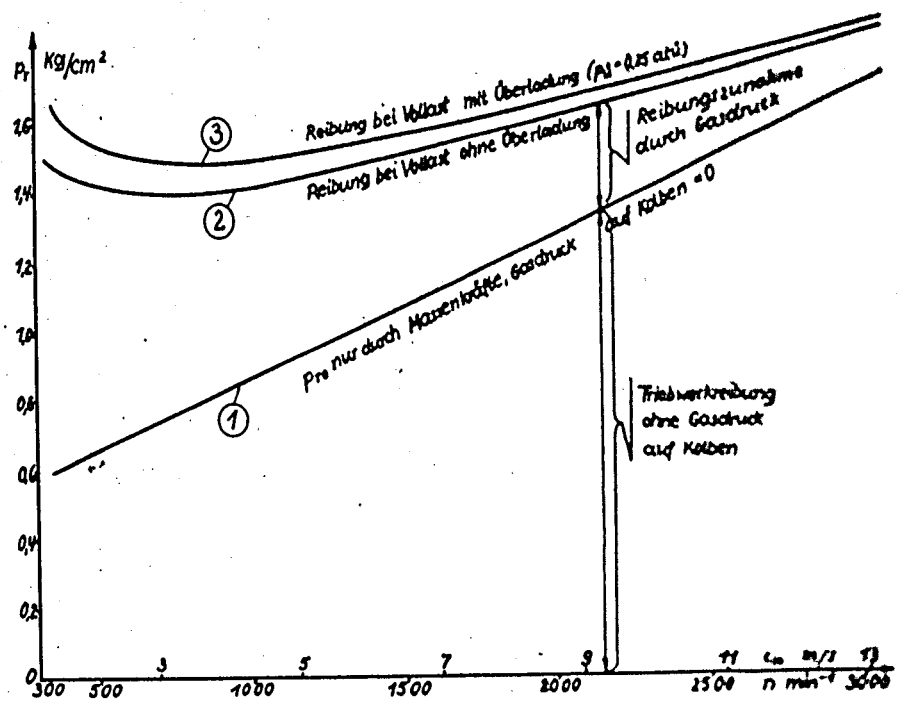


Bild 7

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb und bei Überladung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_f und aufgetragen über der Drehzahl n bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m . Die Kurven beziehen sich auf das Viertaktverfahren und auf Maschinen mit Gleitlagern.

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

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

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von $p_{Ü} = 0,25 \text{ atü}$ wieder.

Die Kurven gelten mit geringen Abweichungen für Otto- und Dieselmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von 270 cm^3 bis 1600 cm^3 , wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m zugrunde gelegt wird.

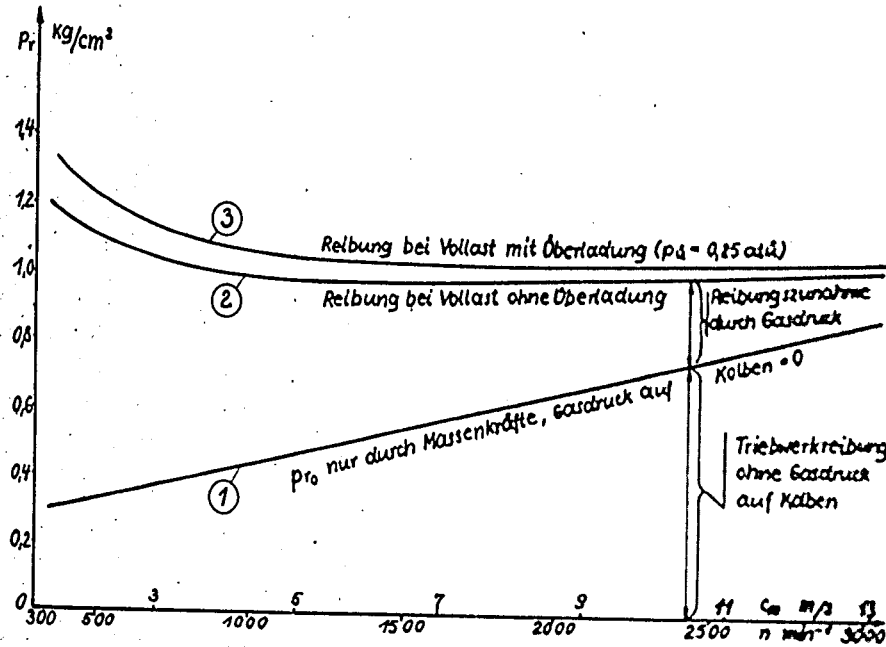


Bild 8

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb und bei Überladung ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_f und aufgetragen über der Drehzahl n bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m . Die Kurven beziehen sich auf das Zweitaktverfahren und auf Maschinen mit Gleitlagern.

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

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

Kurve 3 gibt die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb mit Überladung von $p_u = 0,25 \text{ atü}$ wieder.

Die Kurven gelten mit geringen Abweichungen für Otto- und Dieselmotoren mit einem Zylinderhubvolumen von 270 cm^3 bis 1600 cm^3 , wenn der Betrachtung die gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m zugrunde gelegt wird.

Wahrnehmung des Einflusses des Gasdruckes auf die Reibung wieder.

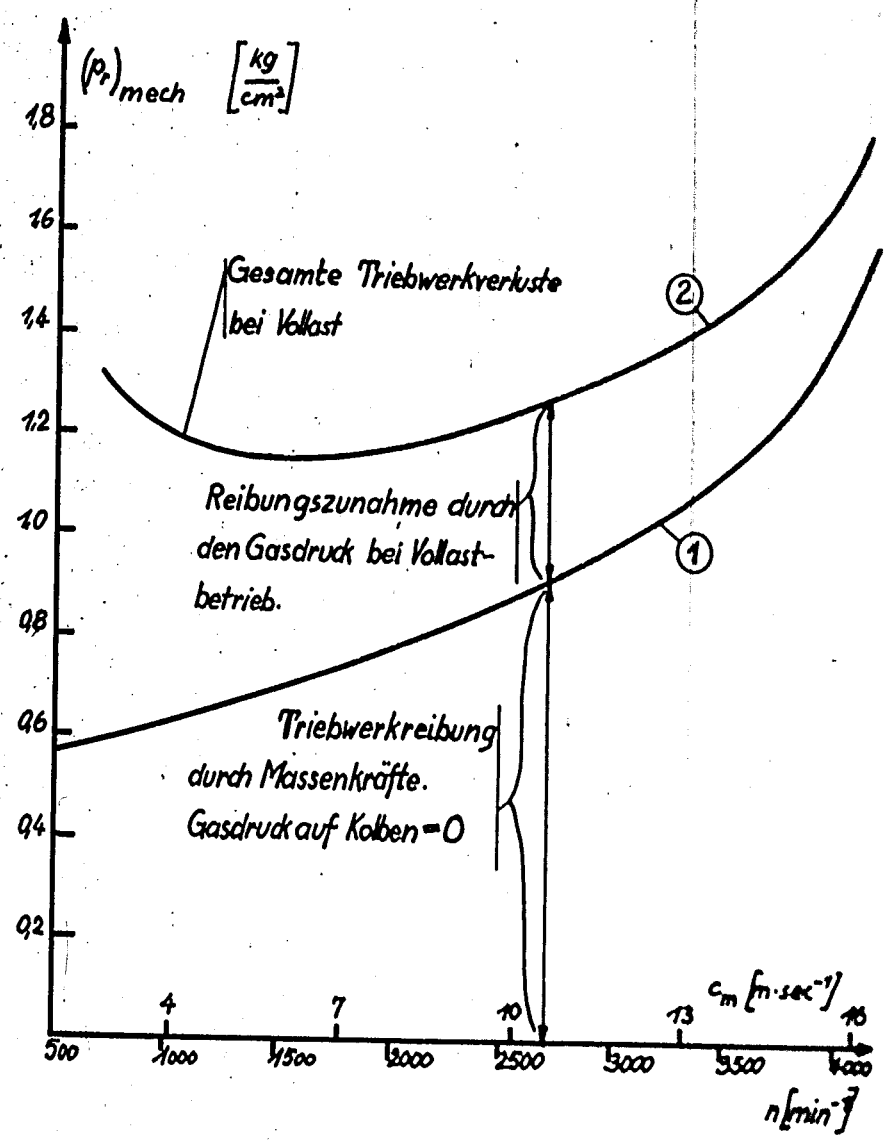


Bild 9

Die Triebwerkreibung bei Vollastbetrieb ausgedrückt durch den mittleren Reibungsdruck p_r und aufgetragen über der Drehzahl n bzw. über der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m . Die Kurven beziehen sich auf das Viertaktverfahren und auf eine Maschine mit Rollenlagern. (Bohrung $D = 80$ mm, Hub $s = 117,5$ mm, Zylinderhubvolumen $V_h = 590$ cm³) Die mittleren Reibungsdrücke p_r sind unmittelbar vergleichbar mit dem mittleren Nutzdruck p_e .

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

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

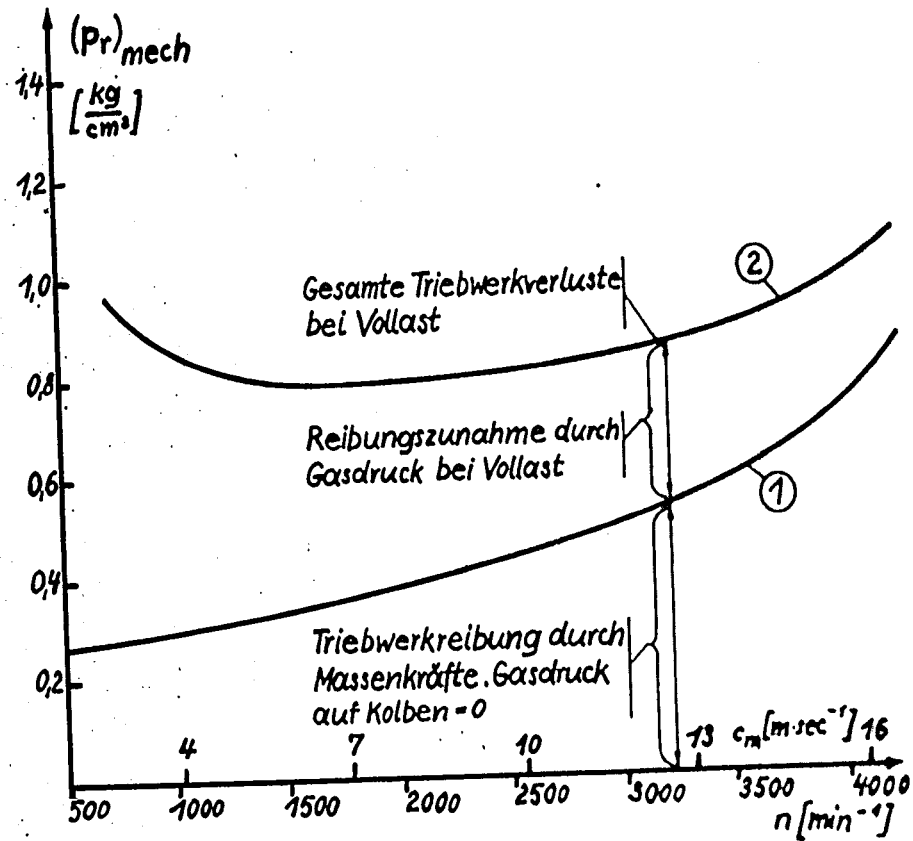


Bild 10

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

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

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

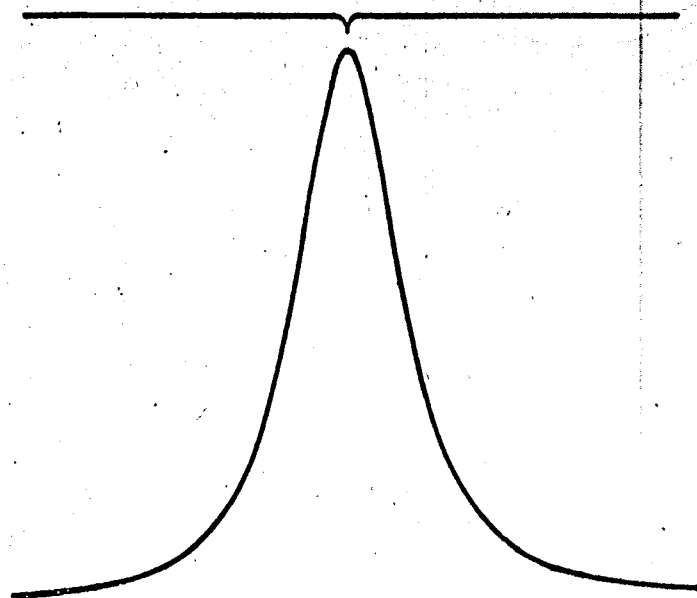


Bild 11

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

4

726 90

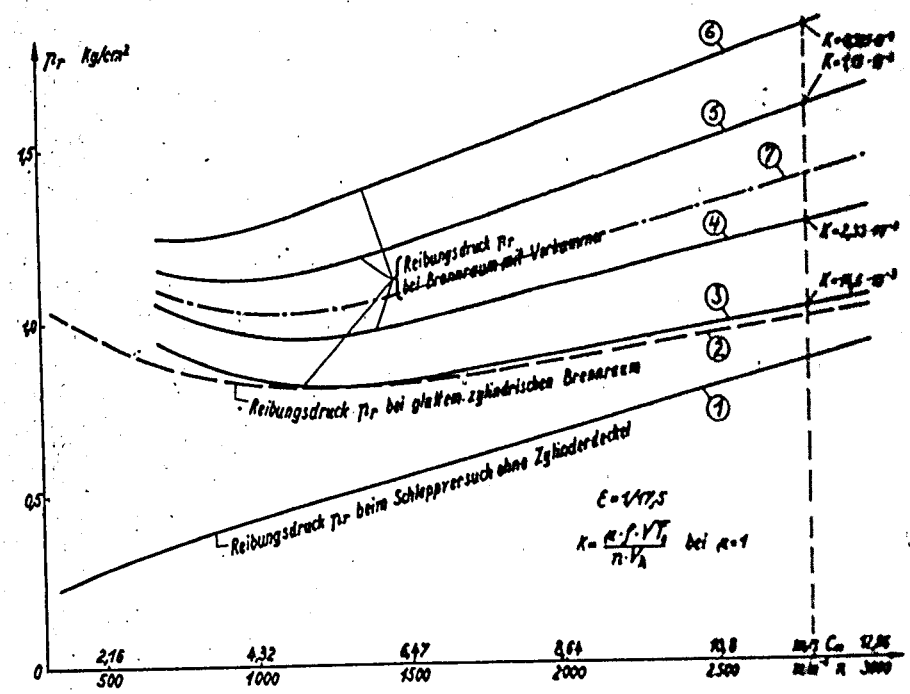


Bild 12

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

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

Kurve 2 gibt die Triebwerkreibung bei glattem zylindrischen Brennraum an (Verdichtungsverhältnis $c = 17,5$).

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

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

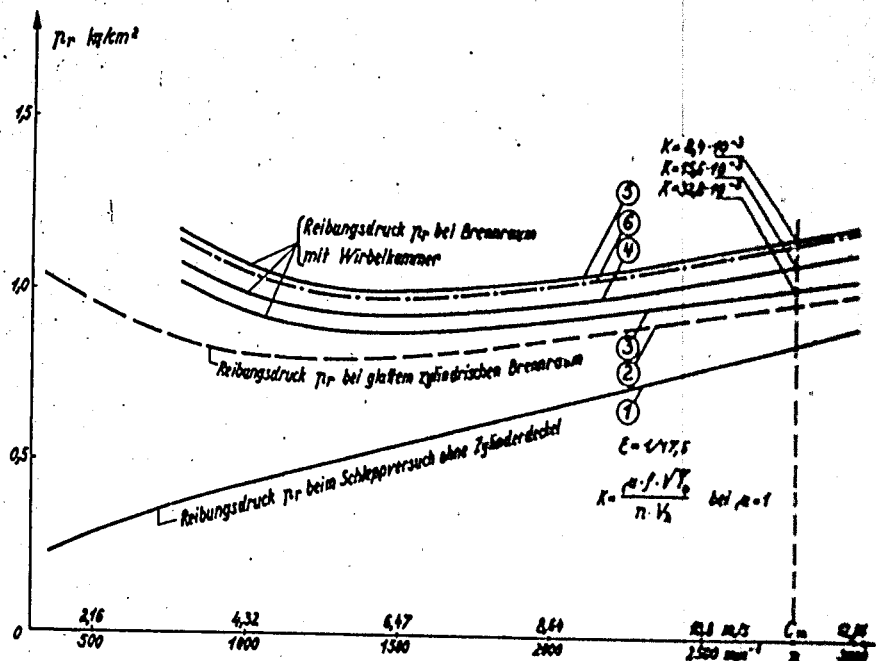


Bild 13

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

Kurve 1 gibt die Triebwerkreibung bei abgenommenen Zylinderdeckel wieder (Massenkrafttreibung).

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

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

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

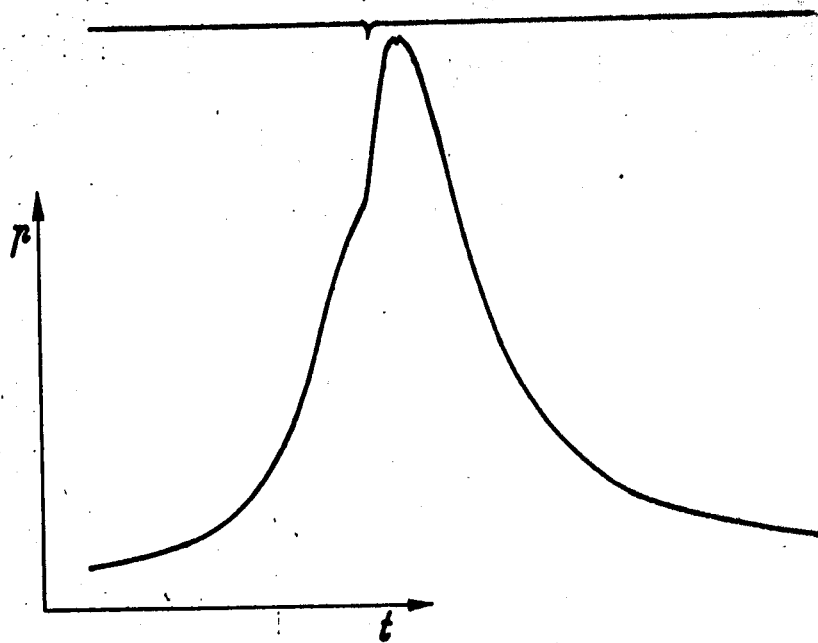


Bild 14

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

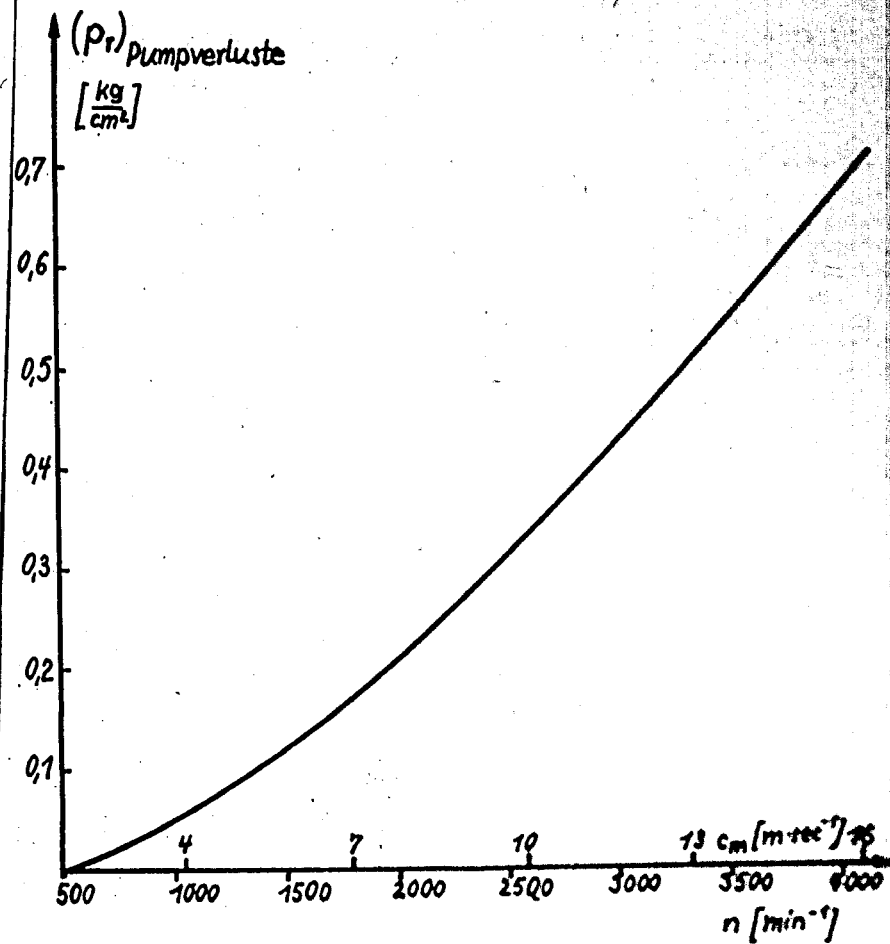


Bild 15

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

7. Neuere Erkenntnisse über Strahlbildung und Strahlzerfall

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

Aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden

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

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

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

Die folgenden Ausführungen bringen nur das wesentlichste der Versuche und ihrer Ergebnisse in Form eines gedrängten Überblicks¹⁾

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

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

1) Ausführlicher Bericht siehe Heft 57 der Deutschen Kraftfahrtforschung.

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

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

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

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

Im folgenden seien kurz die wichtigsten Ergebnisse der Arbeit wiedergegeben:

1. Untersuchung der Strömungsform des Strahles im Vakuum

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

SAFETY FILM

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Unter Zugrundelegung des zur Verbrennung erforderlichen theoretischen Luftbedarfes, also für $\lambda = 1$, enthält der aufgelockerte Gasölstrahl bei 15 ata in der Bombe (also bei dieselmotorischer Luftdichte) 70 %, der Strahl mit geballter Strömung nur 38 % der nötigen Luftmenge.

