

2. Flüssig- und Gasbetriebe des Dieselmotors

Zusammenfassung der bisherigen Erfahrungen und Versuchsergebnisse

Von Dr.-Ing. habil. R i c h t 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 nachzuregeln; 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 ruhigem 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/^oKW 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. Zweifellos 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 ^oKW 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/^oKW.

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 ^oKW ist gegenüber dem klopfenden Betrieb (a) mit sonst gleichen Bedingungen von 3 auf 1,7 at/^oKW 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 Klopfestigkeit 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 umgebauten 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 umgebaut 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.

Höchstzahl 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.

Höchstzahl 1600 U/min

Originalverdichtungsverhältnis $\epsilon = 1,17$ Umbau auf Generatorgas (Holzkohle)4. Das gleiche FahrzeugUmbau auf Flüssiggas5. Henschel 5 t - Motor Typ G

Bohrung 110 mm, Hub 160 mm, Hubvolumen 9,12 ltr.

Höchstzahl 1500 U/min

Originalverdichtungsverhältnis $\epsilon = 1 : 13,2$ Umbau auf Generatorgasb) Praktische Erfahrungen beim Umbau der MotorenMotoren mit Luftkammer bzw. Luftspeicher

Der MAN-Motor mit Luftkammer mit $\epsilon = 1 : 14$ benötigte keine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses oder sonst am 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 Dieselbetrieb, 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 dem Hauptverbrennungsraum 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 Dieselbetrieb 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 Dieselmotor 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 Dieselmotor. Insbesondere bei Generatorgasbetrieb wurde diese Erscheinung beobachtet. Abb. 5 zeigt eine Vorkammer im Originalzustand (links) und nach erfolgtem 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 Zylinderbüchsen sorgfältig geprüft werden muß, ob durch verschieden großes Herausstehen der Büchse über dem Zylinderblock der Anpressungsdruck für alle Zylinder gleich groß wird; wenn nicht, kann durch Beilagen nachgeholfen werden.

Bei Motoren ohne Zylinderbüchsen 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 Voraussetzungen

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/PSh 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 damals erreichten klopfreien 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 im 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 Zylinderkopfdichtung 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 Dieselpgasbetrieb sowie der Leistungsverlust dargestellt. Während die schwarz ausgezogene Kurve die Radleistung im reinen Dieselbetrieb darstellt, geben die strichpunktierten Linien die Leistung im Dieselpgasbetrieb 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 Dieselmengenmenge, 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.

4. Daimler-Benz OM-79 mit Flüssiggas, Düsen DN 4S1, 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	7,43	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 4S10, 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-Dieselizezustand 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 Dieselbetrieb. Dies entspricht einem Gasölanteil von rund 25 %. Auch bei diesem Motor kann durch Erhöhung des Dieselölanteils die Leistung nicht unbedeutend 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 Güteregelung durch Betätigung der Gasklappe bei Generatorgas bzw. der Gasregelmadel 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 Luftkammer bzw. Luftspeicher sowie die umgebauten Vorkammermotoren zeigen, daß mit verhältnismäßig geringerer Umbauarbeit das Verfahren in kürzester Zeit an einem 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 Düsen 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-

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.

