

M. Seiliger

Kompressorlose Dieselmotoren und Semidieselmotoren

Kompressorlose Dieselmotoren und Semidieselmotoren

Von

M. Seiliger

Ingenieur-Technolog, vorm. Professor an der Polytechnischen
Hochschule St. Petersburg und Chef der Dieselmotorenabteilung
der Maschinenfabrik L. Nobel in St. Petersburg

Mit 340 Abbildungen
und 50 Zahlentafeln im Text



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1929

ISBN 978-3-662-23436-5 ISBN 978-3-662-25489-9 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-25489-9

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1929 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1929.
Reprint of the original edition 1929

Vorwort.

Die vorliegende Arbeit bildet zusammen mit meinen früheren Arbeiten: „Graphische Thermodynamik und Berechnung der Verbrennungsmaschinen und -turbinen“ und „Hochleistungs-Dieselmotoren“ eine Trilogie, die den Zweck verfolgt, die über die Dieselmotoren gesammelten Erfahrungen und Untersuchungen zu einer Theorie zusammenzufassen und die wichtigsten Ausführungsarten und Anwendungsgebiete der Dieselmotoren zu behandeln.

Das erste Buch ist der Thermodynamik der halbidealen Gase und der Theorie des Arbeitsteiles der verschiedenen Arbeitsverfahren in Dieselmotoren gewidmet. Ohne Berücksichtigung der Lufteinführungs- bzw. Brennstoffeinführungsgesetze wurde in üblicher Weise angenommen, daß am Schluß der Verdichtung der Arbeitsladung Wärme in nötiger Menge und nach a priori vorausgesetzter Art zugeführt wird.

Im zweiten Buch ist die Theorie des Vorbereitungsteiles (Lufteinführung), die für die Hochleistungs-Dieselmotoren (Schnellläufer, Zweitaktmotoren, Motoren mit Aufladen) von besonderer Wichtigkeit ist, gegeben; verschiedene moderne Ausführungen der Großdieselmotoren werden dargestellt und die Anwendung der Dieselmotoren für Schiffe und Lokomotiven betrachtet.

Das vorliegende Buch bezieht sich auf die kompressorlosen Diesel- und Semidieselmotoren, die sich von den klassischen Dieselmotoren nur durch die Art der Brennstoffeinführung unterscheiden. Es war deshalb nötig, die Gesetze der Brennstoffeinführung und ihre Wirkung auf den Verbrennungsvorgang und damit auf den ganzen Arbeitsteil des Arbeitsverfahrens gründlich zu untersuchen. Hierbei ergab sich, daß man den Arbeitsteil weder als stationären Vorgang, noch als geschlossenen Kreislauf betrachten kann, daß umgekehrt die Mischung des Brennstoffes mit Luft, die Vorbereitung der Zündung und die Verbrennung zeitlich untersucht und das ganze Arbeitsverfahren als aus verwickelten Zustand- und Mengezustandsänderungen mit und ohne chemische Änderungen (Verbrennung) bestehend betrachtet werden muß.

Dementsprechend wurde in Kapitel 1 und 2 eine neue Theorie der Verbrennungsmotoren gegeben, wobei das Arbeitsverfahren als Funktion des Verbrennungsvorganges, der Zeit und der Kühlung betrachtet ist. Die Gesetze des Verbrennungsvorganges im Ganzen und in seinen Einzelheiten (Brennstoffeinführung, -zerstäubung, Mischung mit Luft und Zündung) sind in Kapitel 3 und 4 im Allgemeinen und in Kapitel 6 in Anwendung auf die verschiedenen kompressorlosen Dieselmotoren (Vorkammer- bzw. Einspritzverfahren) untersucht.

Die Untersuchungen haben gezeigt, daß nicht das Arbeitsverfahren, sondern der Aggregatzustand, in dem der Brennstoff eingeführt wird, die Grenzlinie zwischen Motorgruppen bestimmt, daß sämtliche Motoren, bei welchen der Brennstoff in flüssiger Phase eingeführt wird, zu einer und derselben Gruppe

gehören und daß bei ihnen die Zündung und Verbrennung nach denselben Gesetzen vor sich geht. Die Semidieselmotoren können nicht mehr von den Dieselmotoren unterschieden werden, und man bemerkt, daß die Entwicklung der ersteren die der letzteren beeinflußt hat und umgekehrt.

Es wurde deshalb notwendig und nützlich gefunden, die entwickelten Theorien an den Semidieselmotoren zu prüfen und die konstruktiven Einzelheiten, sowie eine Beschreibung der wichtigsten Ausführungen der Semidieselmotoren zu geben, was in Kapitel 5 ausgeführt ist.

Das Kapitel 7 ist der Beschreibung der kompressorlosen Dieselmotoren und deren besonderen Teilen gewidmet. Hier sind ausführlich die kompressorlosen Dieselmotoren mit Einspritzverfahren, die Vorkammer- und schließlich die kompressorlosen Fahrzeugmotoren beschrieben. Daß es mir gelungen ist, zahlreiche und wertvolle Zeichnungen, Abbildungen und Versuchsergebnisse vorzuführen, verdanke ich der großzügigen Unterstützung in- und ausländischer Firmen, denen ich an dieser Stelle meinen verbindlichsten Dank ausspreche.

Kapitel 8 faßt die theoretischen und praktischen Ergebnisse bezüglich der kompressorlosen Dieselmotoren zusammen, die für Entwerfen neuer kompressorloser Dieselmotoren von Bedeutung sind.

Der merkwürdige Einklang zwischen den mathematisch abgeleiteten Gesetzen und den Versuchsergebnissen beweist, daß die Dieselmotorenlehre aus der Empirik zu einer Theorie ausgewachsen ist, und daß man heutzutage mehrere neue Probleme rein theoretisch lösen kann. Die rasche Entwicklung der Elektrotechnik, der Luftfahrt, der drahtlosen Telegraphie usw., die hauptsächlich der Theorie zu verdanken ist, zeigt, daß jeder Zweig der technischen Wissenschaft, wenn er den kostspieligen Weg der Empirik verläßt und auf den breiten Weg der Theorie übergeht, sich mit progressiver Geschwindigkeit entwickelt. Die Theorie erklärt „die Geheimnisse“, verbessert „die langjährigen Erfahrungen“ und gibt dem schöpferischen Geist der jüngeren Kräfte die Möglichkeit, an der Entwicklung der Technik teilzunehmen, theoretisch Unmögliches auszuschalten und die theoretisch möglichen Verbesserungen und Erfindungen mit voller Energie zu verfolgen.

Im Dieselmotorbau ist eine Aufgabe größter Wichtigkeit zu lösen: die dritte Dimension nach oben in derselben Weise zu erobern, wie es durch Unterseeboote nach unten gemacht ist. Es muß baldigst der Luftfahrzeugdieselmotor geschaffen werden, und der Lösung dieses Problems müssen alle Kräfte gewidmet werden.

Paris, im Dezember 1928.

M. Seiliger.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
1. Allgemeines über die Ölmotoren	1
Die Haupteigenschaften des Arbeitsvorganges in den Verbrennungsmaschinen S. 1. — Druck- bzw. Temperaturvolumendiagramm. Zeitdruck- bzw. Zeittemperaturdiagramm S. 3. — Theoretische Annahmen und wirkliche Vorgänge S. 6. — Das einheitliche Verfahren sämtlicher Verbrennungsmaschinen S. 8. — Brennstoffphasen und kompressorlose Dieselmotoren S. 11.	
2. Das Arbeitsverfahren in Verbrennungsmaschinen als Funktion des Verbrennungsvorganges, der Zeit und der Kühlung	12
Zustandsgleichung für Gase und Gasgemische S. 12. — Erster Satz der Wärmelehre in Anwendung an die Zustandsänderungen S. 14. — Grundgleichungen für den Arbeits- bzw. Vorbereitungsteil S. 23. — Kühlung S. 26. — Zustandsänderung ohne Mengeänderung und ohne Verbrennung S. 28. — Zustandsänderung mit Mengeänderung ohne Verbrennung S. 33. — Zustandsänderung mit Mengeänderung ohne Verbrennung S. 42. — Mengeänderung ohne Zustandsänderung S. 44. — Wärmebilanz als Maschinencharakteristik S. 45. — Auspufftemperatur als Motorencharakteristik S. 50. — Wahl des Zünd- bzw. Verdichtungsdruckes S. 56.	
3. Verbrennung und Zündung	59
Kalorimetrie der Verbrennung S. 60. — Flüssige Brennstoffe S. 65. — Einleitung der Verbrennung in Gasphase in Gasmaschinen S. 67. — Einleitung der Verbrennung in flüssiger Phase in Ölmotoren S. 69. — Zündverzug S. 75. — Untersuchung der Verbrennung nach dem Indikatorogramm S. 81.	
4. Theorie des Brennstoffeinführungsverfahrens	85
Einspritzverfahren im Dieselpatent S. 85. — Kritik des Einblaseverfahrens S. 88. — Theorie des Einspritzverfahrens (Tröpfchengröße und Zündung) S. 95. — Theorie des Einspritzverfahrens (Fortsetzung: Durchschlagkraft und Wirbelung) S. 100. — Vorkammerverfahren S. 104. — Vorteile der kompressorlosen Dieselmotoren S. 106.	
5. Semidieselmotoren	108
Entwicklung der Semidieselmotoren S. 108. — Vier- und Zweitakt-Glühkopfmotore (Semi-Diesel) S. 113. — Schlitz- bzw. Saugventilberechnung S. 116. — Eingeführte Luftmenge S. 120. — Leistungsberechnung und Untersuchung des Arbeitsteiles S. 125. — Glühkopf, Brennstoffventil, Brennstoffpumpe S. 132. — Regulierung der Glühkopftemperatur S. 141. — Anlassen S. 146. — Beschreibung einiger Semidieselmotoren S. 148. — Zusammenfassung S. 150.	
6. Verbrennungsvorgang in den kompressorlosen Motoren	151
A. Vorkammermotoren. Die ersten Vorkammermotoren S. 151. — Ausfluß aus der Vorkammer S. 153. — Mischungsarbeit S. 157. — Zündverzug in der Vorkammer und in dem Hauptverbrennungsraum S. 159. — Anlassen S. 162. — Zusammenfassung S. 163.	
B. Einspritzmotoren. Hauptformeln S. 163. — Vergleich der verschiedenen Verbrennungsverfahren S. 164. — Brennraum S. 165. — Wirbelung und rotierende Luftbewegung S. 170. — Düse und Brennstoffventil S. 173. — Selbsttätiges und zwangsläufiges Öffnen des Brennstoffventils S. 179. — Brennstoffpumpe S. 182. — Konstruktive Schwierigkeiten S. 182.	
7. Bauarten der kompressorlosen Dieselmotoren	184
A. Kompressorlose Dieselmotoren mit Einspritzverfahren und selbsttätigen Ventilen. Güldner S. 185. — Deutz S. 189. — Görlitz S. 196. — Winterthur (Schweizerische Lokomotiv-Fabrik) S. 203. — Junkers S. 206. — Dingler	

- S. 208. — Leobersdorfer Maschinenfabrik S. 210. — MAN S. 214. — Krupp S. 219. — AEG S. 221. — Linke-Hofmann S. 228. — Ruston & Hornsby S. 229. — De la Vergne S. 231. — Ingersoll Rand und Carels S. 232. — Burgerhout S. 233. — Still S. 235. — Starke & Hoffmann S. 237.
- B. Kompressorlose Dieselmotoren mit Einspritzverfahren und zwangläufiger Ventilöffnung. Vickers S. 239. — Doxford S. 242. — Western Machinery S. 244. — Davey-Paxman S. 245.
- C. Kompressorlose Vorkammer- bzw. Kurbelkastenspülmotoren. MWM (Benz) S. 247. — Körting S. 251. — Sulzer S. 255. Deutsche Werke S. 256. Bethlehem Steel S. 257.
- D. Kompressorlose Fahrzeug-Dieselmotoren. Maybach S. 258. — MAN S. 259. — Jüdel, Stahmer, Bruchsal S. 262. — Beardmore S. 264. — Junkers S. 265. — Daimler-Benz S. 266. — Colo-Diesel S. 267. Körting S. 267. — Deutz S. 267. — Erhöhung der spez. Leistung bei Fahrzeugmotoren S. 268.
8. Aus der Theorie und Praxis für die Praxis 274
- Erweiterung der Kennzeichen der Dieselmotoren und Einteilung S. 274. — Zusammenstellung der Versuchsergebnisse und der Abmessungen der kompressorlosen Dieselmotoren S. 276. — Zünd- und Verbrennungsvorgang S. 277. — Offene oder geschlossene Düse. Selbsttätige oder zwangläufige Ventilöffnung S. 278. — Eine Brennstoffpumpe oder mehrere S. 279. — Ohne oder mit Wirbelung S. 279. — Äußere Gestalt S. 280. — Berechnungs- und Steuerungsangaben S. 281. — Obere und untere Grenze der kompressorlosen Dieselmotoren S. 282. — Zwei- oder Viertakt S. 282. — Kurbelkasten- oder Vollspülung S. 282. — Abwärmeverwertung S. 284. — Wärmebeanspruchung S. 285. — Aufladen S. 287. — Brennstoffreinigung S. 289. — Kompressorloses oder Lufterinblaseverfahren S. 289.
9. Schlußwort: Die wichtigsten Probleme der weiteren Entwicklung der Dieselmotoren 290

Berichtigungen.

Seite	17,	Zeile	5	von oben	statt	„bestimmt werden“	lies	„bestimmt“.
„	28,	„	15	„ unten	„	„gleichung“	„	„änderung“.
„	32,	„	20	„ oben	„	ζ_m	„	$1 + \zeta_m$.
„	33,	„	8	„ „	„	„mit Mengeänderung“	„	„ohne Mengeänderung“.
„	44,	„	15	„ „	„	R	„	k .
„	124,	„	15	„ „	„	„0,34“	„	„0,40“.
„	124,	„	30	„ „	„	„0,34“	„	„0,40“.
„	125,	„	20	„ „	„	„indizierten“	„	„effektiven“.

Zur Abb. 3 gehört Fußnote (3).

Abb. 11 Der Vermerk: „(nach Hubendick Z. d. V. I. 1925)“ trifft nicht zu, gehört zu Abb. 114.

Bei Abb. 82 statt „71“ lies „81“.

Abb. 298 b steht auf dem Kopf.

1. Allgemeines über die Ölmotoren.

Die Haupteigenschaften des Arbeitsvorganges in den Verbrennungsmaschinen.

Unter einer Verbrennungsmaschine (internal combustion engine, moteur à combustion interne, Kraftmaschine mit innerer Verbrennung) verstehen wir eine Maschine, in welcher die Umwandlung der chemischen Energie des Brennstoffes in potentielle Druckenergie des Arbeitsmittels innerhalb desselben Zylinders stattfindet, in dem auch die Umwandlung der potentiellen Druckenergie in die mechanische Arbeit vor sich geht.

Eine Verbrennungsmaschine kann also weder mit einer Dampf- noch mit einer Druckluftmaschine verglichen werden, da diese ihr Arbeitsmittel von einer anderen Quelle bereits mit der nötigen potentiellen Druckenergie erhalten und nur die Umwandlung dieser Druckenergie in Arbeit ausführen.

Die Verbrennungsmaschine kann auch nicht mit dem Dampfkessel verglichen werden, da die Verbrennung in dem Dampfkessel ununterbrochen in einem offenen Feuerraume vor sich geht, während in der Verbrennungsmaschine periodische, kurzdauernde Verbrennungen in geschlossenem Raume stattfinden.

Man kann die Verbrennungsmaschine aber auch nicht mit einer Dampf-anlage, d. h. mit einer Gesamtheit von Dampfmaschine und -kessel vergleichen, da bei der letzteren das Treibmittel (Dampf) von den Verbrennungsgasen ganz getrennt ist; in den Verbrennungsmaschinen bilden hingegen gerade die Verbrennungsgase das Treibmittel.

Außer diesem anschaulichen Unterschied zwischen einer Dampf-anlage, bzw. Dampfkessel oder -maschine einerseits und einer Brennkraftmaschine andererseits gibt es noch mehrere Besonderheiten der letzteren, welche diese Maschinen-gattung scharf von den theoretisch und praktisch ausgezeichnet erforschten Dampfmaschinen und -kesseln trennen, so daß man sich der Gesetze der Dampfmaschinen bzw. Dampfkessel für die Lehre von den Verbrennungsmaschinen nicht bedienen kann. Neben der technischen Wärmelehre des Dampfes entsteht allmählich eine neue technische Wärmelehre, welche die verwickelten Vorgänge in den Verbrennungsmaschinen klären wird.

Um die oben erwähnten Besonderheiten der Verbrennungsmaschine zu erklären, wollen wir einen oberflächlichen Blick auf ihre Arbeitsweise werfen.

Nach Schluß der Ausdehnung des Arbeitsmittels, die aus verschiedenen, später zu erläuternden Gründen nicht bis zum atmosphärischen Drucke geführt wird, werden die Ausflußöffnungen freigelegt und es findet zunächst Druckausgleich zwischen Zylinderinnerem und äußerer Atmosphäre statt. Mit anderen Worten: es wird aus dem Zylinder ein Gewichtsteil der Abgase unter dem dort herrschenden, veränderlichen Überdruck ausströmen; dieser Ausfluß — der sogenannte freie Auspuff — dauert bis zum Druckausgleiche mit der äußeren

Atmosphäre. Um eine quantitative Schätzung der während des freien Auspuffes entweichenden Gase zu geben, sei bemerkt, daß der Druck am Anfang des freien Auspuffes ungefähr 3 bis 4 at, bzw. am Schluß ungefähr 1 at beträgt, so daß ungefähr $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ des Gesamtgewichts während des freien Auspuffes ausströmt.

Der Zylinderinhalt ist also noch mit Abgasen gefüllt, die für weitere Arbeit untauglich sind und deshalb zwangsläufig entfernt und durch frische Luft bzw. Ladung ersetzt werden müssen. Dieses Spülen des Arbeitszylinders bzw. Füllen mit frischer Ladung muß bis zum Anfange des Verdichtungshubes beendet werden, um das Zylindervolumen möglichst gut auszunutzen und den ganzen Zylinder mit Ladung füllen zu können.

Das Spülen ist der Dampfmaschine bzw. der Druckluftmaschine fremd; hier wird der Dampf nach dem freien Auspuff in die Atmosphäre oder in den Kühler durch den Rückgang des Kolbens ausgeschoben, und unmittelbar danach folgt im ersten Teil des sogenannten Ausdehnungshubes die Füllung mit frischem, hochgespannten Dampf unter Arbeitsleistung. Während nun die Dampfmaschine die potentielle Druckenergie (Dampfspannung) von außen (Kessel) im fertigen Zustand erhält, ist der Vorgang ganz anders bei der Verbrennungsmaschine. Diese muß selbst die Druckenergie der Arbeitsmittel erzeugen. Die Ladung wird verdichtet und am Anfang des Arbeitshubes (u. U. unter Zuführung des Brennstoffes) verbrannt, wobei die frei gewordene Wärme zur Erhöhung der Spannungsenergie der Abgase dient, die bei Ausdehnung ihre potentielle Druckenergie in Arbeit umwandeln. Je weiter die Ausdehnung vor sich geht, desto besser wird die Druckenergie ausgenutzt, woraus der Nutzen der hohen Ausdehnung bzw. Verdichtung folgt. Es wird aber später gezeigt, daß die hohe Verdichtung nicht immer und nicht ohne weiteres angewandt werden kann.

Es entstehen also in diesem Teile des Arbeitsverfahrens folgende sehr verwickelte Vorgänge. Erstens wird die Ladung — falls Brennstoff unmittelbar nach Spülen eingeführt wird — bzw. Luft verdichtet, hierauf folgt die Einführung des Brennstoffes, der für bessere Mischung mit Luft und für intensive Verbrennung verdampft oder gut zerstäubt sein muß. Nach Entzündung und Verbrennen folgt schließlich der Ausdehnungshub, der nicht nur Arbeit für die vorherigen Hübe, sondern auch — und zwar hauptsächlich — die äußere Arbeit leisten muß.

Ganz abweichend von der ununterbrochenen Verbrennung im offenen Feuer-raum des Kessels verläuft die Verbrennung in einer Verbrennungsmaschine in einem geschlossenen, veränderlichen Raum und — was größte Schwierigkeiten bietet — die Verbrennung wird periodisch abgestellt, nachdem sie jedesmal durch eine Zündung eingeleitet worden ist. Man hat also in Verbrennungsmaschinen mit einer kurzdauernden, periodisch unterbrochenen Verbrennung zu tun.

Den ganzen Vorgang in einer Verbrennungsmaschine kann man sonach wie folgt einteilen:

1. freier Auspuff und Spülen (ohne oder mit Brennstoffeinführung),
2. Verdichtung und Mischung (bzw. Brennstoffeinführung),
3. Zündung und Verbrennung,
4. Ausdehnung.

Während der erste, zweite und vierte Teil des Arbeitsverfahrens sich mehr oder weniger genau auf Grund der Gesetze der Thermodynamik und der Erfahrungen vorberechnen lassen, ist dies leider nicht der Fall für den dritten Teil. Trotz zahlreicher Versuche und Theorien gibt es noch viele Meinungsverschiedenheiten bezüglich Erklärung dieses dritten Teiles.

Die großen Erfahrungen ermöglichen die Feststellung, „wie“ man gute Resultate erzielt, wenn auch die Frage „warum“ noch nicht genau beantwortet werden kann. Welche chemische und physikalische Änderungen stattfinden, und in welcher Aufeinanderfolge sie während der Mischung, der Entzündung und der Verbrennung der Bestandteile eines Treiböles in Luft bei veränderlichem Volumen sich abspielen, welche Zeit für möglichst vollständige Verbrennung nötig ist, wissen wir noch nicht ganz genau, wenn auch die Enderscheinungen bekannt sind.

Um den Verbrennungsvorgang sicher und genau nach vorher entworfenem Plane zu führen, genügen die Gesetze der Kalorimetrie der Verbrennung nicht: es müssen noch die Gesetze der Entzündung und der Verbrennung erforscht werden. Auf diesem Gebiete sind in den letzten 10 bis 15 Jahren bedeutende Forschungen gemacht worden, aus denen wertvolle Schlüsse gezogen werden können.

Druck- bzw. Temperaturvolumendiagramm. Zeitdruck- bzw. Zeittemperaturdiagramm. Bei Berechnung der Verbrennungsmaschinen wurde früher viel Wert nur auf den Verlauf der Druckverhältnisse gelegt, die aus dem Druckvolumendiagramm entnommen wurden. Es hat sich aber gezeigt, daß im Betrieb der Verbrennungsmaschinen noch andere Kräfte wirken, die unbedingt in Betracht gezogen werden müssen. Es sind dies die Wärmebeanspruchungen, die direkt von der hohen Temperatur und indirekt von der Dauer der Wirkung dieser Temperatur abhängen. Wenn der Bruch einer Kurbelwelle oder das Zerreißen der Bolzen dem Einflusse der mechanischen Kräfte zuzuschreiben ist, so muß man Kolbenbodenrisse, Zylinderfressen usw. meistens der Wirkung der Wärmekräfte beimessen. Es ist deshalb unentbehrlich, bei Berechnung einer Verbrennungsmaschine nicht nur die mechanische Festigkeit gegen Wirkung der mechanischen Kräfte, sondern auch die thermische Festigkeit gegen Wirkung der Wärmebeanspruchungen in Betracht zu ziehen. Nicht nur das Druck- sondern auch das Temperaturdiagramm ist von großer Wichtigkeit.

Das Druckdiagramm wird bei den Vorberechnungen einer Maschine meistens in demselben Koordinatensystem und in demselben geschlossenen Linienzug, wie man es bei Indizierung der Maschine im Indikatordiagramm erhält, dargestellt. In Abb. 1 und 2 sind die typischen Formen der Diagramme, wie sie der Indikator gibt, gezeigt. Die Länge des Diagramms ab entspricht dem Kolbenhub und ist diesem und folglich auch der Volumenvergrößerung proportional. Wird späterhin die Ordinatenachse in einem solchen Abstand von a gezogen, daß Oa in demselben Maßstab den Verdichtungsraum, wie $\bar{a}b$ das Hubvolumen, darstellt, und die Abszissenachse eingetragen, welche der Spannung 0 at abs. entspricht, so erhalten wir das Druckvolumendiagramm.

Die Kurve 1—2 entspricht dem freien Auspuff bei geöffnetem Auspuffventil oder -schlitz, 2—3—4 dem Spülen bei gleichzeitig oder aufeinanderfolgend geöffneten Auspuff- und Ladung- bzw. Lufteinlaßkanälen, 4—5 der Verdichtung,

bzw. Mischung der Ladung, 5—6—7 der Zündung und Verbrennung und 7—1 der Ausdehnung der Arbeitsgase.

Das in dieser Art gezeichnete Diagramm läßt die periodische Wiederholung des Verfahrens nicht hervortreten. Umgekehrt scheint das Diagramm dem Beharrungszustand zu entsprechen. Diese Auffassung müssen wir, aber besonders vermeiden. Es soll lieber mehr als weni-

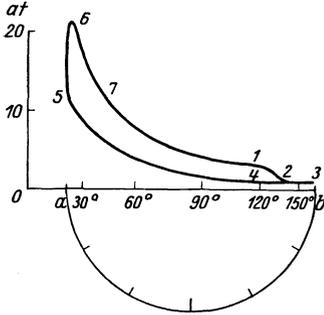


Abb. 1. Arbeitsdiagramm eines Halbdieselmotors.

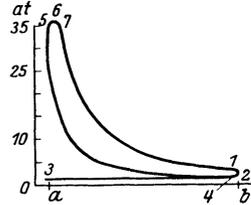


Abb. 2. Arbeitsdiagramm eines Dieselmotors.

ger betont werden, daß das Verfahren sich periodisch wiederholt, und daß die Dauer der Periode in einer und derselben Maschine in Abhängigkeit von der Umlaufzahl sich ändern kann. Um diese Periodizität der Arbeit graphisch darzustellen, soll am besten der Druck nicht über Hubvolumina, sondern über Drehwinkel der Kurbelwelle in ein Zeitdruckdiagramm eingetragen werden.

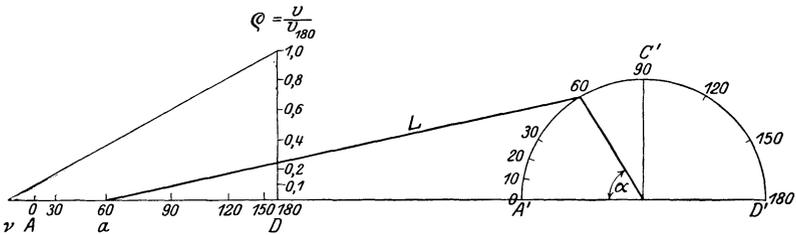


Abb. 3. Graphische Bestimmung der Kolbenlage für einen gegebenen Kurbelwinkel und Berechnung des Verhältnisses ρ des Volumens in dieser Kolbenstellung zum Gesamtvolumen.

Diese Umwandlung des Druckvolumendiagramms (Indikatordiagramm) geschieht ganz einfach, indem man (Abb. 3) den Kurbelhalbkreis $A'C'D'$ ($A'D' = AD$) entsprechend dem Kolbenhub H ausstreckt, dann für jeden Kurbelwinkel α die entsprechende Kolbenlage a bestimmt und den dieser Lage zukommenden Druck p entnimmt.