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

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

Bild 15 zeigt die Abhängigkeit der Luftfähigkeit von der Temperatur. Die im Motor bei rd. 650°C Kompressionsendtemperatur vorhandene Fähigkeit der Luft (Punkt B) ist rd. 4,5 mal so groß als die von Äthan bei 20°C (Punkt C). Die Äthanzfähigkeit ist etwa halb so groß als die der Luft bei 20°C (Punkt A).

Bild 16 gibt die Ergebnisse der Auffangmessungen bei geballter Strömung in Äthan und Luft wieder. Diese Ergebnisse lassen den Schluß zu, daß die im Dieselmotor während des Einspritzvorganges herrschende Luftfähigkeit die Strahlauflösung stark behindert. (Die Streuung der Meßpunkte der Äthankurve von etwa 6 ata an hat besondere Gründe, auf die hier nicht näher eingegangen sei.)

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

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

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

735.

100

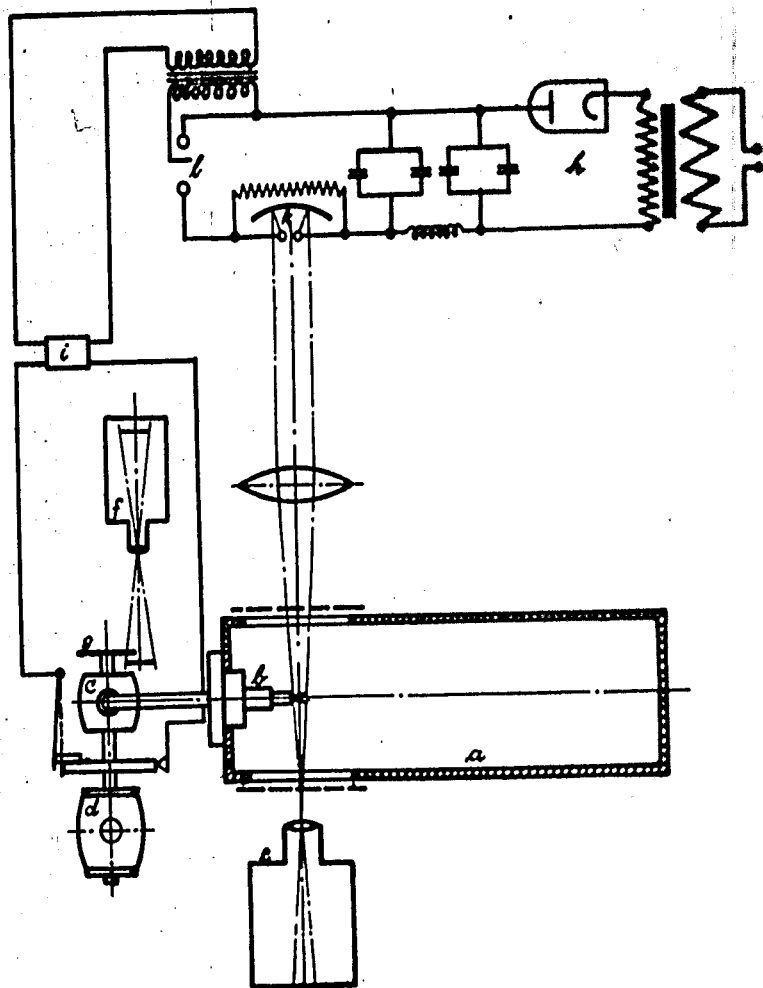


Bild 1. Versuchseinrichtung für Strahluntersuchungen.

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

Zapfendüse

Nadeldüse

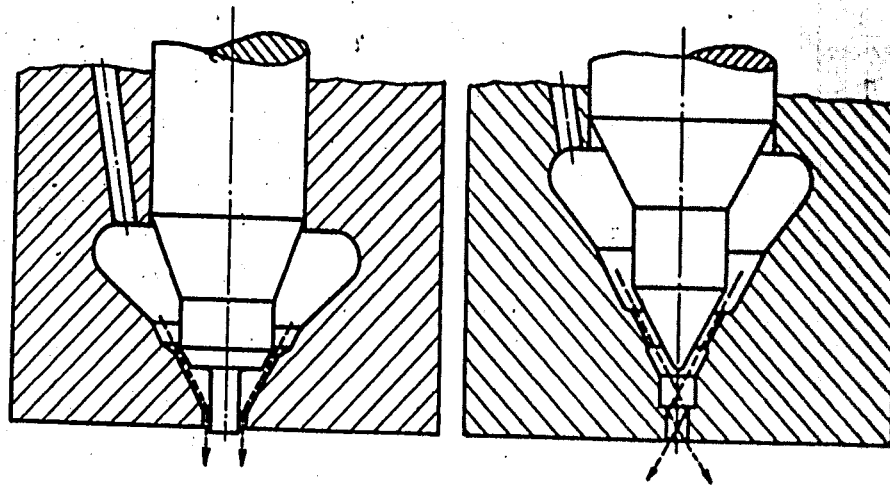


Bild 2a. Einspritzdüsen.

Flachsitzdüse

Zapfendüse mit Kegel

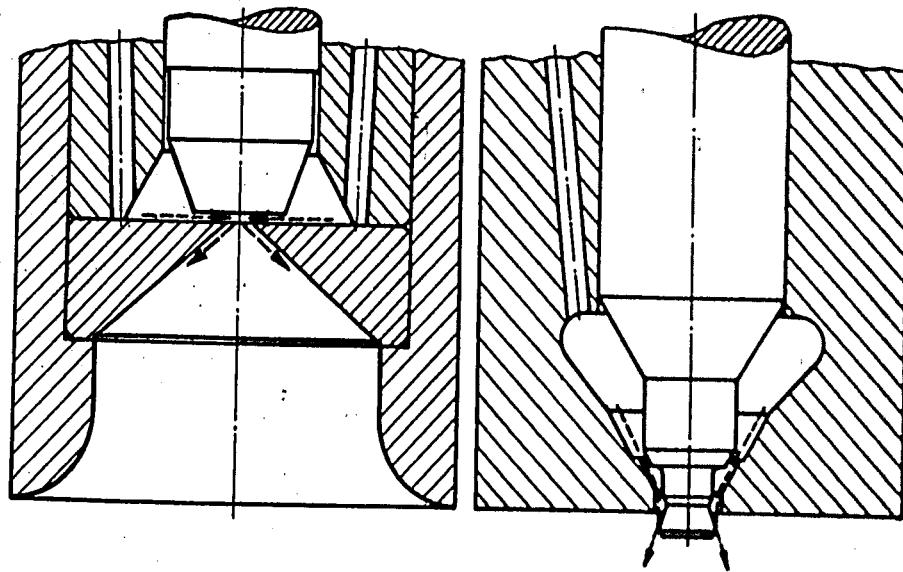


Bild 2b. Einspritzdüsen.

737

102

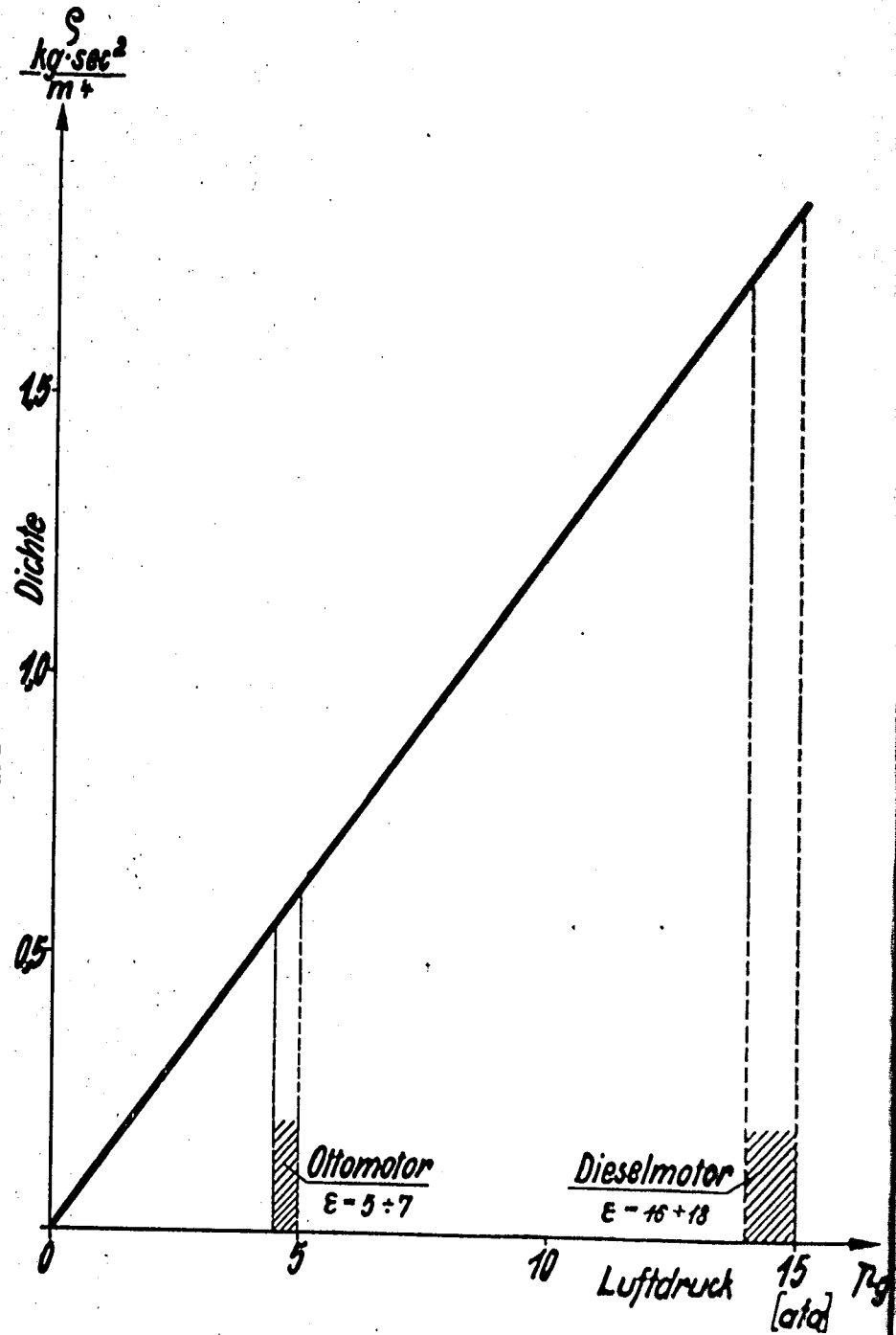


Bild 3. Abhängigkeit der Luftdichte vom Druck. ($t_1 = 20^\circ \text{C}$)

Bild 4. Geballte
Strömung, Zapfen-
düse Bild 2a, Gas-
öl, Vakuum. Bild-
maßstab 8 : 1.

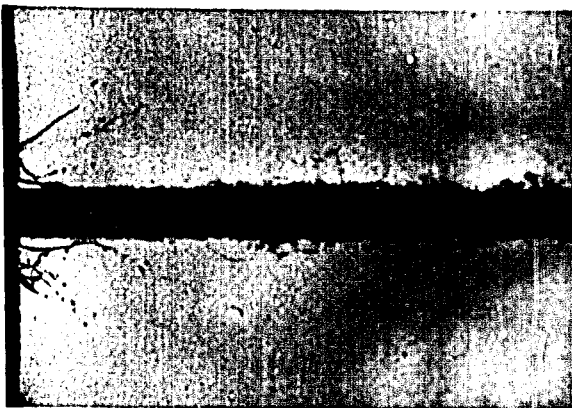


Bild 5. Aufgelockerte
Strömung, Flach-
sitzdüse Bild 2b,
Gasöl, Vakuum. Bild-
maßstab 8 : 1.



Bild 6. Häutchen-
bildung und -zer-
fall, Gasöl, Va-
kuum. Bildmaßstab
8 : 1.

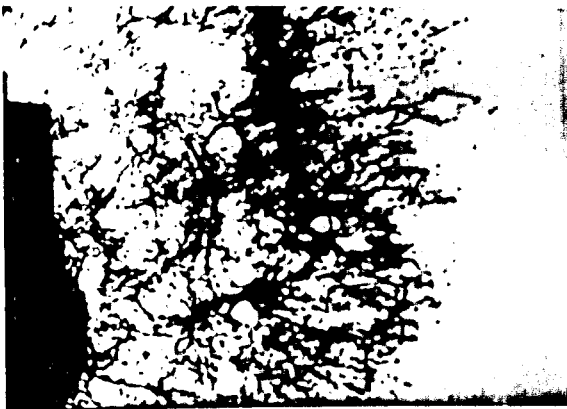




Bild 7. Zapfendüse mit Kegel Abb. 2b, sehr zähes Schmieröl, Vakuum, Spritzbeginn. Bildmaßstab 2 : 1.

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



Bild 8. Düse wie Abb. 7, Vakuum, Spritzbeginn, jedoch Gasöl als Spritzflüssigkeit. Bildmaßstab 8 : 1.

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

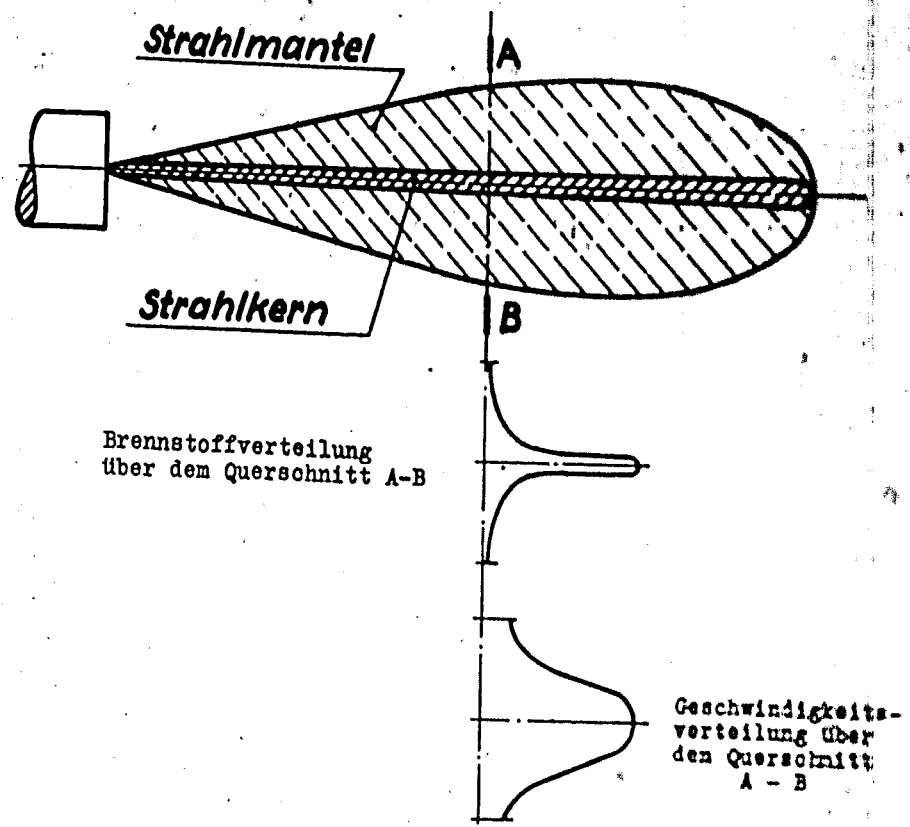


Bild 9. Strahlaufbau (Lochdüse).

Mengenmessung im Strahlkern

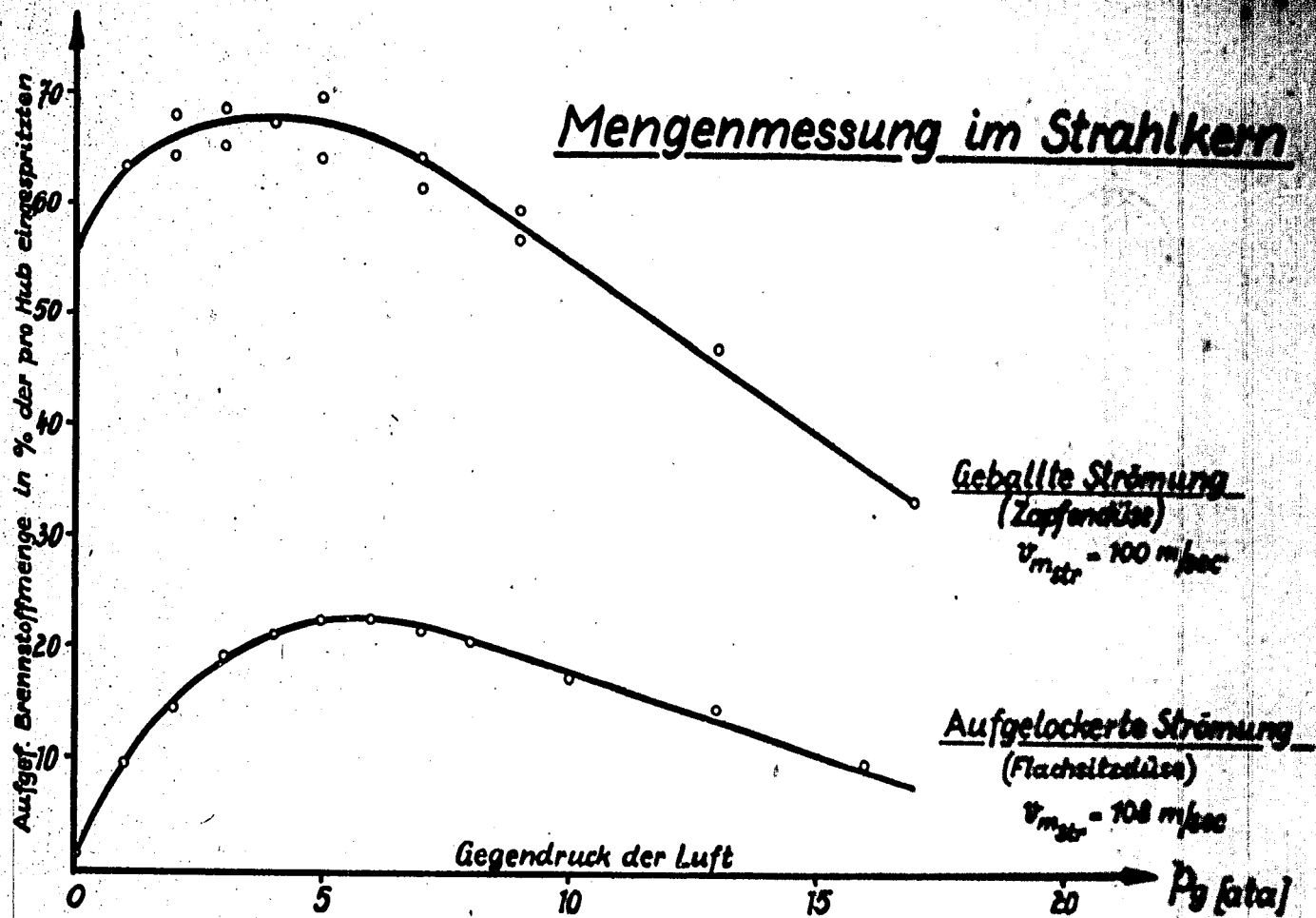


Bild 10. Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Brennstoffmenge an der insgesamt pro Hub eingespritzten in Abhängigkeit vom Gegendruck p_g der Luft (Auffangversuch).

Kurve a: aufgelockerte Strömung, Flachsitzdüse Abb. 2b, mittlere Strahlgeschwindigkeit $v_m = 108 \text{ m/s}$.

Kurve b: geballte Strömung, Zapfendüse Abb. 2a, $v_m = 100 \text{ m/s}$.



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



Bild 12. Aufgelockerte Strömung, Flach-
sitzdüse Abb. 2b, Gasöl, Gegen-
druck der Luft 16 ata. Bild-
maßstab 8 : 1.

743

108

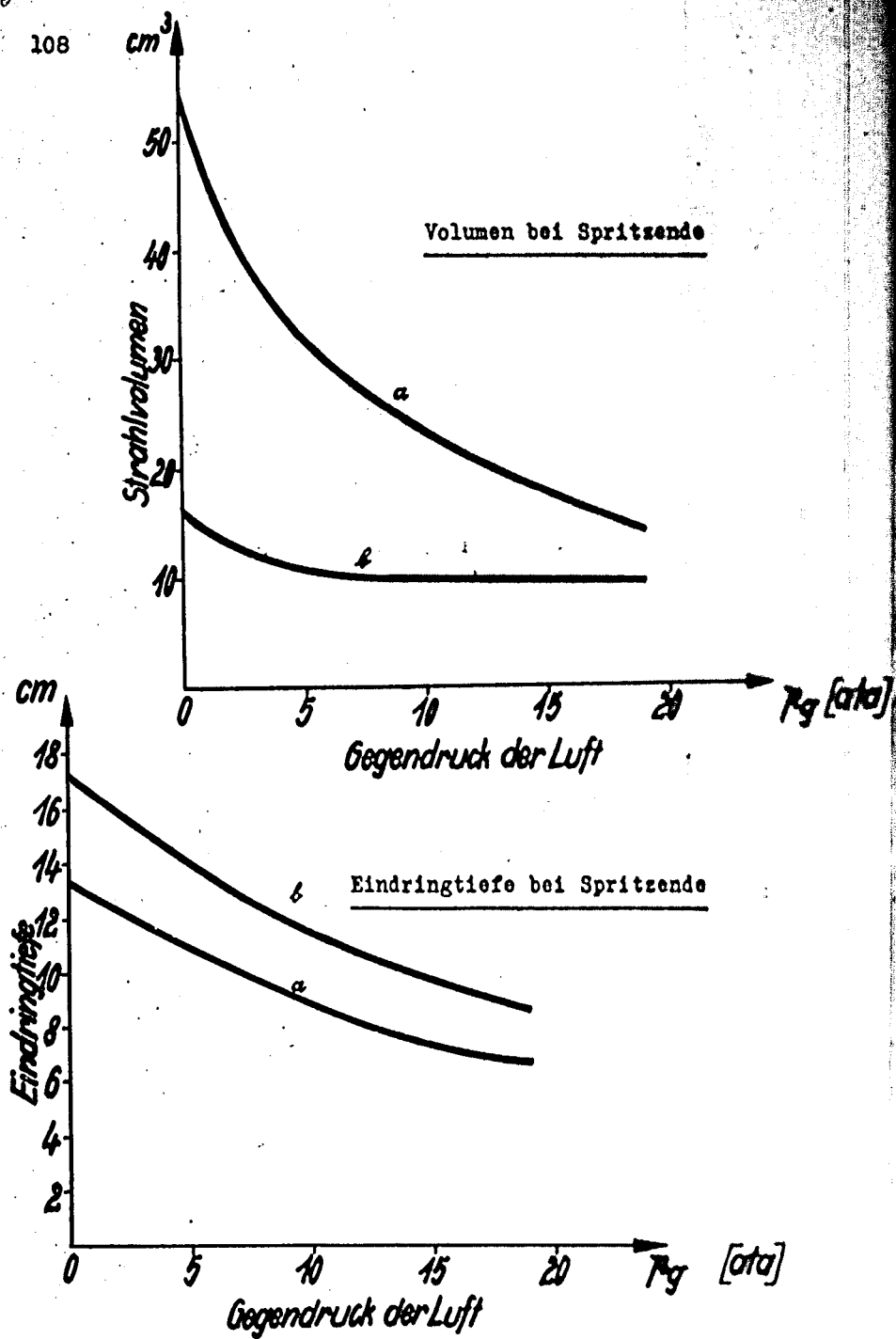


Bild 13. Strahlvolumen und Eindringtiefe bei Spritzende in Abhängigkeit vom Gegendruck p_g der Luft in der Bombe.
 Kurve a: aufgelockerte Strömung, Flachspritzdüse Abb. 2b, mittlere Strahlgeschwindigkeit $v_m = 125$ m/s.
 Kurve b: geballte Strömung, Zapfendüse Abb. 2a, $v_m = 119$ m/s.