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

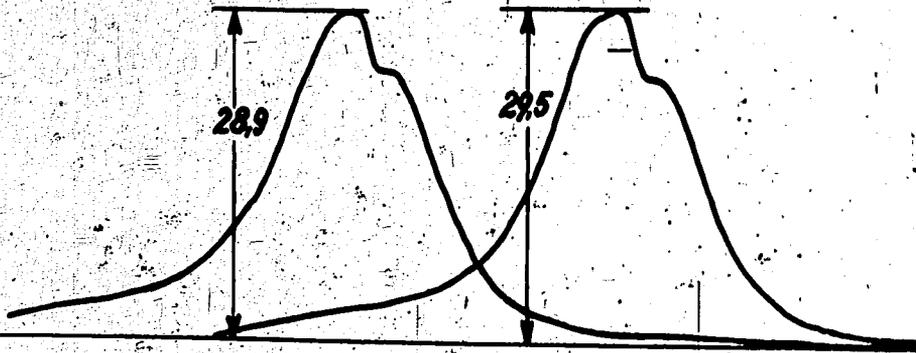


Abb. 1

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

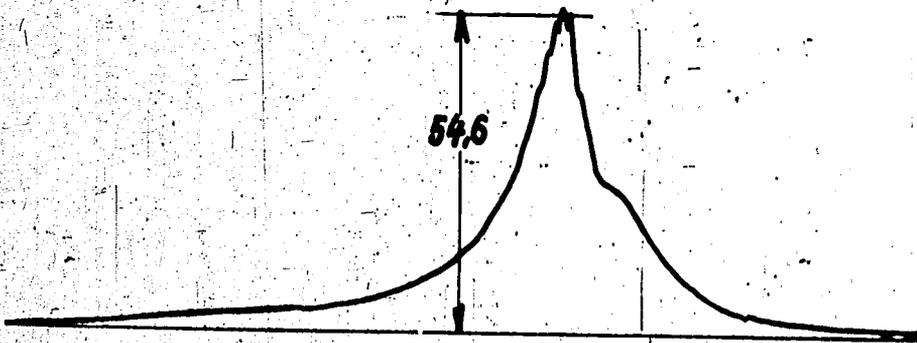


Abb. 2

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

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

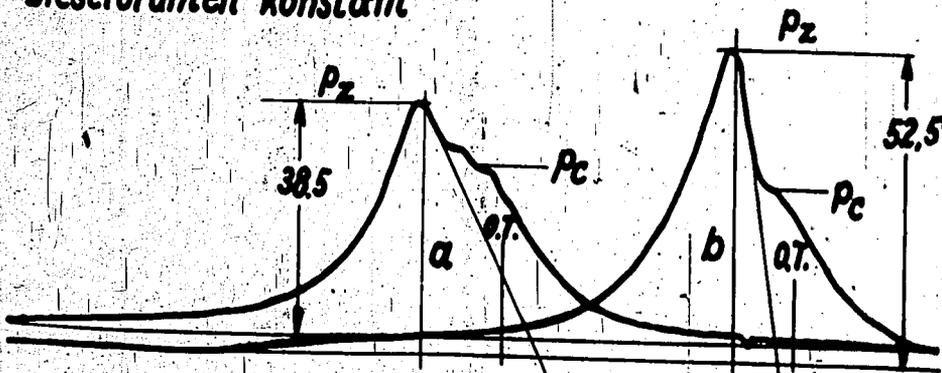


Abb. 3

Druckverlauf in der Luftkammer von Zylinder 6 des MAN-Motors D 0530 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
Dieselölanteil konstant

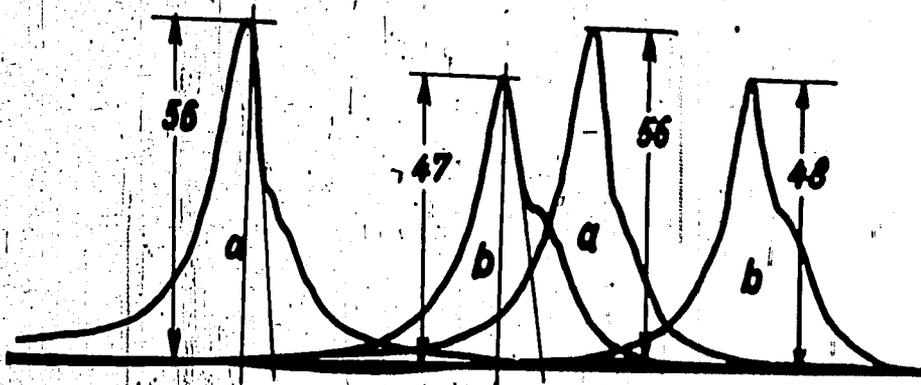


Abb. 4 wie Abb. 3, jedoch bei konstantem Einspritzzeitpunkt mit und ohne Abgaszusatz