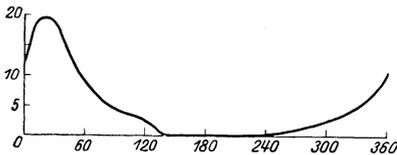


Abb. 4. Zeitdruckdiagramm eines Halbdieselmotors.

Abb. 4 stellt das Zeitdruckdiagramm, das dem Indikatordiagramm Abb. 1 entspricht, dar. Der Rückwärtsgang des Kolbens ist als Fortsetzung der Kurbelbewegung zu betrachten. Die Verdichtungskräfte können als negative Kräfte angesehen und unterhalb der Abszissenachse gezogen wiedergegeben werden.

Diese Darstellungsart hat gegenüber dem Indikatordiagramm den Vorteil, daß der Druck bei jeder Kurbelstellung bereits angegeben ist, so daß die Berechnung des Kurbeltriebes, Kurbelwelle usw. viel anschaulicher ist; auch wird

die Aufzeichnung des Tangentialkraftdiagramms erleichtert. Wichtig ist besonders, daß die periodischen Druckänderungen und der Zusammenhang der Zeit und des Druckes sichtbar hervortreten.

Die Untersuchung des Prozesses in der Verbrennungsmaschine in Abhängigkeit von der Zeit ist auch darum unentbehrlich, weil für die Berechnung der Festigkeit der von den hochoverhitzten Gasen bespülten Maschinenteile die Wärmebeanspruchung maßgebend ist. Diese hängt ab von der Temperatur, die aber nicht nur durch die Menge des verbrannten Brennstoffes, sondern auch durch den zeitlichen Vorgang der Verbrennung bestimmt wird: je weiter sich die Verbrennung in den Ausdehnungshub hinein erstreckt, desto weniger Wärme wird in Arbeit umgewandelt und desto mehr Wärme wird auf die Temperaturerhöhung der Abgase und der Zylinderwände aufgewendet.

Schließlich hängt die Zündung nicht nur von den Druckverhältnissen, sondern auch von der Temperatur ab. Auch den Vorgang der Verbrennung können wir nicht auf Grund der Drucke, sondern hauptsächlich auf Grund der Temperaturen vorberechnen bzw. untersuchen.

Es müssen also die Druckvorgänge, aber auch die Temperaturvorgänge, und zwar beide zeitlich, studiert werden.

Die Umwandlung des Druckdiagramms in das Temperaturdiagramm ist leicht durchzuführen, wenn nur die Zustandsgleichung und die Menge des im Zylinder befindlichen Treibmittels bekannt sind. Für die Gasluftgemische sowie für die Verbrennungsgase gilt die bekannte Zustandsgleichung:

$$pV = GRT \quad (1)$$

worin

p den Druck in kg/m^2 ,

V das Volumen in m^3 ,

G das Gewicht in kg ,

R die Gaskonstante und

T die absolute Temperatur ($= 273 + t^\circ \text{C}$)

bedeuten. Die Werte p und V sind aus dem Druckvolumendiagramm und den Abmessungen (Durchmesser, Hub und Verdichtungsraum) bekannt; der Wert R des Gemisches kann, wie später näher gezeigt wird, aus den Werten R und den Gewichten der Bestandteile berechnet werden, woraus mit Formel (1) der Wert T für jeden gewählten Punkt des Druckdiagramms bestimmt wird. Leider ist es sehr schwer, sogar fast ausgeschlossen, GR oder T für einen Punkt zu bestimmen. Am bequemsten wäre es, die Temperatur am Anfang der Verdichtung festzustellen.

Wenn man auch ganz genau die Menge der eingeführten Luft messen kann, so ist es doch unmöglich, die Abgasmenge, die im Brennraum bleibt, oder ihre Temperatur genau zu bestimmen. Es wird deshalb die Temperatur am Anfang der Verdichtung theoretisch berechnet, indem man annimmt, daß die Temperatur der Abgase ungefähr der Temperatur am Ende der Ausdehnung gleich ist und daß die Mischung der eingeführten Luft mit den Abgasen adiabatisch vor sich geht. Daß die beiden Annahmen willkürlich und die so festgestellten Temperaturen des Arbeitsverfahrens auch nicht ganz genau sind, ist klar. Dennoch scheinen die berechneten Temperaturen den wirklichen sehr nahe zu kommen.

Ist aber die Temperatur oder das Produkt GR für einen Punkt bestimmt, so ist es leicht, für jeden Wert p und V des Diagramms die entsprechende Temperatur

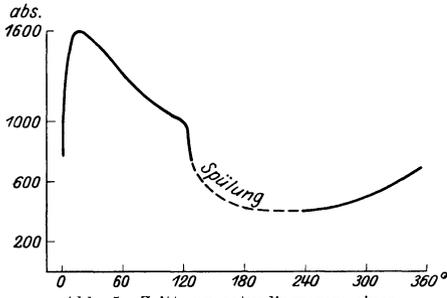


Abb. 5. Zeittemperaturdiagramm eines Halbdieselmotors.

$T = 420^\circ$ abs. beträgt, woraus für andere Punkte die Temperatur T_x , wie folgt, berechnet ist:

$$T_x = \frac{p_x V_x}{1 \cdot V_{240}} \cdot 420.$$

Für schnelle Vorberechnung der Hauptpunkte des Druck- bzw. Temperaturvolumendiagramms empfiehlt sich das von dem Verfasser vorgeschlagene logarithmische Verfahren².

Abb. 6 stellt das logarithmische Diagramm eines Gleichdruckmotors mit Vorverpuffung dar.

Theoretische Annahmen und wirkliche Vorgänge. Das in dieser Weise gezeichnete Temperaturdiagramm ist aber nur bei einer ganzen Reihe von Annahmen

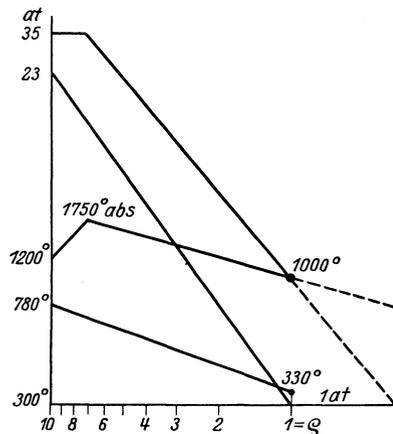


Abb. 6. Logarithmisches Druck-, bzw. Temperaturvolumendiagramm des gemischten Verfahrens (Log.-Maßstab Nr. 3)¹.

richtig, und zwar wird angenommen:

1. daß der Prozeß geschlossen ist, d. h. daß die Menge des Arbeitsmittels in jedem Punkte des Prozesses unveränderlich ist ($G = \text{konst.}$),

2. daß das Gemisch homogen ist und jedenfalls nur aus gasförmigen Bestandteilen besteht,

3. daß das Gemisch keinen chemischen Änderungen ausgesetzt ist ($R = \text{konst.}$).

Nun ist aber dies in Wirklichkeit bei den Verbrennungsmotoren nicht der Fall. Wenn Brennstoff während der Verdichtung (4–5 vgl. Abb. 1 und 2) eingeführt wird, so verläuft selbstverständlich die Zustandsänderung während der Verdichtung nicht ohne Mengeänderung, da das Gewicht zunimmt.

Wenn dagegen während der Verdichtung kein Brennstoff eingeführt wird, dann entspricht doch der Teil des Prozesses 1–2 einer Zustandsänderung mit einer Menge-

¹ Vgl. M. Seiliger: Graphische Thermodynamik und Berechnung der Verbrennungsmaschinen. Berlin: Julius Springer 1922.

² Ibidem.

³ Der log. Maßstab ist in Abb. 34 gegeben.

änderung und der Teil 2—3—4 einer Mengeänderung mit Stoffwechsel, da Abgase ausgetrieben und Luft bzw. Ladung eingeführt werden. Ferner ist die Verbrennung eine chemische Reaktion, bei der die Bestandteile des Brenngemisches sich allmählich, wenn auch sehr schnell, ändern, so daß die Gaskonstante R zwischen 5 und 7 sich ständig ändert. Wird schließlich am Ende der Verdichtung z. B. flüssiger Brennstoff eingeführt, dann kann der Mischungszustand nicht durch die Gleichung (1) bestimmt werden.

Bei der Herstellung eines Diagramms des Verfahrens oder bei der Untersuchung eines Druckvolumendiagramms einer ausgeführten Maschine sind deshalb alle diese Abweichungen zu berücksichtigen. Dazu müssen die physikalischen und chemischen Eigenschaften des Arbeitsmittels und Brennstoffes, letztere wenigstens hinsichtlich der Verbrennung, angegeben werden.

Für die Lehre von den Verbrennungsmaschinen ist also eine gründliche Kenntnis der Zustandsänderungen der für diese Maschine in Betracht kommenden neutralen und brennbaren Gase, bzw. Flüssigkeiten vor der Verbrennung, wie auch während der Verbrennung, ohne Mengeänderung und mit Mengeänderung, und schließlich der Mengeänderungen ohne Zustandsänderungen nötig.

Von einer nicht minder wichtigen Bedeutung wäre die Kenntnis der physikalisch-chemischen Gesetze der Zündung und Verbrennung unter denjenigen wirklichen Bedingungen, wie sie in der Verbrennungsmaschine vorhanden sind, d. h. bei Veränderlichkeit des Volumens, also unter Arbeitsabgabe, und bei der Kürze der Zeit, in der die außerordentlich komplizierten chemischen und physikalischen Änderungen der in Verbrennung eintretenden Stoffe und die mannigfaltigen Energieumwandlungen sich abspielen. In dieser Richtung wird heutzutage sehr gründlich theoretisch und praktisch gearbeitet. Neben den früheren Erklärungen erscheinen neue, und wenn es auch noch Meinungsverschiedenheiten gibt, die aber mehr und mehr die Sache aufklären, so ist doch zu erwarten, daß bald die Entzündungs- bzw. Verbrennungsvorgänge experimentell und theoretisch eindeutig geklärt werden. Man wird alsdann imstande sein, den Gang der Verbrennung zu beherrschen und die richtigen Einrichtungen für die beste Ausnutzung des Brennstoffes bei der größten Betriebssicherheit voraus zu bestimmen.

Bei der Untersuchung des theoretischen Prozesses ist zu den drei früher erwähnten Annahmen noch eine vierte hinzuzufügen, und zwar:

4. daß der Prozeß adiabatisch vor sich geht, d. h. weder bei der Verdichtung noch bei der Verbrennung und Ausdehnung Wärme nach außen abgegeben, noch von außen zugeleitet wird; es wird dabei nur diejenige Wärme am Ende der Ausdehnung (freier Auspuff) bzw. beim Ausschub abgeführt, die für weitere Umwandlung in Abreit in derselben Maschine nicht mehr brauchbar ist (vgl. zweiter Satz der Wärmelehre).

Die Ausnutzung des Brennstoffes oder der thermische Wirkungsgrad des Prozesses ist das Verhältnis der geleisteten Arbeit zur Brennstoffwärme, beide in denselben Einheiten gemessen ($1 \text{ kcal} = 427 \text{ km}$, vgl. erster Satz der Wärmelehre). Man erhält also:

$$\eta = \frac{AL}{Q} = 1 - \frac{Q - AL}{Q} = 1 - \frac{Q'}{Q}.$$

worin

η den thermischen Wirkungsgrad,

Q die bei der Verbrennung freigewordene Wärme in kcal,

L die geleistete Arbeit in mkg,

A das Wärmeäquivalent der Arbeit $= \frac{1}{427}$,

Q' den theoretisch nötigen Verlust des Prozesses

bedeuten.

Im folgenden werden die Gesetze der Änderungen des Wirkungsgrades in Abhängigkeit von verschiedenen Größen genauer und ausführlicher erklärt. Es soll an dieser Stelle nur darauf aufmerksam gemacht werden, daß in Wirklichkeit der Prozeß keinesfalls adiabatisch verläuft. Während der Verdichtung, sowie hauptsächlich während der Verbrennung und Ausdehnung wird eine ziemlich große Wärmemenge (ungefähr 20% der gesamten freigewordenen Wärme) nach außen abgeführt. Merkwürdig ist dabei, daß man bei den Verbrennungsmaschinen nicht, wie bei den Dampfmaschinen, die Zylinderwände isoliert, um die Wärmeverluste in dieser Weise zu vermeiden, sondern umgekehrt Wärme künstlich ableitet, um die Wärmebeanspruchung der Wände zu verringern.

Wie groß die Menge der künstlich abgeführten Wärme sein muß, um die gasbespülten Wandungen vor gefährlicher Temperaturspannung zu schützen und eine betriebsichere Schmierung zu ermöglichen, welche Stellen am häufigsten mit Wasser gekühlt werden müssen, wie weit man die Menge der abgeführten Wärme vermindern kann — auf alle diese Fragen können heute die neuen Gebiete der Wärmelehre: Wärmebelastung und Wärmefestigkeit der Verbrennungsmaschinen, mehr oder weniger ausführliche Antwort geben.

In unserem Zeitalter, das durch „Schnellbetrieb“ gekennzeichnet ist, läßt man die Verbrennungsmotoren meist mit der höchsten Geschwindigkeit laufen. Der ganze verwickelte Prozeß — die Verdichtung, Verbrennung, Ausdehnung, Auspuff, Spülen und Mischung eingeschlossen — dauert manchmal weniger als 0,01 sek, deshalb dürfen die Gesetze der stationären oder langdauernden Erscheinungen auf die kurzzeitigen, mit hoher Frequenz sich wiederholenden Vorgänge in der Brennkraftmaschine nicht ohne entsprechende Änderungen angewandt werden.

Könnte man die genauen Gesetze der Zustands- und Mengeänderung, der Entzündung und der Verbrennung sowie des Wärmeüberganges des Treibmittels in Abhängigkeit von der Zeit feststellen, so würde es möglich, den Verlauf der Druck- und Temperaturänderungen für jede Verbrennungsmaschine genau vorher zu berechnen und die Maschinenteile in bezug auf die mechanischen und thermischen Kräfte sicher zu bemessen.

Das einheitliche Verfahren sämtlicher Verbrennungsmaschinen. Wenn die Vorgänge zeitlich untersucht werden müssen, wird die übliche Einteilung der Verbrennungskraftmaschinen in Verpuffungs- bzw. Gleichdruckmaschinen, in Zwei- und Viertaktmaschinen teilweise nicht ganz richtig, z. T. überflüssig.

Der Unterschied zwischen einer Verpuffungs- und Gleichdruckmaschine wird heutzutage dadurch gekennzeichnet, daß in der ersten „die Verbrennung im Arbeitszylinder plötzlich, d. h. mit schneller Druckzunahme und ohne erhebliche Ausbreitung des Entflammungsraumes erfolgt“, dagegen bei der zweiten „das

Ladungsgemisch allmählich, d. h. mit annähernd unverändertem Drucke im zunehmenden Entflammungsraume verbrennt“. Es bedeutet hier selbstverständlich das Wort „plötzlich“ weder den Begriff „ohne Zeitaufwand“, noch das Wort „Verpuffung“ das Auftreten einer Explosion. Denn gerade darum ist die alte und noch heute in verschiedenen Ländern angenommene Benennung „Explosionsmaschine“ durch die Bezeichnung „Verpuffungsmotor“ ersetzt, um möglichst scharf zu betonen, daß die Verbrennungsmaschine weder Sprengmittel anwendet, noch stürmische bzw. zerstörende Explosionen zuläßt. Deshalb wird auch die Definition: „ohne erhebliche Ausbreitung des Entflammungsraumes“ verständlich, denn damit wird gesagt, daß für die Verbrennung auch in dieser Gattung der Verbrennungsmaschine eine Zeitdauer praktisch nötig ist.

Es ist auch bekannt, daß sich die allmähliche Verbrennung im Gleichdruckmotor möglichst nicht weit in den Ausdehnungshub hinein erstrecken darf; je näher am Totpunkt sie endigt, desto besser. Es folgt hieraus, daß in beiden Maschinengattungen die Verbrennung eine gewisse absolute Zeit (Bruchteil der Sekunde) und eine gewisse relative Zeit (Bruchteil des Kolbenhubs) dauert. Es ist weiter auch bekannt, daß bei den raschlaufenden Verpuffungsmotoren die relative Zeit der Verbrennung manchmal viel größer ist als bei Gleichdruckmotoren, und daß andererseits die absolute Zeit der Verbrennung bei großen Verpuffungsmotoren manchmal größer als bei den kleinen Gleichdruckmotoren ist. Schließlich werden wir später sehen, daß die Verbrennung weder bei dem höchsten Druck (in den Verpuffungsmaschinen) noch bei Beendigung der Gleichdruckverbrennung (in den Gleichdruckmaschinen) beendet ist.

Wenn nun weiter der Unterschied zwischen beiden Maschinengattungen in dem Druckverlauf während der Verbrennung zu suchen ist, dann muß man darauf aufmerksam machen, daß es weder Maschinen mit Verbrennung ausschließlich mit Druckzunahme, noch solche ausschließlich mit Verbrennung unter konstantem Druck gibt. In jeder praktisch ausgeführten Maschine geht die Verbrennung meistens mit zunehmendem Druck am Anfang vor sich, danach mit Gleichdruck und schließlich mit abnehmendem Druck. Es gibt aber auch Maschinen, bei denen diese Reihenfolge etwas anders verläuft.

Es ist deshalb zuzugeben, daß diese Einteilung ganz willkürlich ist. Es gibt in den praktisch ausgeführten Verbrennungsmaschinen kein Arbeitsverfahren mit Verbrennung bei konstantem Volumen oder bei konstantem Druck, es gibt einfach ein Arbeitsverfahren mit Verbrennung bei veränderlichem Volumen, bzw. Druck. Die Einheitlichkeit des Verfahrens läßt sich am besten aus dem Vergleich der Zeittemperaturdiagramme (Abb. 5 und 7) erkennen. Der Unterschied zwischen den beiden Diagrammen besteht nur in der Zeitdauer der Verbrennung.

Die Art und Weise der Brennstoffeinführung, der relative Zeitpunkt dieser Einführung, die Mischung mit Luft, die Entzündung, sowie auch die chemischen und physikalischen Eigenschaften des Brennstoffes selbst usw. ändern selbstverständlich den Gang der Verbrennung. Es ist bekannt, daß in derselben Maschine mit demselben Brennstoffe nur durch Änderung der Art und des relativen Zeitpunktes der Brennstoffeinführung und der Zündung die Verbrennung vorwiegend mit Druckanstieg oder ohne Druckanstieg geführt werden kann.

In folgendem wird diese unrichtige Einteilung der Verbrennungsmaschinen näher besprochen werden. Es wird auch gezeigt, wie das Arbeitsverfahren des sogenannten Glühkopfmotors sich mehr und mehr dem Arbeitsverfahren der Dieselmotoren und, umgekehrt, das Verfahren des Dieselmotors, insbesondere bei Brennstoffeinführung ohne Druckluft, sich dem Verfahren des Glühkopfmotors nähert. Und doch wird der erste stets als Verpuffungsmotor und der andere als Gleichdruckmotor betrachtet.

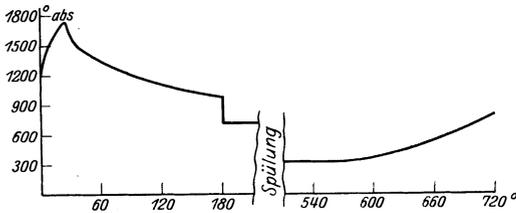


Abb. 7. Zeittemperaturdiagramm eines Viertakt-Dieselmotors.

Soll dann von einem neuen

Verpuffungs-Gleichdruckverfahren gesprochen werden? Selbstverständlich; aber gerade dieses Verfahren stellt den Übergang zwischen Verpuffungs- und Gleichdruckverfahren dar und weist darauf hin, daß keine scharfen Grenzlinien zwischen

den beiden Verfahren vorhanden sind und daß die beiden bloß als besondere Fälle des oben erwähnten Verpuffungs-Gleichdruckverfahrens oder aber nach Wahl als besondere Fälle eines mehr komplizierten¹ und deshalb sich mehr der Wirklichkeit nähernden Verfahrens betrachtet werden können. Das Verpuffungs- sowie auch das Gleichdruckverfahren sind außerdem keinesfalls Grenzverfahren, denn außer diesen beiden Verfahren kommt noch die Möglichkeit verschiedener Verfahren mit sinkendem Druck in Betracht.

Je genauer man das Druckvolumendiagramm studiert, insbesondere, wenn man es in ein Zeitdruckdiagramm umwandelt, desto mehr tritt die Willkürlichkeit dieser Teilung hervor. Abb. 7 bzw. 5 stellen das Zeittemperaturdiagramm einer Dieselmachine bzw. einer Glühkopfmachine dar und zeigen eine sehr bemerkenswerte, jedenfalls ganz natürliche Ähnlichkeit der Arbeitsweise dieser beiden sogenannten extremen Verbrennungsmaschinengattungen.

Wenn man ferner die sogenannten Zweitakt- und Viertaktverfahren (vgl. Abb. 1 und 2 bzw. 5 und 7) vergleicht, so ersieht man eigentlich keinen Unterschied, bloß daß in dem ersten der Vorbereitungsteil, d. h. der freie

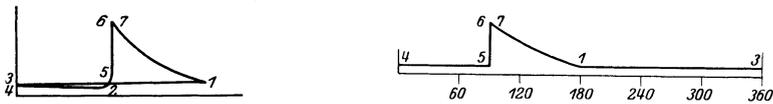


Abb. 8 und 9. Druckvolumen, bzw. Zeitdruckdiagramm eines „Explosionsmotors“ ohne Verdichtung.

Auspuff und das Spülen, einen kleineren Teil der ganzen Periode in Anspruch nimmt, als in dem zweiten. Zur Klärung dieser Frage wenden wir uns der Geschichte der Verbrennungsmaschinen zu, aus der man ersieht, daß in der ersten Stufe der Entwicklung die Verbrennungsmaschinen nur als Zweitaktmotoren ausgeführt wurden. In Abb. 8 ist das Druckvolumen und in Abb. 9 das Zeitdruckdiagramm eines sogenannten „Explosionsmotors“ älterer Zeit ohne Verdichtung der Ladung angegeben. Während des ersten Halbhubs (4—5) des Kolbens wird angesaugt, nachdem auf dem zweiten Halbhube (6—1) die Ver-

¹ Vgl. Fußnote S. 6.

brennung und Ausdehnung bis zum äußeren Atmosphärendrucke vor sich geht. Während des dritten und vierten Halbhubes (1—3) puffen die Gase aus. Freien Auspuff gibt es in dieser Anordnung nicht, da die Gase sich bis zum Atmosphärendruck ausdehnen. Man kann selbstverständlich diese Zweitaktmaschine auch als Viertaktmaschine bezeichnen, wenn nur ein Halbhub als Takt bezeichnet wird.

Die Einteilung der Verbrennungsmaschinen nach Takten beginnt nach der Veröffentlichung der Arbeit von A. Beau de Rochas (1861) über „Nouvelles recherches sur les conditions pratiques de l'utilisation de la chaleur et en général de la force motrice“ und nach Erscheinung der epochemachenden Otto-Maschinen. Aber selbstverständlich liegt das Wichtigste des Gedankens von Beau de Rochas und von Otto nicht in der Zahl der Takte, vielmehr legte Beau de Rochas den Hauptwert auf die Verdichtung der Ladung vor der Zündung, während für Otto die Ausnutzung eines ganzen Hubes für die Ausdehnung das Wichtigste war, die wiederum die Verdichtung der Ladung fordert. Beau de Rochas schlägt vor, dazu die vier aufeinanderfolgenden Kolbenhübe zu benutzen, und zwar:

1. Ansaugen während eines ganzen Kolbenhubes,
2. Verdichtung während des darauffolgenden Hubes,
3. Entzündung im toten Punkt und Expansion während des dritten Hubes,
4. Herausschieben der verbrannten Gase aus dem Zylinder beim vierten Hube.

Der Vergleich der Abb. 9 und 10 zeigt, daß die Auslaßzeit in bezug auf die Ausdehnungszeit vermindert und die Verdichtung eingeführt ist.

Eine ganz kleine Umänderung in der Zeitverteilung des Auspuff- und des Ladungshubes im Verhältnis zu dem Verdichtungs- und Ausdehnungshub, und zwar derartig, daß der Auspuff und die Ladung am Ende des Ausdehnungshubes und am Anfange des Verdichtungshubes stattfinden,

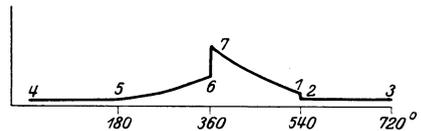


Abb. 10. Zeitdruckdiagramm eines „Explosionsmotor“ mit Verdichtung.

führt zu dem sogenannten Zweitaktverfahren, das aber doch die vier Hauptvorgänge des Beau de Rochas- bzw. Otto-Verfahrens aufweist, und zwar:

1. Einführung der Ladung am Anfang des Verdichtungshubes,
2. Verdichtung während des darauffolgenden Halbhubes,
3. Entzündung im Totpunkt und Verpuffung während des nächsten Hubes,
4. Auspuff und Ausschleiben der verbrannten Gase am Ende dieses Hubes.

Es folgt hieraus, daß die Einteilung der Verbrennungsmaschinen in Zwei-, Vier-, Sechs- usw. Takten nicht in bezug auf das Verbrennungsverfahren, sondern hinsichtlich des Lade- bzw. Spülverfahrens gemacht wird.

Brennstoffphasen und kompressorlose Dieselmotoren. Man kann selbstverständlich die Verbrennungsmaschinen nach anderen, äußeren oder inneren Besonderheiten einteilen, wie z. B. in einfach- bzw. doppeltwirkende, ein- bzw. mehrzylindrige, mit bzw. ohne Aufladen usw.

Die wichtigste Einteilung bezieht sich aber auf die Phase, in welcher der Brennstoff in die Verbrennungsmaschine eingeführt wird, da die Gesetze der Zündung und Verbrennung der Brennstoffe in jeder Phase ganz verschieden sind.

Die Verbrennungsmaschinen — je nach dem Aggregatzustand des eingeführ-

ten Brennstoffes — können in Verbrennungsmaschinen mit festem, flüssigem oder gasförmigem Brennstoffe eingeteilt werden¹.

Verbrennungsmaschinen, welche festen Brennstoff in dem Zylinder selbst verbrennen, gibt es heutzutage für industrielle Verwertung noch nicht, trotzdem der Erfinder des Dieselmotors und seine Nachfolger große Hoffnungen auf die Anwendung des Kohlenstaubes gesetzt haben². Für die Verwendung des festen Brennstoffes in einer modernen Verbrennungsmaschine muß er entweder in einem Gasgenerator in die Gasphase oder in die flüssige Phase durch Destillation übergeführt werden.

Wir haben also gegenwärtig nur zwei Verbrennungsmaschinengruppen: Gasmaschinen und Ölmaschinen, die sich nach der Phase des in den Zylinder eingeführten Brennstoffes unterscheiden. Die Benzinmotoren und diejenigen Maschinen, die den flüssigen Brennstoff in dem Vergaser vorwiegend in Gaszustand überführen, gehören selbstverständlich zu der Gasmaschinengruppe.