Mengenmessung im Strahlkern

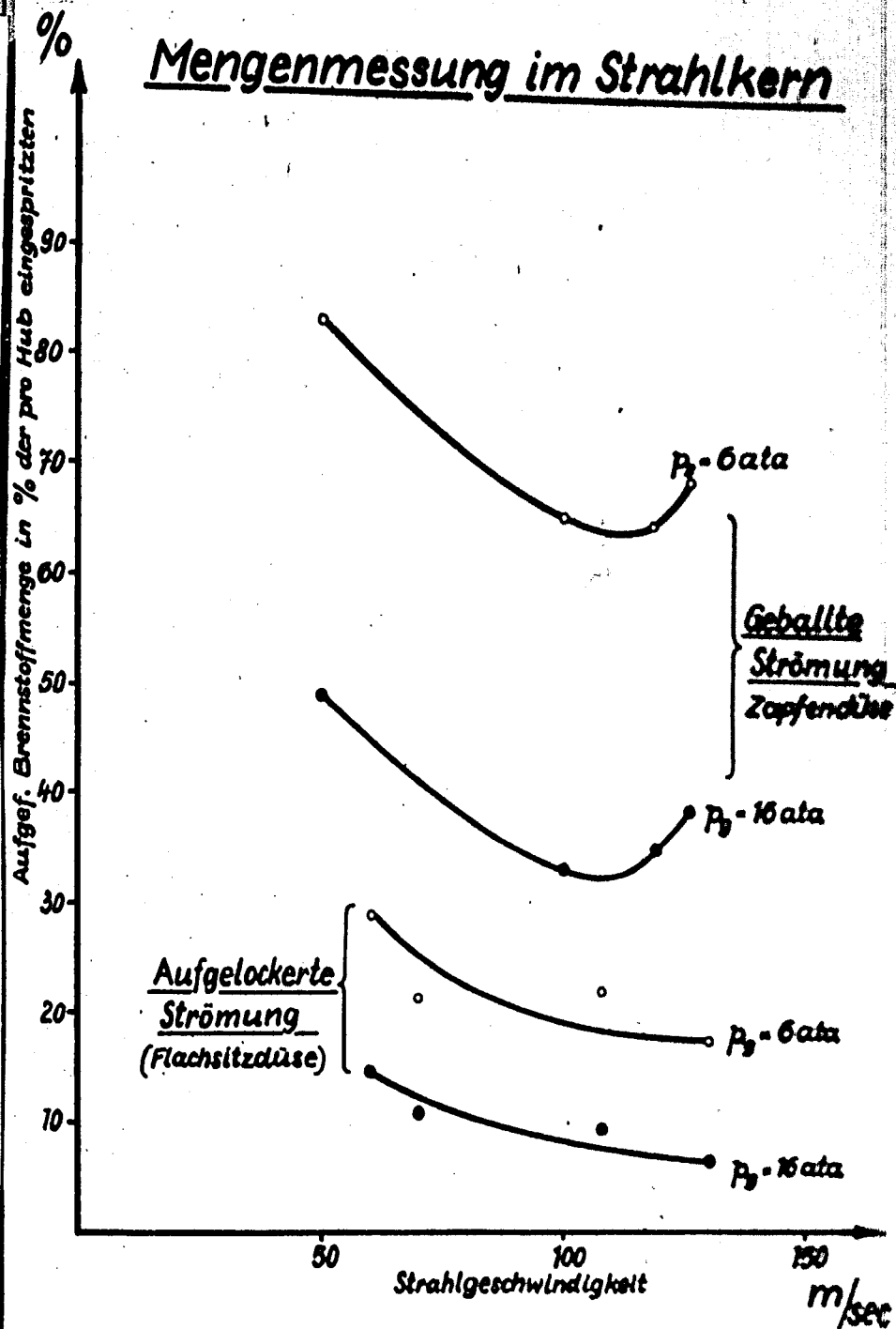


Bild 14. Prozentualer Anteil der in Strahlkern befindlichen Brennstoffmenge an der insgesamt pro Hub eingespritzten in Abhängigkeit von der Strahlgeschwindigkeit, gemessen für 2 Gegendrücke p_g der Luft sowie bei geballter und aufgelockelter Strömung (Anfallversuch).

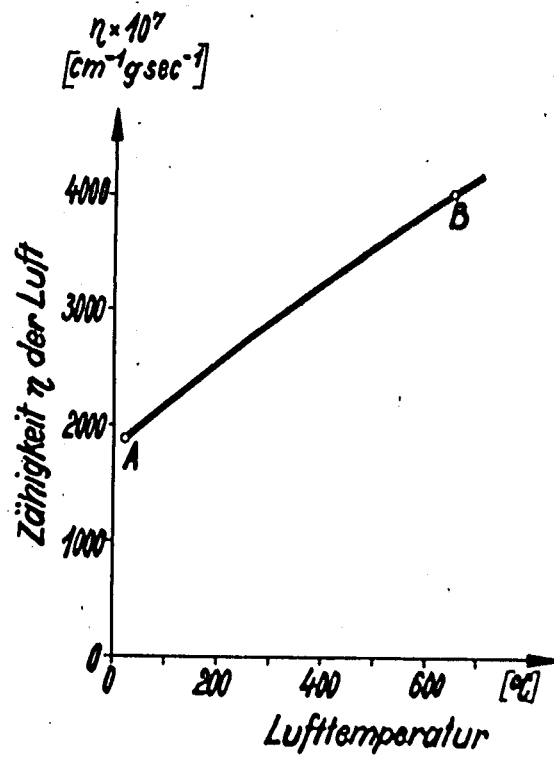


Bild 15. Abhängigkeit der Luftsühigkeit von der Lufttemperatur.

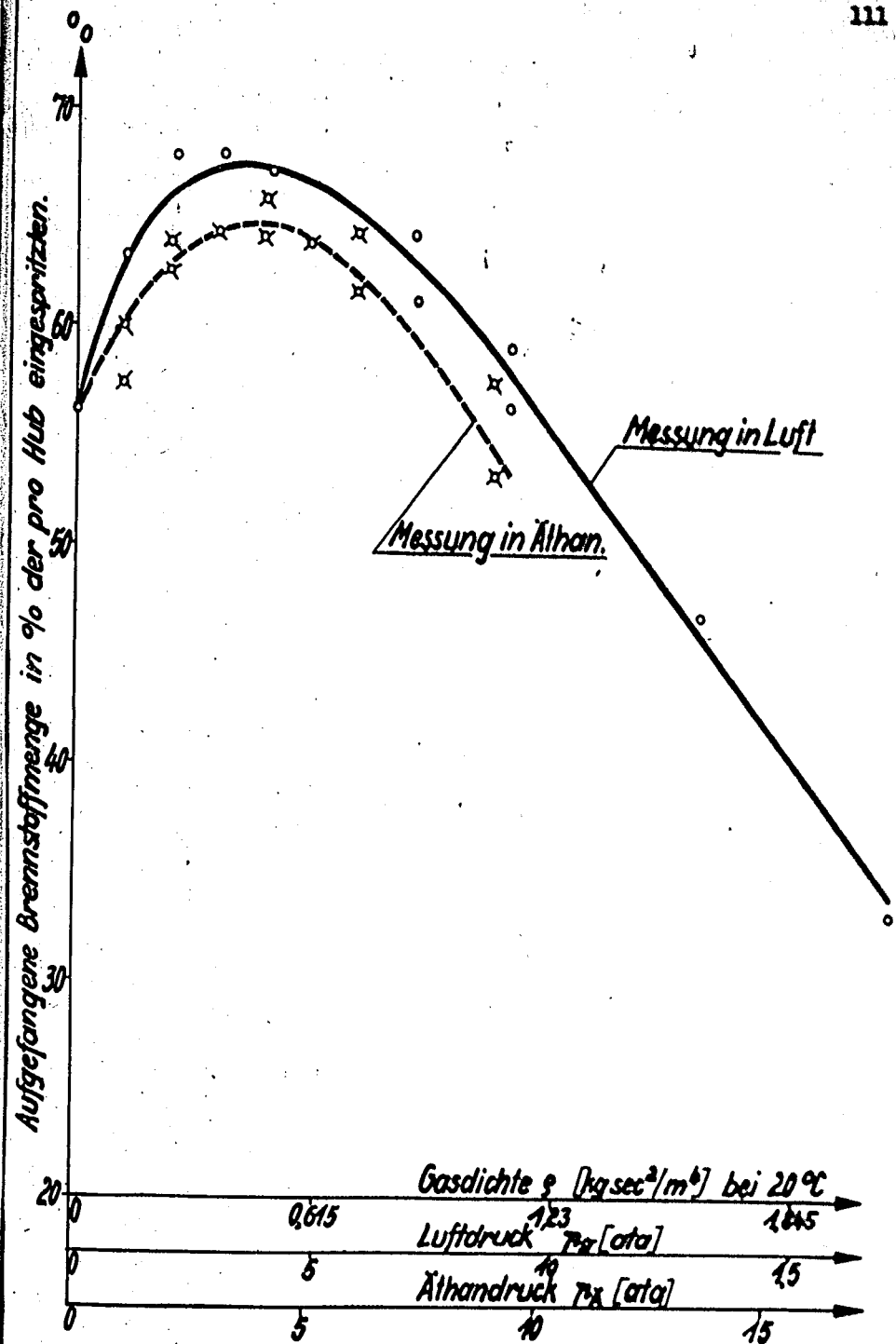


Bild 16. Einfluß unterschiedlicher Gasdichte auf die in Strahlkern befindliche Brennstoffmenge. Auffangmessung in Luft (Kurve a) und Äthan (Kurve b) bei geballter Strömung; $v_m = 100 \text{ m/s}$.

8. Zündverzugsmessung und Kraftstoffbewertung

Von Dipl.-Ing. E r n s t

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

Meßverfahren

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Verbrennungsverfahren

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

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

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

Einfluß inerte Gase

Im allgemeinen sind in der verdichteten Frischluft des Brennraums nur geringe Mengen bereits verbrennter Gase enthalten. Diese Anteile können jedoch bei schlechtem Zustand des Motors größer werden. Der Abgasanteil ist beim Zweitaktmotor größer als beim Viertaktmotor. Bei unterteilten Brennräumen enthält der ab-

geschnürte Teil ebenfalls mehr Abgas, da er nicht genügend ausgespült wird.

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

Kraftstoffbewertung

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

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

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

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

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

750

116

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

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

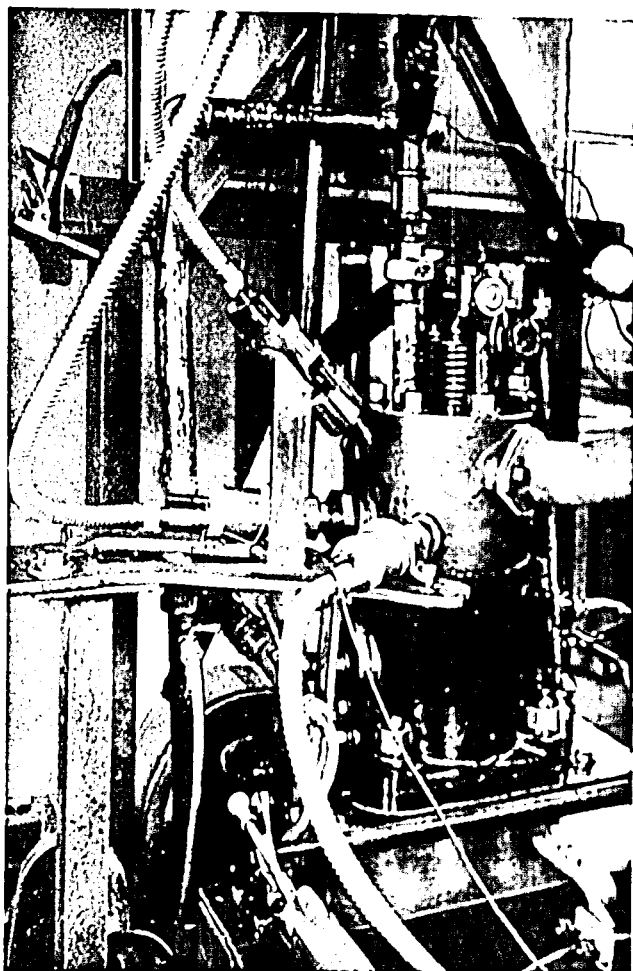


Bild 1. Anordnung der Photozellen an Kanova-Motor.

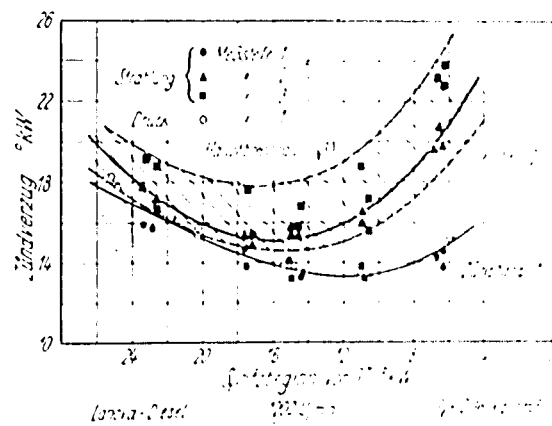


Bild 2. Zündverzug aus Druck- und Strahlungseinsatz.

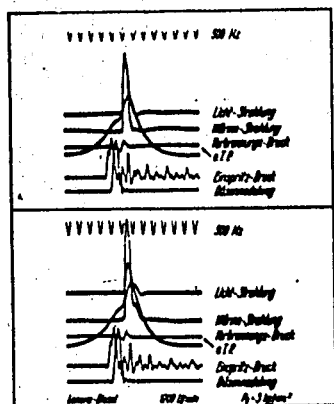


Bild 3. Ungleichförmigkeiten im Verbrennungsablauf bei gleichen äußeren Bedingungen.

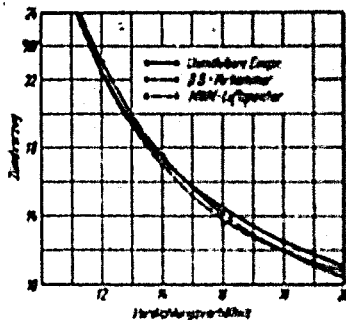


Bild 4. Zündverzögerung und Verbrennungsverfahren.

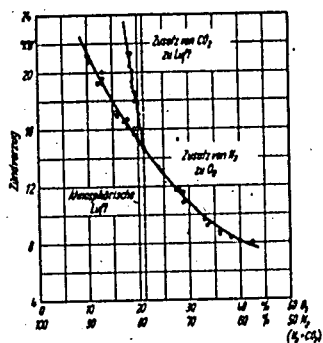


Bild 5. Zündverzögerung und Zusammensetzung der Luft.

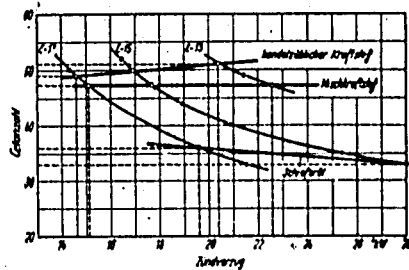


Bild 6. Kraftstoffbewertung bei verschiedener Verdichtung.

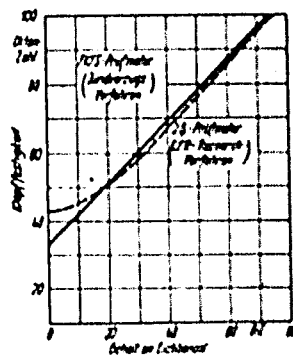


Bild 7. Oktanzahlbestimmung nach dem Zündverzögerung.

9. Der Dieselmotor mit seitengesteuerten Ventilen

Von Dipl.-Ing. E r n s t

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

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

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

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

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

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

Bauliche Gestaltung (Bild 1)

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

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

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

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

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

Ergebnisse

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

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

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

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

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

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

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

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

756

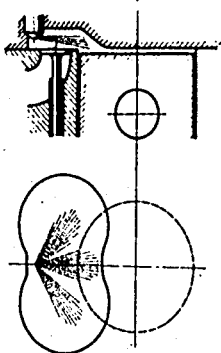


Bild 1. Seitengesteuerter Dieselmotor.

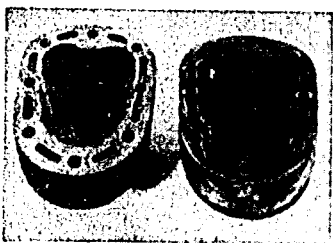


Bild 2. Brennraumform für seitengesteuerten Dieselmotor.

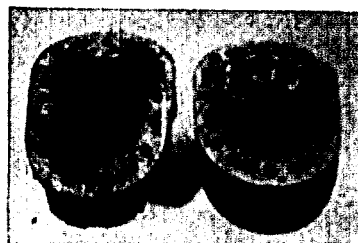


Bild 3. Brennraumform für seitengesteuerten Dieselmotor.

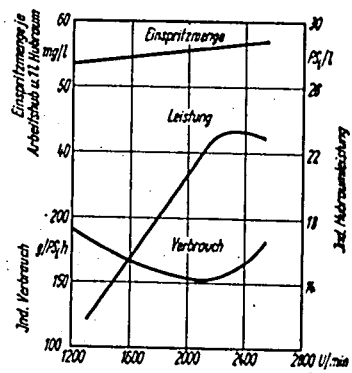


Bild 4. Kennwerte für seitengesteuerten Dieselmotor.

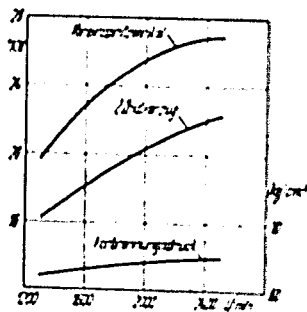


Bild 5. Kennwerte für seitengesteuerten Dieselmotor.

50

ELECTRICAL RESEARCH.

758

Fck



I. G. Prüfmotor
Betriebsvorschrift

Der I.G. - Prüfmotor
zur Klopfwertbestimmung von Leichtkraftstoffen

Betriebsvorschrift.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
1. Beschreibung	1
2. Aufstellen	4
3. Technische Daten	6
4. Betriebsbedingungen	7
5. Klopfwertbestimmung	9
6. Instandhalten	17
7. Anschriften-Verzeichnis	22

Blatt 1 : Lichtbild des Prüfgerätes

- 2 : Längs- und Querschnitt
- 3 : Aufbauplan
- 4 : Fundementskisse
- 5 : Schaltpläne
- 6 : Verdichtung
- 7 : Einstellen des Springstift-Apperates
- 8 : Abmessen der Eichstoffe
- 9 : Untersuchungsprotokoll
- 10 : Ersatzteile - Bezeichnung (Motor)
- 11 : Ersatzteile - Bezeichnung (Springstiftapparat)

Ausgabe BN

I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft Ludwigshafen a. Rhein
Technischer Prüfstand Op. 200

Der I.G. - Prüfmotor

zur Klopfwertbestimmung von Leichtkraftstoffen.

1. Beschreibung des Prüfmotors.

Der I.G.-Prüfmotor (vergl. Blatt 1) dient zur Klopfwertbestimmung von Leichtkraftstoffen und besteht aus dem Benzinmotor, dem Generator und der Schalttafel. Diese Teile sind auf einer gemeinsamen Grundplatte aufgebaut. Die Schalttafel trägt außer den notwendigen Meßinstrumenten noch das Schreibpult.

Der Benzinmotor (vergl. Blatt 2) ist ein stehender Einzylindermotor mit 332 ccm Hubraum. Durch Drehen an der Handkurbelkurbel wird der Zylinder verschoben und dadurch das Verdichtungsverhältnis in den Grenzen zwischen 4:1 und 15:1 geändert. Den jeweiligen Stand des Verdichtungsverhältnisses zeigt eine Trommelskala an; mit dieser ist eine Oktanskala gekuppelt, auf welcher bei richtiger Einstellung, jedoch nur annäherungsweise, der Klopfwert der Probe nach der Motor-Methode abgelesen werden kann. In dem abnehmbaren Zylinderkopf befinden sich die hängenden von Kipphebeln gesteuerten Ventile und der Springstift-Apparat. Die in den Kühlmantel eingesetzte nasse Laufbüchse aus

Grauguß ist auswechselbar. Der Kolben ist aus Leichtmetall; Pleuel und Hirth-Kurbelwelle laufen in Rollen- bzw. Kugellagern. Die Schmierung erfolgt nach dem Umlaufverfahren über eine regelbare Pumpe, der Schmierölstand kann durch ein Schauglas überwacht werden. Der Zündzeitpunkt wird auf einer nachstellbaren Skala abgelesen; die Vorzündung bleibt über den ganzen Meßbereich des Motors konstant. Sie erfolgt über einen Unterbrecher mit Spule durch eine 12 Voltlichtmaschine, die gleichzeitig den Strom für die Klopfmeßgeräte liefert. Der Zylinder wird durch Verdampfungskühlung je nach der Untersuchungsmethode mittels Wasser oder Glykol-Wassergemisch gekühlt, wobei der Umlauf durch Thermosyphonwirkung geschieht und die entstehenden Dämpfe durch eine besondere Kühlschlange in einem Kondensator niedergeschlagen werden.