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

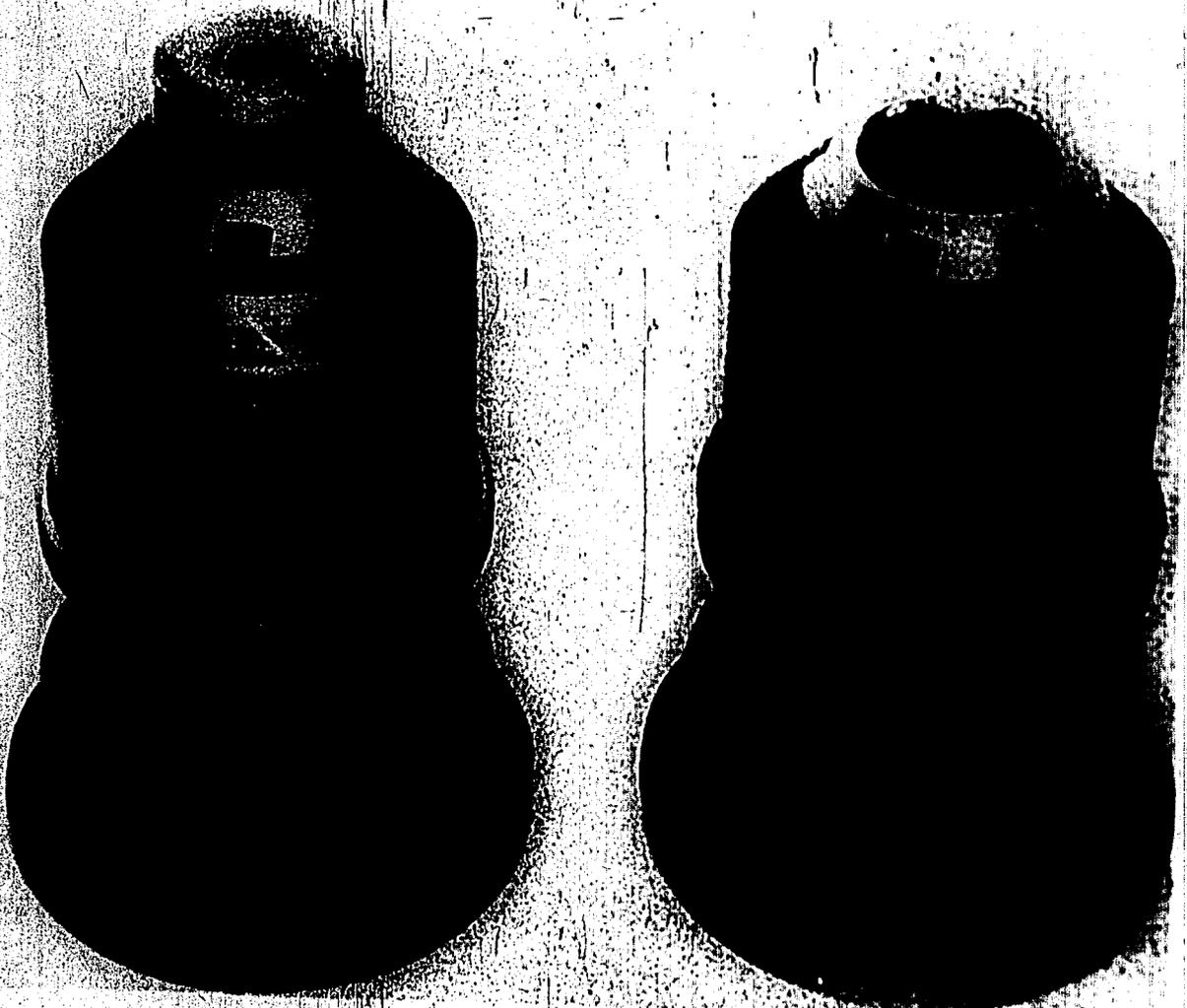


Abb. 5. Vorkammern vom Daimler-Benz OM 79
 rechts - für Dieselgasbetrieb hergerichtet
 links - im Originalzustand