Außer dem Grundunterschiede zwischen den beiden Gruppen, der in der Verschiedenheit der Gesetze der Entzündung und Verbrennung der gasförmigen und flüssigen Brennstoffe besteht, unterscheiden sich die beiden Gruppen durch den Augenblick der Brennstoffeinführung. In den Gasmaschinen wird der Brennstoff während des Vorbereitungssteiles, der den Auspuff, die Spülung und Ladung umfaßt, eingeführt, so daß nach diesem offenen Teile des Verfahrens der geschlossene Arbeitsteil (Verpuffung, Zündung, Verbrennung und Ausdehnung) vor sich geht. In den Ölmaschinen wird der Brennstoff während des Arbeitsteiles eingeführt.

Sämtliche moderne Ölomotoren arbeiten, wie wir später beweisen werden, nach einem und demselben Verfahren, das dem von Rudolph Diesel vorgeschlagenen Verfahren mehr oder weniger nahe steht; sie werden deshalb als Dieselmotoren bezeichnet.

Der flüssige Brennstoff wird in die Dieselmotoren entweder mittels komprimierter Luft eingeblasen, wozu ein Luftkompressor nötig ist, oder ohne Luft durch den auf den Brennstoff ausgeübten Druck eingespritzt. Im letzteren Falle ist ein Luftkompressor unnötig; Dieselmotoren dieser Art werden als kompressorlose Dieselmotoren bezeichnet.

2. Das Arbeitsverfahren in Verbrennungsmaschinen als Funktion des Verbrennungsvorganges, der Zeit und der Kühlung.

Zustandsgleichung für Gase und Gasgemische. Die für die Verbrennungsmaschinen in Betracht kommenden Gase, sowie auch die aus denselben entstehenden Gasgemische — die letzteren insofern, als ihre Bestandteile gegen-

¹ Diese scharfe und streng begründete Einteilung ist vom Reichspatentamt in die neueste Klassifikation der Verbrennungsmotoren eingeführt; hoffentlich werden auch alle praktischen Ingenieure diese Einteilung bald anerkennen.

² Es soll auf die wertvollen Arbeiten des Herrn R. Pawlikovsky, welcher keine Mühe und Opfer für weitere Entwicklung des Kohlenstaubmotors gescheut hat, aufmerksam gemacht werden. Nach seiner Veröffentlichung auf der Hauptversammlung des V. D. I. in Essen im Jahre 1928 ist es ihm bereits gelungen, den Kohlenstaubmotor zu einem marktfähigen Motor auszubilden.

einander neutral sind und bei Mischung im Gaszustande bleiben — haben innerhalb der in Verbrennungsmaschinen auftretenden Druck- und Temperaturverhältnisse bekannte Eigenschaften, die mathematisch wie folgt dargestellt werden können:

$$p V = G R T, \tag{1}$$

$$c_v = \frac{a}{m} (1 + \zeta T), \tag{2}$$

$$c_p - c_v = A R. \tag{3}$$

Es bedeuten hier:

p den absoluten Druck in kg/m^2 ,

G das Gewicht in kg (spez. Gewicht $\gamma = \frac{G}{V}$),

V das Volumen in m^3 (spez. Volumen $v = \frac{V}{G}$),

T die absolute Temperatur in Grad C,

R die entsprechende Gaskonstante (vgl. Zahlentafel 1),

c_p, c_v die spez. Wärme bei unveränderlichem Druck bzw. Volumen,

A das thermische Arbeitsäquivalent = 1 : 427,

a eine Konstante = 4,67,

m das Molekulargewicht (vgl. Zahlentafel 1),

ζ_0 den Temperaturbeiwert der spez. Wärme (vgl. Zahlentafel 1).

Die Werte ζ_0 und γ_0 (das spez. Gewicht bei Temperatur $T = 273^\circ$, d. h. 0°C und bei einem Druck von 1 at = 10333 kg/m^2) werden experimentell festgestellt; was die Werte m und R anbetrifft, so stehen sie in folgendem Verhältnis zu γ_0 :

$$R \gamma_0 = 37,85, \tag{4}$$

$$m = 22,4 \gamma_0, \tag{5}$$

woraus

$$m R = 848 \tag{6} \quad \text{und} \quad m A R = 1,975 \sim 2. \tag{7}$$

Zahlentafel 1.

	m	R	ζ_0	γ_0
Wasserstoff H_2	2	420,9	1	0,090
Sauerstoff O_2	32	26,5	1	1,427
Kohlenoxyd CO	28	30,3	1	1,249
Stickstoff N_2	28	30,3	1	1,245
Kohlensäure CO_2	44	19,3	5	1,963
Wasserdampf H_2O	18	47,1	4	0,803
Methan CH_4	16	52,9	10	0,716
Äthylen C_2H_4	28	30,3	15	1,247
Luft	29	29,3	1	1,293

Für die Gasgemischungen mit Bestandteilen von $G_1, G_2 \text{ kg}$ oder $V_1, V_2 \dots \text{m}^3$ bei Normalzustand ($T = 273^\circ, p = 1 \text{ at}$) gelten folgende Formeln:

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots \tag{8}$$

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + \dots \tag{9}$$

$$V \gamma_0 = V_1 (\gamma_1)_0 + V_2 (\gamma_2)_0 + \dots \tag{10}$$

$$V m = V_1 m_1 + V_2 m_2 + V_3 m_3 + \dots \tag{11}$$

$$G R = G_1 R_1 + G_2 R_2 + G_3 R_3 + \dots \tag{12}$$

$$V G = V_1 G_1 + V_2 G_2 + V_3 G_3 + \dots \tag{13}$$

Die graphische Berechnung der Mischungsformeln ist in Abb. 11 erklärt, und zwar beispielsweise für die Berechnung der Formel (11). Man trage auf der Wagerechten $V_1, V_2, V_3 \dots$ und auf der Lotrechten aus A bzw. C die Werte m_2 bzw. m_1 ab und ziehe die Gerade $m_2 m_1$. Die Strecke $B - 2$ stellt den Wert m_{12} der Mischung $V_1 + V_2$ dar. Übertrage ferner $B - 2$ auf die Lotrechte aus D und ziehe $m_3(2)$; die Strecke $C - 3$ gibt den Wert $m_{1/2/3}$ der Mischung $V_1 + V_2 + V_3$ usw.

Abb. 12 zeigt ein Beispiel für Berechnung des Molekulargewichts der Abgase nach Verbrennung von 1 kg Leuchtgas mit theoretischer Luftmenge, die aus $1,275 \text{ m}^3$ Wasserdampf, $0,530 \text{ m}^3$ Kohlensäure und $4,115 \text{ m}^3$ Luft bestehen.

Erster Satz der Wärmelehre in Anwendung an die Zustandsmengeänderungen. Nach dem ersten Satz der Wärmelehre kann die einem Körper zugeführte Wärme für die Leistung äußerer Arbeit ($L \text{ kgm}$), für die Vergrößerung der Geschwindigkeit (w) der Gesamtmasse, für Erhöhung seines Energieinhaltes (U) und schließlich auch für Übertragung auf andere Körper (Q') verwendet werden und wird mathematisch, wie folgt, wiedergegeben:

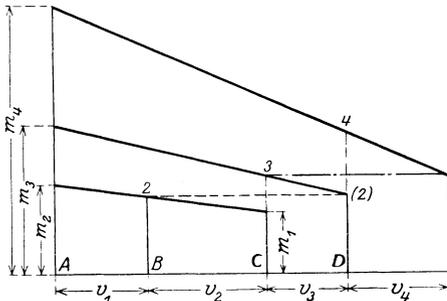


Abb. 11. Graphische Berechnung der Mischungsformeln (nach Hubendick, Z. V. d. I. 1925).

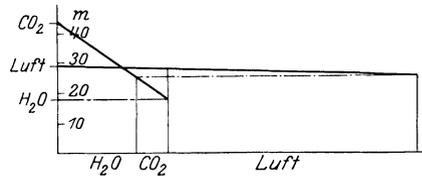


Abb. 12. Graphische Berechnung des Molekulargewichts der Abgase.

$$Q = AL + A \frac{w_3^2 - w_1^2}{2g} + (U_2 - U_1) + Q'. \tag{14}$$

Diese Formel bezieht sich auf 1 kg des Körpers, dem die Wärme Q zugeführt wird, die in Arbeit bzw. in Geschwindigkeit umgewandelt wird.

In Formel (14) stellen nur die ersten zwei Glieder des rechten Teiles die Arbeit dar; und wenn auch die Wärmeverluste auf Null herabgesetzt würden, so könnte man doch die ganze zugeführte Wärme $Q - Q'$ nur dann restlos in Arbeit $AL + A \frac{w_3^2 - w_1^2}{2g}$ umwandeln, wenn $U_2 - U_1 = 0$ wäre. Dies ist aber leider unmöglich: der zweite Satz der Wärmelehre besagt, daß bei Umwandlung der Wärme in Arbeit ein Teil unbedingt als Wärme zurückbleibt und wenigstens in derselben Maschine nicht in Arbeit umgesetzt werden kann.

Der thermische Wirkungsgrad selbst einer idealen Wärmemaschine ist deshalb stets kleiner als 1. Die besten Verbrennungsmotoren haben heutzutage, wie bekannt, einen Wirkungsgrad von höchstens 0,45. Ob man diesen Wirkungsgrad noch weiter erhöhen kann, ist eine Frage, die erst dann beantwortet werden kann, wenn der Vorgang in den Verbrennungsmaschinen in jedem besonderen Teile gründlicher erforscht und der Untersuchung und Wertung der Verluste eine größere Aufmerksamkeit gewidmet wird.

Die übliche Wärmebilanz:

mit Brennstoff zugeführt 100%	in Arbeit umgewandelt 35%
insgesamt 100%	mit Kühlwasser abgeführt 35%
	mit Abgasen usw. „ 30%
	insgesamt 100%

die in Praxis durch Auswertung der Arbeit, z. B. durch Bremsen, durch Abmessung der Menge und des Temperaturunterschiedes des Kühlwassers und der Messung der zugeführten Wärme festgestellt wird, ist für den Käufer wertlos, denn für ihn ist nur der wirtschaftliche Wirkungsgrad, also das Verhältnis der geleisteten Arbeit zu dem Brennstoffverbrauch maßgebend. Der Schmierölverbrauch ist für ihn wichtiger als der Wasserverbrauch. Dem Konstrukteur und dem Ingenieur, welche diese Bilanz prüfen und aus ihr für spätere Ausführungen Schlüsse ziehen müssen, gibt die Bilanz leider nichts. In der Tat: in dem Kühlwasserverlust ist auch die Wärme, welche die Abgase an die Wände übertragen, enthalten; ferner ist in der Rubrik „Abgase“ nicht nur die Abgaswärme, sondern auch die Geschwindigkeitsenergie der Abgase eingeschlossen usw. Wenn es sich um Verlustverkleinerung handelt, dann muß die Art, die Größe und die Entstehung jedes Verlustes möglichst gründlich zuerst theoretisch untersucht werden — denn dieses ist leicht — und alsdann, soweit möglich, auch praktisch geprüft werden.

Dabei darf man sich aber keinesfalls mit Abrundungen begnügen, die Vorgänge bei Untersuchung etwa vereinfachen und von einem wirklichen Arbeitsgange zu einem idealen Falle übergehen. Umgekehrt, es muß — soweit die theoretischen Abhandlungen es ermöglichen und praktische Beiwerte vorhanden sind — als Basis der Vorgang der Verbrennungsmaschine möglichst genau mit der Wirklichkeit übereinstimmend genommen werden.

Die Gleichung (14) ist aber nur für einen geschlossenen Prozeß, bei dem keine Mengeänderung stattfindet, gültig, dagegen geht, wie im ersten Kapitel erklärt wurde, der Arbeitsvorgang in den Verbrennungsmaschinen teilweise ohne Mengeänderungen, teilweise mit denselben vor sich. Es muß deshalb in Gleichung (14) die Menge, d. h. das Gewicht der Gase, ebenso wie in Gleichung (1) eingeführt werden.

Es werde deshalb angenommen, daß einem Körper (Arbeitsmittel) Q kcal Wärme zugeführt wurde, wobei nur noch ein Gewichtsteil G_1 am Schluß des Prozesses vorhanden ist, der andere Teil G_2 geht für den Prozeß in dieser Maschine allmählich verloren. Um sich diese Annahme vorzustellen, sei angenommen, daß während der Arbeit der Maschine ein Teil des Arbeitsmittels durch Undichtigkeit entweiche.

Der erste Hauptsatz der Wärmelehre (Gesetz der Erhaltung der Energie) in Anwendung auf das besprochene Verfahren kann also in folgender Form geschrieben werden:

$$Q = AL + AG_1 \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + G_1 (U_2 - U_1) + \sum \Delta G_2 \cdot J + Q'. \quad (15)$$

Nach dem Gesetze der Erhaltung der Materie gilt noch:

$$G = G_1 + G_2. \quad (16)$$

Es sollen nun die verschiedenen Größen dieser Formel in Anwendung auf die Verbrennungsmaschine erklärt werden.

Die Wärme Q wird periodisch während der Verbrennung, d. h. vom Augenblick der Entzündung an bis zum Schluß der Verbrennung, zugeführt.

Die Wärmezufuhr darf nicht mit der Brennstoffzufuhr verwechselt werden. Die letztere kann während des Ansaugens, während der Verdichtung und sogar

am Anfang der Ausdehnung stattfinden, aber damit ist noch keinesfalls die Wärme zugeführt. Denn wenn z. B. während des ganzen Arbeitsspieles die nötige Zündtemperatur nicht erreicht wird, oder die nötige Sauerstoffmenge nicht vorhanden ist, dann tritt weder Verbrennung noch Wärmeentwicklung ein.

Die zeitliche Entwicklung der Wärme bei der Verbrennung, die Menge der entwickelten Wärme, sowie die Bestimmung des Augenblickes des Anfangs und Schlusses der Verbrennung werden später genauer untersucht. An dieser Stelle sei nur darauf hingewiesen, daß wir stets eine allmähliche Verbrennung betrachten; diese kann schneller oder langsamer, keinesfalls aber plötzlich vor sich gehen, d. h. die Verbrennung in den Verbrennungsmaschinen ist von dem Augenblicke der Entzündung bis zum Schlusse der Verbrennung eine endliche und ununterbrochene Funktion der Zeit. Der Schluß der Verbrennung kann vor Verbrennung sämtlicher Brennstoffteilchen eintreten, d. h. es kann eine unverbrannte Menge des Brennstoffes in den Abgasen bleiben.

Die Wärme Q wird meistens aus dem Heizwerte des Brennstoffes bestimmt. Ist die Menge des eingeführten Brennstoffes G und sein Heizwert W kcal, so erhält man:

$$Q = GW. \quad (17)$$

Da wir als Heizwert diejenige Wärme bezeichnen, die der vollständigen Verbrennung des Brennstoffes zukommt, und da andererseits bei der motorischen Verbrennung manchmal aus verschiedenen Gründen — wie Sauerstoffmangel, Temperatursenkung, schlechte Mischung, Zeitmangel usw. — eine unvollständige Verbrennung vorkommen kann, so muß entweder in die Gleichung (15) statt Q die wirklich zugeführte Wärmemenge αQ , wo $\alpha < 1$, oder aber der Wert $(1 - \alpha) Q$ in die Verluste eingetragen werden. Für die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades ist die zweite Methode anschaulicher.

Wenn auch die Wärme im allgemeinen nur während eines sehr kurzen Teiles der Periode zugeführt wird, so muß dennoch dieser Teil wegen seiner Wichtigkeit besonders untersucht werden. In diesem Teile der Periode ist $Q > 0$, dagegen in dem anderen Teile ist $Q = 0$, da eine Wärmeabgabe nach außen dem Zweck des Verbrennungsprozesses widerspricht und nur als Wärmeverlust betrachtet werden kann.

Die äußere absolute Arbeit AL kcal ist die Ausdehnungs- bzw. die Verdichtungsarbeit; sie ist eine Funktion des Druckes und des Volumens, die beide bei Wärmemaschinen endliche und stetige Funktionen sind, da sowohl Druck- als Volumenssprünge vermieden werden müssen. Unter diesen Voraussetzungen ist:

$$d(AL) = A p dV. \quad (18)$$

Aus dieser Gleichung ersehen wir, daß für Bestimmung der äußeren Arbeit zwischen zwei gegebenen Grenzen ein Zusammenhang zwischen p und V gegeben werden muß, der die sogenannte Zustandsänderungsgleichung bildet:

$$p = f(V). \quad (19)$$

Von einem gegebenen Zustand p_1 und V_1 bis zu einem anderen p_2 und V_2 kann sich der Zustand nach beliebigen Gesetzen ändern und dementsprechend

wird die Arbeit AL verschieden. Aus (18) und (19) erhält man:

$$L = \int_1^2 f(V) \cdot dV. \quad (20)$$

Man kann sich theoretisch zahlreiche Zustandsänderungen vorstellen, die wirklichen Zustandsänderungen in Verbrennungsmaschinen sind aber nicht willkürlicher Natur, sondern durch die Gleichungen (15) und (16) bestimmt werden. Auch die Änderung des Volumens ist keinesfalls willkürlich, da sie von der Zeit abhängt.

In der Tat folgt aus Abb. 13:

$$V = V' + \frac{\pi D^2}{4} \cdot x$$

und

$$x = r(1 - \cos \alpha) \pm L(1 - \cos \beta),$$

worin

V' das Volumen des Verbrennungsraumes in m^3 ,

D den Durchmesser des Zylinders in m ,

$S = 2r$ den Kolbenhub in m ,

L die Pleuelstangenlänge in m ,

α den Kurbelwinkel nach einer Zeitdauer t von oberer Kolben-
totlage ab gerechnet,

β den entsprechenden Ablenkungswinkel der Pleuelstange

bedeuten.

Da ferner

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \alpha}$$

oder annähernd

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{L^2} \cdot \sin^2 \alpha,$$

so erhält man:

$$V = V' + \frac{\pi D^2}{4} \cdot r \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} \sin^2 \alpha \right]$$

oder

$$V = V' + \frac{1}{2} V_h \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} \sin^2 \alpha \right], \quad (21)$$

worin

$$V_h = \text{Hubvolumen} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S.$$

Berücksichtigt man nun den Zusammenhang zwischen Kurbelwinkel α , Zeit t in Sekunden und Umdrehungszahl n pro Minute, so wird mit:

$$\alpha = \frac{2 \pi n t}{60} \quad (22)$$

$$V = V' + \frac{1}{2} V_h \left(1 - \cos \frac{2 \pi n t}{60} + \frac{1}{2} \frac{r}{L} \cdot \sin^2 \frac{2 \pi n t}{60} \right) \quad (23)$$

eine Gleichung, die den mathematischen Zusammenhang zwischen Volumen und Zeit darstellt.

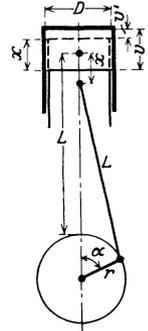


Abb. 13. Volumen-
änderung als Funktion der Zeit.

Die Volumenänderung ist eine periodische Funktion der Zeit, welche als Periode $t = \frac{60}{n}$, d. h. die Zeitdauer einer Umdrehung, hat. Da man unter einer Arbeitsperiode eines Prozesses diejenige kleinste Zeitdauer versteht, nach deren Ablauf die sämtlichen Zustandsgrößen sich wieder in dem Anfangszustand befinden, so wird die Arbeitsperiode eines Prozesses eine ganze Zahl Umdrehungen in Anspruch nehmen.

Aus den Gleichungen (21) und (22), wie auch aus der Abb. 13 folgt, daß bei Änderungen von α von 0 bis π bzw. t von 0 bis $\frac{30}{n}$ das Volumen von V' bis $V' + V_h$ steigt, dagegen bei Änderungen des Winkels α von π bis 2π bzw. t von $\frac{30}{n}$ bis $\frac{60}{n}$ das Volumen von $V' + V_h$ auf V' sinkt. Da der abs. Druck stets positiv ist, so muß während des Hinganges des Kolbens positive Arbeit (Ausdehnungsarbeit), während des Rückwärtsganges negative Arbeit (Verdichtungsarbeit) geleistet werden.

In jeder Verbrennungsmaschine geht der Verdichtungshub dem Verbrennungs- bzw. Ausdehnungshube voran. Es muß also für den ersten Verdichtungshub eine Arbeit aus einer äußeren Quelle zugeführt werden. Für jeden weiteren Verdichtungshub wird ein Teil der Arbeit des Ausdehnungshubes jeder vorhergehenden Periode im Schwungrad oder anderwärts aufgespeichert, wobei selbstverständlich ein Verlust infolge der doppelten Umwandlung der Energie entsteht.

Die technisch wichtigsten Zustandsänderungen werden meistens als Funktionen der Verhältnisse der Zustandsgrößen gegeben. Bei weiteren Berechnungen wird immer nötig sein, die Volumverhältnisse bei verschiedenen Kurbelstellungen festzustellen.

In der beiliegenden Zahlentafel (2) sind die Werte für das Verhältnis des Kolbenweges x zum Kolbenhub H entsprechend dem zugehörigen Kurbelwinkel für $L = 5r$ gegeben.

Für Berechnung der Volumenverhältnisse:

$$\varrho = \frac{V}{V_{180}} = \frac{V' + \frac{\pi D^2}{4} \cdot x}{V' + \frac{\pi D^2}{4} \cdot H}$$

führen wir den Wert

$$\frac{x}{H} = y$$

ein, woraus:

$$\varrho = \frac{V}{V_{180}} = \frac{V' + \frac{\pi D^2}{4} \cdot y H}{V' + \frac{\pi D^2}{4} \cdot H} = 1 - (1-y) \frac{\frac{\pi D^2}{4} H}{V' + \frac{\pi D^2}{4} H}.$$

Ist ε der Verdichtungsgrad:

$$\varepsilon = \frac{V'}{V' + V_h} = \frac{V'}{V' + \frac{\pi D^2}{4} H},$$

dann ist

$$V' + \frac{\pi D^2}{4} H = \frac{V'}{\varepsilon} \quad \text{und} \quad \frac{\pi D^2}{4} H = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} V',$$

also

$$\varrho = 1 - (1-y)(1-\varepsilon). \quad (24)$$

Wenn man die Kolbenlagen graphisch wie in Abb. 3 bestimmt, so kann man auch ρ einfach dadurch ermitteln, daß man den Verdichtungsraum V' ($= VA$) in demselben Maßstabe wie das Hubvolumen abträgt und für jede Kolbenstellung eine Lotrechte bis zum Schnittpunkt mit dem Strahl $v-1$ (vgl. Abb. 3) und durch

Zahlentafel 2.

Kolbenstellung x		Kurbelwinkel α bei Hingang (für den Rückweg = $180 - \alpha$)
Hinweg in % von S	Rückweg	
2	98	14,8
4	96	21,2
6	94	26,0
8	92	30,2
10	90	33,9
12	88	37,3
15	85	41,8
20	80	48,9
25	75	55,4
30	70	61,5
35	65	67,3
40	60	73,0
45	55	78,6
50	50	84,2
55	45	90,0
60	40	95,7
65	35	101,7
70	30	108,0
75	25	114,6
80	20	121,9
85	15	130,0
88	12	135,3
90	10	139,2
92	8	143,6
94	6	148,5
96	4	154,3
98	2	161,9
100	0	180,0

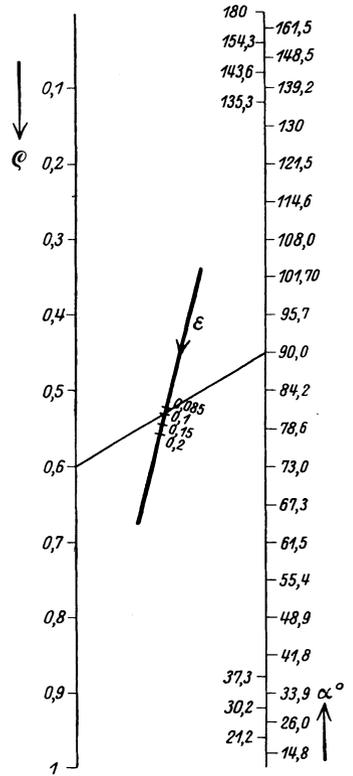


Abb. 14. Fluchttafel für Volumenverhältnisse, Verdichtungsgrad und Kurbelwinkel.

diesen Punkt eine Wagerechte zieht, die den Wert ρ auf der Ordinatenachse bestimmt.

Abb. 14 zeigt eine Fluchttafel für Berechnung von ρ bei gegebenem ϵ und α .

Beispiel: für $\epsilon = 0,1$ und $\alpha = 90^\circ$ erhalten wir aus der Zahlentafel 2 $y = 0,55$ und aus Formel (24) $\rho = 0,6$. Desgleichen aus der Fluchttafel $\rho = 0,6$.

Aus der Gleichung (21) ersehen wir, daß der Zuwachs des Volumens am langsamsten in der Nähe des Totpunktes vor sich geht, da aber im unteren Totpunkte das Volumen bedeutend größer als im oberen ist ($V' + V_h > V'$), so wird die relative Volumenänderung im unteren Totpunkt viel kleiner als in dem oberen. Ist z. B.

$$\frac{V'}{V' + V_h} = \epsilon = \frac{1}{11} \quad \text{oder} \quad \frac{V'}{V_h} = \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} = \frac{1}{10}$$

und

$$\frac{r}{L} = \frac{1}{5},$$

so erhalten wir für den oberen Totpunkt

$$V = V' [1 + 5(1 - \cos \alpha + 0,1 \sin^2 \alpha)]$$

und für

$$\begin{aligned} \alpha = -8^\circ & \quad V = 1,056 V', \\ \alpha = 0 & \quad V = V', \\ \alpha = +8^\circ & \quad V = 1,056 V'. \end{aligned}$$

Dementsprechend wird für den unteren Totpunkt

$$V = \frac{V' + V_h}{11} [1 + 5(1 - \cos \alpha + 0,1 \sin^2 \alpha)]$$

und für

$$\begin{aligned} \alpha = +150^\circ & \quad V = 0,95 (V' + V_h), \\ \alpha = +180^\circ & \quad V = V' + V_h \\ \alpha = +210^\circ & \quad V = 0,95 (V' + V_h). \end{aligned}$$

Dieses Beispiel beweist, daß das Volumen sich relativ um $\pm 5\%$ in der Nähe des oberen Totpunktes während rd. 16° , d. h. während eines 0,045 Teiles der Umdrehung, dagegen in der Nähe des unteren Totpunktes während 60° , d. h. während eines 0,166 Teiles der Umdrehung ändert. Die Volumenänderung am oberen Totpunkte geht also viermal schneller vor sich als in dem unteren Totpunkte.

Der Zuwachs der inneren Energie $G_1 (U_2 - U_1)$ muß auf denjenigen Gewichtsteil des Arbeitsmittels, der während des betrachteten Teiles des Verfahrens im Zylinder bleibt, bezogen werden. Wird Brennstoff während des Saughubes zugeführt, dann bleibt G_1 während der Verdichtung, Verbrennung und Ausdehnung unveränderlich; wird dagegen Brennstoff während der Verdichtung oder am Anfang der Ausdehnung zugeführt, dann muß die zugeführte Energie bzw. der Wärmeinhalt des eingeführten Brennstoffes zugerechnet werden.