Der Vergaser ist ein Zwei- oder Dreischwimmer-Vergaser mit Umschaltahahn und gemeinsamer Düse samt Trichter. Die Schwimernadelventile sind durch Drehen der Meßbehälter in der Höhe verstellbar, wodurch sich der Brennstoffpiegel und dadurch das Gefälle gegenüber der feststehenden Düsenmündung ändert. Das Kraftstoff-Luftgemisch ist auf diese Weise in seiner Zusammensetzung regelbar. Die eingestellten Brennstoffpiegel werden an Marken der beiden Schaugläser abgelesen, wobei eine Teilstrichänderung durch eine ganze Umdrehung des Meßbehälters hervorgerufen wird.

Das Brennstoff-Luftgemisch kann in seiner Zuleitung durch

einen Heizeinsatz elektrisch bis zu 150°C vorgeheizt werden. Die Vorheizung ist über einen Widerstand an der Schalttafel regelbar. Die Gemischtemperatur wird an einem Quecksilberthermometer abgelesen.

Die Belastung des Prüfmotors erfolgt durch einen gekapselten Drehstrom-Kurzschlußläufer, der zugleich zum Anlassen dient. Er sitzt verschiebbar auf Spannschienen, um Riemenscheiben von verschiedenen Durchmessern aufnehmen zu können. In der Normalausführung kann er entweder auf 380 Volt oder auf 220 Volt Drehstrom geschaltet werden. Die Kraftübertragung geschieht durch ein Keilriemenpaar. Die Drehzahl des Generators bleibt für die Verhältnisse des Prüfmotors konstant, während die Drehzahl des Benzinmotors durch die Größe der Keilriemenscheibe bestimmt wird. Über dem Generator sitzt die Lichtmaschine; beide sind durch einen Keilriemenantrieb verbunden.

Die Schalttafel trägt das Schraubpult wie auch die zum Betrieb benötigten Instrumente. Sie ist entweder zur vergleichenden Beobachtung der Klopfstärke mit einer elektrolytischen Gaszelle samt Milliampèremeter oder mit einem Klopfmeßinstrument, sowie dem Schalter ausgerüstet und trägt weiter ein Ampèremeter mit Schalter für den Heizstrom der Gemischvorwärmung. Heizstrom und Klopfstrom können durch Schiebewiderstände eingestellt werden. Die Einstellung des Klopfstromes bleibt über die Versuche unverändert. Weitere Schalter dienen dem Anlassen und der Zündung. Alle Hochspannungsschalter sind explosionsicher

gekapselt. Die Stromentnahme beim Anfahren des Gerätes und dessen Leistung während des Betriebes werden durch einen gemeinsamen Leistungsmesser angezeigt.

2. Aufstellen des Prüfmotors.

Das auf einer gemeinsamen Grundplatte aufgebaute Gerät wird durch vier mitgelieferte Ankerschrauben auf dem Fundament befestigt (vgl. Blatt drei und vier). Zum Gerät sind folgende Anschlüsse vorzusehen :

- 1 Auspuffleitung mit Ablaufhahn für Kondenswasser. Lichte Weite der Leitung $1\frac{1}{2}$ ". Innerhalb der Leitung höchstens drei Krümmer. Kein Auspufftopf.
- 1 Entlüftungsleitung zum Abführen der Abdämpfe aus dem Motorgehäuse, l.W. der Leitung 1" Anschluß durch eine Überwurfmutter.
- 1 Zuleitung für die Kondensatorkühlung. Lichte Weite $\frac{3}{8}$ ".
- 1 Rückleitung für die Kondensatorkühlung. Lichte Weite $\frac{3}{8}$ ". Die Rückkühlung mündet zweckmäßigerweise in einen Anfangstrichter zur Kontrolle des Wasserdurchlaufes.
- 1 Drehstromzuführung für den Motor; für die Normalausführung beträgt die Spannung entweder 380 Volt oder 220 Volt.

Erwünscht ist die Zuführung von

- 1 Druckluftleitung zum Freiblassen der Behälter von Kraftstoffresten.

Der Prüfmotor wird betriebsfertig geschaltet geliefert. Die Schaltpläne zeigen die Blätter 5. Nach der Aufstellung ist das Gerät an der bezeichneten Stelle zu erden. Die Gassele ist bis knapp über den Hahn mit 5%iger Schwefelsäure zu füllen (Vorsicht Säure !). Die Spannungsabnahme muß über einen Sicherungskasten erfolgen (s. Blatt 3) weil das Gerät mit Ausnahme der Stromkreise zum Klopfmesser und Unterbrecher in sich selbst abgesichert ist. Das mitgelieferte Schreibpult wird an der Schalttafel befestigt. Schmieröl und Kühlwasser werden wie vorgeschrieben eingefüllt.

3. Technische Daten des Prüfmotors.

a) Motor

Nennleistung 65 mm
Nennhöhe 100 mm
Nennverbrauch 382 ccm

Verdichtungsverhältnis von 4:1 bis 15:1
Lenkstangenverhältnis 1:4
Kolbenspiel mindestens 0,05 mm

bei 900 U/min: Leistung etwa 0,8 KW, Verbrauch/Std. etwa 600 ccm
bei 600 U/min: Leistung etwa 0,6 KW, Verbrauch/Std. etwa 400 ccm

Nennhubumfang 1162 mm; 1 mm Umfang = 0,31°
3,23 mm Umfang = 1°

Einlassventil Auslassventil
Ventilspiel kalt 0,20 mm Ventilspiel kalt 0,25 mm
Öffnet ca. 11° = 34 mm n.o.T. Öffnet ca. 173° = 558 mm n.o.T.
Schließt ca. 173° = 558 mm n.o.T. schließt ca. 3° = 9 mm n.o.T.

Verteilerschalter-Kontaktabstand 0,4 mm; Öffnet 22° = 71 mm v.o.T.

Verdichtungsverhältnis = 7:1 ist : Verdichtungsraum 55 ccm, Verdichtungsdruck 8,6 kg/cm²
Höhe des Verdichtungsraumes zwischen Kolben und Zylinderkopf ca. 15,0 mm

Zündkerze: Siemens A.G. 30/5 oder Bosch DM 145 T 1

Schmierölpumpe: Rändelschraube etwa zwei Umdrehungen öffnen.
Fördermenge bei 900 Umdrehungen etwa 250 ccm/Std.

Vergaserdüse: 0,60 mm Vergasertrichter 13 mm

Keilriemen zum Benzinmotor: 2 Stück 17 x 11 x 1900
Keilriemen zur Lichtmaschine: 1 Stück 17 x 11 x 775

Gewicht ohne Wasser und Öl rd. 350 kg
Platzbedarf in aufgebautem Zustand : Länge rd. 1,15 m
Breite rd. 0,90 m
Höhe rd. 1,80 m

b) Elektrische Ausrüstung

Stromkurzschlußläufer für 1,65 KW, wahlweise 220/380 Volt Spannung,

Lichtmaschine für 130 Watt bei 12 Volt Spannung,

Leistungsmesser mit eingebautem Nullpunktwidestand,

Wahlweise Einsatz bis zu 1 KW, wahlweise für 110 und 220 Volt Spannung.

4. Betriebsbedingungen des Prüfmotors.

Je nachdem, ob nach der Research- oder nach der Motor-Methode (s. Abschn. 5) untersucht werden soll, weichen die Betriebsbedingungen an einigen Punkten voneinander ab. Folgende Angaben sollen bei den Klopffwertbestimmungen eingehalten werden:

	Research-Methode	Motor-Methode
.) Drehzahl	600 ¹⁾	900 ²⁾
.) Kühlmittel	Wasser	etwa 92 % Heißkühlungs-Glykol, 8 % Wasser
.) Kühlmenge	warm bis Standmarke, Füllung ca. 1 ltr	
.) Kühltemperatur	100°C	150°C
.) Austrittstemperatur des Kondensator-Kühlwassers	etwa 30°C	30°C
.) Gemischtemperatur	Vorheizung ausgebaut	150°C
.) Zündung	22° vor oberem Totpunkt	
.) Ölsorte	50% Essolub 20 u. 50 % Essolub 50	
.) Ölmenge	warm bis Mitte Schauglas, Füllung ca. 0,8 ltr	
0.) Ölförderung	Rändelschraube von Schmierölpumpe 2 Umdrehungen öffnen	
1.) Vergaser	Einstellung auf größte Klopfstärke	
2.) Verdichtungsverhältnis	Einstellung auf mittelstarkes Klopfen durch Drehen an der Handkurbel. Bei richtig eingestelltem Springstiftapparat ergibt sich dann eine Klopfmesserablesung zwischen 40 und 50, bezogen auf die Schalterstellung "Klopfmessung". Die untere Einstellung des Verdichtungsverhältnisses ist durch den Anschlag der Kühlleitung an die Klammerschraube der Zylinderführung begrenzt, wobei die abge-	

Hierzu die große Keilriemenscheibe mit 220 mm Durchmesser
Hierzu die kleine Keilriemenscheibe mit 145 mm Durchmesser.

flachte Seite des Kühlwasserstutzens nach oben zeigt.

Vorsicht !

Ein Weiterdrehen an der Verdichtungskurbel führt zur Beschädigung der Zylinderführung !

13.) Verdichtungsskala:

Diese kann nach dem Lösen der Befestigungsmutter durch die mitgelieferte Absiehvorrichtung gelockert und nachgestellt werden. Für die Einstellung gilt: Bei der Kolbenstellung im oberen Totpunkt und dem Abstand h zwischen dem Kolbenboden und dem Zylinderkopf ist

oder $h = 16,5$ mm bei $\epsilon = 5,55$ (Klopfeinstellung für 65 R OZ)
 $h = 23,2$ mm bei $\epsilon = 4,50$ (Klopfeinstellung für 65 M OZ)

(vgl. unteres Bild auf Blatt 6). Das Messen des Abstandes h erfolgt bei warmer Maschine entweder durch eine Lehre oder durch einen Bleiabdruck.

14.) Oktanskala:

Für beide Methoden wird eine nachstellbare Oktanskala mitgeliefert. Einstellung: Im vorwiegenden Arbeitsgebiet (z.B. bei Fliegerbenzin bei OZ 87) wird der Motor mit dieser Oktan-Heptan-Mischung auf normale Klopfstärke gebracht. Die Oktanscheibe wird dann auf die gleiche Oktanzahl eingestellt, richtige Einstellung des Motors und des Springstiftapparates vorausgesetzt; später auftretende größere Abweichungen zwischen den Meßwerten und den Angaben der Oktanscheibe deuten auf irgendwelche Änderungen im Betriebszustand von Motor oder Springstiftapparat.

(Einstellungsbild siehe Blatt 6).

15.) Springstiftapparat:

Membrane 13,8 mm ϕ und 0,3 mm stark
Stabfeder 0,5 mm ϕ und 43 mm lang.
Kontakte: Bosch WZ 19 656/52.
Der Apparat ist geerdet; die Zuleitungen dürfen deshalb nicht vertauscht werden.

Zum Einstellen wird der Springstiftapparat eingeschraubt und der Motor bis zum Beharrungszustand warmgefahren. Die Klopfstärke wählt man entsprechend den Betrieb

mit einem Kraftstoff von OX 65 zu
ε = 5,55 bei der Research-Methode
ε = 4,50 " " Motor-Methode,
wobei der Vergaser auf größte Klopfstärke
eingestellt sein muß. Nun folgt:

- a) Die Stabfeder wird durch $\frac{1}{2}$ Umdrehung der Spannschraube vorbelastet.
- b) Bei Schalterstellung "Einstellung" wird der Kontaktabstand vorläufig auf einen mittleren Zeigerausschlag von etwa 40 eingestellt.
- c) Bei der gleichen Schalterstellung wird die Schraubenfeder im oberen Kontaktgehäuse durch die Schlitzschraube so vorgespannt, daß der größte Zeigerausschlag erhalten wird.
- d) Bei der Schalterstellung "Klopfmessung" wird der Kontaktabstand so nachgestellt, daß am Klopfmesser der Meßbereich zwischen 40 und 50 erreicht wird.
- e) Beim Umschalten auf Benzol verschwindet das Klopfen und der Zeiger des Klopfmessers muß auf 0 zurückgehen (Schalterstellung "Einstellung"). Wenn dies nicht der Fall ist, muß der Kontaktabstand vergrößert und das Verdichtungsverhältnis entsprechend erhöht werden.
- f) Zu starke Vorbelastung der Stabfeder gibt eine zu geringe Empfindlichkeit des Springstiftapparates.
Zu schwache Vorbelastung der Stabfeder gibt Streuungen in der Klopfanzeige (diese sollen nicht größer sein als 2 bis 3 Einheiten).
Unrichtige Vorspannung der Schraubenfeder erfordert ein zu hohes Verdichtungsverhältnis und damit zu große Klopfstärke, um den Ablesebereich 40 bis 50 zu erreichen.

Voraussetzung bei der vorstehend beschriebenen Einstellung des Springstiftapparates ist:

- g) Sämtliche Teile des Apparates müssen frei von Öl und Schmutz sein und sich reibungslos bewegen können.
- h) Die Membrane darf nicht beschädigt sein und muß am ganzen Umfang auf ihren Sitz angepresst werden.
- i) Die beiden Kontaktflächen müssen parallel sein und dürfen keine Schraustellen aufweisen.
- k) Der Motor muß sich bei einwandfreiem Zustand in Beherrung befinden.
- l) Die Auspuffleitung muß in Ordnung sein.
- m) Der Barometerstand soll um 760 mm Quecksilbersäule betragen.

ASTMAN

Mit obiger Einstellung des Springtiftapparates lassen sich Messungen nach der Research- und nach der Motor-Methode durchführen, wobei beim Wechseln der beiden Verfahren der Apparat nicht nachgestellt zu werden braucht.

Diese Einstellung gilt für Untersuchungen im üblichen Meßbereich, also zwischen Oktanzahl 60 und 90. Beim Arbeiten mit sehr geringer oder sehr großer Klopfestigkeit ist der Springtiftapparat möglicherweise nachzustellen.

Es erweist sich als sehr zweckmäßig, von Zeit zu Zeit die mit dem Prüfmotor mögliche Genauigkeit während einer Klopfwertbestimmung wie folgt festzustellen:

- n) Von 2 Mischungen, deren Klopfwert bekannt und um etwa 2 OZ verschieden ist, werden bei richtiger Einstellung von Vergaser und Klopfstärke je 10 Ablesungen in Zeiträumen von 15 Sekunden vorgenommen.
- o) Von jeder Ablesungsreihe wird der Mittelwert bestimmt. Der Unterschied der beiden Mittelwerte ist ein Maßstab für die Empfindlichkeit des Springtiftapparates.
- p) Innerhalb einer jeden Ablesungsreihe wird der größte Unterschied festgestellt. Er ist ein Maßstab für die Streuung der Prüfanlage. Aus der Streuung jeder der beiden Ablesungsreihen wird die mittlere Streuung gebildet.
- q) Der Quotient aus Empfindlichkeit und mittlerer Streuung, bezogen auf 1 Oktanzahl, ist ein Maßstab für die erreichbare Meßgenauigkeit. Außer von der Einstellung der Meßanlage ist diese Genauigkeit abhängig von der Prüfmethode und von der Höhe der Klopfestigkeit. Die größte Meßgenauigkeit wird bei Untersuchungen nach der Motor-Methode im oberen Oktanzahlbereich erhalten (etwa 0,2 OZ), während Ergebnisse nach der Research-Methode und im unteren Oktanzahlbereich eine Meßgenauigkeit von nur etwa 0,5 OZ aufweisen können.

Oktanzahl	Ablesungen	Beispiel ¹⁾	
		Mittelwert	Streuung
70,7	55 54 55 55 57 54 55 } 56 55 54	55	3
72,6	41 40 41 41 42 42 41 } 41 42 41	41	2
Meßbereich	= 72,6 - 70,7	= 1,9 OZ.	
Empfindlichkeit	= 55 - 41	= 14 Teilstriche	
mittlere Streuung	= $\frac{3+2}{2}$	= 2,5 Teilstriche	
Meßgenauigkeit	= $\frac{1,9 \times 2,5}{14}$	= 0,3 OZ.	

¹⁾ Im Interesse der Einfachheit ist auf die mathematisch genaue Auswertung verzichtet worden.

16.) Klopfmesser: Anzeiginstrument, Thermounformer und Sicherung (Wickmann-Feinsicherung 5 x 25 mm/300 mA/Type FT 3) sind aufeinander abgestimmt. Sie dürfen nur gegen Original-Ersatzteile ausgetauscht werden.

5. Klopfwertbestimmungen am Prüfmotor.

Prüfverfahren.

In Deutschland werden zurzeit Autobensine nach der Research-Methode und Flugbensine nach der Motor-Methode untersucht, wobei die letztere Methode wegen der höheren Betriebstemperaturen die strengere ist und deshalb in den meisten Fällen niedrigere Oktanzahlen liefert. Die für den I.G.-Prüfmotor geltenden jeweiligen Betriebsbedingungen sind einzuhalten (s. Abschn. 4). Die nach der Motor-Methode vorgeschriebene Gemischtemperatur von 150° gilt sowohl für die Benzprobe als auch für die Eichbensine. Bei Kraftstoffen mit hoher Verdampfungswärme ist die Heizung also nachzuregulieren.

Anlassen.

Der Schalter "Betrieb" wird eingeschaltet; dadurch wird der Motor angetrieben. Der Umschalhahn am Vergaser wird auf Betriebsstellung "B" gebracht und die Zündung eingeschaltet, der Motor springt an und wird sofort selbsttätig belastet. Der Hahn der Auspuffleitung wird geschlossen; bei Untersuchungen nach der Motor-Methode wird die Vorheizung eingeschaltet und deren Spannung evtl. am Widerstand nachreguliert (Leistungsverbrauch etwa 900 Watt). Nach etwa einer Stunde hat das Gerät den Beharrungszustand erreicht.

Untersuchung.

Der in einwandfreiem Zustand sich befindliche Motor ist auf richtige Einstellung des Springstiftapparates zu prüfen (Anleitung S.8). In den betriebswarmen Motor werden etwa 300 ccm der zu untersuchenden Benzinprobe eingefüllt. Hierbei steht der Umschalthehn für Gefäß, welches die Benzinprobe aufnimmt, auf "Entleeren" während der Ablassbahn geschlossen ist.

Nach dem Einfüllen der Probe öffnet man kurz den Ablassbahn und läßt einige Kubikzentimeter des Kraftstoffes auslaufen. Dadurch wird die Luft aus den Stutzen bis zum Ablassbahn mitgerissen und der Stutzen mit Benzin gefüllt. Störungen im Vergaser durch Auftreten von Luftblasen werden auf diese Weise vermieden. In gleicher Weise verfährt man später beim Einfüllen der Eichbenzine.

Die Hahnstellungen für den Zwei- und Dreischwimmervergaser zeigen die beiden nachfolgenden Bilder

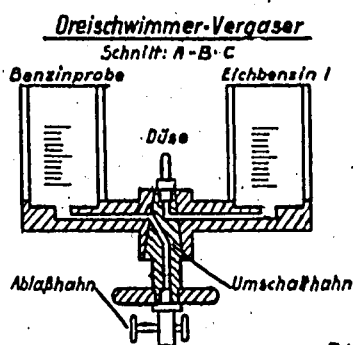


Bild: 1

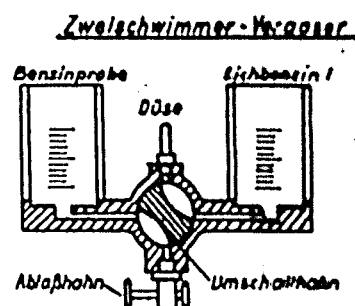
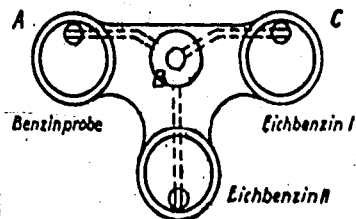


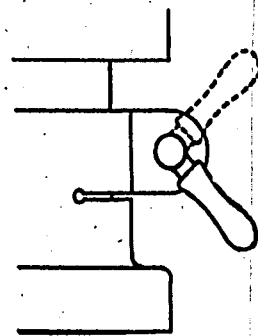
Bild: 2

Umschalthehn steht für:
Benzinprobe auf "Entleeren"
Eichbenzinlauf "Betrieb"

Nach dem Entlüften der Benzinprobe wird der Umschaltknopf für diese auf "Betrieb" gestellt und die Untersuchung kann beginnen.

Das Verdichtungsverhältnis wird durch Drehen an der Handkurbel so eingestellt, daß der Motor eine mittlere Klopfstärke aufweist. Bei richtig eingestelltem Sprungscift-Apparat ergibt sich eine Ablesung von etwa 40 an der Gesselle oder am Klopfmesser. Hierbei wird, um die Einstellzeit des Klopfmessers zu verkürzen, dessen Schalter auf die Marke "Einstellung" gebracht. Nach der späteren endgültigen Einstellung des Verdichtungsverhältnisses wird die weitere Untersuchung über die Schalterstellung "Klopfmessung" fortgesetzt und beendet.

Um ein etwa vorhandenes Spiel auszuscheiden, müssen die letzten Kurbelumdrehungen immer gegen den Uhrzeigersinn vorgenommen werden. Weiter ist darauf zu achten, daß die Zylinderungspannvorrichtung nur zur Verdichtungsänderung gelöst werden soll, im Betrieb also fest angesogen bleibt.



Spannvorrichtung gelöst

Spannvorrichtung angesogen

-13-

Bild: 3

Nach dieser vorläufigen Einstellung des Verdichtungsverhältnisses geschieht die Einstellung des Schwimmerstandes am raschesten so, daß man den in Betriebstellung sich befindlichen Kraftstoffbehälter um etwa 3 Umdrehungen tiefer schraubt. Dadurch wird der Schwimmer in das Benzin eingetaucht. Der Benzinstand im Schauglas erhöht sich zunächst, um dann langsam bis zu seinem Beharrungszustand abzusinken. Während dieses Absinkens ändert sich deutlich die Klopfstärke, und wenn man gleichzeitig die Standmarke am Schauglas beobachtet, läßt sich ziemlich genau das Klopfmaximum ermitteln. Auf dieses wird der Schwimmer nunmehr eingestellt, und das Verdichtungsverhältnis durch Drehen an der Handkurbel so nachreguliert, daß das Klopfmeßgerät zwischen 40 und 50 anzeigt.