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,

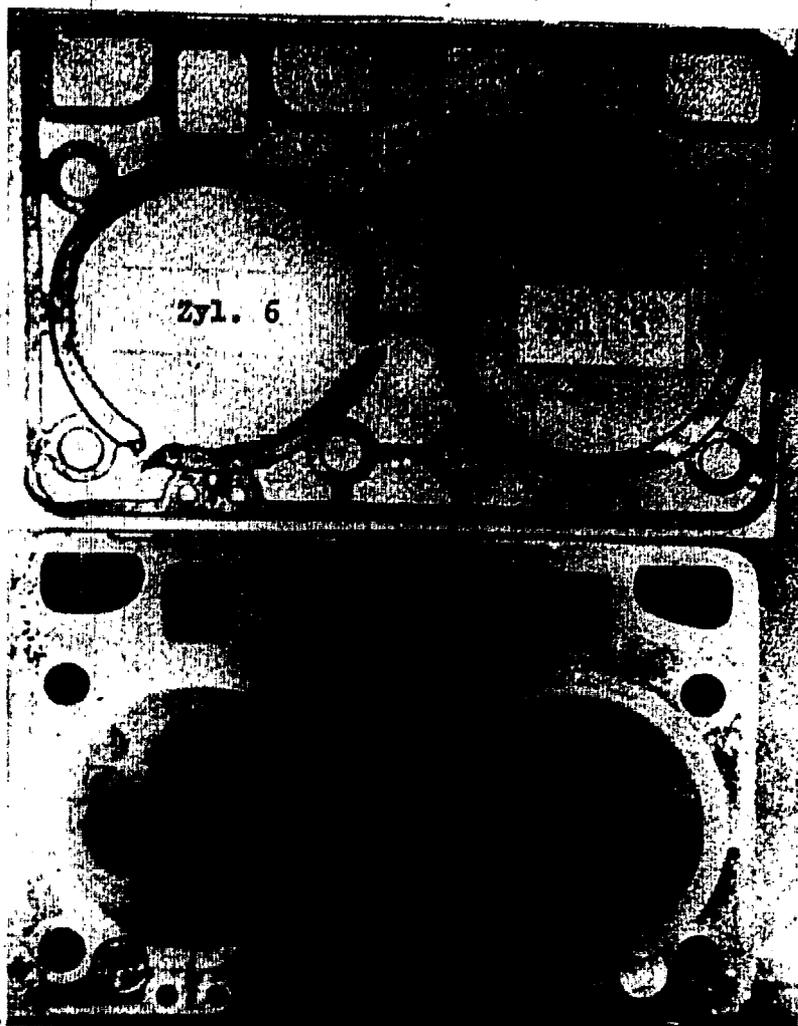
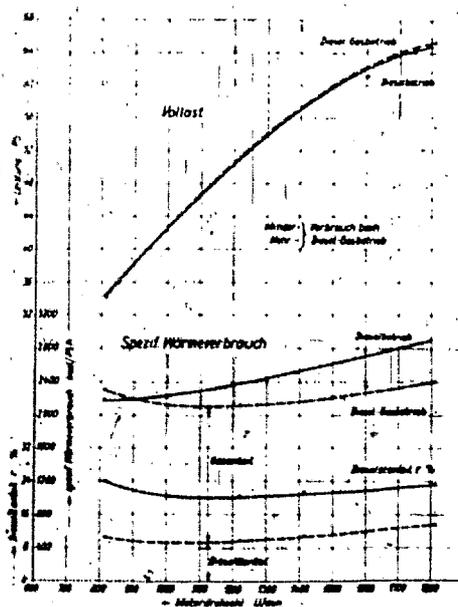


Abb. 7. Leistung, spezif. Wärme-
verbrauch und Dieselölanteil in
Abhängigkeit von der Drehzahl im
Diesel- und Diesel-Gasbetrieb.