Die innere Energie ist für die idealen und halbidealen Gase eine Funktion lediglich der Temperatur:

$$U = \int c_v \cdot dT + \text{Const.} \quad (25)$$

Mit (2) wird:

$$U = \frac{a}{m} T \left(1 + \frac{\zeta}{2} T \right) + \text{Const.},$$

wobei die Konstante aus der Bedingung $U = 0$ bei $T = 0$ zu berechnen ist und also gleich Null ist.

$$U = \frac{a}{m} T \left(1 + \frac{\zeta}{2} T \right). \quad (25a)$$

In der Zahlentafel 3 sind die Werte der inneren Energie bzw. Wärmeinhaltes für 1 Mol Gas für verschiedene Temperaturen und Temperaturkoeffizienten angegeben.

Der Zuwachs der lebendigen Kraft $AG_1 \frac{w_3^2 - w_1^2}{2g}$ der Gesamtmasse des Arbeitsmittels ist für den Verdichtungs- und Ausdehnungshub bei der Annahme, daß keine Ausströmung stattfindet, gleich Null, denn die Anfangs- und Schlußgeschwindigkeiten der Masse sind dieselben. In den gewöhnlichen Verbrennungsmotoren ist der Zuwachs der lebendigen Kraft während eines Teiles des Prozesses

Zahlentafel 3.

<i>T</i>	<i>a T</i>	<i>k a T</i>	$\frac{\alpha \zeta T^2}{2} \quad (\zeta = \zeta_0 \cdot 225 \cdot 10^{-6})$				
			$\zeta_0 = 1,023$	$\zeta_0 = 1,279$	$\zeta_0 = 1,535$	$\zeta_0 = 1,790$	$\zeta_0 = 2,046$
288	1345	1910	45	56	67	78	90
300	1401	1990	48	60	72	84	96
325	1518	2155	57	71	85	100	114
350	1635	2321	66	82	99	116	132
375	1751	2487	76	95	114	133	152
400	1868	2653	86	107	129	150	172
450	2101	2984	109	136	163	190	218
500	2335	3316	134	167	201	234	268
550	2568	3647	163	204	245	286	326
600	2802	3978	194	242	290	339	388
650	3036	4310	227	284	341	398	454
700	3270	4642	263	329	395	461	526
750	3502	4974	302	377	452	527	604
800	3730	5306	344	430	516	602	688
850	3969	5637	388	485	582	679	776
900	4202	5968	435	544	653	762	870
950	4436	6300	485	606	727	848	970
1000	4670	6632	538	672	807	941	1076
1050	4903	6963	593	741	889	1037	1186
1100	5163	7294	650	812	975	1137	1300
1150	5370	7625	710	888	1065	1243	1420
1200	5604	7956	774	967	1168	1354	1548
1250	5838	8288	840	1050	1260	1470	1680
1300	6072	8620	908	1135	1362	1589	1866
1350	6306	8952	980	1225	1470	1715	1960
1400	6540	9284	1053	1316	1579	1842	2106
1450	6772	9616	1130	1412	1695	1977	2260
1500	7004	9948	1210	1512	1815	2117	2420
1550	7238	10280	1291	1614	1937	2260	2582
1600	7472	10612	1374	1717	2061	2404	2748
1650	7705	10943	1464	1830	2196	2562	2928
1700	7938	11274	1555	1944	2333	2722	3110
1750	8171	11605	1646	2057	2469	2880	3292
1800	8404	11936	1746	2183	2620	3050	3492
1850	8638	12268	1840	2300	2760	3220	3680
1900	8872	12600	1940	2425	2910	3395	3880
1950	9106	12932	2043	2554	3065	3576	4086
2000	9340	13264	2150	2687	3225	3762	4300
2100	9801	13926	2372	2914	3556	4148	4744
2200	10326	14588	2600	3248	3900	4548	5200
2300	10740	15250	2840	3552	4260	4972	5680
2400	11208	15912	3096	3868	4672	5416	6192
2500	11676	16576	3360	4200	5040	5880	6720
2600	12144	17240	3632	4540	5448	6356	7264
2700	12612	17904	3920	4900	5880	6860	7840
2800	13080	18568	4212	5264	6316	7368	8424
2900	13544	19832	4520	5648	6780	7908	9040
3000	14008	19896	4840	6048	7260	8468	9680

$$m U = a T + \frac{a \zeta}{2} T^2. \quad m I = k a T + \frac{a \zeta}{2} T.$$

so klein, daß man ihn außer acht lassen kann. In einer Kolbenmaschine wird die Masse der Kolben und Stangen, sowie ein Teil der Schubstange von Geschwindigkeit Null bis auf die Kurbelzapfengeschwindigkeit beschleunigt. Das Gewicht dieser Teile ist mehrere tausend Mal so groß, als das Gewicht der ganzen Ladung, die Geschwindigkeit des Schwerpunktes der ersteren Massen ist doppelt so groß wie die des Schwerpunktes der Gasmasse, so daß der größte Zuwachs der lebendigen Kraft der letzteren kaum 0,1% der ersteren beträgt und deshalb außer acht gelassen werden kann.

Der durch Mengeänderung abgeführte Teil der Wärme $\sum \Delta G_2 \cdot J$ ist die algebraische Summe der Wärmehöhen der aus dem Prozesse entweichenden Gasmengen. Die Wärmehöhe J hängt, wie bekannt¹, von der Zustandsänderung ab und ist gleich

$$J = I - U - AL,$$

woraus folgt, daß bei dem adiabatischen Ausfluß die Wärmehöhe dem Wärmeinhalt bei konstantem Druck gleich ist

$$J = I.$$

In einem gegebenen Augenblick herrscht in dem Zylinder ein Druck p , diesem Druck entspricht ein gewisser Wärmeinhalt bei konstantem Druck I , der für ideale und halbideale Gase, wie bekannt, gleich:

$$I = U + A p v \quad (26)$$

ist oder mit (3)

$$I = c_p dT = \frac{a + mAR}{m} T \left(I + \frac{\zeta}{2} T \right). \quad (27)$$

Da

$$\frac{a + mAR}{a} = \frac{4,67 + 1,975}{4,17} = 1,42 = k, \quad (28)$$

so schreibt man auch:

$$I = \frac{ka}{m} T \left(1 + \frac{\zeta}{2} T \right). \quad (27a)$$

Der Wärmeinhalt bei konstantem Druck ist also lediglich eine Funktion der Temperatur.

Ist die Wärmehöhe im Innern des Zylinders in irgendeinem Augenblick gleich J und das in diesem Augenblicke ausströmende Gewicht $- \Delta G_2$, dann bedeutet $\Delta G_2 \cdot J$ die in diesem Augenblick abgegebene Wärme, so daß durch Summieren auf die gewünschte Zeitdauer die durch die ausströmende Menge G_2 abgegebene Wärme berechnet werden kann.

Diese Wärmemenge kann ohne weiteres in der Maschine selbst nicht benutzt werden; sie wird teilweise an das Kühlwasser, teilweise an die Außenluft übergeben und teilweise für die Beschleunigung der ausströmenden Massen (G_2) verwendet. Je größer die Wärmemenge ist, desto größer wird auch der Beschleunigungszuwachs der ausströmenden Massen.

Diese lebendige Kraft des Ausflusses tritt während des freien Auspuffes auf und kann entweder für Kräfteerzeugung in einer anderen Maschine, z. B. in einer Abgasturbine benutzt werden, oder aber sie geht ohne weiteres verloren.

¹ Graphische Thermodynamik, S. 46.

Was schließlich den Wert Q' anbetrifft, so enthält er die Verluste durch Leitung, Strahlung, Reibung bzw. durch die nicht verbrannte Brennstoffmenge, die wir stets durch $(1 - \alpha)Q$ bezeichnen werden, da die beiden Verlustarten verschiedener Natur sind.

Grundgleichungen für den Arbeits- bzw. Vorbereitungsteil. Für die wirtschaftliche Untersuchung und Bewertung einer Maschine ist es notwendig und genügend, einerseits den Brennstoffverbrauch während einer Zeitdauer und andererseits die von der Hauptwelle abgegebene Netto-Arbeit zu bestimmen. Unter der Netto-Arbeit versteht man die Arbeit, die nach Abzug der erforderlichen Arbeit für Bewegung der sämtlichen für die Arbeit des Hauptmotors unentbehrlichen Zusatzapparate verfügbar ist. Man erhält alsdann:

$$\eta_w = \frac{A L_{\text{eff}}}{Q}. \quad (29)$$

Für die thermodynamische Untersuchung und Wertung ist aber, wie oben gesagt, eine solche Berechnung sehr oberflächlich, denn sie gibt weder ein Bild von den Vorgängen während des Arbeitsprozesses noch von den Wärme- und Kraftverlusten. Ohne genaue Kenntnis dieser Vorgänge und der Verluste ist eine planmäßige Verbesserung der Maschine unmöglich.

Wir müssen deshalb jeden Teil des Arbeitsprozesses genau und möglichst unter wirklichen praktischen Arbeitsbedingungen untersuchen.

Der Arbeitsteil des Arbeitsprozesses bei den Schwerölmotoren besteht aus der Verdichtung der Luft zuerst ohne und späterhin mit Brennstoffeinführung, ferner aus der Verbrennung und schließlich aus der Ausdehnung der Abgase, wobei die Verbrennung auch während des Verdichtungshubes anfangen und sich weit in den Ausdehnungshub hinein erstrecken kann.

Während des Verdichtungshubes ohne Brennstoffeinführung gelten die Beziehungen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Zustandsgleichung } pV = GR T \\ \text{Wärmegleichung } 0 = Ap dV + G dU + dQ' \end{array} \right\} \quad (A)$$

Es sind hier G und R unveränderliche Größen. Diese Gleichungen gelten für eine Zeitdauer t_1 von Anfang der Verdichtung $t = 0$ bis Anfang der Brennstoffeinführung $t = t'$.

Für die Verdichtung mit Brennstoffeinführung gelten die Beziehungen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Zustandsgleichung } pV = (G_1 R_1 + G_2 R_2) T \\ \text{Wärmegleichung } 0 = Ap dV + d(GU) + JdG_2 + dQ' \\ \text{Mengengleichung } G = G_1 + G_2. \end{array} \right\} \quad (A')$$

Hier ist G_1 eine unveränderliche, dagegen G_2 eine veränderliche Größe, welche im Augenblick $t = 0$ gleich 0 und am Schluß der Brennstoffeinführung im Augenblick $t = t'$ gleich G_2 ist.

Es ist hier zur Vereinfachung der Formel angenommen, daß der Brennstoff bereits in dampfförmigem Zustand zugeführt wird. In Wirklichkeit ist dies nicht der Fall. Da aber G_2 gegenüber G_1 sehr klein ist (rd. 4%), so ist diese Annahme gerechtfertigt. Es muß aber dabei die für Verdampfung des flüssigen Brennstoffes nötige Wärme — falls eine Verdampfung stattfindet — in die Verluste eingerechnet werden.

Zur weiteren Vereinfachung der Untersuchung könnte man auch für den zweiten Fall mit einem unveränderlichen Gewicht $G = G_1 + G_2$ rechnen und die eingeführte Wärmemenge $J \cdot dG_2$ auch in die Verluste Q_2' einführen. Die Vorgänge (A) und (A') werden alsdann nach der Formel (A) als Zustandsänderung ohne Mengeänderung und ohne Wärmezufuhr betrachtet. Die Zeitdauer dieser Periode endet nicht nach Schluß des Brennstoffeinfuhr, sondern in dem Augenblicke des Anfangs der Verbrennung.

Die Verbrennung fängt in dem Augenblicke t' , in dem die Entzündungstemperatur T erreicht wird, an. Es wird hierbei nach einem zeitlichen Gesetze, das später näher untersucht wird, Wärme zugeführt, und da keine Mengeänderungen vorhanden sind, so kann dieser Vorgang durch folgende Beziehungen dargestellt werden:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Zustandsgleichung} \quad pV = G [(1-x) R_1 + R_2] T \\ \text{Wärmegleichung} \quad dQ + A p dV + G dU + dQ' = 0 \\ \text{Wärmezufuhrsgesetz} \quad Q = f(t, T) \end{array} \right\} \quad (\text{B})$$

Es bedeutet hier R_1 die Gaskonstante für das Gasgemisch vor der Verbrennung und R_2 nach der Verbrennung, welche im allgemeinen¹ verschieden sind. Für Ölmotoren ist $R_1 = R_2$, so daß die erste Gleichung (B) die übliche Form $pV = GRT$ erhält.

Über das Wärmezufuhrsgesetz wird im folgenden näher gesprochen. Wir bemerken hier, daß bei Temperaturen unter der Entzündungstemperatur die Wärmentwicklung so langsam geht, daß $dQ = 0$ gesetzt werden kann und daß von dem Augenblick t'' an, wo Q einen maximalen Wert erreicht, die weitere Entwicklung wiederum so langsam vor sich geht, daß wieder $dQ = 0$ gesetzt werden muß. Dieser maximale Wert Q hängt von der Menge und Bestand des Brennstoffes, von der Menge der Luft sowie auch von den Mischungsverhältnissen und der Temperatur ab.

Die Verbrennung dauert von dem Augenblick t' bis zum Augenblick t'' , in welchem die ganze Menge des Brennstoffes oder, bei Luftmangel, die ganze Menge der Luft verbrannt ist; hierauf folgt die Ausdehnung ohne Verbrennung bis ungefähr zu Ende des Hinganges des Kolbens (t'''). Hierfür gelten dieselben Formeln (A).

Der Arbeitsteil des Prozesses besteht somit aus Zustandsänderungen ohne Mengeänderung ohne Verbrennung (Gleichung A) und aus Zustandsänderungen ohne Mengeänderungen mit Verbrennung (Gleichung B).

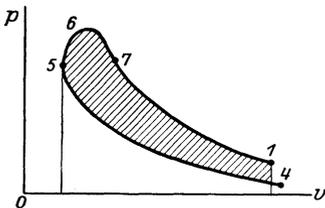


Abb. 15. Arbeitsfläche der ind. Arbeit.

Die Gleichungen (A) bestimmen eindeutig den Gang der Verdichtungskurve 4–5 (Abb. 15) und der Ausdehnungskurve 7–1, die Gleichungen (B) den Gang der Verbrennungskurve 5–6–7, so daß durch Planimetrierung der schraffierten Fläche (4–5–6–7–1–4) die pro Arbeitsteil im Zylinder der Maschine geleistete (indizierte) Arbeit AL berechnet werden kann. Summiert man die Wärmegleichung (A) und (B) auf die Zeitdauer t''' , d. h. von Punkt 4 über 5–6–7 bis 1, so

¹ Vgl. Seiliger: Graphische Thermodynamik usw. Zweiter Teil, Kap. 3. Berlin: Julius Springer 1922.

erhält man:

$$Q = A L + G (U_1 - U_4) + (1 - \alpha) Q + Q', \quad (30)$$

wo α , wie früher, den unverbrannten Teil des Brennstoffes, Q' die sämtlichen Wärmeverluste ($Q' = Q'_{4-5} + Q'_{5-7} + Q'_{7-1}$) bedeuten.

Um wiederum Arbeit zu gewinnen, muß das Arbeitsmittel in den Zustand 4 gebracht werden, und zwar müssen nicht nur Druck und Temperatur des Arbeitsmittels von p_1/T_1 auf p_4/T_4 verringert, sondern es muß auch der chemische und physikalische Zustand in Punkt 1 durch den Zustand in Punkt 4 ersetzt werden, so daß man statt Abgase wiederum frische Luft hat. Dies wird in den Verbrennungsmotoren einfach dadurch erreicht, daß man die Abgase nach außen ausstößt und durch frische Luft aus einer äußeren Quelle, meistens aus der freien Atmosphäre, ersetzt.

Dieser Vorbereitungsteil des Arbeitsverfahrens besteht aus dem freien Auspuff, bei welchem das Innere des Zylinders mit dem Abgasbehälter von niedrigem Druck, meistens der freien Atmosphäre, in Verbindung steht und ein Ausströmen der Abgase bis zum Druckausgleich vor sich geht. Die Menge der Abgase im Zylinder nimmt ab. Falls das freie Ausströmen, wie es in den Verbrennungsmotoren der Fall ist, ungefähr während 30° (vor dem unteren Totpunkt) anfängt und vor Totlage aufhört, ändert sich das Volumen der im Zylinder befindlichen Gase so unbedeutend, daß man die während des freien Auspuffes geleistete Arbeit praktisch gleich Null setzen und die diesem Vorgang entsprechenden Gleichungen, wie folgt, schreiben kann:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Zustandsmengengleichung} \quad p V = G R T \\ \text{Wärmegleichung} \quad 0 = d(G U) + J dG + dQ' \\ \text{Kontinuitätsgleichung} \quad dG = f \cdot \frac{u_m}{v_m} dt \end{array} \right\} \quad (C)$$

In diesen Gleichungen ist G veränderlich. Die dritte Gleichung ist die bekannte Kontinuitätsgleichung¹ und es bedeuten hier:

- f den Querschnitt der Ausflußöffnung (Auspuffventile, Schlitze) in m²,
- t die Zeit in sek,
- u_m die zu dieser Zeit in der Mündung herrschende Ausflußgeschwindigkeit in m/sek,
- v_m das spezifische Volumen der ausströmenden Abgase in der Ausflußmündung im Augenblick t .

Für die genaue Berechnung soll noch die Ausdehnungsarbeit in Betracht gezogen und die zweite Gleichung (C) wie folgt geschrieben werden:

$$0 = A dL + d(G U) + J dG + dQ'.$$

Was schließlich das Spülen anbetrifft, so besteht es aus dem Ersatz der im Zylinder nach dem Druckausgleich (freiem Auspuff) gebliebenen Gase durch frische Luft. Dieser Vorgang ist im Gegensatz zu dem Vorgange (C), der eine Zustandsmengenänderung darstellt, bloß ein Mengenänderungsvorgang, dessen

¹ Vgl. M. Seiliger: Hochleistungs-Dieselmotoren, S. 61. Berlin: Julius Springer 1926.

Gleichung ist:

$$\left. \begin{aligned} V &= G v; \quad p = \text{Const}; \quad T = \text{Const} \\ 0 &= A dL + d(GU) + J dG + dQ' \end{aligned} \right\} \quad (\text{D})$$

Wir werden nun auf Grund der festgestellten Formeln (A), (B), (C) und (D) die Zustandsänderungskurven für Änderung 1. ohne Mengeänderung und ohne Verbrennung, 2. ohne Mengeänderung und mit Verbrennung, 3. mit Mengeänderung ohne Verbrennung und schließlich 4. die Mengeänderungskurven ohne Zustandsänderung untersuchen.

Kühlung. In jeder Gruppe der Gleichungen (A bis D) enthält die Wärmeleichung den Wert Q' der Wärmeverluste infolge Leitung und Strahlung durch die Zylinderwände an das Kühlwasser, die wir zuerst feststellen müssen.

Bezeichnet:

- T_g die absolute Temperatur der Gase im Zylinder,
- T_w die absolute Temperatur des Kühlwassers,
- F die gasbespülte Fläche in m^2 ,

dann ist die während einer Zeitspanne dt durch Leitung abgeführte Wärme

$$Q' = \lambda F (T_g - T_w) dt, \quad (30)$$

wenn t in Stunden und

$$Q' = \frac{\lambda}{3600} \cdot F (T_g - T_w) dt, \quad (30a)$$

wenn t in Sekunden (vgl. Gleichung 22) angegeben ist, wo

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{l}{\kappa} + \frac{1}{\alpha_w}. \quad (31)$$

Es bedeuten hier:

- α_g die Wärmeübergangszahl von Gas an die Wand in $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}}$,
- α_w die Wärmeübergangszahl von der Wand an das Wasser
- κ die Wärmeleitzahl der Wandungsmetalle (die Anzahl der kcal, die durch 1 m^2 der Wand in 1 h auf 1 m Wandstärke pro 1°C Temperaturunterschied durchgehen),
- l die Wandstärke in m,
- λ die Gesamtübergangszahl von Gas an das Wasser.

Die Wärmeübergangszahl α_w von der Wand an die Flüssigkeit und umgekehrt hängt wesentlich, wie die Versuche gezeigt haben, von der Geschwindigkeit der Flüssigkeit längs der Wände ab und kann ungefähr durch folgende Formel ausgedrückt werden:

$$\alpha = \alpha_0 (1 + \beta_0 \sqrt{w}), \quad (32)$$

worin α_0 und β_0 verschiedene Beiwerte für verschiedene Flüssigkeiten und w die Strömungsgeschwindigkeit bedeuten.

Für Wasser ist:

$$\alpha_0 = 300, \quad \beta_0 = 6, \quad w = 1/4 \text{ bis } 2 \text{ m/sek.}$$

Für Luft ist bei mittleren Temperaturen und Druckverhältnissen

$$\alpha_0 = 2, \quad \beta_0 = 5.$$

Die Wärmeübergangszahl für ein Gas ändert sich bei großen Temperatur- und Druckschwankungen bedeutend; sie ist nach Nusselt für Verbrennungsmaschinen

$$\alpha_g = (1 + 1,24 c) \sqrt[3]{p^2 T_g}, \quad (33)$$

worin

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek,

p den Druck in at abs.

bedeuten.

Da bei polytropischer Zustandsänderung mit Exponent n :

$$p = \frac{p_1 v_1^n}{v^n} \quad \text{und} \quad T = \frac{T_1 v_1^{n-1}}{v^{n-1}},$$

so ist

$$\sqrt[3]{p^2 T_g} = \sqrt[3]{\frac{p_1^2 T_1^3 \cdot v_1^{3n-1}}{v^{3n-1}}}$$

und der mittlere Wert zwischen v_1 und v_2 ist gleich:

$$\sqrt[3]{\frac{p_1^2 T_1^3 v_1^{3n-1}}{v_2 - v_1}} \int_{v_1}^{v_2} \frac{1-3n}{v^3} dv = \sqrt[3]{p_1^2 T_1^3} \cdot \frac{\mu_2^{\frac{4}{3}-n} - 1}{\mu_2 - 1} \cdot \frac{3}{4-3n}$$

und

$$(\alpha_g)_{\text{mittl.}} = \frac{3}{4-3n} \cdot \frac{\mu_2^{\frac{4}{3}-n}}{\mu_2 - 1} \cdot \sqrt[3]{p_1^2 T_1}. \quad (33a)$$

worin

p_1 und T_1 den Druck und die Temperatur am Anfang und

$\mu_2 = \frac{v_2}{v_1}$ das Verhältnis des Endvolumens zum Anfangsvolumen

wiedergeben.

Beispiel. Für Gleichdruckverbrennung ($n = 0$) von $p_1 = 32$ at und $T_1 = 900$ abs. mit $\mu = 2$ ist:

$$\alpha_g = (1 + 1,24 c) \cdot \frac{3}{4} \cdot \frac{2,4-1}{1} \cdot \sqrt[3]{32^2 \cdot 900} = 100 (1 + 1,24 c)$$

oder bei $c = 4$ m/sek:

$$(\alpha_g)_m = 630.$$

Für die polytropische Ausdehnung mit $n = 1,25$, welche von demselben Druck und Temperatur ausgeht, erhält man mit $\mu_2 = 5$:

$$(\alpha_g)_m = (1 + 1,24 c) \cdot \frac{3}{0,25} \cdot \frac{0,15}{4} \cdot 120 = 54 (1 + 1,24 c)$$

oder bei $c = 4$ m/sek:

$$(\alpha_g)_m = 270.$$

Schließlich erhalten wir bei einer Verdichtung nach der Polytrope mit einem Exponenten $n = 1,33$, da

$$\text{Lim} \left[\frac{\mu^{\frac{4}{3}-n} - 1}{4-3n} \right]_{n=3/4} = 1,$$

$$(\alpha_g)_{\text{mittl.}} = \frac{1 + 1,24 c}{\mu - 1} \cdot \sqrt[3]{p_1^2 T_1}$$

und für $p_1 = 32 \text{ at}$, $T_1 = 900$, $\mu_2 = 12,5$ ist:

$$(\alpha_g)_m = 8,2 (1 + 1,24 c)$$

oder bei $c = 4 \text{ m/sek}$:

$$(\alpha_g)_m = 40.$$

Die Wärmeübergangszahl für Gußeisen kann mit $k = 56$ geschätzt werden.

Zur Vereinfachung der folgenden Beweisführungen wird der Wert $\lambda = \text{konst.}$ angenommen, was damit gerechtfertigt werden kann, daß man das Arbeitsverfahren in mehrere Teile einteilt, und innerhalb jedes Teiles einen mittleren Wert für λ , wie eben gezeigt wurde, findet.

Was die durch Strahlung abgeführte Wärme anbetrifft, so ist sie im Verhältnis zu derjenigen, die durch Leitung abgeführt ist, so klein, daß sie außer Betracht gelassen werden kann.

Zustandsänderung ohne Mengeänderung und ohne Verbrennung. Es gelten hier folgende Gleichungen:

$$pV = GRT \quad (a)$$

$$A p \cdot dV + G \cdot dU + dQ' = 0 \quad (b)$$

$$dQ' = \frac{\lambda}{3600} \cdot F (T - T_0) \cdot dt \quad (c)$$

$$V = V' + \frac{V_h}{2} \left(1 - \cos \alpha \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} \sin^2 \alpha \right) \sim V' + V_h \sin^2 \frac{\alpha}{2}. \quad (d)$$

Diese vier Gleichungen enthalten fünf veränderliche Größen: p , V , T , Q' und t (α ist eine Funktion von t , dagegen sind G bzw. R in diesem Falle unveränderliche Größen), so daß man durch Eliminierung der vier Veränderlichen eine Gleichung zwischen zwei, z. B. Temperatur und Kurbelwinkel α , erhält, welche die Zustandsgleichung bestimmt.

Die gasbespülte Fläche F besteht aus zwei Teilen: ein Teil F_c , der durch die Kolbenboden-, Deckel- bzw. Verdichtungsraumfläche gebildet ist, bleibt während des Kolbenganges unveränderlich, der andere Teil F_v ist $\pi \cdot D x$ gleich, wo x den Weg des Kolbens bedeutet. Da

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot x = V_h \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2}$$

gleichgesetzt werden kann, so können wir schreiben:

$$F_v = \frac{4 V_h}{D} \sin^2 \frac{\alpha}{2}.$$

Wir führen folgende Bezeichnungen ein:

$$B = F_c : \frac{4 V_h}{D} \quad (34)$$

$$E = \frac{m}{aG} \cdot \frac{4 V_h}{D} \cdot \frac{\lambda}{3600} \cdot \frac{30}{\pi n} \quad (35)$$

und erhalten aus (c) mit (22):

$$dQ' = G \frac{a}{m} (T - T_0) E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha. \quad (36)$$

Die Formel (35) kann vereinfacht werden, indem wir den Wert G einführen:

$$G = (V' + V_h) \cdot \gamma = \frac{V_h}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{m}{22,4} \cdot \frac{273}{T_1} \cdot \frac{p_1}{1},$$

worin

ε den Verdichtungsgrad und

T_1, p_1 die Temperatur bzw. Druck im Anfangspunkt der Verdichtung

bedeuten. Wir erhalten alsdann:

$$E = 0,05 \frac{\lambda}{nD} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \frac{T_1}{273} \cdot \frac{1}{p_1}. \quad (37)$$

Was den Wert B anbetrifft, so ist bei flachem Zylinderdeckel und gekühltem flachen Kolbenboden:

$$B = \left(2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} + \varepsilon \frac{4 V_h}{D} \right) : \frac{4 V_h}{D} = \varepsilon + \frac{1}{2} \cdot \frac{D}{H} \quad (38)$$

oder bei ungekühltem Kolbenboden:

$$B = \varepsilon + \frac{1}{4} \cdot \frac{D}{H}. \quad (38a)$$

Beispiel. Für mittlere Verhältnisse mit $\lambda = 100, nD = 100, T_1 = 315^\circ \text{ abs.}, p_1 = 0,95 \text{ at}, \varepsilon = 0,1$ ist $E \sim 0,05$ und für $\frac{D}{H} = 0,8$ beträgt $B = 0,5$ für gekühlten Kolbenboden und $B = 0,3$ für ungekühlten Kolbenboden.