Zu der nun folgenden genauen Einstellung des Vergasers auf stärkstes Klopfen dreht man nun den Behälter um etwa eine Umdrehung tiefer. Nachdem sich die Maschine auf den geänderten Betrieb eingestellt hat (etwa 1 1/2 Min.) notiert man sich den Schwimmerstand und die zugehörige Ableseung an der Casselle bzw. am Klopfmesser; dann wird der Behälter um 1/2 oder 1 Umdrehung höher geschraubt und abgelesen. Dies wird solange wiederholt bis der Schwimmerstand für die größte Klopfstärke überschritten ist (erkennbar an den kleiner werdenden Merksahlen), worauf man auf die Stellung für stärkstes Klopfen zurückgeht (Vergl. Blatt 9). Beim gleichen Schwimmerstand sollen auch die zugehörigen Ableseungen bis auf vier Einheiten übereinstimmen, andernfalls muß der Versuch wiederholt werden.

Einstellung mittels Klopfmesser bei der Schalterstellung auf "Klopfmessung": In diesem Fall braucht man die Ablesung nicht über eine bestimmte Zeit vorzunehmen; der Klopfmesser muß aber nach jeder Einstellung wieder ins Gleichgewicht kommen können (etwa 1 1/2 Min.)

Einstellung mittels Gaszelle: Die Gasmenge die in einer Minute entwickelt wird, muß mindestens zweimal bestimmt werden.

Vor dem Drehen der Meßbehälter stelle man die Kennmarke des Behälterdeckels nach vorn, wodurch die Größe von einer Umdrehung leicht zu beobachten ist. Die Steigung der Behälterspindel entspricht einem Teilstrichabstand am Schauglas.

Nachdem so der Motor auf die Benzprobe, und die Benzprobe selbst auf stärkstes Klopfen eingestellt worden ist, gibt man in den zweiten Kraftstoffbehälter eine Vergleichsmischung, die der erwarteten Klopfbarkeit der Benzprobe entspricht. Nach dem Umschalten von der Benzprobe auf die Vergleichsmischung wird für die letztere die Vergasereinstellung auf stärkstes Klopfen in gleicher Weise gesucht wie für die Benzprobe. Das Verdichtungsverhältnis darf also nicht mehr verstellt werden.

Nun werden abwechselnd Messungen mit der Benzprobe und der Vergleichsmischung vorgenommen. Bei Klopfmesserablesungen muß der Zeiger erst zur Ruhe kommen; bei Verwendung der Gaszelle müssen mindestens drei aufeinanderfolgende, eine Minute dauernde Messungen auf zwei bis drei Teilstriche übereinstimmen.

Bei jedem Kraftstoff sollen mindestens drei verschiedene Ablesungen gemacht werden. Nach Umschaltung von einem Kraftstoff auf den anderen muß man mindestens eine Minute warten, bis Gleichgewicht erreicht ist. Bei manchen Kraftstoffen kann ein erheblich längerer Zeitraum benötigt werden. Wenn die durchschnittliche Klopfstärke der Benzinprobe größer als der Mittelwert der Vergleichsmessung ist, muß der Versuch mit einer zweiten Vergleichsmischung wiederholt werden, die stärker klopft. Beim Wechseln der Kraftstoffe in den Behältern ist zu beobachten, daß der Kraftstoff durch den Ablaßhahn vollkommen abläuft. Die Leitung soll erst mit einer geringen Menge des neuen Kraftstoffes durchgespült werden, bevor der Hahn geschlossen wird.

Der Versuch wird in dieser Weise fortgesetzt, bis die Klopfstärke der Benzinprobe zwischen derjenigen der beiden Vergleichsmischungen liegt. Der Unterschied zwischen den endgültigen Vergleichsmischungen soll nicht mehr als zwei Oktanzahlen betragen (Vergl. Blatt 9).

Meßergebnis und Genauigkeit.

Der Klopfwert der Benzinprobe wird durch Interpolation aus den erhaltenen Zahlen errechnet und die nächste halbe Zahl als Oktanzahl (O.Z.) angegeben.

Beispiel : Oktanzahlen von 87,75 bis 88,2 werden auf O.Z. 88 und Oktanzahlen von 87,25 bis 87,7 auf O.Z. 87,5 auf - bzw. abgerundet.

Beim Arbeiten mit Eichstoffen anstelle mit den Bezugs-
kraftstoffen Oktan und Heptan wird der Klopfwert über eine
Eichkurve abgelesen und dann sinngemäß auf - oder abgerundet.

Die an verschiedenen I.G.-Prüfmotoren und von verschiedenen
Stellen erzielten Ergebnisse sollen um höchstens zwei Oktan-
zahlen schwanken.

Die an demselben I.G.-Prüfmotor und zu verschiedenen Zeiten
erzielten Ergebnisse sollen um höchstens eine Oktanzahl schwanken.

Größer als die Genauigkeit der I.G.-Prüfmotoren ist deren
Empfindlichkeit, die es gestattet, Unterschiede bis zu 0,2 O.Z.
dadurch festzustellen, daß man abwechselnd Ablesungen der
Klopfanzeige vornimmt.

Entsprechend dem Aufbau der Oktanskala kommt einer Oktanzahl
im oberen Meßbereich eine größere Bedeutung zu wie im unteren
Meßbereich. Die oben angegebene Genauigkeit und Empfindlichkeit
bezieht sich auf den mittleren Meßbereich von ungefähr 70 O.Z.

Abstellen.

Soll nach Untersuchungen von bleihaltigen Benzinen der
Prüfmotor für mehrere Tage außer Betrieb gesetzt werden, so läßt
man ihn vor dem Abstellen etwa eine Stunde lang mit einem unver-
bleiten Kraftstoff laufen. Dadurch werden etwaige Schäden durch
die kalte Korrosion verhütet.

Dann wird die Vorheizung und die Zündung ausgeschaltet,
sowie das Benzin aus dem Vergaser abgelassen. Wurde die Maschine
mit Gemischvorheizung betrieben, so läßt man zur Abkühlung das
Gerät noch einige Minuten ohne Benzin weiter laufen. Zuletzt wird

der Betriebsschalter auf "aus" gestellt, wodurch der Prüfmotor außer Betrieb gesetzt wird.

6.) Instandhalten des Prüfmotors.

Der Prüfmotor wird in eingelaufenem und eingestelltem Zustand abgeliefert, nachdem er zuvor auf dem Technischen Prüfstand Oppau der I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft geeicht worden ist.

Um einwandfreie Meßwerte zu erhalten, bedarf das Gerät einer sorgsamten Pflege. Diese hat sich zu erstrecken auf

- a) Aufrechterhaltung der vorgeschriebenen Betriebsbedingungen,
- b.) Überprüfung des Motors.

Die auf Seite 7 angegebenen Betriebsbedingungen sind, soweit sie nicht unmittelbar überwacht werden können, wie Kühltemperatur und Gemischvorheizung, regelmäßig nachzuprüfen. Dieses soll nach je 50 Stunden, also nach etwa je einer Arbeitswoche bei normalem Betrieb geschehen. Bei Verwendung von schlechten und wenig gereinigten Kraftstoffen kann eine Überprüfung auch schon früher notwendig werden (Verpöschung, Oelkohle).

Zumindestens nach jedem Ausbau soll der Motor auf seine Meßgenauigkeit nachgeprüft werden. Das kann geschehen :

- a.) durch Kontrolle einiger Punkte der Eichkurve,
- b.) durch Untersuchung einer Mischung von 65 Teilen Oktan und 35 Teilen Heptan mittels einer Mischung von Reinsol und Heptan. Diese auf 1 Vol.%

Reinbenzol genau ermittelte Mischung soll ergeben :

- a) nach der Research-Methode 59 Teile Benzol + 41 Teile Heptan
- B) nach der Motor-Methode 68 Teile Benzol + 32 Teile Heptan.

Bei der Instandhaltung des Prüfmotors sind folgende Punkte zu beachten :

Springstiftapparat.

Solange dieser regelmäßig arbeitet (gleiche Ablesungen), empfindlich anzeigt (mindestens acht Ablesungsunterschiede für zwei O.Z., jedoch schwanken die Unterschiede sehr nach Klopfwert und Klopfmethode) und beim Umschalten auf Benzol auf Ablesung 0 zurückgeht, unterlasse man dessen Auseinandernehmen, Verstellen und Putzen. Störungen können auftreten an der Membrane, den beiden Kontaktflächen, den vorgeschriebenen Federspannungen, den elektrischen Anschlüssen wie auch an der Lichtmaschine selbst.

Schwankende Ablesungen können jedoch auch bei richtig arbeitendem Springstiftapparat erhalten werden, wenn der Motor selbst unregelmäßig klopft (z.B. Oelkohle, zu magere Vergasereinstellung, zu große Klopfstärke). Die Einstellung des Springstiftapparates auf die vorgeschriebenen Werte (S.8) zeigt Blatt 7.

Vergaser.

Auf Dichthalten der Schwimmemnadelventile während des Betriebes achten. Beim Abschalten steigt der Stand im Schauglas um

einige Teilstriche. Die Nadelventile können verschmutzt sein. Ein leichter Schlag auf die Nadel bringt auch bei hartnäckigen Fällen diese wieder zum Dichthalten.

Dichthalten des Umschalthehnes prüfen :

Über Nacht einen Kraftstoffbehälter füllen. Bei undichtem Hahn drückt sich der Kraftstoff aus diesem in einen anderen Behälter durch. Der Ablaßhahn muß bei diesem Versuch geschlossen bleiben.

Reinigen der Düse :

Beim Zweischwimmervergaser Stellschraube für Trichter lösen, Ansaugdämpfer und Trichter entfernen, Düse durch den mitgelieferten Steckschlüssel herausschrauben und durchblasen.

Beim Dreischwimmervergaser wird die Düse nicht loageschraubt, sondern sie ist nach dem Lösen des Klökens des Umschalthehnes zugänglich (Vergl. Bild 1 und 2).

Zylinderkopf.

Nach je 50 Betriebsstunden abnehmen und reinigen. Auch Kühlwasserräume durchspülen.

Zylinder.

Während der ersten Monate nach der Lieferung abnehmen, um das Einlaufen des Kolbens beobachten zu können. Zylinder nach diesem Zeitpunkt nur vierteljährlich oder bei sehr starker Oelkohle abheben, um die Beweglichkeit oder Verkokung der Kolbenringe nachzuprüfen.

Ventile.

Ausbauen und nachschleifen , wenn nicht eine ununterbrochene polierte Berührungslinie auf dem Ventil und dem Sitz erkennbar ist. Nach dem Zusammenbau Spiel der Stößel genau einstellen.

Veptilschäfte.

Täglich mit graphiertem Oel schmieren.

Zündkerze.

Reinigen und auf Isolationsfehler und Elektrodenabstand nachprüfen.

Unterbrecher.

Kontakte auf Sauberkeit und richtigen Abstand nachsehen, Öffnungszeitpunkt nachprüfen, Skala nachstellen.

Schmieröl.

Nach je 50 Betriebsstunden wechseln. Sieb hinter dem Schauglas reinigen.

Ansaugrohr.

Halbjährlich nachsehen und reinigen. Kugel des Quecksilberthermometers mmB in Mitte Ansaugflansch stehen.

Gemischvorheizung.

Einsatz halbjährlich ausschrauben (Vorsicht, Silikatsteine leicht zerbrechlich !) und reinigen. Die vier Befestigungsschrauben.⁻²¹⁻

SAFETY FILM

ben am Flansch dürfen hierzu nicht gelöst werden. Einsatz dann so einbauen, daß die Schmalseite der beiden Glieder gegen die Eintrittsöffnung gerichtet ist.

Verdichtungsskala.

Muß nach jedem Wiederaufbau des Zylinderkopfes nachgeprüft werden, ebenso das Ventilspiel.

Oktanskala.

Wird durch Vergleich mit Oktan-Heptan in der Gegend des vorwiegenden Arbeitsbereichs der Motor-Methode eingestellt. Wesentliche Änderungen in ihrer Stellung zum zugehörigen Verdichtungsverhältnis lassen meist auf irgendwelche Störungen schließen, die zu beheben sind (z.B. Dichthalten von Kolben und Ventilen).

Kühlmittel.

Beim Übergang von der Glykalmischung auf Wasser oder umgekehrt erst nach mehrmaligem Durchspülen der Anlage einfüllen. Vorher sinngemäß mit einer ähnlichen Flüssigkeit durchspülen, wie sie später zum Kühlen verwendet wird. Ergibt sich dann trotzdem beim Glykolbetrieb eine Temperatur von über 150°C , so genügen meist wenige Kubikzentimeter Wasser zum Nachregeln. Bei Temperaturen von etwas unter 150°C läßt sich nach dem Öffnen der Einfüllschraube und dem Abstellen des Kondensatorkühlwassers durch Verdampfen des Wasseranteils im Glykol-Wassergemisch dessen Temperatur erhöhen.

Lichtmaschine.

Für deren Wartung gelten die Vorschriften der Firma Bosch. Nach diesen, soll die Lichtmaschine nach jeweils 500 Stunden gründlich geprüft werden, wobei die Kugellager mit Heißlagerfett gefüllt werden. Bei dieser Gelegenheit werden dann auch die Reglerkontakte, die Bürsten und der Kollektor der Lichtmaschine nachgesehen.

Generator.

Nach 3000 Betriebsstunden Lager mit Heißlager - Spezialfett nachfüllen, wobei die Füllung nur die Hälfte des Lagersraumes betragen soll.

7.) Anschriften - Verzeichnis.

Der Prüfmotor wird von der Firma Daimler-Benz, Werk Mannheim, nach den Angaben des Technischen Prüfstandes Oppau der I.G. Farbenindustrie gebaut und vertrieben. Für die Ausführung der Geräte übernimmt im Rahmen ihrer Garantiebestimmungen die Firma Daimler-Benz Gewähr. Von dort können auch Ersatzteile bezogen werden, eine Bezeichnung der Einzelteile ist auf Blatt 10 und 11 enthalten.

Die Anschrift lautet : .

Firma

Daimler-Benz Abt. Motorenbau,

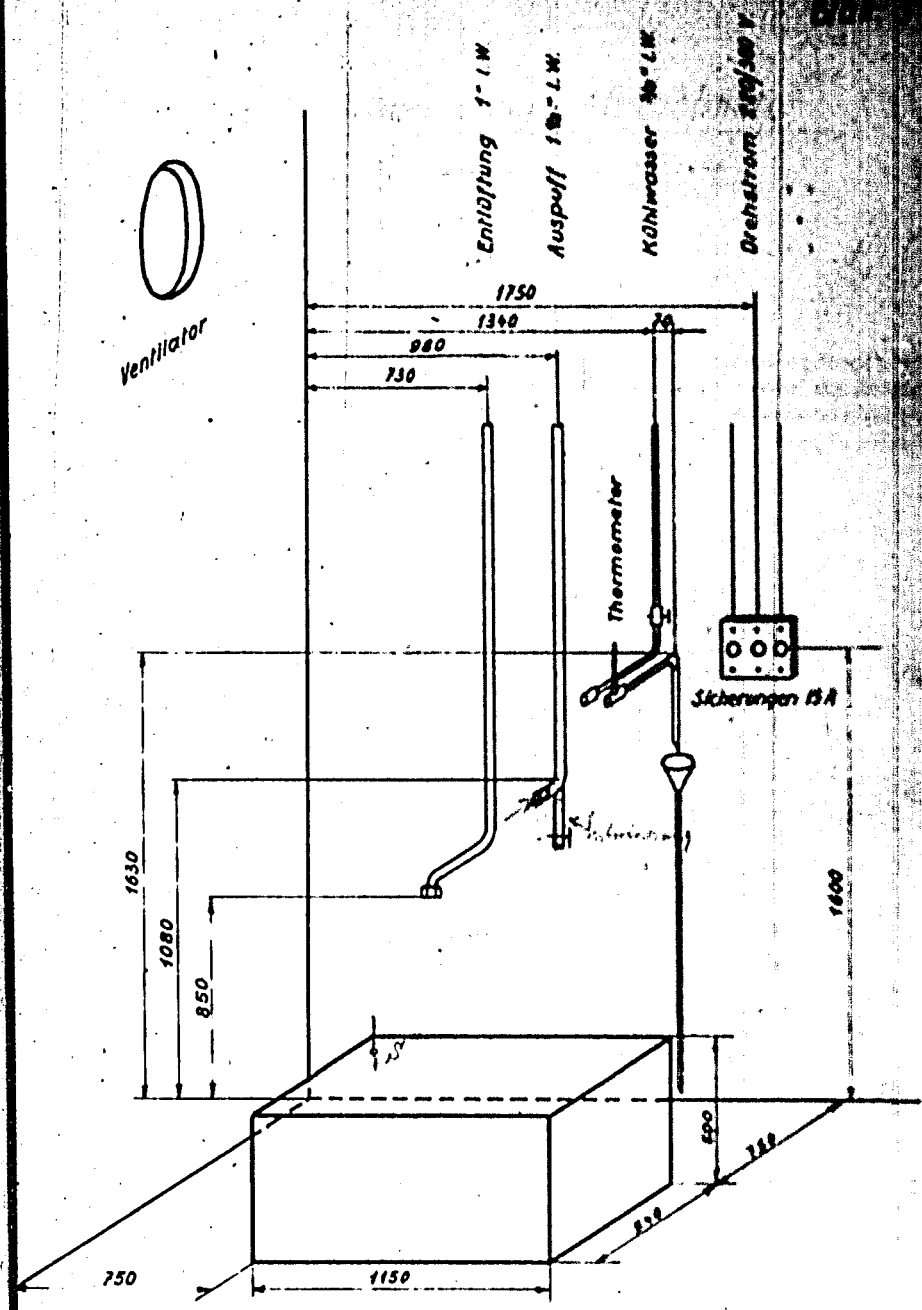
M a n n h e i m
Postschloßfach 199

Wie schon früher erwähnt wurde, wird der I.G.-Prüfstand vor dem Versand durch den Prüfstand der I.G. Farbenindustrie geeicht, Anregungen und Wünsche, welche Meßergebnisse, sowie die Weiterentwicklung des Gerätes betreffen, sind an den Technischen Prüfstand zu richten. Dessen Anschrift lautet :

I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft
Technischer Prüfstand Op. 200 ,
Ludwigshafen a. Rh.

Die zur Klopfwertbestimmung nötigen Bezugsstoffe Oktan und Heptan, weiter die Hilfsstoffe Zichbensin und Eichbensol sowie das Schmieröl FM und das Heizkühlungsglykol können durch die I.G. Farbenindustrie bezogen werden. Die Anschrift lautet :

I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft
Abt. O e l e ,
B e r l i n - N W 7
Unter den Linden 24 (Haus der Schweiz)

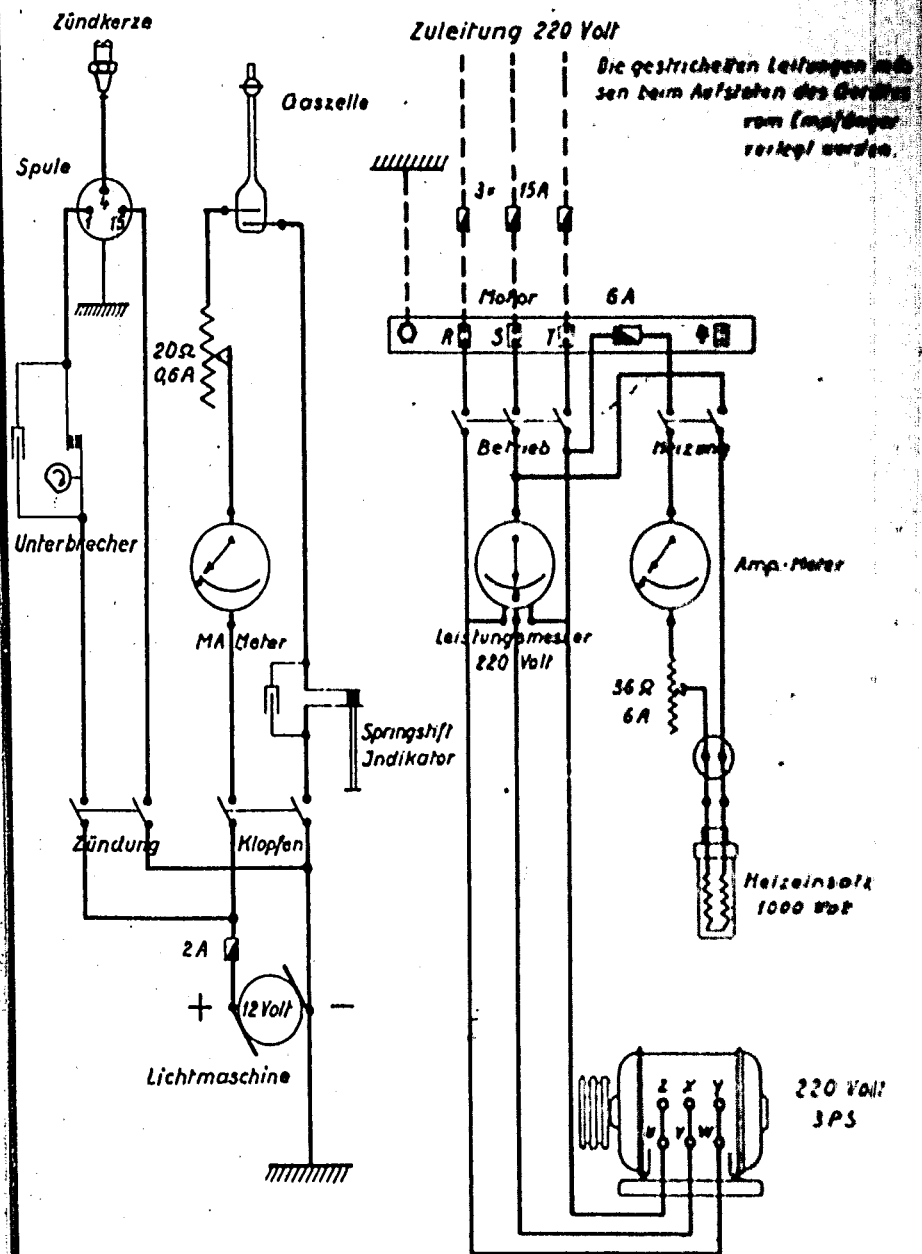


Aufbauplan zum J.G. Prüfmotor

11 11.