Motor: MAN - D 0530

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



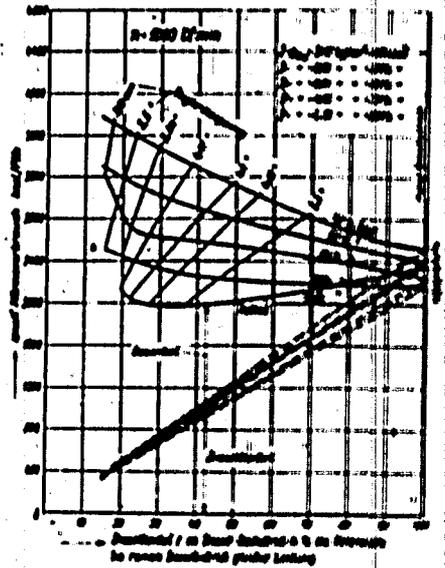
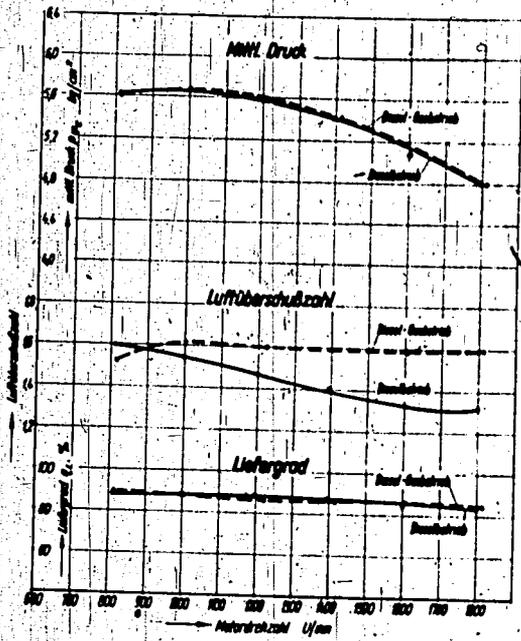


Abb. 8. Mittlerer Druck, Luftüberschusszahl und Liefergrad in Abhängigkeit von der Drehzahl im Diesel und Diesel-Gasbetrieb.

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

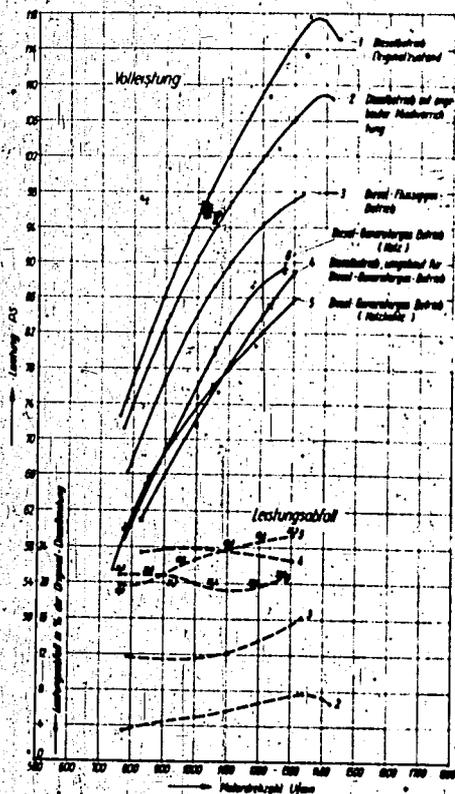


Abb. 10. Volleistung und Leistungsabfall in % bei Diesel-Flüssiggasbetrieb und Diesel-Generatorgasbetrieb in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Motor: Henschel, J, 125 mm ϕ Bohrung, 140 mm Hub, 11,78 l Hubvolumen

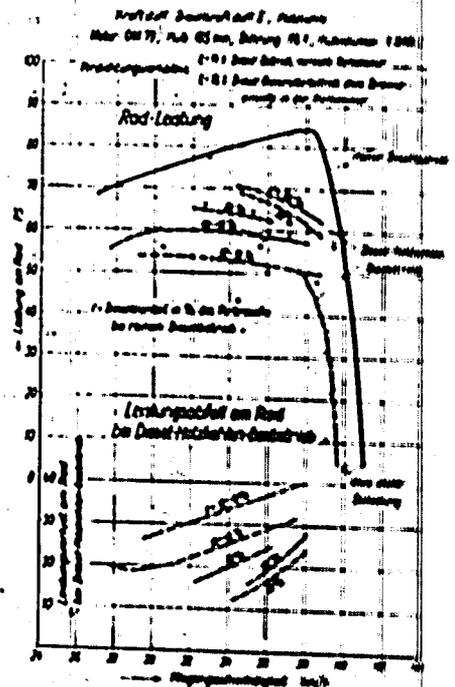


Abb. 11. Radleistung und Leistungsabfall bei Diesel-Generatorgas- gegen reinen Dieselbetrieb auf dem Wagenprüfstand in Abhängigkeit von der Wagengeschwindigkeit (Mercedes Typ, L 5000, Henschel-Generator, Motor M 12)