Wir kommen auf die Gleichung (b) zurück und erhalten mit:

$$dV = \frac{1}{2} V_h \sin \alpha \cdot d\alpha$$

$$dt = \frac{30}{\pi n} \cdot d\alpha$$

und mit (36) und (a):

$$AGRT \frac{dV}{V} + G \frac{a}{m} (1 + \zeta T) dT + G \frac{a}{m} (T - T_0) E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha = 0 \quad (39)$$

oder

$$(k - 1) T \frac{dV}{V} + (1 + \zeta T) dT + (T - T_0) E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha. \quad (39a)$$

Für Erleichterung der Lösung dieser Differentialgleichung soll statt $1 + \zeta T$ der mittlere Wert zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 eingesetzt werden, was in Anbetracht des kleinen Wertes ζ zulässig ist.

Wir schreiben nun die Gleichung (39a), wie folgt, um:

$$(1 + \zeta_m) \frac{dT}{d\alpha} + T \left[(k - 1) \frac{d \ln V}{d\alpha} + E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) \right] - T_0 E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) = 0. \quad (39b)$$

wo $\frac{d \ln V}{d\alpha}$ eine Funktion lediglich von α ist, und ersehen, daß diese Gleichung der bekannten Form:

$$f_1(\alpha) \frac{dT}{d\alpha} + T f_2(\alpha) + f_3(\alpha) = 0$$

ähnlich ist, welche als Lösung:

$$T u^{-1} = v$$

hat, wo:

$$\ln u = - \int \frac{f_2(\alpha)}{f_1(\alpha)} d\alpha \quad \text{und} \quad v = - \int \frac{f_3(\alpha)}{u f_1(\alpha)} d\alpha + C.$$

Wir erhalten also:

$$\ln u = -\frac{1}{1+\zeta_m} \int \left[(k-1) \frac{d \ln V}{d\alpha} + E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) \right] d\alpha,$$

woraus

$$u^{-(1+\zeta_m)} = V^{k-1} \cdot e^{E \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right]}$$

und ferner

$$v = \frac{1}{1+\zeta_m} \int T_0 E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) \cdot V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot e^{\frac{E \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right]}{1+\zeta_m}} \cdot d\alpha + C$$

oder

$$v = T_0 \int V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} d \cdot e^{\frac{E \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right]}{1+\zeta_m}} + C$$

folgt. Wir bezeichnen:

$$\varphi(\alpha) = \frac{E \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right]}{1+\zeta_m} \quad (40)$$

und erhalten schließlich die Gleichung:

$$T \cdot V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot e^{\varphi(\alpha)} - T_0 \int_{\alpha}^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} d \cdot e^{\varphi(\alpha)} = \text{Const}, \quad (41)$$

welche die Zustandsänderung mit Abkühlung wiedergibt. Diese Gleichung kann sowohl für die Ausdehnung wie für die Verdichtung gelten, indem man für die letztere statt $+\alpha$ den Wert $-\alpha$ setzt.

Für Auswertung des Integrals der Gleichung (41) wenden wir uns zur Gleichung (d) und schreiben sie wie folgt um:

$$V = V' + V_h \sin^2 \frac{\alpha}{2} = (V' + V_h) \left[1 - (1-\varepsilon) \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right] = V_{180} \left[1 - (1-\varepsilon) \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right].$$

Wir erhalten alsdann annähernd:

$$V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} = V_{180}^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \left[1 - \frac{k-1}{1+\zeta_m} (1-\varepsilon) \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right]$$

und mit

$$e^{\varphi(\alpha)} = 1 + \frac{E}{1+\zeta_m} \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right],$$

woraus

$$d \cdot e^{\varphi(\alpha)} = \frac{E}{1+\zeta_m} \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) - \frac{1}{2} \cos \alpha \right] d\alpha$$

und schließlich:

$$\int V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} d \cdot e^{\varphi(\alpha)} = \frac{V_{180}^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot E}{1+\zeta_m} \left\{ \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right] - \frac{k-1}{1+\zeta_m} (1-\varepsilon) \left[\frac{B}{2} (\sin \alpha + \alpha) + \frac{1}{8} \left(\alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha \right) \right] \right\} + \text{Const.}$$

Bezeichnet man:

$$\left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right] - \frac{k-1}{1+\zeta_m} (1-\varepsilon) \left[\frac{B}{2} (\sin \alpha + \alpha) + \frac{1}{8} (\alpha - \sin 2\alpha) \right] = \psi(\alpha),$$

dann erhält man statt (41):

$$T \cdot V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot e^{\varphi(\alpha)} + \frac{T_0 \cdot V_{180}^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot E}{1+\zeta_m} \cdot \psi(\alpha) = \text{Const}$$

oder

$$T \cdot \varrho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot e^{\varphi(\alpha)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha) = \text{Const.} \quad (42)$$

Es ist nun leicht zu beweisen, daß die Zustandsänderungskurve nach Gleichung (42) stets unter der Adiabate liegt.

In der Tat: für zwei Zustände T_1/v_1 und T_2/v_2 auf der Zustandsänderungskurve (42), bzw. T_1/v_1 und T_x/v_2 auf der Adiabate (Abb. 16) erhalten wir für die Ausdehnung:

$$\begin{aligned} T_1 \varrho_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\varphi(\alpha_1)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_1) &= T_2 \varrho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\varphi(\alpha_2)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_2). \\ T_1 \varrho_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} &= T_x \varrho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}}, \end{aligned}$$

woraus

$$\frac{T_0 E}{1+\zeta_m} [\psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)] = \varrho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} [T_2 e^{\varphi(\alpha_2)} - T_x e^{\varphi(\alpha_1)}].$$

Für die Ausdehnung mit $v_2 > v_1$, ist:

$$\psi(\alpha_2) > \psi(\alpha_1),$$

es muß also:

$$T_x e^{\varphi(\alpha_1)} > T_2 e^{\varphi(\alpha_2)}$$

sein, und da

$$\varphi(\alpha_2) > \varphi(\alpha_1),$$

so ist

$$T_x > T_2.$$

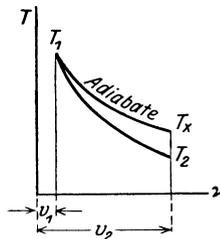


Abb. 16. Die Adiabate und die Ausdehnungskurve bei Wasserkühlung.

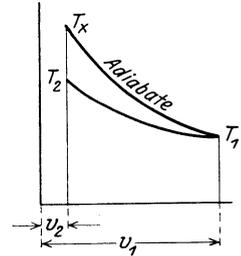


Abb. 17. Die Adiabate und die Verdichtungskurve bei Wasserkühlung.

Für die Verdichtung (Abb. 17) erhalten wir in ähnlicher Weise:

$$\frac{T_0 E}{1+\zeta_m} [-\psi(\alpha_1) + \psi(\alpha_2)] = \varrho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} [T_2 e^{-\varphi(\alpha_2)} - T_x e^{-\varphi(\alpha_1)}].$$

Für $v_1 > v_2$ ist:

$$\psi(\alpha_1) > \psi(\alpha_2),$$

es muß also

$$T_x e^{-\varphi(\alpha_1)} > T_2 e^{-\varphi(\alpha_2)}$$

sein, und da

$$\varphi(\alpha_1) > \varphi(\alpha_2),$$

so folgt

$$T_x > T_2.$$

Die Zustandsänderung (42) nähert sich desto schneller der Adiabate, je kleiner E ist, und geht bei $E = 0$ in die Gleichung der Adiabate über:

$$T v^{k-1} e^{\zeta_m T} = \text{Const} \quad \text{oder} \quad T v^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} = \text{Const}.$$

Aus der Untersuchung der Formel (37) für E und (38) für B können wir die Gesetze folgern:

1. In den Verbrennungsmotoren mit Zylinderwandkühlung verläuft die Verdichtungs- bzw. Ausdehnungskurve unterhalb der Adiabate, insofern kein Nachbrennen bzw. keine Verbrennung stattfindet.

2. Diese Kurven nähern sich desto schneller der Adiabate, je kleiner λ — die Wärmeübergangszahl — (also je niedriger die Temperatur der Gase) und je größer der Durchmesser D und die Drehzahl n sind.

3. Vergrößerung des Verdichtungsraumes, sowie Verminderung des Verhältnisses des Kolbenhubes zum Durchmesser entfernen diese Kurven von der Adiabate.

4. Bei Erhöhung der Wassertemperatur nähert sich die Ausdehnungs- bzw. Verdichtungskurve der Adiabate.

Beispiel. Es soll die Endtemperatur und der Enddruck p der Verdichtung eines Dieselmotors bei folgenden Angaben berechnet werden:

$$\begin{aligned} \text{Anfangstemperatur } T_1 &= 320^\circ \text{ abs.} \\ \text{Wassertemperatur } T_0 &= 300^\circ \text{ abs.} \\ E &= 0,04 \quad B = 0,5 \quad \varepsilon = 0,08. \end{aligned}$$

Der mittlere Wert ζ_m für Luft zwischen 300° abs. und 700° abs. ist:

$$\zeta_m = 1 + 225 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \left(\frac{300 + 700}{2} \right) = 1,11,$$

woraus

$$\frac{k-1}{1+\zeta_m} = 0,38.$$

Ferner ist

$$e^{-\varphi(0)} = 1, \quad e^{-\varphi(\pi)} = 1 - \frac{0,04}{1,11} \cdot \pi = 0,89$$

$$\psi(0) = 0, \quad \psi(\pi) = \pi - 0,38 \cdot 0,92 \cdot 0,375 \pi = 2,7$$

und für

$$\begin{aligned} \alpha &= 0 & \varrho &= \varepsilon \\ \alpha &= 180^\circ & \varrho &= 1. \end{aligned}$$

Mit (42) erhalten wir

$$T \cdot 0,08^{0,38} = 320 \cdot 0,89 - \frac{300 \cdot 0,04}{1,11} \cdot 2,7,$$

woraus

$$T = 685^\circ \text{ abs.}$$

folgt.

Bei einer adiabatischen Verdichtung würde die Endtemperatur bei derselben Anfangstemperatur 320° gleich 825° abs. sein.

Für den Fall eines ungekühlten Kolbens und ungekühlter Ventile erhält man mit $B = 0,25$

$$e^{-\varphi(\pi)} = 1 - \frac{0,04}{1,11} \cdot 0,75 \pi = 0,92,$$

$$\psi(\pi) = 0,75 \pi - 0,38 \cdot 0,92 \cdot 0,25 \pi = 2,$$

woraus

$$T \cdot 0,08^{0,38} = 320 \cdot 0,92 - \frac{300 \cdot 0,04}{1,11} \cdot 2$$

folgt, oder

$$T = 720^{\circ} \text{ abs.}$$

Abb. 18 zeigt die graphische Berechnung der Formel:

$$\frac{1}{\rho^{1+\zeta_m} \cdot \frac{k-1}{1+\zeta_m}}$$

Man zieht eine Gerade unter Neigung $\operatorname{tg} \alpha = \frac{k-1}{1+\zeta_m}$ und trägt auf der Abszisse die Werte ρ in logarithmischem Maßstabe ab, dann stellt die entsprechende Ordinate auf der geneigten Gerade den Wert $\frac{k-1}{\rho^{1+\zeta_m}}$ oder $1 : \rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}}$ dar.

Zustandsänderung mit Mengeänderung mit Verbrennung. Es gelten hier folgende Gleichungen:

$$dQ + A p \cdot dV + G \cdot dU + dQ' = 0 \quad (\text{a})$$

$$dQ' = \frac{\lambda}{3600} \cdot F(T - T_0) \cdot dt \quad (\text{b})$$

oder

$$dQ' = G \frac{a}{m} E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) (T - T_0) d\alpha \quad (\text{b}')$$

$$dQ = \frac{a}{m} f(t) \cdot d\alpha \quad (\text{c})$$

und

$$pV = GRT. \quad (\text{d})$$

Die Funktion $f(t)$, welche die Schnelligkeit der Wärmeentwicklung bei Verbrennung bedeutet, hängt von einer ganzen Reihe Ursachen ab, wie z. B. von der chemischen Beschaffenheit der Ladung und insbesondere vom Gehalt an Wasserstoff und schnell brennenden Gase, der guten Mischung und Wirbelung, den Druckverhältnissen, der Form des Verbrennungsraumes usw., die aber bei gegebener Ausführung der Maschine und gegebener Ladung als unveränderliche Größen betrachtet werden können, so

daß $f(t)$ als eine Funktion lediglich der Zeit betrachtet werden kann.

Die Gleichung (a) kann, wie folgt, umgeschrieben werden:

$$\begin{aligned} AGRT \frac{dV}{V} + G \frac{a}{m} (1 + \zeta_m) dT + G \frac{a}{m} f(t) d\alpha \\ + G \frac{a}{m} E (T - T_0) \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha = 0 \end{aligned}$$

oder

$$(k-1) T \frac{dV}{V} + (1 + \zeta_m) dT + f(t) d\alpha + E (T - T_0) \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha = 0$$

oder

$$\begin{aligned} (1 + \zeta_m) \frac{dT}{d\alpha} + T \left\{ (k-1) \frac{d \ln V}{d\alpha} + E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) \right\} \\ + \left[f(t) - T_0 \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) \right] = 0. \end{aligned}$$

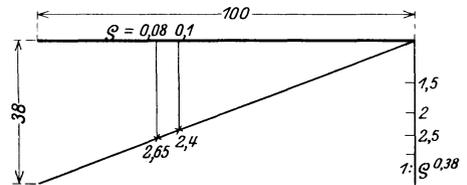


Abb. 18. Graphische Berechnung der Formel 1: $\rho^{0,38}$.

Diese Differentialgleichung ist der Gleichung (39b) ähnlich, ihre Lösung ist:

$$T V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\vartheta(\alpha)} + T_0 \int V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot d e^{\vartheta(\alpha)} + \frac{1}{1+\zeta_m} \int_{\alpha} f(t) \cdot V^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\vartheta(\alpha)} d\alpha = \text{Const}$$

oder

$$T \rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\vartheta(\alpha)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha) + \frac{1}{1+\zeta_m} \int_{\alpha} f(t) \rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\vartheta(\alpha)} d\alpha = \text{Const.} \quad (43)$$

Für zwei Zustände T_1/ρ_1 und T_2/ρ_2 erhalten wir

$$\begin{aligned} T_1 \rho_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\vartheta(\alpha_1)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_1) + \frac{1}{1+\zeta_m} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f(t) \cdot \rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot e^{\vartheta(\alpha)} \cdot d\alpha \\ = T_2 \rho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\vartheta(\alpha_2)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_2). \end{aligned} \quad (44)$$

Soweit die Funktion $f(t)$ unbekannt ist, werden wir für Erleichterung der Berechnungen den Wert $\rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}}$ und $e^{\vartheta(\alpha)}$ durch ihre mittleren Werte zwischen α_1 und α_2 ersetzen. Je kleiner der Abstand zwischen α_1 und α_2 ist, desto kleiner wird der dabei entstehende Fehler.

Der mittlere Wert von $\rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}}$ ist:

$$\left[\rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \right]_{\text{mit.}} = \frac{1+\zeta_m}{k+\zeta_m} \cdot \frac{\rho_2^{\frac{k+\zeta_m}{1+\zeta_m}} - \rho_1^{\frac{k+\zeta_m}{1+\zeta_m}}}{\rho_2 - \rho_1}. \quad (45)$$

Der mittlere Wert von $e^{\vartheta(\alpha)}$ ist:

$$\begin{aligned} [e^{\vartheta(\alpha)}]_{\text{mit.}} &= \frac{\int \left\{ 1 + \frac{E}{1+\zeta_m} \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right] \right\} d\alpha}{\alpha_2 - \alpha_1} \\ &= 1 + \frac{E}{1+\zeta_m} \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2} + \frac{(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1)}{2(\alpha_2 - \alpha_1)} \right]. \end{aligned} \quad (46)$$

Bezeichnet man

$$\left[\rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \right]_{\text{mit.}} \cdot [e^{\vartheta(\alpha)}]_{\text{mit.}} = S,$$

dann ist

$$\frac{1}{1+\zeta_m} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f(t) \cdot \rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot e^{\vartheta(\alpha)} d\alpha = \frac{S}{1+\zeta_m} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f(t) d\alpha$$

oder mit (c)

$$\frac{S}{1+\zeta_m} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} f(t) d\alpha = \frac{S \cdot Q}{G \frac{a}{m} (1+\zeta_m)}$$

Was den Wert

$$Q = \frac{Q}{G \frac{a}{m} (1+\zeta_m)}$$

anbetrifft, so ist es leicht zu ersehen, daß er einer Temperaturdifferenz entspricht. In der Tat: Q ist die bei der Verbrennung während der Kurbeldrehung von

α_1^0 auf α_2^0 entwickelte Wärme, Q/G ist die auf 1 kg Luftladung entwickelte Wärme, $\frac{a}{m} (1 + \zeta_m)$ die mittlere spez. Wärme bei konstantem Volumen, so daß $\frac{Q}{G \frac{a}{m} (1 + \zeta_m)}$

diejenige Temperatur bedeutet, auf welche 1 kg Ladung bei adiabatischer Verbrennung bei konstantem Volumen während der angegebenen Zeitdauer ($\alpha_2^0 - \alpha_1^0$) erhöht wird. Wir werden diese Temperaturdifferenz (ΔT) als Temperaturanstieg bezeichnen.

Der Temperaturanstieg wird am einfachsten mittels der Zahlentafel 3 berechnet. Ist die auf 1 Mol zugeführte Wärme Q_m , dann ist:

$$mU_2 - mU_1 = Q_m.$$

Bei gegebener Temperatur T_1 findet man in der Zahlentafel 3 den Wert mU_1 und mit

$$mU_2 = Q_m + mU_1$$

findet man T_2 , woraus

$$\Delta T = T_2 - T_1$$

folgt.

Die Formel (44) kann also in folgender Weise geschrieben werden:

$$T_1 \cdot Q_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot e^{\psi(\alpha)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_1) + S \cdot \Delta T = T_2 Q_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\psi(\alpha_2)} + \frac{T_0 F}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_2). \quad (47)$$

Aus dieser Gleichung ersehen wir, daß bei derselben Anfangs- und Anstiegtemperatur der Verbrennung die Schlußtemperatur desto höher ist, je schneller die Verbrennung vor sich geht, je langsamer die Maschine läuft und je näher am Totpunkt die ganze Verbrennung beendigt wird.

Bei einer explosiven Verbrennung mit $\alpha_1 = 0$ erhalten wir in Anbetracht, daß

$$\text{Lim} \left[\frac{1 + \zeta_m}{k + \zeta_m} \cdot \frac{\rho_2^{\frac{k+\zeta_m}{1+\zeta_m}} - \rho_1^{\frac{k+\zeta_m}{1+\zeta_m}}}{\rho_2 - \rho_1} \right]_{\rho_2 = \rho_1} = \rho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \quad (k)$$

$$\text{Lim} [e^{\psi(\alpha)}]_{\alpha=0} = 1 \quad \text{auch} \quad \text{Lim} [e^{\psi(\alpha)}]_{\alpha_2 = -\alpha_1} = 1 \quad (l)$$

$$\psi(0) = 0$$

eine Gleichung der adiabatischen Verbrennung bei unveränderlichem Volumen:

$$T_1 + \Delta T = T_2. \quad (48)$$

Praktisch ist eine solche Verbrennung in Motoren nicht ausführbar, denn die Verbrennung braucht eine bestimmte Zeit und der Kolben bleibt in Bewegung. Für die Motoren mit schneller Verbrennung im Totpunkt kann man annehmen, daß die Verbrennung des Hauptteiles des Brennstoffes während der Kurbeldrehung von -7° auf $+7^\circ$ beendigt ist. Wir erhalten für diesen Fall aus (47) mit (k) und (l)

$$T_1 e^{\psi(-\alpha)} - 2 \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha) \cdot \frac{1}{\rho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}}} + \Delta T = T_2 e^{\psi(\alpha)}. \quad (49)$$

Die Hauptgleichung (47) zeigt, daß die Zustandsänderung bei Verbrennung nicht nur von der Kolbenbewegung (Änderung von ϱ und α), sondern auch von Wärmeverlusten und von dem Gang der Verbrennung abhängt. Solange wir die Wärmeentwicklung Q als Funktion der Zeit nicht feststellen können, ist es unmöglich, die Ausdehnungskurve genau vorzubestimmen oder die Arbeit der ausgeführten Maschine zu untersuchen.

Da die Verbrennung meistens im Totpunkt anfängt und spätestens bei einer Kurbellage 60° nach dem Totpunkte endigt, so kann man die Formel (47) jedenfalls für Kurbelwinkel bis 30° nach dem oberen Totpunkt insofern vereinfachen, als man annimmt:

$$e^{\gamma(\alpha)} = 1 + \frac{EB\alpha}{1 + \zeta_m}$$

$$\psi(\alpha) = B \cdot \alpha \cdot \left[1 - \frac{k-1}{1 + \zeta_m} (1 - \varepsilon) \right]$$

$$[e^{\gamma(\alpha)}]_{\text{mit.}} = 1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{EB(\alpha_1 + \alpha_2)}{1 + \zeta_m}.$$

Beispiel. Es sei die Verbrennungs- bzw. Ausdehnungskurve eines Dieselmotors bei folgenden Annahmen zu ermitteln:

Anfangstemperatur der Verdichtung $T_1 = 320^\circ$ abs.

Anfangsdruck der Verdichtung $p_1 = 0,95$ at.

Kühlwassertemperatur $T_c = 300^\circ$ abs.

$$D = 300 \text{ mm}, \quad H = 450 \text{ mm}, \quad n = 300 \text{ Uml./min}, \quad \varepsilon = 0,08.$$

Heizwert des Brennstoffes $W = 10800$ kcal/kg.

Luftüberschuß $\nu = 1,8$ (1 kg Brennstoff pro 1 Mol Abgase).

Molekulargewicht $m = 29$.

Verbrennungsbedingungen: bei Kurbeldrehung

von 0° bis 10°	verbrennen	30%
„ 10° „ 25°	„	30%
„ 25° „ 45°	„	25%
„ 45° „ 150°	„	15%
		100%

des eingeführten Brennstoffes.

Diesen Kurbelstellungen entsprechen folgende Werte ϱ :

bei	10%	25%	45%	150%
$\varrho =$	0,10	0,14	0,24	0,93

Erste Periode:

$$\alpha_1 = 0^\circ, \quad \alpha_2 = 10^\circ.$$

Im vorigen Beispiel wurde die Endtemperatur der Verdichtung ($\alpha = 0^\circ$) zu 700° abs. berechnet. Der Enddruck ist gleich:

$$p = \frac{700}{300} \cdot 12,5 \cdot 0,95 = 27,5 \text{ at.}$$

Der Temperaturanstieg wird wie folgt berechnet:

$$0,30 \cdot 108000 = mU_2 - mU_1$$

Im Anfangspunkt mit $\zeta_0 = 1$ ist:

$$m U_1 = 3533 \text{ kcal,}$$

also

$$m U_2 = 6773 \text{ kcal.}$$

Bei Verbrennung von 30% Brennstoff erhalten wir:

$$\zeta_0^1) = \frac{0,30 \cdot 12,10 \cdot 1,9 + (22,4 - 0,30 \cdot 12,10) \cdot 1}{22,4} = 1,2,$$

woraus mit Zahlentafel 3:

$$T_2 = 1270^{\circ}$$

und

$$\Delta T = 1270 - 700 = 570^{\circ}.$$

folgt.

Es sollen nun die Werte E und B berechnet werden.

$$E = 0,05 \cdot \frac{\lambda}{nD} (1 - \varepsilon) \frac{300}{273} \cdot \frac{1}{0,98}; \quad B = \varepsilon + \frac{1}{4} \cdot \frac{D}{H},$$

worin

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{a_g} + \frac{l}{k} + \frac{1}{a_w}$$

und

$$a_g = (1 + 1,24 c_m) \cdot \sqrt[3]{p^2 T}.$$

Für den mittleren Wert

$$T = \frac{1250 + 700}{2} \sim 1000$$

und

$$p = \frac{30 + 45}{2} = 37,5 \quad \text{bzw.} \quad C = \frac{0,45 \cdot 300}{30} = 4,5$$

erhalten wir:

$$(\alpha_g)_{1-2} = (1 + 1,24 \cdot 4,5) \cdot \sqrt[3]{37,5^2 \cdot 1000} = 350$$

und mit:

$$1 = 0,030, \quad k = 56 \quad \text{und} \quad \alpha_w = \frac{1}{1200}$$

ist

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{350} = \frac{0,030}{56} + \frac{1}{1200},$$

woraus

$$\lambda = 310.$$

Ferner ist:

$$\frac{m U_2 - m U_1}{a(T_2 - T_1)} = 1 + \zeta_m = 1,2$$

und

$$E = 0,05 \cdot \frac{310}{0,3 \cdot 330} \cdot 0,92 \cdot \frac{300}{273} \cdot \frac{1}{0,95} = 0,20,$$

$$B = 0,08 + \frac{1}{4} \cdot \frac{300}{450} = 0,25; \quad \frac{k-1}{1+\zeta_m} = 0,35,$$

1) Vgl. Graphische Thermodynamik, S. 127.

$$e^{\varphi(0)} = 1 + \frac{0,25 \cdot 0,20 \cdot 0,175}{1,2} = 1,01,$$

$$\psi(10) = 0,25 \cdot 0,175 [1 - 0,38 \cdot 0,92] = 0,03,$$

$$e^{\varphi(0)} = 1; \quad \psi(0) = 0,$$

$$\varrho_1 = 0,08; \quad \varrho_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} = 0,4; \quad \varrho_2 = 0,10; \quad \varrho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} = 0,425,$$

$$[e^{\varphi(\omega)}]_{\text{mit.}} = 1 + \frac{E}{1+\zeta_m} \cdot B \cdot \frac{\alpha}{2} \sim 1; \quad \left[\varrho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \right]_{\text{mittl.}} = 0,41.$$

Wir erhalten also mit (47):

$$700 \cdot 0,4 + 0,41 \cdot \Delta T = 0,425 T_2 \cdot 1,01 + \frac{300 \cdot 0,20}{1,2} \cdot 0,03,$$

so daß mit $\Delta T = 570^\circ$:

$$T = 1200^\circ \text{ abs. und } p_2 = \frac{1230}{300} \cdot 10 \cdot 0,95 = 38 \text{ at}$$

wird.