Schaltschema zum J.G. Prüfmotor

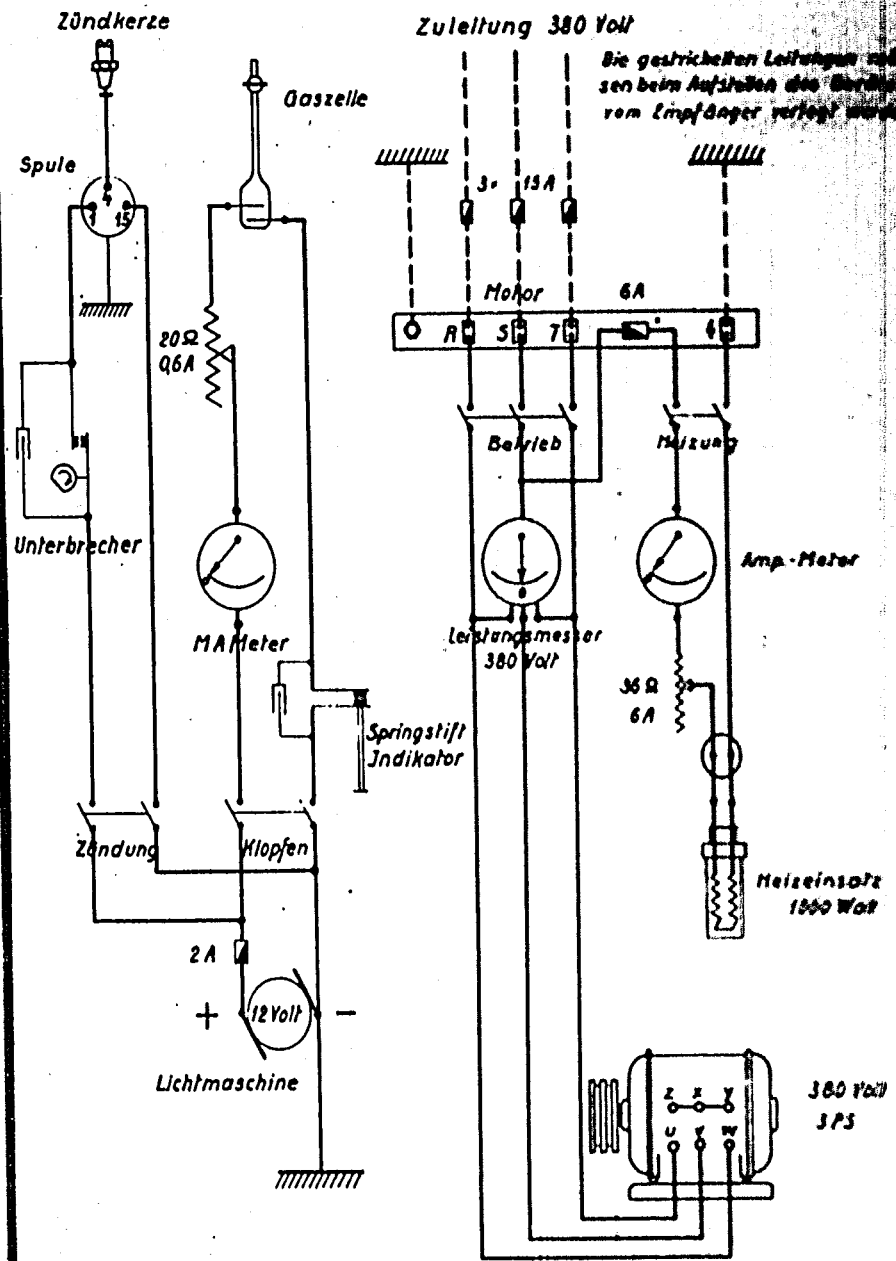
Für 220 Volt Drehstrom und Gaszelle



EASTMAN

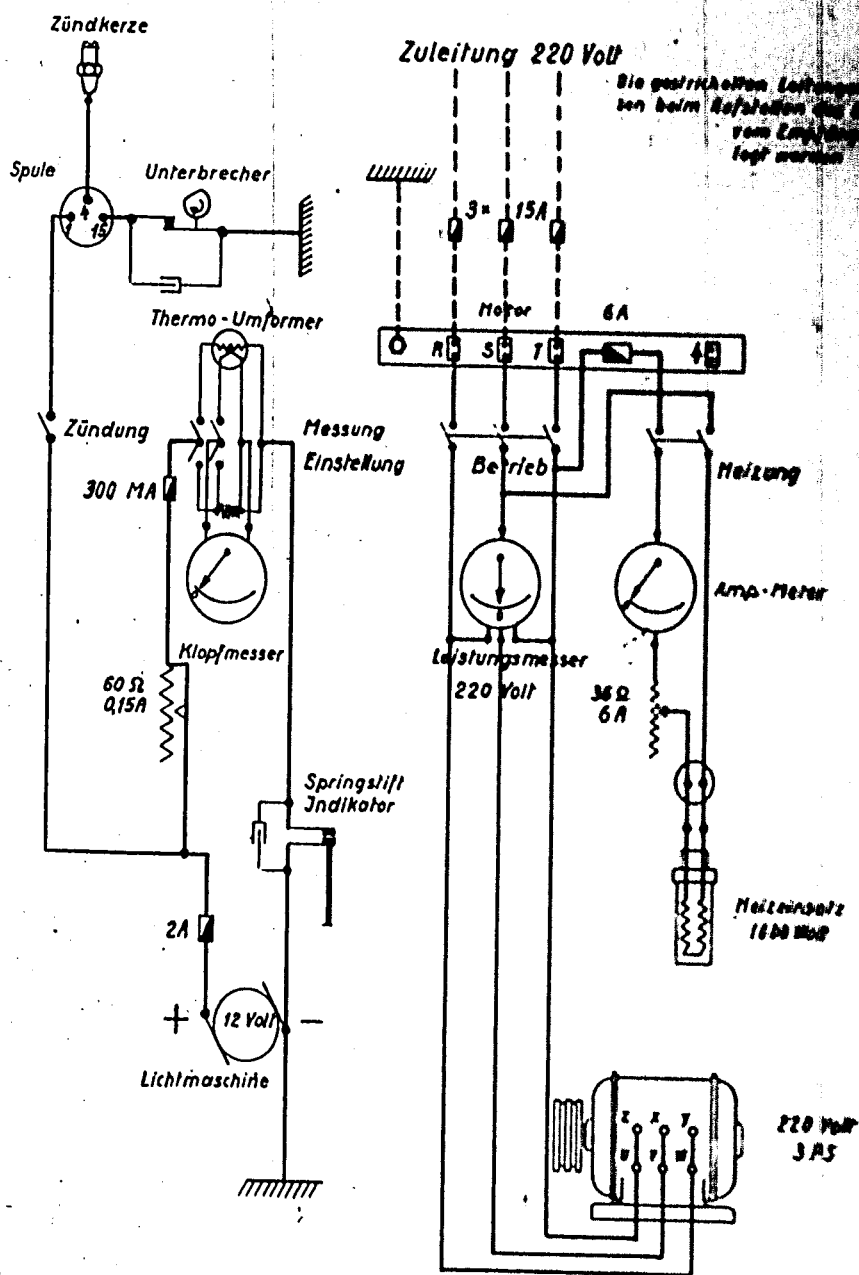
Schaltschema zum J.G.Prüfmotor

Für 380 Volt Drehstrom und Gaszelle



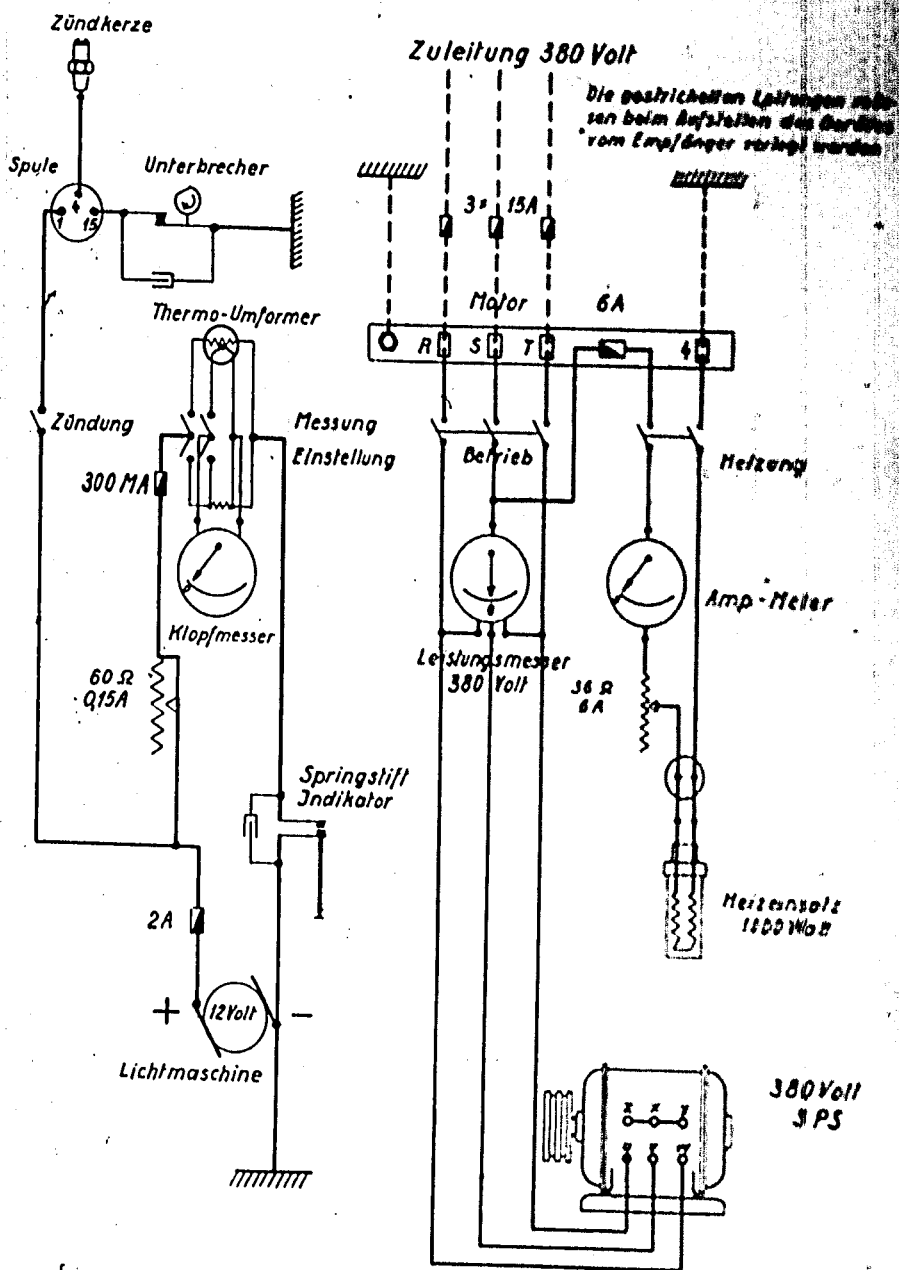
Schallschema zum J.G. Prüfmotor

Für 220 Volt Drehstrom und Klopfmesser

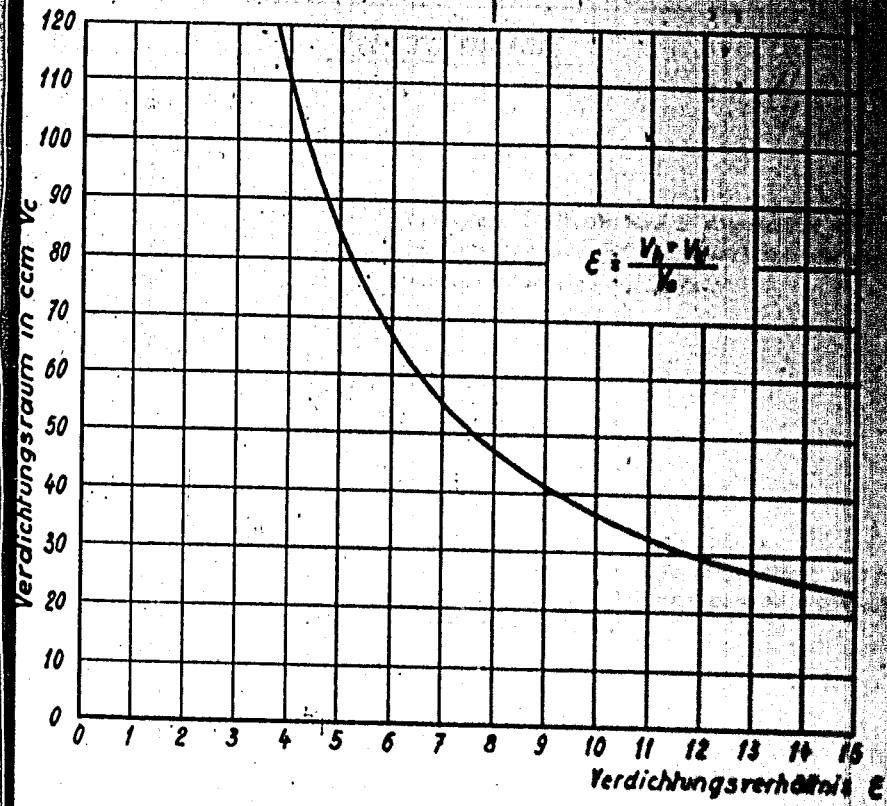


Schaltschema zum J.G. Prüfmotor

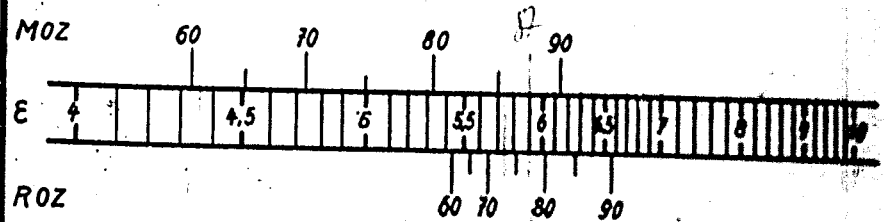
Für 380 Volt Drehstrom und Klopfmesser



Verdichtung im J.G. Prüfmotor

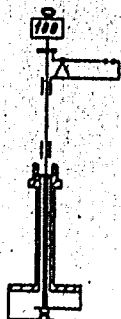


Abwicklung der Verdichtungs- und Oktanskala



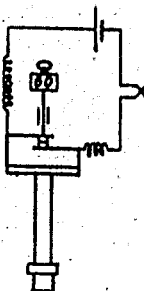
Gilt nur für Springstiftapparate mit Blattfedern
Einstellung des Springstiftapparates

1.0: Prüfmotor



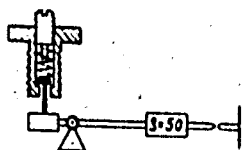
Die untere Blattfeder wird bei
 100gr Belastung der Fuß der
 Membransitzfläche gerade auf
 (Vergl. Blatt 7a, Bild 1)

Bild:1



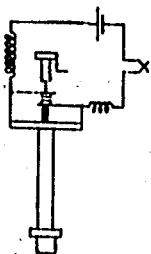
Die obere Blattfeder wird so vorgespannt, daß bei
 60gr Belastung die Glühbirne gerade auf
 (Vergl. Blatt 7a, Bild 2)

Bild:2



Die Spiralfeder in der Einstellschraube soll bei
 150gr Belastung gerade nachgeben.
 (Vergl. Blatt 7a, Bild 3)

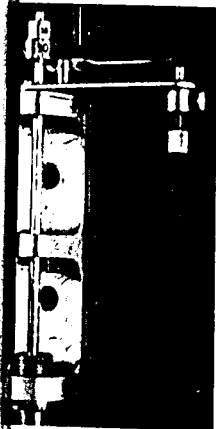
Bild:3



Man stelle die Einstellschraube so, daß die beiden
 Blattfederkontakte sich gerade berühren, erkennbar
 am Aufleuchten der Glühlampe. Dann drehe man
 die Einstellschraube um 45° zurück. Dies ent-
 spricht bei 1,25mm Gewindesteigung einem Abstand
 von 0,15mm zwischen den Kontakten.
 (Vergl. Blatt 7a, Bild 4)

Bild:4

Bild 1



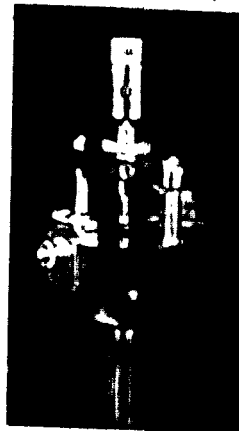
Prüfen der unteren Feder

Bild 5



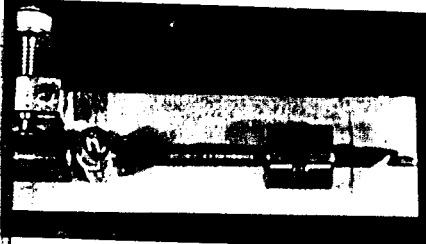
Zündungsprüfer

Bild 2 790



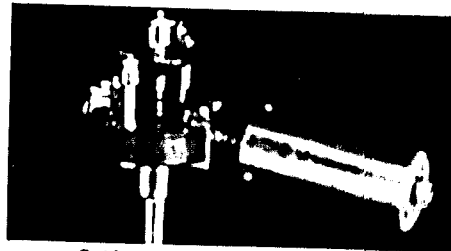
Prüfen der oberen Feder

Bild 3



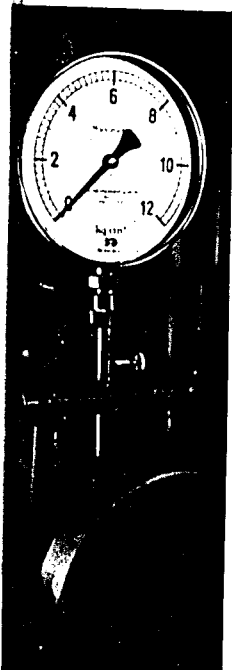
Prüfen der Einstellschraube

Bild 4



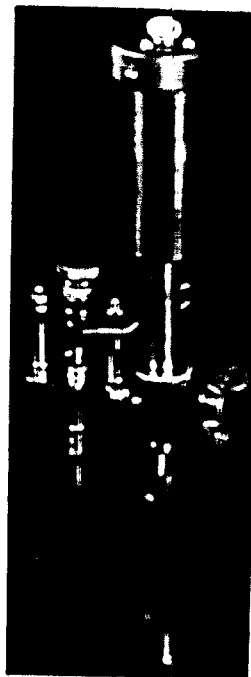
Prüfen des Kontaktabstandes

Bild 6



Verdichtungsprüfer

Bild 7



Steuerungsprüfer

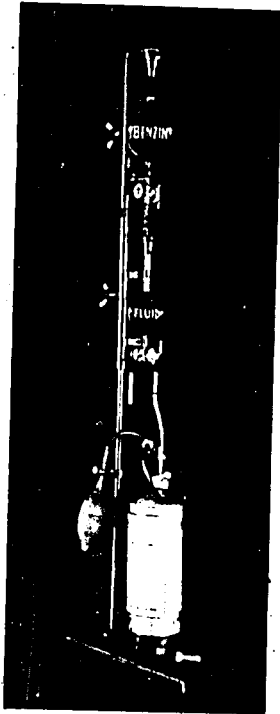
Prüfeinrichtungen
zum J.G. Prüfmotor
(Vergl. Blatt 7)

Bild 1



Für Bleilösung
Geeicht für $\frac{100}{100} + 1 + 3$ ccm

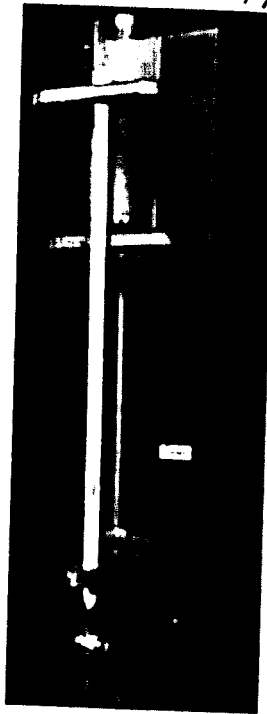
Bild 3



Zum Ansetzen der Bleilösung
Geeicht für 208 und 92 ccm

Bild 2

791



Für Eichstoffe
Geeicht für 200 ccm

Vorschrift zum Ansetzen einer Bleilösung für Meßzwecke
(Sicherheitsvorschriften beachten!)

Man mische:

208 ccm Benzin oder Benzol (Densität?)
+ 92 ccm Ethyl-Fluid „I-T-Blow“
300 ccm Bleilösung

Anwendung:

Die Probemenge Benzin beträgt
stets 200 ccm.
1 ccm Bleilösung + 200 ccm Benzin
ergibt in dieser Mischung einen Blei-
gehalt von 0,10 % = 1 ccm/Liter.

Meßbüretten
zum J.G. Prüfmotor

Klopfwertbestimmung vom: 30.11.37. Probe Vergleichsbz 2.6
 Maschine J. G. 35 Methode Res. Oktanzahl 77.3

Umdr./min. 600 Kühlt. °C 100 Verdichtungsverh. 3,4 Lufttemp. °C 22°
 Vorzündung 22° Gemischtemp. °C / Luftdruck mmHg 747 Luftfeucht. % 62

Flüssigkeit- Marke	Probe Mischkoll. Nr.					Vergleichsmischung I Mischkoll. Nr.					Vergleichsmischung II Mischkoll. Nr.				
		58	59	60	61	60	59	60	61	62	61				
Klopfwert- Ablesung	44	48	49	43	48	45	46	47	44	48					
Klopfmaximum bei Marke	60					61									
	Ablesung										Mittelwert	Bemerkung			
Vergleichs- mischung	78 Oktan + 22 Heptan					46	44	45	45	45	Kautschuk				
Probe						47	49	48	48	48	Zinnblei				
Vergleichs- mischung	76 Oktan + 24 Heptan					54	54	54	54	54	Zinnblei				

Untersucht durch: Menges Probe = 77.3 Oktan + 22,7 Heptan

Klopfwertbestimmung vom: 2.12.37. Probe Vergleichsbz 2.6
 Maschine J. G. 35 Methode Motor Oktanzahl 73.7

Umdr./min. 900 Kühlt. °C 150 Verdichtungsverh. 6.05 Lufttemp. °C /
 Vorzündung 22° Gemischtemp. °C 150 Luftdruck mmHg / Luftfeucht. % /

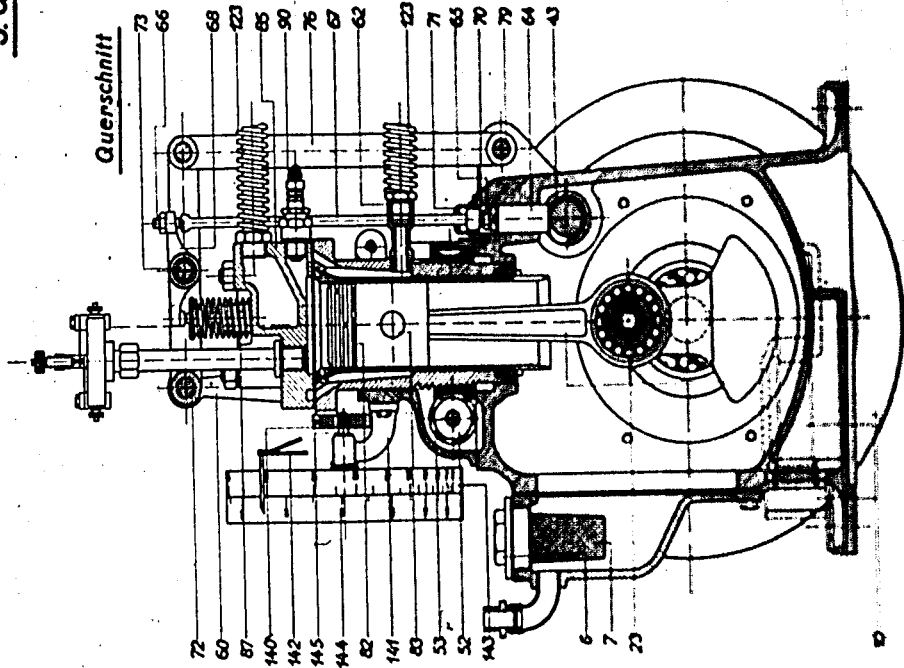
Flüssigkeit- Marke	Probe Mischkoll. Nr.						Vergleichsmischung I Mischkoll. Nr.						Vergleichsmischung II Mischkoll. Nr.					
		40	41	42	43	44	42	47	48	49	50	48	47	48	49	50	49	
Klopfwert- Ablesung	34	37	42	40	38	43	57	60	58	56	59	38	37	40	36	39		
Klopfmaximum bei Marke	42						48						49					
	Ablesung												Mittelwert	Bemerkung				
Vergleichs- mischung	60 B0 + 40 Bi						38	37	39	38	38							
Probe							40	44	40	40	40							
Vergleichs- mischung	58 B0 + 42 Bi						58	58	57	58	58							

Untersucht durch: Menges Probe = 59.8 Genol

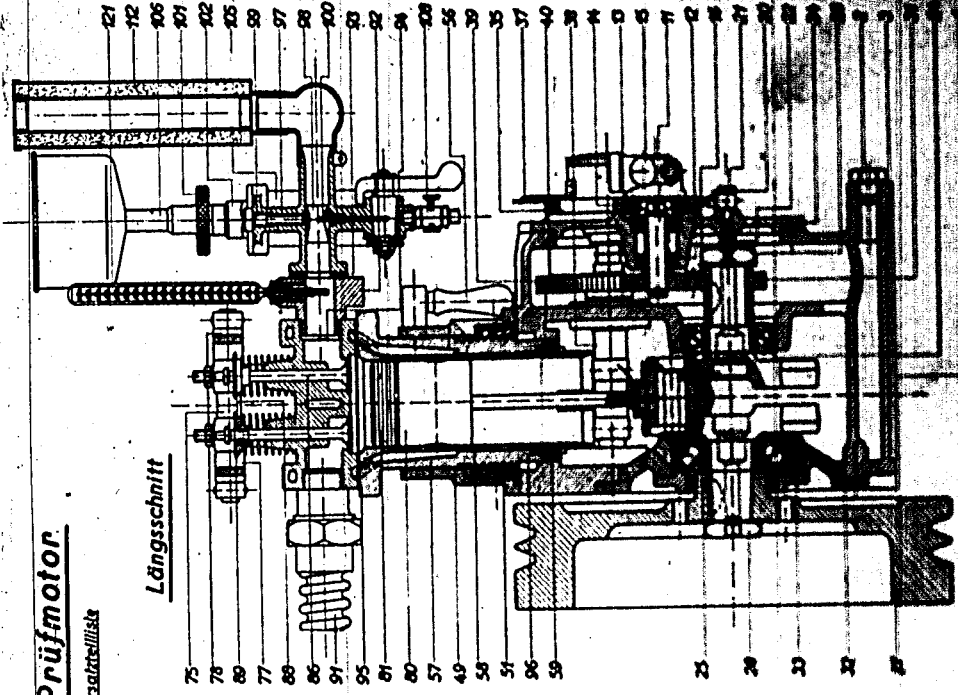
J.G. Prüfmotor

Ersatzteilliste

Querschnitt

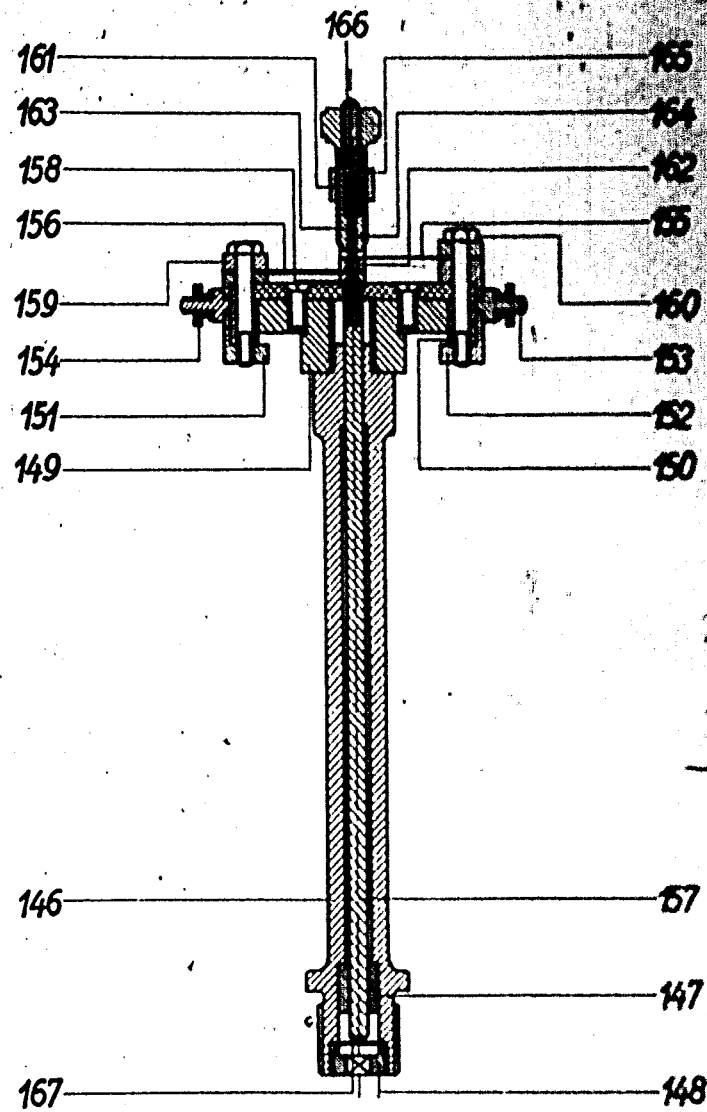


Längsschnitt



Gilt nur für Springstiftapparate mit Blattfederkontakten

Ersatzteilliste



Handwritten notes:
mm
mm
mm
mm

Springstiftapparat

zum J.G. Prüfmeter



I. G. Prüfdiesel
Betriebsvorschrift

FILM

Der I.G.-Prüfstand

für die Prüfung der Zündleistungen von Dieselmotoren

Betriebsvorschrift.

Ausgabe 1940

I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft Ludwigshafen/Rhein
Technischer Prüfstand Oppau

SAFETY

Der L.G.-Prüfdiesel
für die Prüfung der Zündigenschaften von Dieselmotoren.

Betriebsvorschrift.

Inhaltsverzeichnis

1. Beschreibung	Seite 1
2. Aufstellen	" 3
3. Technische Daten	" 6
4. Betriebsbedingungen	" 7
5. Cetanzahlbestimmung	" 8
6. Instandhaltung	" 12
7. Anschriftenverzeichnis	" 13

Blatt 1: Lichtbild des Prüfdiesels

- " 2: Längs- und Querschnitt
- " 3: Zylinderkopf und Verbrennungsraum
- " 4: Seitenablenkung
- " 5: Schaltschema
- " 6: Umschaltbahn für die Treibstoffbehälter
- " 7: Fundament
- " 8: Einstellmarkierung
- " 9: Eichkurve
- " 10: Untersuchungsprotokoll.

Ausgabe 1940.

Der I.C.-Prüfdiesel

für die Prüfung der Zündigenschaften von Dieselkraftstoffen.

I. Beschreibung

Der I.C.-Prüfdiesel (Blatt 1) dient zur Bestimmung der Zünd- und Verbrennungseigenschaften der Dieselkraftstoffe, ausgedrückt in Cetanzahlen. Er verwendet zur Messung das Zündversug-Verfahren und arbeitet mit veränderlicher Verdichtung und direkter Einspritzung. In Deutschland, wie in den übrigen Ländern, gibt es heute noch kein allgemein anerkanntes Verfahren zur Untersuchung der Verbrennungseigenschaften der Dieselkraftstoffe. Doch setzt sich allmählich das Zündversug-Verfahren^{x)} mehr und mehr durch, da es besser wiederholbare Werte liefert und sich mehr den motorischen Verhältnissen anpasst.

Die gesamte Anordnung des I.C.-Prüfdiesels besteht aus der Dieselmotorschne, dem Bremsdynamo und der Messeinrichtung. Dazu kommt noch die Schalttafel. Die ganze Anlage ist auf gemeinsamer Grundplatte aufgebaut.

Der Dieselmotor (Blatt 2 und 3) ist eine kleine, stehende Einzylindermotorschne mit 1 Ltr. Hubraum. Durch Drehen des seitwärts angebrachten Handrades wird der Zylinder mitsamt dem Zylinderkopf verschoben und damit das Verdichtungsverhältnis in den Grenzen von etwa 7:1 bis etwa 25:1 geändert. Den jeweiligen Stand der Verdichtung zeigt eine Skala an der Handradstelle an. Zum Festklemmen des Zylinders nach jeder Änderung der Verdichtung dient eine als Handrad ausgebildete Gegenmutter am Zylinderkopf.

^{x)} Baxley and Rendel, Report of the Volunteer Group of Diesel Fuel Research, SAE-Journal, Januar 1938.

Hetsel, The Development of Diesel Fuel Testing.

Kessler, Vergleichende Eignungsprüfungen von Kraftstoffen durch motorische und laboratorienmäßige Prüfverfahren, Öl und Kohle 1938/14, 17, S.341.

Wilke, Prüfmotoren zur Klopfwertbestimmung, S.d.VDI 1936, S.1199.

Vergleichende Cetanzahlmessungen, ATZ 1940, S.377.

Die Düse für die Kraftstoffinspritzung ist seitwärts am Zylinderkopf eingebaut und spritzt den Kraftstoff unter einem flachen Winkel direkt in den Zylinder ein. Der Verbrennungsraum ist eine halbkugelig ausgebildete Mulde am Kolbenboden. Wegen der kleinen Durchbrennweite erfolgt hierbei die Verbrennung schlagartig, was für die genaue Messung des Endverbruchs von größter Wichtigkeit ist.

Der Zylinderkopf ist abnehmbar und trägt die von Stoßstangen und Klappenhebels angetriebenen Ventile. Die Zylinderlaufbohle aus Grauguss ist mit einem besonderen Kühlwassermantel umgeben. Der Kolben aus Leichtmetall besitzt vier Dichtungsringe. Die Maschine hat Verdampfungsabkühlung, wobei der Wasserrundlauf durch Thermosyphonwirkung selbsttätig erfolgt und die entstehenden Dämpfe durch eine (besondere) Kühlschlange in einen Kondensator niedergeschlagen werden. Eine Kolbenpumpe besorgt die Schmierung. Die Pleuelwelle läuft in einem Rollen- und einem Kugellager. Das Pleuel hat Lagerschalen mit Weismetallausguss.

Die Maschine kann auch mit Vorkammer laufen. In Zylinderkopf ist eine Bohrung für die NEM-Vorkammer angebracht, die bei den normalen Treibstoffprüfungen abgeblendet ist.

Die Belastung des Dieselmotors erfolgt durch einen spritzwassergekühlten Drehstrom-Kursschlussläufer mit praktisch konstant bleibender Drehzahl von 1000 U/Min., lieferbar für verschiedene Netzspannungen von 110 bis 300 Volt. Der Dieselmotor kann auch durch eine Gleichstrom-Pendelmaschine, die wahlweise für 110 oder 220 Volt geliefert wird, belastet werden. Mit beiden Maschinen kann die Dieselmachine angelassen werden. Steht zur Wechselstrom zur Verfügung und wird auf Leistungsmessung mit der Gleichstrompendelmaschine Wert gelegt, so wird der I.G.-Prüfdiesel in Sonderausführung mit einem 110 Volt Gleichrichter ausgerüstet. Das Starten des Dieselmotors erfolgt dann durch Bosch-Injektor.

Die Messeinrichtung für den I.C.-Prüfdiesel besteht im wesentlichen aus dem piezo-elektrischen Indikator und dem Einspritzdüsen-Kontaktgeber. Der piezo-elektrische Indikator hat gegenüber mechanischen Indikatoren den Vorteil, dass er praktisch trägheitsfrei arbeitet, die verwendete Druckdose nahe an den Verbrennungsraum gebaut werden kann und sich die Seitenablenkung für das Diagramm einfacher ausführen lässt. Die Druckdose mit 16 mm Stabgewinde und 35 mm grösstem Durchmesser wird in den Zylinderkopf eingeschraubt. Das Seitenablenkgerät, das auf Blatt 4 schematisch mit den Diagrammen dargestellt ist, wird an der Pumpenseite starr mit der Kurbelwelle gekuppelt. Es besteht im wesentlichen aus einem Wasserring als elektrischen Widerstand, der mit der Maschine rotiert. Ein Fühlstift greift die Ablenkspannung ab. Sind die Elektroden um 180° Kw. versetzt, so erhält man die normalen, versetzten Diagramme. Versetzt man die Elektroden unter einem Winkel von 45° Kw., so erhält man ein Diagramm, in dem die Vorgänge bei der Verbrennung wesentlich weiter auseinander gezogen sind. Das Diagramm ist auf dem Schirm der Braun'schen Röhre als stehendes Bild sichtbar, und es lassen sich hieraus unmittelbar der Zündverzögerung, der Spitzendruck und der Druckanstieg ablesen.

Zur Einstellung des Zündverzögerungs auf die für alle Messungen konstante Grösse von 18° Kw. werden zwei Marken in das Diagramm eingestrichelt. Hierfür sind auf dem Seitenablenkgerät zwei um 18° Kw. versetzte geerdete Kontakte angebracht, über die eine mit dem Piezo-Indikator verbundene Blattfeder schleift. Bei Kontaktgabe entsteht im Diagramm jeweils ein Zacken (unteres Bild Blatt 5), der 20° Kw. bzw. 2^{00} Kw. v.o.T. liegen soll (vgl. 3.9).

Weiterhin gehört zur Messeinrichtung ein Einspritzdüsen-Kontaktgeber. Dieser hat die Aufgabe, den Einspritzbeginn der Düse im Druckverlaufdiagramm sichtbar zu machen. Die hierfür angewandte Schaltung geht aus Blatt 6 hervor.

Beim Einspritzen der Düse wird der Kontakt geöffnet und dadurch die Diagrammlinie etwas nach abwärts verschoben. Über einem Schalter kann der Kontaktgeber noch mit einem am Schwungrad befestigten Glühlämpchen verbunden werden, das beim Einspritzen der Düse aufleuchtet. Dadurch ist es möglich, den absoluten Wert des Einspritzbeginnes direkt in Kurbelgrad an der Schwungradnabe abzulesen. Die Spannung für das Glühlämpchen wird dem piezo-elektrischen Indikator oder einer 120-Volt-Batterie entnommen.

Der Spritzversteller von Bosch ermöglicht eine Verstellung des Einspritzbeginnes um 18° Kw. Für die Feineinstellung der Fördermenge der Hochpumpe dient eine Mikrometerschraube. Zur Untersuchung der Treibstoffe sind drei Messgefäße vorhanden, die durch einen Umschaltahn mit der Pumpe verbunden werden. Zwei dieser Gefäße (Nr. 1 und 2) haben Messmarken für 50 ccm. Das dritte Messgefäß mit etwa $\frac{3}{4}$ Ltr. Inhalt enthält genügend Treibstoff zum Einlaufenlassen des Dieselmotors (s. Blatt 7). Düsenhalter und Pumpe haben Ablassleitungen, um den überschüssigen Treibstoff aus Pumpe und Pumpenleitung zu entfernen und gut durchspülen zu können.

Die Schalttafel enthält neben den Schaltgeräten zur elektrischen Leistungsmessung bei Verwendung von Drehstrom ein Kilowattmeter und bei Verwendung von Gleichstrom ein Amperemeter und ein Voltmeter. An der Schalttafel sind zwei Kellogg-Schalter angebracht, um den Einspritzbeginn der Einspritzdüse wahlweise auf dem Schwungrad oder auf dem Leuchtschirm der Braun'schen Röhre sichtbar zu machen. Vor die Schalttafel ist ein Schreibvolt mit Schraubfach eingebaut.

Der Motor ist auch für Versuche mit Vergaserkraftstoffen geeignet, insbesondere können wegen seiner kräftigen Bauweise Überladerversuche an ihm durchgeführt werden.

II. Aufstellen.

Das auf einer gemeinsamen Grundplatte aufgebente Gerät wird durch 10 mitgelieferte Ankerschrauben auf dem Fundament (s. Blatt 6) befestigt. Für das Gerät sind folgende Anschlüsse vorzusehen:

- 1 Auspuffleitung mit Auspufftopf. Lichte Weite der Leitung $1\frac{1}{2}$ "
Innerhalb der Leitung höchstens 3 Krümmen.
- 1 Zuleitung für die Kondensator Kühlung. Lichte Weite $1\frac{1}{8}$ "
- 1 Rückleitung für die Kondensator Kühlung. Lichte Weite $\frac{1}{2}$ "
- 1 Stromzuführung für die Bremsdynamo.
- 1 Zuführung mit 220 Volt Wechselstrom für den piezo-elektrischen Indikator.

Erwünscht ist die Zuführung einer Druckluftleitung zum Saubertreiben des Seitenablenkgerätes des piezo-elektrischen Indikators von Feuchtigkeit.

Platzbedarf des I.O.-Prüfdiesels: Länge rd. 1,4-1,8 m
Breite rd. 1,0 m
Höhe rd. 2,0 m.

Am zweckmäßigsten wird der Prüfdiesel im Erd- oder Kellergeschoss auf einem erschütterungsfesten Fundamentsockel und allein in einem Raum von möglichst gleichbleibender Temperatur aufgestellt. Es ist eine Bodenfläche von etwa 5 m Länge und 4 m Breite notwendig.

Zur weiteren Ausrüstung des Prüfdiesels gehört

- 1 Abstellisch,
- 2 Sitze Messbüretten,
- 1 Mischgefäß mit Rührer,
- 1 Thermometer,
- 1 Schrank für Werkzeuge, Ersatzteile usw.
- 1 Feuerlöscher.

Der piezo-elektrische Indikator wird zweckmäßig an der Wand oder auf einem gut gefederten Wägelchen aufgebaut.

III. Technische Daten.

Bohrung 95 mm ϕ Verdichtungsverhältnis von 25:1 bis 7:1
Hub 150 mm Direkte Einspritzung
Hubraum 1063 ccm Kolbenspiel mindestens 0,2 mm.
Schwungrad Durchmesser: 520 mm, Umfang 1634 mm.
1 Kurbelgrad = 4,5 mm am Schwungrad.

Einlassventil:

Ventilspiel kalt 0,2 mm
Öffnet $1/2^\circ$ v.o.T.
schließt 45° n.o.T.

Einspritzpumpe

Einspritzdüsenhalter

Einspritzdüse

Spritzversteller

Ölleitung - von Behälter zur Pumpe

Ölleitung - von Pumpe zur Düse

Gewicht: Dieselmachine

Grundplatte mit Messtafel

Elektrischer Teil (Motor)

Anlassventil:

Ventilspiel kalt 0,3 mm
Öffnet 45° v.o.T.
schließt $10 1/2^\circ$ n.o.T.

Bosch PE 1 B 50 C 100 H 274

Bosch EF 81 93/43

Bosch BL 08 103

Bosch EH V 7/1 E

10 mm Außen- ϕ , 7 mm Innen- ϕ

6 mm Außen- ϕ , 1,5 mm Innen- ϕ
ca. 700 mm Länge.

etwa 400 kg

250 kg

200-300 kg, je nach Motorart.

Bei Verwendung der Vorkammer:

Leistung	5 PS	6 PS	7 PS	8 PS	10 PS
Drehzahl	800	950	1100	1200	1500

Drehstrom-Kursschlussläufer für 5,2 Kw. und etwa 1000 U/Min. mit grossem
Einschaltmoment
oder

Gleichstrombremsdynamo 5,5 Kw. bei n = 1500 U/Min.
8 Kw. bei n = 2200 U/Min.