Zweite Periode:

$$\alpha_2 = 10^\circ, \quad \alpha_3 = 25^\circ,$$

$$\varrho_2 = 0,10, \quad \varrho_3 = 0,14.$$

Bei $\zeta_0 = 1,2$ ist:

$$mU_2 = 6200 \text{ kcal}$$

und

$$mU_3 = 6200 + 3240 = 9440.$$

Bei Verbrennung von 30% + 30% Brennstoff erhalten wir:

$$\zeta_0 = \frac{1,60 \cdot 12,10 \cdot 1,9 + (22,4 - 0,60 \cdot 12,10) \cdot 1}{22,4} = 1,3,$$

somit

$$T_3 = 1640^\circ$$

und

$$\Delta T = 1640 - 2200 = 440^\circ.$$

Für Erleichterung der Berechnung von ζ_0 zeigt Abb. 19 eine graphische Berechnung.

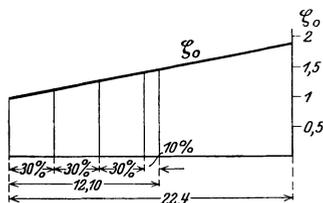


Abb. 19. Graphische Berechnung des Temperaturbeiwertes ζ_0 .

Wir finden ferner:

$$\lambda = 335$$

und

$$\frac{mU_3 - mU_2}{a(T_3 - T_2)} = 1 + \zeta_m = 1,55,$$

mithin

$$\frac{k-1}{1+\zeta_m} = 0,27,$$

$$E = 0,22; \quad B = 0,25; \quad e^{\varphi(10)} = 1,01; \quad \psi(10) = 0,03,$$

$$\varrho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} = 0,53; \quad \varrho_3^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} = 0,58,$$

$$e^{\varphi(25)} = 1 + \frac{0,22 \cdot 0,25}{1,55} \cdot 0,436 = 1,016,$$

$$\psi(25) = 0,25 \cdot 0,426 [1 - 0,27 \cdot 0,92] = 0,08,$$

$$[e^{\varphi(\omega)}]_{\text{mit.}} \sim 1,008; \quad \left[\varrho^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \right]_{\text{mit.}} = 0,56.$$

Wir erhalten also mit (47):

$$1200 \cdot 0,53 \cdot 1,01 + \frac{300 \cdot 0,20}{1,55} \cdot 0,03 + 0,56 \cdot 1,008 \cdot 440 = 0,58 T_2 \cdot 1,016 + \frac{300 \cdot 0,20}{1,55} \cdot 0,08,$$

und damit

$$T_3 = 1500^0 \text{ abs. und } p_3 = \frac{1500}{300} \cdot \frac{1}{0,14} \cdot 0,45 = 34 \text{ at.}$$

Dritte Periode:

$$\begin{aligned} \alpha_3 &= 25^0, & \alpha_4 &= 45^0, \\ \varrho_3 &= 0,14, & \varrho_4 &= 0,24, \\ \zeta_1 &= 1,5, \end{aligned}$$

$$mU_3 = 8530,$$

$$mU_4 = 8530 + 2700 = 11230,$$

sonach

$$T'_4 = 1830$$

und

$$\Delta T = 1830 - 1500 = 330^0,$$

$$\frac{mU_3 - mU_2}{a(T_3 - T_2)} = 1 + \zeta_m = 1,75; \quad \frac{k-1}{1+\zeta_m} = 0,24.$$

$$E = 0,22; \quad B = 0,25; \quad e^{\varphi(25)} = 1,016; \quad \psi(25) = 0,08;$$

$$\varrho^{\varphi(45)} = 1 + \frac{0,22}{1,75} \left[(0,25 + 0,50 \cdot 0,7854 - \frac{1}{2} \cdot 0,70511) \right] = 1,03.$$

$$\psi(45) = \left[0,75 \cdot 0,7884 - \frac{1}{2} \cdot 0,70711 \right]$$

$$- 0,24 \cdot 0,92 \left[0,25 \cdot 0,73 + \frac{1}{8} \left(0,7854 \frac{1}{2} \right) \right] = 0,19.$$

$$\varrho_3^{0,24} = 0,60; \quad \varrho_4^{0,24} = 0,70; \quad \left[\varrho^{\frac{k-1}{1+\zeta}} \right]_{\text{mit.}} = 0,65; \quad [\varepsilon^{\varphi(x)}]_{\text{mit.}} = 1,023.$$

$$1500 \cdot 0,60 \cdot 1,016 + 1,023 \cdot 0,65 \cdot 330 - 0,11 \cdot \frac{300 \cdot 0,20}{1,75} = T_4 \cdot 0,70 \cdot 1,03,$$

woraus

$$T_4 = 1560^0 \text{ abs. und } p_4 = \frac{1560}{320} \cdot \frac{1}{0,24} \cdot 0,95 = 20 \text{ at.}$$

Vierte Periode:

$$\begin{aligned} \alpha_4 &= 45^0, & \alpha_5 &= 150, \\ \varrho_4 &= 0,24, & \varrho_5 &= 0,93, \\ \zeta_0 &= 1,55. \end{aligned}$$

$$mU_4 = 9200,$$

$$mU_5 = 9200 + 1620 = 10840,$$

woraus

$$T'_5 = 1750$$

und

$$\Delta T = 1750 - 1560 = 190^0$$

$$\frac{mU_5 - mU_4}{a(T_5 - T_4)} = 1 + \zeta_m = 1,75; \quad \frac{k-1}{1+\zeta_m} = 0,24.$$

$$E = 0,22; \quad B = 0,25; \quad e^{r(45)} = 1,03; \quad \psi(45) = 0,19;$$

$$e^{r(150)} = 1 + \frac{0,22}{1,75} \left[0,75 + 2,61 \cdot 80 - \frac{1}{2} \cdot 0,5 \right] = 1,2.$$

$$\begin{aligned} \psi(150) &= \left[0,75 \cdot 2,6180 - \frac{1}{2} \cdot 0,5 \right] \\ &\quad - 0,24 \cdot 0,22 \left[\frac{0,25(0,5 + 2,6170)}{2} + \frac{1}{8} (2,6180 - 0,866) \right] = 1,55. \end{aligned}$$

$$\varrho_4^{0,24} = 0,70; \quad \varrho_5^{0,24} = 0,98; \quad \left[\varrho^{1+\zeta} \right]_{\text{mit.}} = 0,86; \quad [e^{r(\infty)}] = 1,2.$$

$$1560 \cdot 0,70 \cdot 1,03 + 0,86 \cdot 1,12 \cdot 190 - \frac{300 \cdot 0,20}{1,75} \cdot 1,36 = T_4 \cdot 0,98 \cdot 1,2,$$

woraus

$$T_5 = 1140^{\circ} \text{ abs.} \quad \text{und} \quad p = \frac{1140}{300} \cdot \frac{1}{0,93} \cdot 0,95 = 3,8 \text{ at.}$$

Fünfte Periode.

In der Kurbellage 150° wird das Auspuffventil (bei Motoren mit Auspuff-

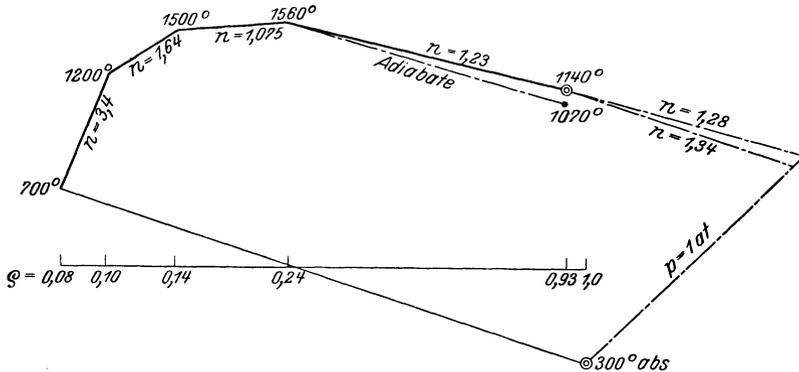


Abb. 20. Temperaturvolumendiagramm in log. Maßstab (Nr. 2).

schlitzen noch früher) geöffnet, und die weitere Arbeitsleistung verläuft unter Zustands- mit Mengeänderung, was wir später untersuchen werden.

Für Erleichterung der vorgeführten Berechnungen bediene man sich der Fluchtentafel Abb. 14, die für jeden Kurbelwinkel α° den Wert ϱ angibt. Der Wert $1 + \zeta_m$ wird mittels der Zahlentafel 3 leicht gefunden, indem man $m U_3$, $m U_2$, $a T_3$ und $a T_2$ abliest.

Die Berechnung von $\varrho^{1+\zeta_m}$ wird sehr erleichtert, wenn man die graphische Methode und zwar die logarithmischen Koordinaten, wie in Abb. 18 gezeigt ist, benutzt.

Wir stellen nun die sämtlichen Ergebnisse in einem logarithmischen Diagramm (Abb. 20) zusammen und ersehen, daß bei den gemachten Annahmen die Ausdehnungskurve einen Exponent $n = 1,23$ hat.

Es folgt hieraus, daß in diesem Falle die Wirkung der Nachbrennung die der Wasserkühlung überwiegt. Ist kein Nachbrennen vorhanden, dann muß die Ausdehnungskurve wegen der Wirkung des Kühlwassers unterhalb der Adiabate liegen ($n > k$); ist die Nachbrennungswirkung der Kühlwasserwirkung

gleich, dann verläuft die Ausdehnungskurve nach der Adiabate ($n = k$); ist schließlich, wie es bei den Dieselmotoren der Fall ist, die Wirkung des Nachbrennens stärker als die Wirkung der Kühlung, dann liegt die Ausdehnungskurve oberhalb der Adiabate ($n < k$) zwischen Adiabate und Isotherme.

Das Diagramm Abb. 20 läßt sich leicht in das Druckvolumendiagramm umwandeln. Man erhält dann das Diagramm Abb. 21, das sehr gut mit dem wirklichen Indikatordiagramm der kompressorlosen Dieselmotoren übereinstimmt, was einigermaßen die Richtigkeit der Annahme über den Zeitverlauf der Verbrennung bestätigt. Ausmessung dieses Diagramms ergibt einen mittleren ind. Druck $p_i = 7,35$ at.

Die Berechnung des mittleren ind. Druckes macht, wenn wir uns des logarithmischen Volumendiagramms bedienen, keine Schwierigkeit.

Für jeden Teil der Zustandsänderung findet man den Exponenten der Polytrope, die durch die Endzustände der Zustandsänderung geht.

Die Formel

$$p_i = \frac{\sum \frac{T'' - T'}{n - 1}}{\frac{T_1}{p_1} - \frac{T_2}{p_2}} \quad (50)$$

bestimmt den mittleren ind. Druck.

Es bedeuten in dieser Formel:

T'' und T' die Endtemperaturen jeder Zustandsänderung,

n den Exponenten der Ersatz-Polytrope,

T_1/p_1 und T_2/p_2 die Temperatur und den Druck am Anfang und Ende der Verdichtung.

Bedeutet ferner:

V_{m^3} das Volumen des Zylinders in der unteren Totpunktlage,

η_i den indizierten Wirkungsgrad,

Q die eingeführte Wärme in kcal,

dann ist, wie bekannt:

$$p_i V (1 - \varepsilon) = \eta \frac{Q}{A}. \quad (51)$$

Für 1 Mol Abgase bei $T = 300^\circ$ und $p = 0,95$ beträgt V :

$$V_{1 \text{ Mol}} = \frac{22,4 \cdot 300 \cdot 1}{273 \cdot 0,95} = 26,1 \text{ m}^3$$

und mit $Q = 10800$ kcal (vgl. Annahme für eben vorgeführtes Beispiel) pro 1 Mol Abgase erhalten wir:

$$\eta_i = \frac{7,35 \cdot 10330 \cdot 26,1 \cdot 0,92}{10800 \cdot 427} = 0,40.$$

Mit einem mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_m = 0,85$$

wird

$$\eta_t = 0,34,$$

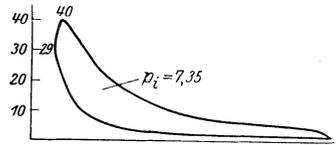


Abb. 21. Druckvolumendiagramm nach Abb. 20.

was wiederum mit den praktischen Ergebnissen in ausgezeichnetem Einklang steht.

Zustandsänderung mit Mengeänderung ohne Verbrennung. Es gelten hier folgende Gleichungen:

$$\begin{aligned} pV &= GRT, \\ AdL + d(G_1U) + JdG_2 + dQ' &= 0, \\ dG_2 &= f \frac{u_m}{v_m} \cdot dt. \end{aligned}$$

Wir untersuchen zuerst den Fall, wo keine Volumenänderung stattfindet, oder aber die Volumenänderung so klein ist, daß sie vernachlässigt werden kann, also $V = \text{konst.}$ und $dL = 0$. Ferner ist bei adiabatischem Ausfluß:

$$J = I.$$

Man erhält alsdann aus der zweiten Gleichung:

$$G_1 dU - ApV dG_1 + dQ' = 0. \quad (f)$$

Verläuft in diesem Falle die Änderung der Menge ohne Wärmeverlust durch Kühlung, so erhalten wir mit $Q' = 0$:

$$\frac{\alpha}{m} G_1 (1 + \zeta T) dT - ART dG_1 = 0$$

oder

$$(1 + \zeta T) \frac{dT}{T} = (k - 1) \frac{dG_1}{G_1}$$

oder

$$G_1^{k-1} = T e^{\zeta T} \cdot \text{Const} \quad (52)$$

Da ferner $G_1 = V : v$,

so erhält man für $V = \text{konst.}$ aus (52)

$$v^{k-1} T e^{\zeta T} = \text{Const} \quad (53)$$

d. h. man kommt wieder auf die Anfangsannahme einer adiabatischen Änderung zurück.

Für ideale Gase bzw. für kleine Temperaturinterwalle, wo $\zeta = 0$, erhalten wir:

$$G^{k-1} = T \cdot \text{Const}. \quad (52a)$$

bzw.

$$G^k = p \cdot \text{Const}. \quad (52b)$$

Für die Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen interessiert uns dieser Fall in Anwendung auf den freien Auspuff, d. h. für die Zeitspanne von der Öffnung der Auspuffkanäle bis zum Ausgleich der äußeren Atmosphäre, bzw. bis der Druckabfall einen angegebenen Wert erreicht.

Die dritte der Hauptgleichungen kann mit $G = V : v$ und mit $V = \text{Const.}$, wie folgt, umgeschrieben werden:

$$\frac{f}{V} dt = \frac{v_m}{V_i} \cdot \frac{1}{u_m} d(\ln v).$$

Der linke Teil dieser Differentialgleichung besteht lediglich aus einer Funktion, die von der Anordnung, Größe und Änderung der Auspuffquerschnitte abhängt und kinematisch bestimmt werden kann; er wird als Zeitquerschnittfunk-

tion bezeichnet. Der rechte Teil besteht dagegen nur aus Zustandsgrößen und kann thermodynamisch gelöst werden; er wird als Zustandsfunktion bezeichnet.

In meiner früheren Arbeit: „Die Hochleistungs-Dieselmotoren“ ist das Kapitel 5 der Untersuchung des Vorbereitungsteiles gewidmet. Es ist dort gezeigt worden, wie man rechnerisch oder graphisch die beiden Funktionen darstellen kann und wie bei den angegebenen Abmessungen der Maschine (Querschnitte, Drehzahl) und bei Annahme einer Zustandsänderung die Zeit bis zum gewünschten Druckausgleich berechnet und die Zustandsgröße im Innern des Zylinders bis zu diesem Augenblicke festgestellt werden kann.

Wenn man nun unter Annahme einer adiabatischen Zustandsänderung die Ausflußmenge G_2 und die Zeit t bestimmt, so kann man mit

$$\frac{G_2}{t} = \left[f \frac{u_m}{v_m} \right]_{\text{mittl.}}$$

den mittleren Wert $f \frac{u_m}{v_m}$ ermitteln und ferner die Zustandsgleichung beim Ausfluß unter Berücksichtigung der Wasserkühlung aufstellen.

Mit Einführung des Wertes Q' in die Formel (f) erhalten wir:

$$\frac{a}{m} G_1 (1 + \zeta_m) \cdot dT - A RT dG_1 + \frac{\lambda}{3600} \cdot \frac{F(T - T_0)}{f \cdot \frac{u_m}{v_m}} \cdot dG_2 = 0$$

oder mit

$$E'' = \frac{\lambda}{3600} \cdot \frac{m}{a} \cdot \frac{F}{f \cdot \frac{u}{v}} = \frac{\lambda}{3600} \cdot \frac{m}{a} \cdot \frac{F}{G_2} \cdot \frac{30}{\pi n} \cdot \alpha \quad (54)$$

$$- (1 + \zeta_m) \frac{dT}{dT} + \frac{T}{G} (k - 1 + E'') - \frac{T_0 E''}{G} = 0,$$

woraus

$$T - \frac{T_0 E''}{k - 1 + E''} = G^{\frac{k-1+E''}{1+\zeta_m}} \cdot \text{Const} \quad (55)$$

folgt, oder

$$v^{\frac{k-1+E''}{1+\zeta_m}} \left(T - \frac{T_0 E''}{k-1+E''} \right) = \text{Const}. \quad (56)$$

Diese Ausdehnungskurve ist der Ausdehnungsadiabate nicht verwandt. Dieses folgt aus Vergleich der zwei Kurven, die durch Punkt 1 (Abb. 22) und Punkt 2 bzw. x gehen, von denen 1-2 die Freiauspuffkurve und 1- x die Adiabate bedeuten. Wir haben:

$$v_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m} + \frac{E''}{1+\zeta_m}} \cdot [T_1 - \text{Const}] = v_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m} + \frac{E''}{1+\zeta_m}} \cdot [T_2 - \text{Const}]$$

und

$$v_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot T_1 = v_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} \cdot T_x,$$

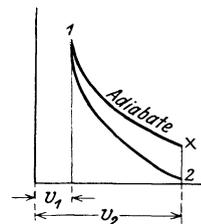


Abb. 22. Die Adiabate und die Freiauspuffkurve.

woraus durch Dividieren

$$v_1^{\frac{E''}{1+\zeta_m}} \left[1 - \frac{\text{Const}}{T_1} \right] = v_2^{\frac{E''}{1+\zeta_m}} \left[\frac{T_2}{T_x} - \frac{\text{Const}}{T_x} \right].$$

folgt. Da

$$v_1 < v_2 \quad \text{und} \quad \frac{E''}{1+\zeta_m} > 0,$$

so muß

$$1 - \frac{T_2}{T_x} > \frac{\text{Const}}{T_1} - \frac{\text{Const}}{T_x},$$

sein, und da

$$T_1 > T_x,$$

so ist

$$1 + \alpha > \frac{T_2}{T_x},$$

also

$$T_x > \frac{T_2}{1+\alpha} (\alpha\text{-positiv}).$$

Beispiel. Beginnt z. B. in dem vorgeführten Beispiele der Auspuff bei Kurbelstellung 30° vor dem Totpunkt und ist der Druckausgleich im Totpunkt beendet, dann finden wir zuerst aus Abb. 20 mit der Adiabate $n - 1 = \frac{R - 1}{1 + \zeta_m} = 0,28$

$$V_1 = 3 V; \quad G_2 = \frac{2}{3} G; \quad G_{300/0,95 \text{ at}} = V \cdot \frac{m}{26,1}; \quad F = \frac{4 V}{D}$$

$$E'' = \frac{300}{3600} \cdot \frac{m}{4,67} \cdot \frac{4 V}{D} \cdot \frac{3 \cdot 26,1}{2 V \cdot m} \cdot \frac{30}{\pi n} \cdot \frac{\pi}{6}$$

und mit $D = 0,3$ und $n = 300$

$$E'' = 0,16$$

und die Zustandsänderungsgleichung ist:

$$v^{0,40} (T - 80) = \text{Const}. \quad (57)$$

Ist der Anfangszustand $T = 1140^\circ$ abs. und $v = 1$, dann erhalten wir für den Endzustand $v = 3$ die Temperatur $T = 740^\circ$. Die Punkte p/T und p'/T' liegen auf einer Polytrope mit dem Exponenten $n = 1,39$ (Abb. 20).

Es ändert sich die Temperatur innerhalb des Zylinders während des freien Auspuffes von 1140° bis 740° abs. und in der Mündung (Auspuffventil) von der kritischen Temperatur $\frac{2}{n+1} \cdot 1140^\circ = \frac{2}{2,34} \cdot 1140 = 975^\circ$ abs. bis 740° abs.

Abb. 23 gibt den Verlauf der Kurve (57) wieder. Mengeänderung ohne Zustandsänderung. Hier gelten die Hauptgleichungen:

$$p = \text{Const}, \quad T = \text{Const}, \quad v = \text{Const}, \quad V = Gv$$

$$A dL + d(GU) + J dG = 0,$$

woraus

$$dL = p v dG; \quad L = pV,$$

d. h. die äußere Arbeit ist gleich der Volumenänderung mal Druck.

In den Verbrennungsmaschinen kommt dieser Fall nicht vor. Da aber bei Ausstoßen der Abgase ein Vorgang mit vorwiegender Mengeänderung und un-

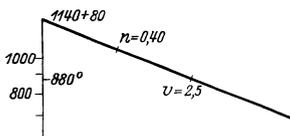


Abb. 23. Freiauspuffkurve in log. Koordinaten.

bedeutender Zustandsänderung festzustellen ist, so wollen wir die Gleichung:

$$A dL + d(GU) - J dG + dQ' = 0$$

untersuchen. Wir erhalten hier:

$$A dL + G dU - A p v dG + dQ' = 0,$$

und da bei einer Mengeänderung $A dL = A p v dG$ ist, so wird:

$$G dU + dQ' = 0$$

oder

$$\frac{a}{m} G (1 + \zeta_m) dT - \frac{\lambda}{3600} \cdot F (T - T_0) dt = 0$$

und mit (36)

$$\frac{a}{m} G (1 + \zeta_m) dT - G \frac{a}{m} (T - T_0) E \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha = 0$$

oder

$$\frac{d(T - T_0)}{T - T_0} = \frac{E}{1 + \zeta_m} \left(B + \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) d\alpha, \tag{58}$$

woraus

$$\ln(T - T_0) = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{E}{1 + \zeta_m} \left[\left(B + \frac{1}{2} \right) \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \right] + \text{Const.} \tag{59}$$

Für $\alpha_1 = 180^\circ$ und $\alpha_2 = 0$ wird

$$\ln \frac{T_{180} - T_0}{T_x - T_0} = \frac{E \left(B + \frac{1}{2} \right) \pi}{1 + \zeta_m};$$

für $E = 0,15$, $T_{180} = 740^\circ$, $B = 0,25$, $1 + \zeta_m = 1,35$

$$T_x = 630^\circ.$$

Die während des Ausstoßhubes ausgeschobenen Abgase, etwa 40% des Gesamtgewichtes ausmachend — denn rd. 60% strömen während des freien Auspuffes aus —, haben also eine Temperatur zwischen 680° abs. bis 800° abs.

Wärmebilanz als Maschinencharakteristik. Die zusammengestellten Formeln erlauben Aufzeichnung eines ziemlich richtigen Temperatur-Zeitdiagramms und Berechnung der Wärmeverluste während jedes Teiles des Arbeitsprozesses.

Wir können nun zur Aufstellung der richtigen Wärmebilanz übergehen. Wie aus der Abb. 24 leicht zu ersehen ist, kann man den ganzen Arbeitsprozeß für eine genauere Bilanzrechnung, wie folgt, einteilen: 1. wirklicher Arbeitsteil vom Augenblick des Schlusses des Saugventils in 1 bis zum Beginn des Öffnens des Auspuffventils in 4, das ohne Mengeänderungen vor sich geht, vorausgesetzt, daß die eingeführte Brennstoffmenge im Verhältnis zur Gewichtsmenge sehr klein ist, 2. Auspuff 4—5—6, währenddem fast die ganze Gasmenge aus dem Zylinder frei bzw. zwangläufig auströmt und 3. Saugvorgang 6—7—1, währenddem eine neue Luft- bzw. Ladungsmenge eingeführt wird. Für jeden Teil des Prozesses, wie auch für jeden Bruchteil der Teilung muß das Soll und Haben gleich sein.

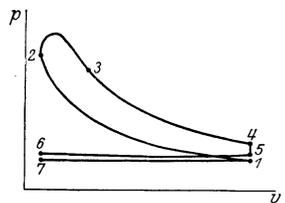


Abb. 24.
Zur Wärmebilanzaufstellung.

Während der Verdichtung von Punkt 1 bis Anfang der Verbrennung (Punkt 2) stellt sich die Bilanzrechnung wie folgt auf:

Im Punkt 1 ist die innere Energie GU_1 . Auf der Strecke 1–2 ist eine äußere Arbeit für Bewegung des Kolbens bis 2 gleich AL_{1-2} zugeführt, andererseits eine Wärmemenge Q_{1-2} von den Gasen durch die Zylinderwände an das Kühlwasser abgegeben worden und schließlich gehen R_{1-2} kcal durch Reibung im Getriebe und Zylinder verloren. Im Punkt 2 ist die innere Wärmeenergie gleich GU_2 , woraus:

$$GU_1 + AL_{1-2} - Q_{1-2} - R_{1-2} = GU_2. \quad (\text{a})$$

Vom Anfang der Verbrennung 2 bis Schluß der Ausdehnung 4 wird zu der inneren Energie GU_2 die Wärmemenge Q des eingeführten und verbrannten Brennstoffes zugeführt. Andererseits ist eine äußere Arbeit AL_{2-4} geleistet, eine Wärmemenge Q_{2-4} dem Wasser zugeführt, R_{2-4} kcal durch Reibung verloren gegangen; es bleibt noch im Punkt 4 eine innere Wärmeenergie GU_4 und die unverbrannte Wärmemenge αQ , falls keine vollständige Verbrennung stattfindet. Wir erhalten also:

$$GU_2 + Q - AL_{2-4} - Q_{2-4} - R_{2-4} = GU_4 + \alpha Q. \quad (\text{b})$$

Aus (a) und (b) erhalten wir:

$$Q = (AL_{2-4} + R_{2-4}) - (AL_{1-2} - R_{1-2}) + (GU_4 - GU_1) + Q' + \alpha Q. \quad (60)$$

Da ferner die indizierte Arbeit, welche durch die Fläche 1–2–4 des Diagramms dargestellt ist, gleich der algebraischen Summe der äußeren Arbeit $AL_{2-4} - AL_{1-2}$ und der Reibungsarbeit R_{1-2-4} ist, also

$$AL_i = AL_{2-4} - AL_{1-2} + R_{1-2-4},$$

so erhält man:

$$Q = AL_i + GU_4 - GU_1 + Q'_{1-2-4} + \alpha Q, \quad (61)$$

eine Formel, aus welcher der sogenannte thermische Wirkungsgrad η_{it} , auf die indizierte Arbeit bezogen, bestimmt werden kann:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{GU_4 - GU_1 + Q'_{1-2-4} + \alpha Q}{Q}. \quad (62)$$

Nachdem wir das Indikatordiagramm auf Grund der früher ausgeführten Formeln entworfen haben, können wir nach Formel (50) den mittleren indizierten Druck p und nach Formel (51) den indizierten thermischen Wirkungsgrad η_i berechnen. Dann ergibt die Formel (62) den Wert $Q' + \alpha Q$ oder — bei Annahme einer vollständigen Verbrennung — die Menge der Wärme, die an das Wasser während des Arbeitsteiles des Prozesses übergang.

Für das vorgeführte Beispiel ist:

$$\begin{aligned} Q &= 10800 \text{ kcal/1 Mol Gas,} \\ \eta_i &= 0,40, \\ GU_4 &= 6380 \text{ (pro 1 Mol bei } 1140^0 \text{ abs. } \zeta_0 = 1,55), \\ GU_1 &= 1600 \text{ kcal} \quad \text{,,} \quad 300^0 \quad \text{,,} \quad \zeta_0 = 1. \end{aligned}$$

Es stellt sich also die Bilanz wie folgt auf:

In indizierte Arbeit verwandelt	10800 · 0,40 = 4320 kcal
Wärmeverlust in Abgasen	6380 - 1600 = 4780 „
Rest, dem Wasser zugeführt	<u> = 1700 „</u>
	= 10800 kcal

Eine direkte Messung der Wärme, die dem Wasser während des Arbeitsteiles des Prozesses zugeführt wurde, ist selbstverständlich unmöglich, denn in Wirklichkeit sind die Reibungswärme und ein Teil der Abgaswärme auch in das Wasser gegangen. Auch kann man kaum die Wärmemenge, die während des Arbeitsteiles, von derjenigen, die während des Vorbereitungsteiles dem Wasser zugeführt ist, trennen. Eine direkte Messung des Wärmeverlustes durch die Abgase ist auch unmöglich, da man weder die Temperatur T_4 am Ende der Expansion noch die Temperatur T_1 am Anfang der Verdichtung experimentell feststellen kann. Die letztere wird unter gewissen Annahmen rechnerisch bestimmt und kommt wahrscheinlich der wirklichen Temperatur ziemlich nahe, aber sie ist doch willkürlich geschätzt.

Wir gehen nun zur Untersuchung des Ausschub- bzw. Saughubes (Vorbereitungsteiles), bei dessen Verlauf auch eine äußere Arbeit $AL_{\text{ext.}}$ zugeführt wird, über. Diese Arbeit wird zur Leistung der Ausschub- bzw. Saugarbeit $(Ap_5V - Ap_1V)$ aufgewandt und geht teilweise als Reibung $R_{\text{vor.}}$ verloren, teilweise als Wärme an das Wasser über. Es ist also:

$$AL_{5-1}^{\text{ext.}} = R_{\text{vor.}} + Q_{\text{vor.}}^w + (Ap_5V - Ap_1V) \quad (63)$$

und mit (60) erhält man:

$$Q = (AL_{2-4} - AL_{1-2} - AL_{5-1}) + R + Q^w + (GU_4 - GU_1) + (Ap_5V - Ap_1V) + \alpha Q. \quad (63a)$$

Im Punkt 4 hat sich freies Ausströmen eingestellt, welches in der Annahme adiabatischen Ausströmens einer

$$\text{Ausflußarbeit} = G \left[(J_4 - J_5) - AR(T_4 - \frac{G'}{G} T_5) \right]$$

äquivalent ist¹. Es folgt hieraus, daß

$$GU_4 = GJ_4 - ARGT_4 = \text{Ausfl. arb.} + GJ_5 - G'ART_5.$$

Da aber

$$Ap_5V = AG'RT_5 \quad \text{und} \quad Ap_1V = AG'RT_1,$$

worin

G das Gesamtgewicht und

G' das am Ende des freien Ausströmens gebliebene Gasgewicht

bedeuten, so ist:

$$Q = (AL_{2-4} - AL_{1-2} - AL_{5-1}^{\text{ext.}}) + R + Q^w + \text{Ausfl. arb.} + GJ_5 - GJ_1 + \alpha Q.$$

In dieser Gleichung ist AL_{2-4} diejenige Leistung (Reibung ausgeschlossen), die während der Verbrennung und Ausdehnung der Kurbelwelle zugeführt wurde, AL_{1-2} die Leistung (Reibung eingeschlossen), die während der Verdichtung von der Kurbelwelle abgenommen wurde, desgleichen $AL_{5-1}^{\text{ext.}}$ die Leistung (Reibung eingeschlossen), die während des Ausschub- bzw. Saughubes von der Kurbelwelle abgenommen wurde. Der Wert

$$AL_{2-4} - AL_{1-2} - AL_{5-6-7-1} = AL_{\text{eff.}}$$

ist also die Nutzarbeit, welche die Maschine leisten kann.

¹ Vgl. Graphische Thermodynamik, S. 243.

$GJ_5 - GJ_1$ ist die Wärme, welche die Abgase an die äußere Atmosphäre abgeben. Sie könnte ziemlich genau durch Messung der Abgastemperatur in der Nähe des Auspuffventils ermittelt werden, wenn die Temperatur der ausströmenden Gase konstant und der Ausfluß ununterbrochen wäre.

Das ist aber nicht der Fall, da die Temperatur der Gase während des freien Auspuffes schwankt und auch während des Ausstoßens keinesfalls unveränderlich bleibt. So beträgt in dem früher vorgeführten Beispiel die Temperaturschwankung während des freien Auspuffes rd. 400° (von 1140° abs. bis 740° abs.) und während des Ausstoßens rd. 110° (von 740° abs. bis 630° abs.). Auch dauert der Ausfluß z. B. bei Viertaktmotoren ungefähr während 200° Kurbeldrehung gegenüber 720° Kurbeldrehung während des ganzen Prozesses; aus diesem Grunde muß die Temperatur hinter dem Auspuffventil während etwa $\frac{5}{7}$ Zeitdauer des Prozesses abfallen.

Es sei betont, daß die in der Nähe des Auspuffventils gemessene Temperatur keinesfalls der mittleren Abgastemperatur entspricht.

Während $\frac{1}{12}$ der Arbeitsperiode fällt nämlich die Temperatur von 975° abs. auf 740° abs., während den weiteren $\frac{3}{12}$ von 740° abs. auf 630° abs. und schließlich während $\frac{8}{12}$ von 630° abs. auf wahrscheinlich rd. 400° abs., da die in der Rohrleitung bleibenden Gase sich allmählich abkühlen. Das Thermometer wird sich auf eine Temperatur, die unterhalb 980° abs. und oberhalb 400° abs. liegt, einstellen, und zwar näher der untersten als der obersten Grenze, da der kurzdauernde Ausfluß heißer Gase weniger Einfluß als der etwa achtmal länger dauernde Stand der niedrigen Temperatur ausübt. Wie aus der Abb. 31 folgt, zeigt das Thermometer rd. 750° abs.

Die wirkliche mittlere Temperatur der Abgase, d. h. diejenige Temperatur, welche der adiabatischen Mischung der im freien Auspuff ausströmenden und späterhin zwangsläufig ausgestoßenen Abgase entspricht, ist aber höher. In der Tat: 60% des Abgasgewichtes hat eine mittlere Temperatur von:

$$\frac{980 + 740}{2} = 860^{\circ}$$

und 40% von:

$$\frac{740 + 630}{2} = 685^{\circ},$$

also ist die mittlere Mischungstemperatur:

$$0,6 \cdot 860 + 0,4 \cdot 685 = \text{rd. } 780^{\circ}.$$

Läßt man z. B. die Abgase eines 3-Zyl.-Motors in einen Schalltopf auspuffen, dann wird sich in Anbetracht der ununterbrochenen Strömung diese Mischungstemperatur einstellen, und man kann bemerken, daß sie höher als diejenige in der Nähe der Auspuffventile ist. Je größer die Belastung, desto größer ist auch der Temperaturunterschied.

So hat z. B. Stodola (Z. 1928, S. 424) eine Temperatur der Abgase hinter den Auspuffventilen von rd. 661° abs. und vor dem Schalltopf von 734° abs. festgestellt, was einen Temperaturunterschied von rd. 70° entspricht; bei kleineren Belastungen betrug der Temperaturunterschied etwa 30° , bei Überlastung etwa 100° .

Die Reibungsarbeit und die Arbeit der Hilfsorgane R setzt sich im Zylinder, Triebwerk und den beweglichen Teilen der Hilfsorgane (Steuerwelle, Nocken, Rollen usw.) in Wärme um, welche teilweise an die Umgebung, teilweise an das Schmieröl und teilweise durch die Zylinderwände an das Kühlwasser abgegeben wird. Nur ein ganz geringer Teil kommt der indizierten Arbeit wieder zugute. Soweit also das Schmieröl durch Wasser gekühlt wird, wird der größte Teil der Reibungsarbeit an das Kühlwasser abgeführt. Dasselbe gilt auch für die Arbeit des Luftverdichters und der Brennstoffpumpe, von der ein Teil als Wärme- bzw. Druckenergie wieder in Nutzarbeit im Zylinder übergeht und die andere wie früher dem Kühlwasser (direkt oder indirekt) und der Umgebung zugeführt wird.

Die Wärmemenge Q^w stellt diejenige Wärme dar, die während des Prozesses von den heißen Gasen durch die Zylinderwände an das Kühlwasser übergegangen ist. Sie darf nicht mit der gemessenen Kühlwasserwärme verwechselt werden, da die letztere auch einen Teil der von der Reibung zugeführten Wärme enthält.

Wir setzen nun die Reibungs- und Wasserwärme zusammen und schreiben die Wärmebilanzgleichung wie folgt:

$$Q = AL_{\text{eff.}} + Q^w + (GJ_5 - GJ_1) + \text{Ausfl. arb.} + \alpha Q. \quad (64)$$

Aus dieser Gleichung folgt, daß für die richtige Wärmebilanz nicht, wie bisher üblich, die indizierte Leistung, sondern die effektive Leistung maßgebend ist.

Die während der Verbrennung frei gewordene Wärme ist gleich der Summe der effektiven Leistung, der gemessenen Kühlwasserwärme, der gemessenen Abgaswärme und eines Restgliedes. Dieses Restglied enthält die Strahlungswärme, die Wirbelungsarbeit der Gase bei freiem Auspuff usw.

Bei Messung der Kühlwassermenge darf das für Kühlung der Auspuffrohre und des Schalltopfes verwendete Wasser nicht in Betracht gezogen werden, da dieses Wasser die Wärme der Abgase hinter dem Auspuffventil enthält, die bereits eingerechnet ist.

Was schließlich die Messung der Abgaswärme anbetrifft, so darf ihre Bedeutung nicht überschätzt werden, denn absolut genaue Ergebnisse können nicht festgestellt werden. Wie bereits erwähnt, ist die genaue Messung des Gewichtes der Abgase sehr schwierig. In der Praxis wird es mittels der Luftüberschußzahl, die auf Grund der Gasanalyse festgestellt wird, ermittelt.

Die Luftüberschußzahl bestimmt, wievielmals mehr Luft der Verbrennung zugeführt worden war, als nach theoretischen Berechnungen notwendig gewesen wäre. Wenn wir unter L_0 die nach den Gesetzen der Thermochemie (vgl. Kap. 3) für jeden Brennstoff bestimmbare, theoretisch nötige und unter L die wirklich zugeführte Luftmenge verstehen, so ist die Luftüberschußzahl:

$$\nu = \frac{L}{L_0}.$$

Die Gasanalyse stellt den Raumgehalt der Kohlensäure CO_2 , Kohlenoxyd CO und Sauerstoff O_2 in den Gasen fest. Der Restbetrag wird als Stickstoff N_2 betrachtet. In dieser Weise ist der Luftüberschuß (vgl. Kap. 3)

$$\nu = \frac{\text{N}_2}{\text{N}_2 - \frac{79}{21} \cdot \text{O}_2}. \quad (65)$$

Wenn nun die wirklich verbrannte Brennstoffmenge bekannt ist, dann ist auch L_0 bekannt, und aus Formel (65) wird L bestimmt.

Diese Berechnung ist aber keinesfalls fehlerfrei. Die Messungen sind nicht ganz genau wegen der Undichtheiten der Leitungen, durch welche die frische Luft aus der Umgebung einströmt. Außerdem ist die Annahme, daß in den Abgasen nur CO_2 , CO und freier oder mit N gebundener O_2 ist, nicht ganz richtig.

Wenn man sich auch mit dieser Messung zufrieden gibt, so ist es doch ausgeschlossen, wie eben gezeigt, die genaue Temperatur der Abgase festzustellen. Wird bei einem sehr empfindlichen Thermometer die höchste Temperatur angenommen, dann wird zu viel Wärme dem Abgasverlust zugeschrieben, wird die minimale angenommen, dann wird zu wenig berechnet. Es ist deshalb verständlich, wenn das Restglied bei den einen Versuchen gleich 0 oder auch negativ ist und bei den anderen sogar auf 10% steigt. Wie groß aber der Fehler auch sein möge, für die Schätzung der Wärmeverteilung ist er doch von keiner großen Bedeutung.

Zurückkommend auf die Gleichung (64) ersehen wir, daß man sie als Grundlage für annähernde Schätzung der Belastung des Motors benutzen kann. In der Tat: der Wärmeverbrauch Q läßt sich leicht durch Messung des Brennstoffverbrauches berechnen, der Wasserverbrauch Q nach Menge und Temperaturunterschied des zu- und abgeführten Wassers bestimmen und schließlich der Wärmeverlust ($GJ_5 - GJ_1$) durch Messung der Abgastemperatur und durch Berechnen mit angenommenem Luftüberschuß oder aber durch Berechnung des Hubvolumens und Annahme der Anfangstemperatur der Verdichtung schätzen, so daß mit Annahme eines Restgliedes die effektive Leistung AL_{eff} ohne Indizierung der Maschine bzw. ohne Bremsversuche bestimmt werden kann.

Bei voller Belastung (normaler Belastung) beträgt das Restglied rd. 10%, es steigt aber mit Abnahme der Leistung und beträgt bei Leerlauf rd. 60% des Wärmeverbrauches, so daß ohne Angabe der liefernden Firma über das Restglied bei verschiedenen Belastungen eine Kontrolle der Leistung auf Grund der Wärmebilanz unsicher ist.

Insofern aber die liefernde Firma ihre Maschinen untersucht, wäre es erwünscht, jeder Maschine eine Charakteristik, wie es bei der Lieferung der Dynamomaschinen der Fall ist, beizugeben. Diese Charakteristik sollte eigentlich die Wärmeverteilung bei verschiedenen Belastungen und, falls nötig, auch bei verschiedenen Drehzahlen, wiedergeben.

Auspufftemperatur als Maschinencharakteristik. Wir werden nun auf Grund der aufgestellten Formeln untersuchen, wie sich die Leistung des Motors bei Änderung der Drehzahl, der Abmessungen der Maschine, der Belastung und des Verbrennungsvorganges ändert und durch welche äußeren Merkmale diese Änderungen gekennzeichnet sind.

Es soll zuerst angenommen werden, daß man für Zylinder und Arbeitsspiel dieselbe Wärme Q zugeführt hat und daß der Verdichtungsgrad sowie der Verbrennungsvorgang, d. h. der zeitliche Verlauf der Verbrennung, ebenfalls unveränderlich bleiben.

Wenn bei der Erhöhung der Drehzahl der zeitliche Verlauf der Verbrennung derselbe bleibt, so verschiebt sich das Ende der Verbrennung b (Abb. 25)

oberhalb der Adiabate, welche von Punkt b, Endpunkt der Verbrennung bei kleineren Drehzahlen, ausgeht.

Wir nehmen zuerst einen adiabatischen Prozeß an. Soll die Verbrennung bei Erhöhung der Drehzahl in Punkt b'' der Adiabate aus b endigen, so muß:

$$Q = \text{Arbeit } (a b'' c d) + (U_c - U_a)$$

sein, was unmöglich ist, da nach Annahme

$$Q = \text{Arbeit } (a b c d) + (U_c - U_a).$$

Es muß also b' außerhalb der Adiabate aus b liegen:

$$Q = \text{Arbeit } (a b' c' d) + (U'_c - U_1),$$

wo

$$U'_c > U_c,$$

da

$$T'_c > T_c.$$

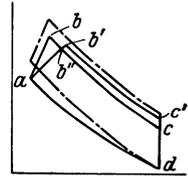


Abb. 25. Auspufftemperatur bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Soll der Prozeß nicht adiabatisch, sondern mit Wasserkühlung verlaufen, so sinkt bei Drehzahlerhöhung der Wert E (vgl. Formel 37) und die Verdichtungskurve nähert sich der Adiabate, d. h. sie verläuft oberhalb der Verdichtungskurve da (vgl. Abb. 25). Auch die Verbrennungs- und Ausdehnungskurven nähern sich bei Verkleinerung von E der Adiabate und fallen mit dieser bei $E = 0$ zusammen (unendlich große Drehzahl). Die Endtemperatur der Ausdehnung ist also wiederum höher; es folgt also, daß bei Drehzahlerhöhung die Temperatur der Abgase steigt.

Was die Wärme, die dem Kühlwasser je 1 Arbeitsspiel übertragen wird, anbetrifft, so sinkt sie mit Abnahme von E . Wird die Wasserpumpe von dem Motor direkt angetrieben, so bleibt die Wassermenge je 1 Arbeitsspiel unveränderlich, und die Ausflußtemperatur sinkt bei derselben Zuflußtemperatur.

Zusammenfassend ist festzustellen: durch Erhöhung der Drehzahl bei demselben mittleren effektiven Druck steigt die Abgastemperatur und sinkt die mit dem Kühlwasser abgeführte Wärme, bzw. sinkt bei direkt angetriebener Wasserpumpe die Kühlwasserabflußtemperatur.

Wir vergleichen nun zwei Maschinen mit verschiedenem Zylinderdurchmesser und derselben Wärmezufuhr je Gewichtseinheit der Luft miteinander und ersehen, daß bei Vergrößerung des Durchmessers wiederum E sinkt, weil die Zylinderwände stärker sind und λ kleiner wird. In diesem Falle nähert sich also der Arbeitsvorgang bei kleinerem E der Adiabate (Abb. 25); die Endtemperatur der Ausdehnung steigt und damit die Temperatur der Abgase. Es folgt hieraus, daß bei Vergrößerung des Zylinderdurchmessers der Maschine die Abgastemperatur (*ceteris paribus*) steigt.

Wenn wir die Gleichung (36) untersuchen, so ersehen wir, daß die an das Kühlwasser übertragene Wärme nicht nur von dem Wert E , sondern auch von B abhängt. Je größer B ist, desto mehr entfernen sich die Kurven von den Adiabaten nach unten und desto niedriger ist auch die Abgastemperatur. Der Wert B hängt, wie die Formel (38) zeigt, von dem Verhältnis der gesamten Kühlfläche zu der Fläche des Hubvolumens (πDH) ab und kann dadurch vergrößert werden, daß der Kolbenboden bzw. die Ventile durch Wasser gekühlt werden.

Bei den Viertaktmaschinen verschlechtert sich erfahrungsgemäß die Arbeitsweise bei einer Abgastemperatur über 775° abs., so daß die Auspuffgase stark

gefärbt werden und die Maschine zu klopfen anfängt; wir müssen also diese Temperatur als eine Grenze, die nicht überschritten werden darf, betrachten.

Es kann also für jeden Verbrennungsvorgang ein Durchmesser gefunden werden, mit dem die Maschine noch ohne Kolbenkühlung arbeiten kann. Bei Vergrößerung des Durchmessers über diese Grenze muß entweder der Kolben gekühlt, eine zusätzliche künstliche Luftkühlung angebracht oder aber ein günstigerer Verbrennungsprozeß gewählt werden.

Auch für einen und denselben Zylinderdurchmesser ist eine entsprechende Grenze für Drehzahlerhöhung vorhanden, die von derselben Forderung, die Auspufftemperatur von 775° abs. nicht zu überschreiten, bestimmt wird. Es gibt auch hier eine Drehzahlgrenze für Arbeit mit ungekühltem Kolben, so daß für größere Umdrehungszahlen gekühlte Kolben bzw. andere Hilfsmittel notwendig werden.

Was die Änderung der Belastung, d. h. die Änderung der Wärmezufuhr (Brennstoffzufuhr) je Zylinder und Arbeitsspiel bei derselben Drehzahl, demselben Kolbendurchmesser und demselben Verbrennungsvorgange anbetrifft, so ist es bekannt und durch Aufzeichnen eines Diagramms leicht nachzuprüfen, daß bei dieser Änderung die Endtemperatur der Ausdehnung mit Steigerung der Belastung zunimmt und mit ihrem Sinken abnimmt. Je größer die Belastung ist, desto höher verläuft die Verbrennungs- und Ausdehnungskurve und desto größer ist auch der Kühlwasserverlust. Falls die Kühlwasserpumpe von dem Motor direkt angetrieben wird, wird die Ausflußtemperatur des Kühlwassers auch steigen.

Wir können also folgendes feststellen: bei Erhöhung der Belastung (des mittleren effektiven Druckes) steigen Abgastemperatur und Wasserausflußtemperatur.

Die zulässige Belastung wird durch mehrere Forderungen, u. a. durch die Forderung, daß die Grenztemperatur der Abgase nicht über 775° abs. liege, begrenzt.

Aus der Zusammenstellung der drei gebrachten Sätze ersieht man, daß bei kleineren Drehzahlen und kleineren Durchmessern ein größerer mittlerer effektiver Druck zugelassen werden kann, dagegen bei größeren Drehzahlen und größeren Durchmessern kleine mittlere effektive Drücke nötig werden.

Damit ist also für jede Zylindergröße eine Belastungsgrenze bestimmt, und die Drehzahl darf ohne entsprechende Verkleinerung des mittleren effektiven Druckes nicht gesteigert werden.

Wenn man eine Diagrammenschar für verschiedene Belastungen und für verschiedene Drehzahlen (bei derselben Belastung) zeichnet, so erkennt man, daß die Erhöhung der Endtemperatur der Ausdehnung und damit der Auspufftemperatur viel schneller bei Vergrößerung der Belastung, als bei Erhöhung der Drehzahl vor sich geht, so daß es sich empfiehlt, die Leistung durch die Drehzahlerhöhung, nicht durch die Erhöhung des effektiven Druckes zu vergrößern. Diese Regel darf selbstverständlich nicht übertrieben werden, denn bei sehr großer Drehzahlerhöhung verläuft die Verbrennung relativ, d. h. im Verhältnis zu der Kurbeldrehung langsamer, woraus eine Erhöhung der Abgastemperatur folgt.

Es ist noch die Wirkung des Verbrennungsvorganges zu analysieren. Wie wir kurz in Kap. I erwähnt haben und im folgenden noch näher erklären werden, hängt der Verbrennungsvorgang hauptsächlich von der relativen Zeit der Verbrennung, vom Zündverzugs und von der Einführungsdauer des Brennstoffes ab. Ist die Geschwindigkeit der Verbrennung groß genug und die Zündung ungefähr im Totpunkt erreicht, so entsteht unter Umständen eine Verbrennung mit vorwiegender Verpuffung in der Nähe des Totpunktes, sonst setzt sich die Verbrennung während des Abwärtsanges des Kolbens noch fort.

In der „Graphische Thermodynamik“ usw. S. 118—119 haben wir gezeigt, daß bei derselben Anfangstemperatur der Verdichtung, bei demselben Verdichtungsgrad und derselben Brennstoffmenge der Wirkungsgrad des Verfahrens desto größer ist, je näher am Totpunkt der ganze Brennstoff verbrennt. Es wird dabei die Abgastemperatur um so niedriger sein, je näher sich der Verbrennungsprozeß dem Verpuffungsverfahren nähert; mit anderen Worten: je größer die Ausdehnung ist.

Wie wir später sehen werden, ist es aber kaum möglich, die Verbrennung des flüssigen Brennstoffes so schnell zu führen, daß eine Verpuffung entsteht, und zwar hauptsächlich wegen des Zeitverlustes infolge der Mischung und der Erwärmung des Brennstoffes auf die Zündtemperatur. Aber auch wenn dieses möglich wäre, so könnte man doch dieses Verfahren bei großen Verdichtungsdrücken von z. B. 30 bis 35 at und mehr nicht benutzen, da der Verbrennungsdruck auf 90 bis 100 at steigen könnte. Wird aber der Enddruck der Verdichtung herabgesetzt, um den Verbrennungsdruck nicht so hoch zu treiben, dann verschlechtert sich der Wirkungsgrad, denn bei derselben Anfangstemperatur der Verdichtung, bei derselben Brennstoffmenge und demselben Höchstdruck der Verbrennung hat das Verpuffungsverfahren den niedrigsten thermischen indizierten Wirkungsgrad und zwar wegen Abnahme der Verdichtungsgrades. Man muß aber zugeben, daß bei kleinerem Verdichtungsgrad der mechanische Wirkungsgrad steigt, so daß der thermische, wirtschaftliche Wirkungsgrad wiederum verbessert wird.

Es wird deshalb die Verbrennung derart geführt, daß möglichst große Brennstoffmengen im Verpuffungsverfahren, der Rest am Anfange des Ausdehnungshubes und zwar so schnell wie möglich verbrennt, nach einem Verfahren zwischen Verpuffung und Gleichdruck oder unter Umständen auch mit Gleichdruck.

Die Temperatur der Abgase hängt selbstverständlich von der Schnelligkeit der Verbrennung ab. Zwei sonst ähnliche Motoren zeigen bei derselben Drehzahl und derselben Belastung ganz verschiedene Auspufftemperaturen in Abhängigkeit von dem Verbrennungsvorgange. Auch in derselben Maschine kann der Verbrennungsvorgang unter Umständen, z. B. bei der Verstopfung der Düse, mit Verspätung vor sich gehen, wodurch bei kleinerer Leistung die Auspufftemperatur erhöht wird.

Wir kommen also zum Schluß, daß die Temperatur der Abgase nur bei fehlerfreier Verbrennung und nur für eine gegebene Verbrennungsart als Maß für Belastung der Maschine dienen kann. Man könnte statt der früher vorgeschlagenen Wärmebilanz oder besser mit dieser Bilanz zusammen auch eine Abgas-Belastungs- bzw. Abgas-Nutzdruckkurve für jede Maschine geben, wodurch man ungefähr die Belastungsschwankungen messen könnte.

Jede Maschine, oder wenigstens jede Maschinengattung mit demselben Verbrennungsverfahren, denselben Abmessungen und derselben Drehzahl muß eine Kontrollkurve haben, da eine allgemeine Kurve weder aufgestellt noch benutzt werden kann.

Wenn aber die Auspufftemperaturen nur unter diesen Beschränkungen für die provisorische Messung der Leistung dienen können, so kann man sie doch im allgemeinen für Feststellung eines gefährlichen Leistungsanstieges oder eines Verbrennungshindernisses brauchen. Sehr zu begrüßen wäre eine Sicherheitsvorrichtung für jeden Zylinder im Auspuffrohr, die — falls die Auspufftemperatur eines Zylinders die vorgeschriebene Höhe übersteigt — den zugehörigen Zylinder ausschaltet bzw. die Maschine stillsetzt.

Wir werden nun einige Versuche wiedergeben, welche am besten die vorgeführten theoretischen Schlüsse bestätigen werden.