IV. Betriebsbedingungen.

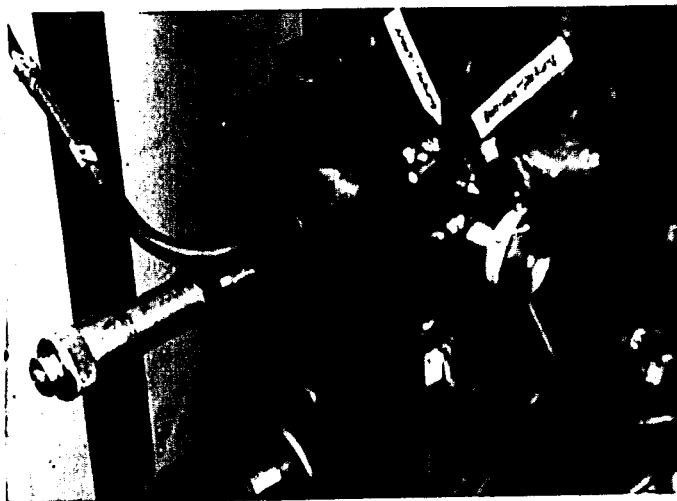
- 1.) **Drehzahl:** Bei Gleichstrom-Pendelanlage 1000 U/Min. und 900 U/Min. Bei Drehstrom-Kurrschlussläufer stellt sich die Drehzahl von selbst auf einen konstanten Wert um 1000 U/Min.ein.
- 2.) **Kühlmenge und Kühltemperatur:** Auffüllen von Wasser, bis im warmen Zustand rote Marke erreicht ist; Füllung ca. 2 Ltr. Kühltemperatur 100°W.
- 3.) **Antrittstemperatur des Kondensator-Kühlwassers:** etwa 30°C.
- 4.) **Einspritzbeginn** 20° v.o.F.
- 5.) **Verbrauch:** 50 ccn Kraftstoff in 3 Minuten.
- 6.) **Pumpendruck:** 200 atü.
- 7.) **Schmierölsorte:** Viskosität etwa 10² bei 50°C.
- 8.) **Schmierölmenge:** Bis Marke am Peilstab ca. 4 Ltr.
- 9.) **Einspritzeinstellung des Düsenkontaktgebers:** Die Blattfeder des Düsenkontaktgebers wird mittels Einstellschraube bei warmer Maschine so eingestellt, dass sie die Kontaktstelle an festem Arm gerade berührt.
- 10.) **Pieso-elektrischer Indikator:** Der Indikator muss erschütterungsfrei aufgestellt sein. Das Indikatorgramm soll bei etwa 10 mm Länge nicht niedriger sein als 40 mm. Einspritzbeginn und Zündbeginn müssen sich scharf von der Kompressionslinie abheben.
- 11.) **Seitenablenkgerät:** Das Seitenablenkgerät ist soweit mit destilliertem Wasser zu füllen, etwa 15-20 ccn, dass an der Braun'schen Röhre gerade ein geschlossenes Diagramm erscheint. Bei zu starkem Wasserring wird das Diagramm zu kurz und der piezo-elektrische Indikator überlastet. Es ist darauf zu achten, dass kein Wasser verspritzt wird, da sonst Störungen im Diagramm auftreten. Fühlstift nach unten stellen. An dem Drehknopf in der Mittelachse des Ablenkgerätes ist der Fühlstift so einzustellen, dass in 45°-Kv.-Diagramm bei etwa 100 mm Länge die Einspritzmarke etwa 15 mm vom Rand des Diagrammes entfernt ist.
- 12.) **Kontrolle der 16° Kv.-Markierung:** Man stellt das Schwungrad auf 20° v.o.F. und verdreht das Ablenkgerät so, dass die Blattfeder den ersten Erdungskontakt gerade berührt. Die Berührung des zweiten Kontaktes erfolgt dann 2° v.o.F.

V. Cetanzahlbestimmung.

Die zu untersuchenden Treibstoffe und die Vergleichsmischungen aus Cetan und α -Methylnaphthalin werden mit gleicher Zündverzögerung in der Maschine gefahren. Es wird solange die Verdichtung geändert, bis der Zündverzögerung den Festwert von 18° Kw. erreicht. Die Verdichtungsstellung wird abgelesen und aus einer Richkurve die Cetanzahl bestimmt.

Anlassen:

Die Dieselmachine wird auf eine Verdichtung von etwa 19:1 eingestellt und ein gutes Gasöl in den grösseren Treibstoffbehälter III eingefüllt. Der Handhebel an der Pumpenseite des Motors wird nach links umgelegt und der Elektromotor eingeschaltet. Bei einer Drehzahl von 400 U/Min. rückt man den Hebel in



die Betriebsstellung nach rechts, schaltet mittels der Mikrometerschraube die Treibstoffpumpe ein und bringt damit den Dieselmotor zum Anspringen. Der Drehstrommotor belastet den Dieselmotor, sobald er die synchrone Drehzahl erreicht hat, selbsttätig und wirkt dann als Generator.

Hat man einen Gleichstrommotor, so muss der Umschaltknopf von der "Anfahr"- auf "Belastungs"-Stellung umgeschaltet werden. Durch Ändern der Erregung mittels des Widerstandes ändert man die Belastung so, dass die Drehzahl stets konstant bleibt. Nach etwa einer Stunde hat der Prüfling den Normalzustand erreicht.

Abstellen

Die Treibstoffpumpe wird durch Ausklicken der Mikrometerschraube ausgeschaltet. Jetzt wird auch der elektrische Schalter auf "Aus" gestellt, wodurch das Prüfgerät ausser Betrieb gesetzt wird. Es empfiehlt sich, vor dem Abstellen die Maschine noch einige Minuten mit gutem Gasöl - auf Behälter III wieder zurückschalten - laufen zu lassen.

Treibstoffuntersuchung.

Die zu untersuchenden Treibstoffproben werden ebenso wie die Eichstoffe in der betriebswarmen, in einwandfreien Zustand sich befindenden Maschine folgendermassen geprüft:

Die Probe Treibstoff oder der Eichstoff wird in die Glasbehälter I oder II eingefüllt, und es werden zunächst damit die Treibstoffpumpe und die Leitungen gut durchgespült, damit die letzten Reste von vorher gefahrenem Treibstoff beseitigt werden. Das Entlüftungsventil am Düsenhalter wird geöffnet, um etwa eingedrungene Luft zu entfernen. Zur Einstellung auf den konstanten Zündverzögerung von 16° Kw. wird nun zuerst die dem Einspritzbeginn entsprechende Markierung im Diagramm auf den Beginn des ersten Zackens (20° v.o.T.) eingestellt. Dies wird durch Verändern der Pumpenstellung erreicht. Sodann ist die Verdichtungsstärke solange zu verändern, bis der durch die Zündung hervorgerufene Druckanstieg gerade bei Beginn des zweiten Zackens (2° Kw. v.o.T.) erscheint. Der Zündverzögerung beträgt dann genau 16° Kw. Blatt 6 zeigt für den Einfachstrahl-Oszillographen an Hand einiger Lichtbildaufnahmen nochmals den Gang der Einstellung.

Die Treibstoffmenge wird nachgeprüft, wobei in drei Minuten die Regel des Treibstoffgefässes mit 50 ccm Inhalt zwischen den zwei Messungen laufen soll. Nach fünf bis zehn Minuten Einlaufzeit liest man die Verdichtung ab. Um ein etwa vorhandenes Spiel auszuschalten, müssen die letzten Kartendrehungen immer gegen den Uhrzeigersinn vorgenommen werden. Man kann nun mit der Prüfung des nächsten Treibstoffes, den man zweckmäßigerweise bereits in das andere Glasgefäss eingefüllt hat, beginnen.

Auswertung und Genauigkeit der Messergebnisse:

Hat man einen oder nur wenige Treibstoffe zu prüfen, so schliesst man den Probtreibstoff mit zwei Vergleichsmischungen ein. Aus den bekannten Cetanzahlen dieser Mischungen errechnet sich durch Interpolation die Cetanzahl der Probe. Für die Untersuchung einer grösseren Zahl von Proben stellt man zweckmässig die Eichkurve, Cetanzahl in Abhängigkeit von der Verdichtungsstellung, auf. Die Eichkurve, die für den normalen Diesellobereich mit praktisch ausreichender Genauigkeit eine Gerade ist, muss sorgfältig aufgestellt werden. Für die laufenden Untersuchungen (s. Blatt 9) genügt es in den meisten Fällen, wenn man für zwei Mischungen, z.B.

20 Cetan + 80 α -Methyl-Naphthalin,
60 " + 40 "

die Verdichtungsstellung bestimmt. Die Eichkurve, die sich bis zu 3 C.S. verschieben kann, behält ihre Richtung stets bei. Sie soll zu Anfang und am Ende der Messungen gefahren werden. Zwischendurch, nach je 4 Proben, sollte ein Punkt der Eichkurve wiederholt werden. Es wird dadurch erkannt, ob sich etwa unbemerkt die Maschine während der Untersuchungsdauer verändert hat. Anlass zu solchen Änderungen können schlecht gereinigte oder leicht kokende Treibstoffe sein, welche die Treibstoffdüse zusetzen. Es tritt dann eine andere Strahlcharakteristik der Einspritzdüse ein, wodurch sich auch der Zusammenhang ändern kann. Sind die Veränderungen nur gering, etwa 2 Skalenstriche, so kann nach Berichtigung der Eichkurve weitergeprüft werden. Sind jedoch beim gleichen

Treibstoff grössere Unterschiede aufgetreten, so ist die Maschine, insbesondere die Einspritzdüse, nachzusehen und die Messung zu wiederholen.

Eine Verschiebung der Richkurve kann schon eintreten, wenn der Prüfmotor nur auf kurze Zeit, z.B. $\frac{1}{2}$ Stunde, abgestellt wird. Die Cetanzahl wird auf die nächste halbe Zahl abgelesen. Ein Untersuchungsbeispiel ist auf Blatt 10 angegeben.

Entsprechend dem Aufbau der Cetanzkala kommt einer Cetanzahl im unteren Messbereich eine grössere Bedeutung zu als im oberen Messbereich. Die Cetanzahlen können im mittleren Messbereich bis herunter zur Cetanzahl 20 auf $\frac{1}{2}$ Cetanzahl genau bestimmt werden, im übrigen Bereich auf etwa 1 Cetanzahl genau. Die untere Grenze des Messbereiches liegt beim Prüfdiesel bei der Cetanzahl von etwa 0. Es können daher auch die in stationären Dieselanlagen verwendeten Treibstoffe, z.B. Teeröle noch untersucht werden.

Schlechtsündende Kraftstoffe können jedoch auch in Mischungen untersucht werden. Man mischt hierbei den zu untersuchenden Treibstoff zu einem guten Dieselöl bekannter Cetanzahl und errechnet aus dem für die Mischung gemessenen Wert die Cetanzahl der Probe.

Beispiel: Treibstoff A (Cetanzahl unbekannt,
Treibstoff B (Gasöl) Cetanzahl 54.

Mischung: 50 Vol.% Treibstoff A } hierfür bestimmte Cetanzahl 25.
50 Vol.% " B }
50 % A + 50 % B = 25
50 % A + 50 % 54 = 25
50 % A = 25 - 50 % 54 = 25 - 27 = -2
100 % A = -4.

Die Treibstoffprobe A hat die Cetanzahl -4.

Da sich die Cetanzahl annähernd additiv mit dem Mischungsverhältnis verhält, so kann mit dieser Methode auch von sehr schlecht-ündenden Dieselloilen die Cetanzahl mit einiger Sicherheit angegeben werden. Die unmittelbare Messung gibt jedoch die genaueren Werte.

VI. Instandhaltung.

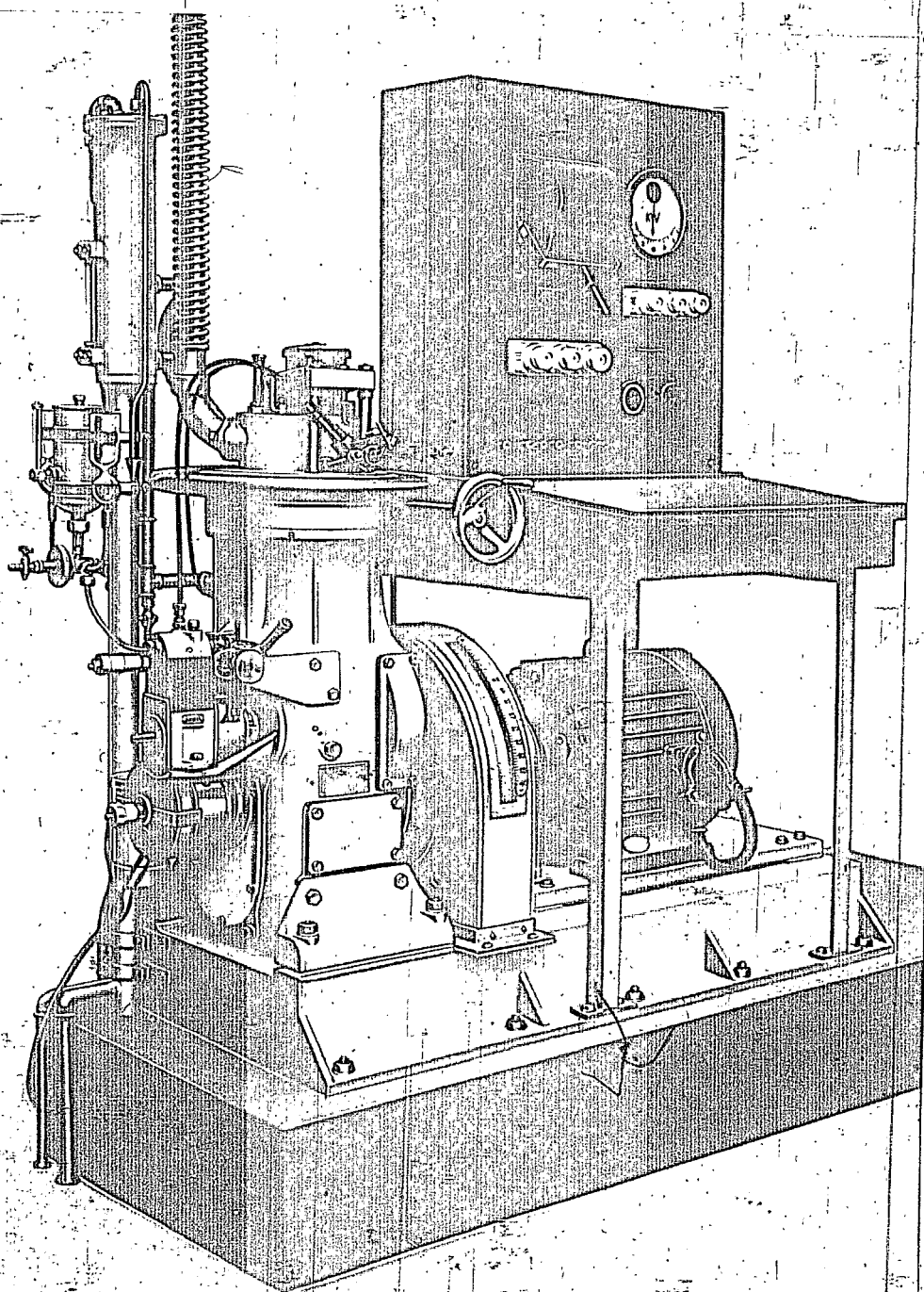
- 1.) Zylinder und Zylinderkopf: Sie sind während der ersten Monate nach der Lieferung öfters abzunehmen, um das Einlaufen des Kolbens beobachten zu können. Nach diesem Zeitpunkt sind sie halbjährlich oder bei sehr starkem Ölverbrauch abzubauen, um die Beweglichkeit der Kolbenringe nachzuprüfen und den Kolben zu reinigen.
- 2.) Ventile: Ausbauen und Nachschleifen, wenn nicht eine ununterbrochene polierte Berührungsflechte auf dem Ventil und dem Nocken erkennbar ist. Nach dem Zusammenbau ist das Spiel der Ventile genau einzustellen.
- 3.) Ventilhebel und -stößel: Schmieren mit Gemisch aus Petroleum und Schmieröl nach jeweils 4 Stunden.
- 4.) Düsen: Ausbauen und vom Ölbleiansatz reinigen. Außerhalb des Zylinders wieder an die Treibstoffleitung anschließen und Treibstoffstrahl auf gute Zerstäubung beobachten. Tropft die Düse nach, so ist sie unbrauchbar.
- 5.) Boschpumpe: Ist nach den Vorschriften der Firma Robert Bosch zu warten. Unterteil des Pumpengehäuses stets bis zur Peilstrichmarke mit Motorenöl füllen.
- 6.) Treibstoffbehälterhahn: Auf Dichthalten nachprüfen. Über Nacht einen Behälter füllen; bei undichten Hahn drückt sich der Treibstoff aus diesem in einen anderen Behälter durch. Der Ablasshahn muss bei dieser Prüfung geschlossen bleiben.
- 7.) Filzfilter in Behälter III: Reinigen durch Auswaschen des Filters in Gasöl.
- 8.) Schmieröl: Die ersten zweimal alle 20 Stunden, später je 100 Betriebsstunden ablassen und Öltrog reinigen.
- 9.) Kühlwasser: Ablassen und die Kühlwasserkanäle im Motor und dem Kondensator gründlich durchspülen.
- 10.) Generator: Nach 3000 Betriebsstunden Lager mit Keislager-Spezialfett nachfüllen, wobei die Füllung nur die Hälfte des Lager-raumes betragen soll.
- 11.) Düsen-Kontakte: Düsen-Kontakt auf Sauberkeit und richtigen Abstand nachsehen.
- 12.) Piezo-elekt. Indikator: Hierfür gelten die Vorschriften der Lieferfirma.
- 13.) Seitenablenkgeräts: Wasserringkanal jede Woche mit Wattebausch und destilliertem Wasser gut reinigen. Nur reines, destilliertes Wasser einfüllen. Seitenablenkgerät gut vor Schmutz und Feuchtigkeit schützen.

VII. Anschriftenverzeichnis.

Der Dieselmotor wird von der Firma Motoren-Werke Mannheim A.G., die elektrische Ausführung von der Firma Hermann Ruf, Mannheim, nach den Angaben des Technischen Prüfstandes Oppau der I.G.Farbenindustrie Aktiengesellschaft, Ludwigshafen/Rhein, gebaut und vertrieben. Für die Ausführung der Geräte übernehmen im Rahmen ihrer Garantiebestimmungen die Firmen die Gewähr. Der I.G.-Prüfdiesel wird vor dem Versand von dem Technischen Prüfstand der I.G.Farbenindustrie auf sein Messverhalten untersucht. Anregungen und Wünsche, welche Messergebnisse sowie die Weiterentwicklung des Gerätes betreffen, sind zu richten an I.G.Farbenindustrie Aktiengesellschaft, Techn.Prüfstand Op., Ludwigshafen/Rhein.

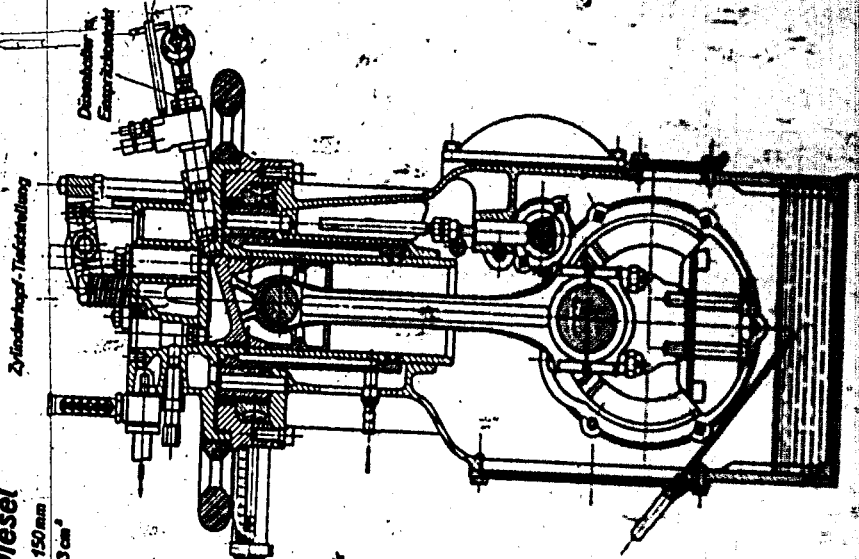
Das zur Cetanzahlbestimmung nötige Cetan wird von der I.G.Farbenindustrie Aktiengesellschaft hergestellt. Die Anschrift bei der Bestellung hierfür lautet: I.G.Farbenindustrie Aktiengesellschaft, Abt.Öle, Berlin NW 7, Unter den Linden 24. Der andere Bezugskraftstoff α -Methylnaphthalin kann von der Verkaufsvereinigung für Teererzeugnisse, Duisburg-Meiderich, geliefert werden.

Für diese teuren Bezugskraftstoffe werden in der praktischen Untersuchung zweckmässig Unterbezugskraftstoffe verwendet. Für Cetan wird von der Firma Ruhrbensin A.G., Oberhausen-Holten, ein Unterbezugskraftstoff ED 2 geliefert. Für das reine α -Methylnaphthalin wird von der Verkaufsvereinigung für Teererzeugnisse, Duisburg-Meiderich, sowie von der Rütgers-Werke A.G., Berlin, als Unterbezugskraftstoff technisches α -Methylnaphthalin geliefert.

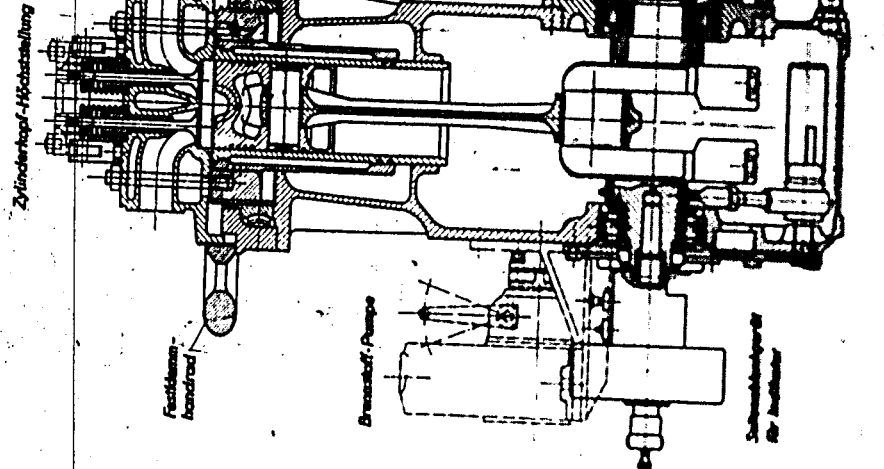


I.G. Prüfdiesel

Techn. Prüfstand
Oppau



I.G. Prüf-Diesel
Bohrung 95mm Hub 150mm
Hubvolumen 1063 cm³



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft
Ludwigshafen a. Rh.

SAFETY FILM