Abb. 26 stellt ein Diagramm der Auspufftemperaturen bei verschiedenen Belastungen und Drehzahlen eines kompressorlosen MAN-Viertakt-Sechszylindern-

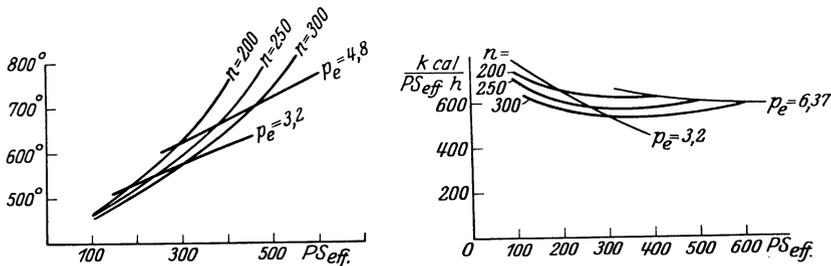


Abb. 26 und 27. Temperaturleistung, bzw. Kühlwasserverbrauchleistungskurven bei verschiedenen Drehzahlen.

Motors dar, der bei 200 Uml./min 330 PS_e leistet und einen Zylinderdurchmesser von 345 mm und einen Kolbenhub von 500 mm hat. Die Versuche wurden von Laudahn¹ ausgeführt; es ist festgestellt worden, daß der Auspuff während der ganzen Versuchsdauer einwandfrei war; nur bei 20% Überlast tritt bei 300 Uml./min eine ganz leicht hellgraue Rauchentwicklung auf, was auch nach obigen Ausführungen natürlich ist, da die Maschine statt 200 nun 300 Uml./min machte und der mittlere effektive Druck unabhängig von der Drehzahlerhöhung um 20% erhöht wurde.

Wenn man auf jeder Kurve des Diagramms Abb. 26 die jeder Belastung entsprechenden mittleren effektiven Drücke einträgt, und die Punkte, die demselben mittleren effektiven Druck entsprechen, verbindet, so erhält man die stark nach rechts steigenden Kurven. Sie beweisen, daß bei demselben mittleren effektiven Druck die Auspufftemperatur mit der Drehzahlerhöhung zunimmt und daß bei derselben Drehzahl die Auspufftemperatur mit Erhöhung des mittleren effektiven Druckes, also mit Erhöhung der Belastung, steigt.

Abb. 27 stellt für dieselbe Maschine die in das Kühlwasser abgeführte Wärmemenge je PS_eh für verschiedene Umlaufzahlen und Belastungen dar. Wir ersehen aus dieser Abbildung, daß bei derselben Drehzahl die je PS_e in das Kühlwasser abgeführte Wärmemenge beinahe von den Belastungsschwankungen unabhängig ist, dagegen in vollkommener Übereinstimmung mit früheren Beweis-

¹ Z. V. d. I. 1925, Nr. 40.

fürungen bei demselben mittleren effektiven Druck mit Erhöhung der Drehzahl sinkt.

Der Frage der pyrometrischen Untersuchung der Auspuffgase wird heutzutage viel Aufmerksamkeit nicht nur in Deutschland, sondern auch in England

geschenkt. Sehr interessante Versuche hat Heidelberg an den kompressorlosen Dieselmotoren der Motorenfabrik Deutz ausgeführt. Für die Versuche standen zur Verfügung drei einfachwirkende, kompressorlose Viertaktmaschinen mit je sechs Zylindern von 30,4, 62,3 und 128 ltr Hubraum je Zylinder. Diese Versuche können mit den eben besprochenen Versuchen von *Laudahn* ohne weiteres verglichen werden, da in

beiden Fällen gleichartige Dieselmotoren mit demselben Einspritzverfahren untersucht wurden; einer der Deutzer Motoren hatte 360 mm Zylinderdurchmesser, so daß er dem MAN-Motor mit 345 mm Zylinderdurchmesser sehr nahe steht.

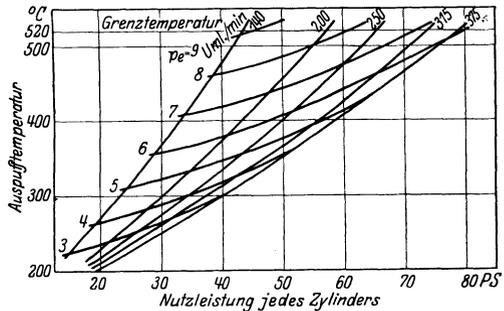


Abb. 28. Auspufftemperaturleistungskurven bei verschiedenen Drehzahlen, bzw. mittlerem ind. Druck (Zylinderinhalt 30,4 ltr).

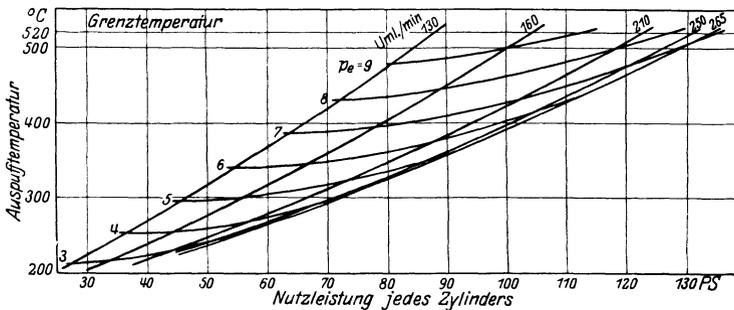


Abb. 29. Auspufftemperaturleistungskurven bei verschiedenen Drehzahlen, bzw. mittlerem ind. Druck (Zylinderinhalt 62,3 ltr).

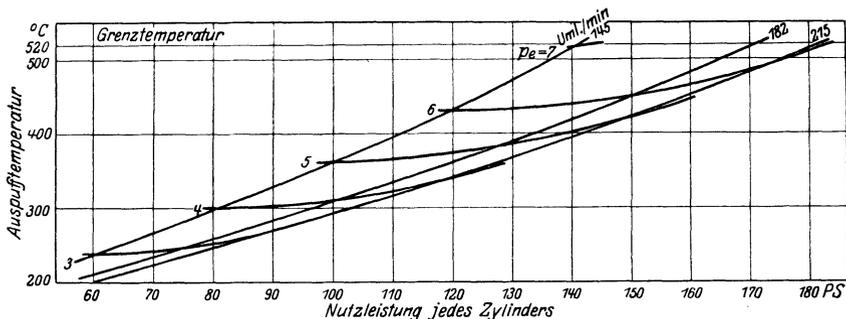


Abb. 30. Auspufftemperaturleistungskurven bei verschiedenen Drehzahlen, bzw. mittlerem ind. Druck (Zylinderinhalt 1,28 ltr).

Abb. 28, 29 und 30 stellen die Diagramme der Auspufftemperaturen bei verschiedenen Belastungen und Drehzahlen dar; die Linien der gleichen mittleren effektiven Drücke sind auch eingetragen.

Aus jedem Diagramm ersieht man, daß unabhängig vom Zylinderdurchmesser die Auspufftemperatur mit Erhöhung des mittleren effektiven Druckes und der Drehzahl steigt.

Der Vergleich der drei Diagramme, die in Zylindern von 280, 360 und 460 mm Durchmesser indiziert wurden, zeigt, daß bei demselben mittleren effektiven Druck und derselben Drehzahl die Auspufftemperatur mit Vergrößerung des Zylinderdurchmessers steigt.

Aus dem Vergleich der Abb. 26 und 29, die verschiedenen Ausführungen entsprechen, folgt, daß — wenn auch der relative Verlauf der Auspufftemperaturen stets derselbe bleibt — doch die absoluten Werte ganz verschieden sind. Bei $p_{eff} = 4,8$ at und $n = 250$ Uml./min hat die Deutzer Maschine eine Auspufftemperatur von rd. 600° abs., dagegen die MAN-Maschine von 650° abs.

Es wäre also unrichtig, ein Auspufftemperaturdiagramm für alle Maschinen aufzuzeichnen oder aber auf Grund der Auspufftemperatur verschiedene Ausführungen zu vergleichen: Temperaturabnahmestelle, bessere oder schlechtere Kühlung, Thermometerausführung usw. ändern die Ablesetemperatur in bedeutenden Grenzen. Im Gegenteil: es muß jede Maschine eine individuelle Abgastemperatur-Charakteristik haben und diese muß als Grundlage für weitere Kontrolle während des Betriebes dienen.

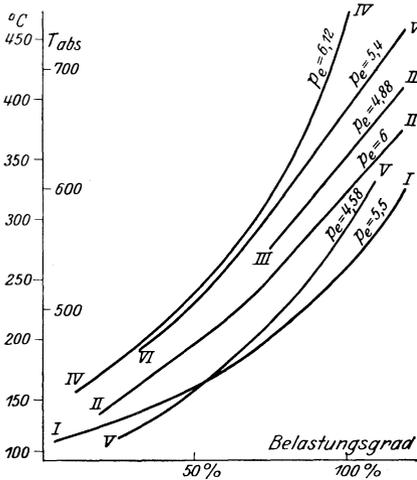


Abb. 31. Auspufftemperaturbelastungsgradkurven bei verschiedenen Viertaktmotoren.

Zwecks besserer Klarlegung habe ich in Abb. 31 Abgastemperaturkurven bei verschiedenen Belastungsgraden für verschiedene Ausführungen zusammengestellt. Alle Kurven haben dieselbe Gestalt, doch stimmen sie nicht miteinander überein, wenn auch manchmal die Drehzahl und der Durchmesser dieselben sind. In der Abb. 31 entsprechen die Kurven:

I	der Maschine	Linke-Hofmann	$D = 420$ mm	$n = 250$
II	„	Leobersdorfer Maschinenfabrik	$D = 220$ „	$n = 300$
III	„	Schweizerische Lokomotivfabrik	$D = 370$ „	$n = 250$
IV	„	AEG	$D = 400$ „	$n = 250$
V	„	AEG (doppeltwirkend mit Kolbenkühlung)	$D = 680$ „	$n = 120$
VI	„	MAN	$D = 330$ „	$n = 200$

Wahl des Zünd- bzw. Verdichtungsdruckes. Im folgenden wird gezeigt, daß wir gegenwärtig das Verbrennungsverfahren so weit beherrschen, daß jedenfalls ein Teil der Hauptverbrennung vorbestimmt und der Brennstoff so eingeführt werden kann, daß eine bestimmte Brennstoffmenge in der Nähe des Totpunktes schnell verbrennt.

Es ist aber sofort die Frage zu stellen, ob man den Verdichtungsdruck dem Zünddruck nähern oder umgekehrt vom Zünddruck entfernen soll, mit anderen Worten: ob man einen größeren oder einen kleineren Brennstoffteil im Totpunkt verbrennen lassen darf.

Aus den Formeln (50) und (51) ist ersichtlich, daß der mittlere indizierte Druck sowie der Wirkungsgrad des Verfahrens sich aus dem Temperaturverlauf leicht berechnen lassen. Da auch sämtliche entwickelten Formeln für Berechnung der Zustandsänderungen sich auf die Temperaturvolumenkurve beziehen und schließlich die Auspufftemperatur sich am leichtesten aus dem Temperaturdiagramm ablesen läßt, so folgt hieraus, daß das Temperaturvolumendiagramm als Ausgangspunkt unserer Berechnungen angenommen werden muß. Die Umwandlung dieses Diagramms in ein Druckvolumendiagramm bietet keine Schwierigkeiten.

Wir werden uns, wie vorher, der logarithmischen Koordinaten bedienen, da es üblich ist, die verwickelten Kurven der wirklichen Zustandsänderungen in Verbrennungsmaschinen, die sich nach Punkten genau aus den früher vor-

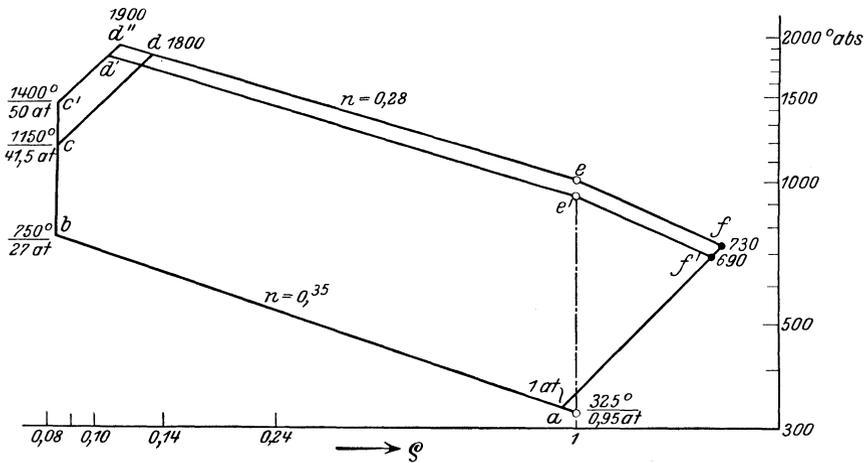


Abb. 32. Graphische Untersuchung der Wirkung des Zünddruckes (Log. Maßst. Nr. 2).

geführten Formeln bestimmen lassen, durch Polytropen zu ersetzen, welche durch die Grenzpunkte der wirklichen Kurven verlaufen. Die Polytrope n läßt sich in logarithmischen Koordinaten durch eine Gerade darstellen, wobei der Tangens der Neigungswinkel dieser Geraden dem Exponenten der Polytrope gleich ist.

In Abb. 32 hat die Temperaturvolumen-Verdichtungspolytrope einen Exponenten $n = 0,35$ und geht von dem Anfangspunkt 325° abs. und $0,95$ at aus; der Verdichtungsgrad ist $1 : 12$ gleich gesetzt, was einem Endpunkt 750° abs. und 27 at entspricht. Es wird angenommen, daß die Verbrennung zuerst nach dem Verpuffungsverfahren bis zur Druckerhöhung auf $41,5$ at (entsprechende Temperatur 1150° abs.) und von da ab nach dem Gleichdruckverfahren bis 1800° abs. verläuft. Die Ausdehnungskurve verläuft alsdann nach der Polytrope $n = 0,28$ bis Endvolumen und der freie Auspuff bis 1 at nach der Adiabate ($n = 0,4$). Man erhält in dieser Weise den Linienzug $abcdef$.

Der mittlere indizierte Druck dieses Diagramms ist

$$p_i = \frac{\frac{1800 - 1150}{1} + \frac{1800 - 1000}{0,28} - \frac{750 - 325}{0,35}}{\frac{325}{0,95} - \frac{750}{27}} = 8,1 \text{ at.}$$

Die während der Verbrennung verlustlos zugeführte Wärme, auf 1 Mol Gas bezogen, ist (vgl. Zahlentafel 3):

$$(1 - \alpha) Q = (m U_c - m U_b) + (m I_d - m I_c) = 8470 \text{ kcal.}$$

Mit $\alpha = 0,20$ erhalten wir:

$$Q = 10500 \text{ kcal/Mol,}$$

d. h. daß je 29 kg Abgase 1 kg Brennstoff (Heizwert 10500 kcal/kg) nötig ist, was einem rd. 1,8maligen Luftüberschuß entspricht.

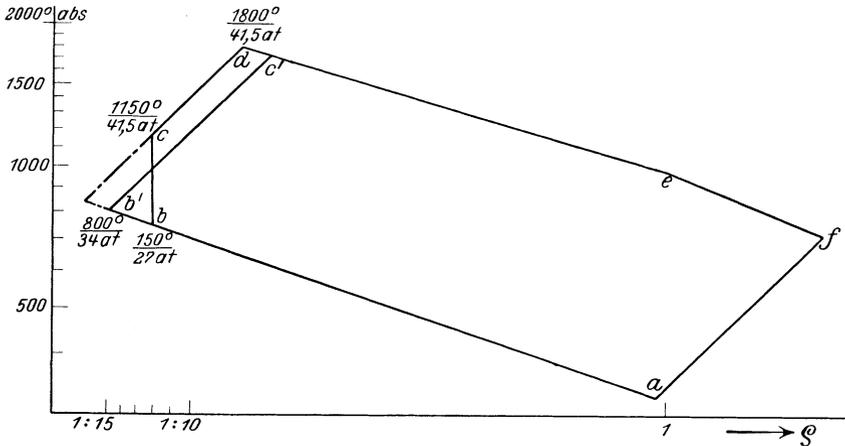


Abb. 33. Graphische Untersuchung der Wirkung des Zünd- bzw. Verdichtungsdruckes (Log. Maßst. Nr. 2).

Die durch Abgase in Punkt e verlorene Wärmemenge je Mol ist:

$$W = m U_e - m U_a = 3875 \text{ kcal.,}$$

woraus der thermische Wirkungsgrad:

$$\eta_{ti} = \frac{8470 - 3878}{10500} = 0,44.$$

Die höchste Auspufftemperatur während des freien Auspuffes ist rd. 1000° abs., die niedrigste ist rd. 730° abs.; das Thermometer hinter dem Auspuffventil wird wahrscheinlich rd. 750° abs. (= 480° C) zeigen.

Für einen anderen Zünddruck $c' = 50$ at erhalten wir aus dem Diagramm $ab'c'd'e'$:

$$\begin{aligned} p_i &= 8,35 \text{ at,} \\ \eta_{it} &= 0,45, \\ T_{\text{ausp.}} &= 690^{\circ} \text{ abs.} \end{aligned}$$

Für denselben Zünddruck c' , aber bei Verbrennung nach dem Diagramm $abc'd''e'$ wird:

$$\begin{aligned} p_i &= 8,65 \text{ at,} \\ \eta_{it} &= 0,44, \\ T_{\text{ausp.}} &= 730^{\circ} \text{ abs.} \end{aligned}$$

Es folgt hieraus in voller Übereinstimmung mit den vorherigen Ausführungen, daß bei demselben Verdichtungsdruck und derselben Leistung die

Erhöhung des Zünddruckes die Wirtschaftlichkeit der Maschine erhöht: der Brennstoffverbrauch sowie auch die Auspufftemperatur nehmen ab.

Man kann auch die Leistung der Maschine ohne schädliche thermische Beanspruchungen durch Zünddruckerhöhung von 40 auf 50 at um rd. 8% erhöhen ($abc'd'e$).

Wir vergleichen nun das Verfahren $abcde$ mit einem Gleichdruckverfahren $ab'c'e$ (Abb. 33), bei dem der Verdichtungs- und der Zünddruck zwischen den Verdichtungsdruck und dem Zünddruck des ersten Verfahrens liegt.

Für dieses Verfahren $ab'c'e$ wird:

$$\begin{aligned} p_i &= 8,1 \text{ at,} \\ \eta_{ti} &= 0,445, \\ T_{\text{ausp.}} &= 730^\circ \text{ abs.} \end{aligned}$$

Aus diesem Vergleich geht hervor, daß es ein Gleichdruckverfahren gibt, dessen Verdichtungszünddruck zwischen dem Verdichtungsdruck und Zünddruck des gemischten Verfahrens liegt und das bei derselben Leistung denselben Wirkungsgrad wie das gemischte Verfahren hat. Durch weitere Erhöhung dieses Verdichtungszünddruckes des Gleichdruckverfahrens kann dessen Wirkungsgrad erhöht werden.

Wir kommen also zu dem Schluß, daß man nicht ohne weiteres das eine, das andere oder aber jedes zwischenliegende Verfahren als das bessere oder das geeignetere annehmen kann, und daß jeder konkrete Fall gründlich studiert werden muß. Nicht nur der thermodynamische Wirkungsgrad, sondern viele anderen Bedingungen, von denen hauptsächlich auf die Zündtemperatur und Verbrennungsgeschwindigkeit hingewiesen sei, bestimmen die Wahl des Arbeitsverfahrens.

Das gemischte Verfahren ist in den kompressorlosen Maschinen sehr verbreitet, die, wie bekannt, einen besseren wirtschaftlichen Wirkungsgrad als die klassischen Dieselmotoren haben. Dieser Vorteil der kompressorlosen Dieselmotoren hängt aber nicht nur ab von dem thermodynamischen Vorteil des gemischten Verfahrens, sondern auch von der Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades, der einerseits dem Fortfall des Luftverdichters und andererseits der kleineren Verdichtungsarbeit zu verdanken ist.

3. Verbrennung und Zündung.

In dem vorhergehenden Kapitel haben wir gezeigt, daß bei Untersuchung der Verbrennungsmotoren bzw. bei Vorberechnung und Aufstellung des Arbeitsganges einer neuen Maschine nicht nur die Wärmemenge, die bei der Verbrennung zugeführt wird, sondern auch der Anfangs- und Endpunkt sowie der Verlauf der Verbrennung maßgebend sind.

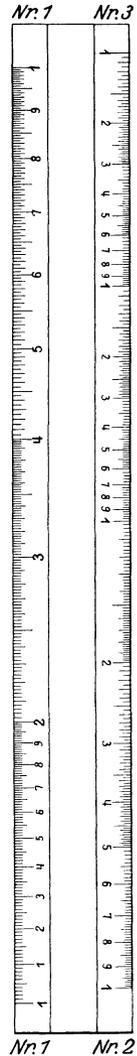


Abb. 34. Log. Maßstab Nr. 1, 2 und 3.

Wenn die Berechnung der während der Verbrennung zugeführten Wärme unter Annahme einer vollständigen oder einer teilweisen Verbrennung auf Grund der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes nach Gesetzen der Thermochemie keine Schwierigkeiten bietet, so ist die Frage nach dem zeitlichen Gang der Verbrennung noch nicht zu beantworten, da sie noch nicht ganz geklärt ist.

Für die Kalorimetrie der Verbrennung ist es ganz gleich, ob einer der Bestandteile früher entzündet oder schneller verbrannt wird: die ausgeschiedene Wärmemenge bleibt stets dieselbe. Verläuft die Verbrennung adiabatisch, dann dient die ganze Wärme zur Erhöhung der inneren Energie der Verbrennungsprodukte bzw. zur Arbeitsleistung. Wird der Verbrennungsraum gekühlt, dann ändert sich auch nicht die Menge der Verbrennungswärme, sie wird vielmehr teilweise dem Kühlwasser zugeführt, wobei die Erhöhung der Abgasenergie bzw. die gelieferte Arbeit kleiner werden.

Wie schon früher gezeigt wurde, hängt aber der Nutzeffekt einer Verbrennungsmaschine nicht nur von der Menge der zugeführten Wärme, sondern auch von dem zeitlichen Verlauf der Wärmeentwicklung ab: je schneller die Verbrennung beendet wird, desto besser. Die Geschwindigkeit der Verbrennung ist eine sehr verwickelte Funktion der Zusammensetzung des Brennstoffes, der Temperatur, der Druckverhältnisse, des physikalischen Zustandes des Brennstoffes, des Verbrennungsraumes und der chemischen Beschaffenheit der neutralen Gase, in welchen die Verbrennung verläuft und hauptsächlich der Vollständigkeit der Mischung mit Sauerstoff. Wird noch in Betracht gezogen, daß der flüssige Brennstoff ein Gemisch von verschiedensten Kohlenstoffverbindungen ist und daß jeder dieser Bestandteile eine besondere Zündtemperatur und besondere Verbrennungsgeschwindigkeit hat, so wird es klar, daß die Frage der Verbrennung in den Einspritzmotoren nicht so leicht zu beantworten ist.

Wir werden in diesem Kapitel zuerst die Kalorimetrie der Verbrennung wiedergeben, alsdann die Eigenschaften des flüssigen Brennstoffes erwähnen und schließlich die Verbrennungsvorgänge in den Verbrennungsmaschinen untersuchen.

Kalorimetrie der Verbrennung. Die Verbrennung ist eine chemische Reaktion, die bei den Verbrennungsmaschinen in der Verbindung von Kohlenstoff C, Wasserstoff H_2 mit Sauerstoff O_2 besteht und von einer intensiven Wärmeentwicklung begleitet ist.

Nach vollkommener Verbrennung erhalten wir für Kohlenstoff und Sauerstoff — Kohlensäure CO_2 und für Wasserstoff und Sauerstoff — Wasserdampf H_2O .

Die flüssigen Brennstoffe bestehen aus einem Gemisch von verschiedenen Kohlenwasserstoffen und neutralen Gasen. In der Zahlentafel 4 sind die Verbrennungsformeln für einige reine Brennstoffe bei Verbrennung mit reinem Sauerstoff angegeben. Diese Tabelle zeigt, daß nur eine gewisse Menge von Brennstoff mit einer bestimmten Menge von Sauerstoff in Verbindung treten kann, daß nach der Verbrennung eine bestimmte Menge von Verbrennungsprodukten entsteht und dabei eine gewisse Wärmemenge entwickelt wird (Wärmetönung). Die Wärmetönung pro 1 kg Brennstoff wird als Heizwert bezeichnet.

Zahrentafel 4.

$2 \text{ H}_2 + \text{ O}_2 = 2 \text{ H}_2\text{O}$	+ 135 000 (113 400) WE
$2 \text{ CO} + \text{ O}_2 =$	$2 \text{ CO}_2 + 136 000$ „
$\text{CH}_4 + 2 \text{ O}_2 = 2 \text{ H}_2\text{O} + \text{ CO}_2$	+ 213 000 (191 400) „
$\text{C}_2\text{H}_4 + 3 \text{ O}_2 = 2 \text{ H}_2\text{O} + 2 \text{ CO}_2$	+ 336 000 (314 400) „
$2 \text{ C}_2\text{H}_2 + 5 \text{ O}_2 = 2 \text{ H}_2\text{O} + 4 \text{ CO}_2$	+ 625 000 (603 400) „
$\text{C} + \text{ O}_2 =$	$\text{CO}_2 + 97 000$ „
$[2 \text{ C} + \text{ O}_2 = 2 \text{ CO}]$	+ 58 000]

In der Zahrentafel 5 sind die für vollständige Verbrennung von 1 kg Brennstoff nötige Sauerstoffmenge, die Verbrennungsprodukte und der untere Heizwert angegeben.

Zahrentafel 5.

Auf 1 kg Brennstoff ist für die volle Verbrennung an O_2 nötig	dabei ergeben sich als Ver- brennungsgase		und wird Wärme entwickelt
	$\text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2$		WE
H_2	8	9 —	28 350
CO	$\frac{4}{7}$	— $\frac{11}{7}$	2 430
CH_4	4	$\frac{9}{4} + \frac{11}{5}$	11 960
C_2H_4	$\frac{24}{7}$	$\frac{9}{7} + \frac{22}{7}$	11 230
C_2H_2	$\frac{40}{13}$	$\frac{44}{13} + \frac{9}{13}$	11 600
C	$\frac{8}{3}$	— $\frac{11}{4}$	8 080

Der untere Heizwert ist gleich dem oberen nach Abzug der Verdampfungswärme. Bei den Verbrennungsmotoren kommt nur der untere Heizwert in Frage, da die Verbrennungsprodukte mit einer Temperatur, die höher als die Dampfsättigungstemperatur ist, aus dem Zylinder ausgeschoben werden.

Die für die Verbrennungsmotoren in der Praxis verwendbaren Brennstoffe stellen ein Gemisch von verschiedenen Brennstoffen dar; es ist erfahrungsgemäß festgestellt worden, daß:

a) eine Mischung von verschiedenen Brennstoffen eine Wärmemenge freimacht, die der Summe der von jedem Gase entwickelten Wärme gleichkommt;

b) die für die Verbrennung notwendige Sauerstoff- bzw. Luftmenge der Summe der für jedes Gas erforderlichen Sauerstoff- bzw. Luftmenge gleich ist;

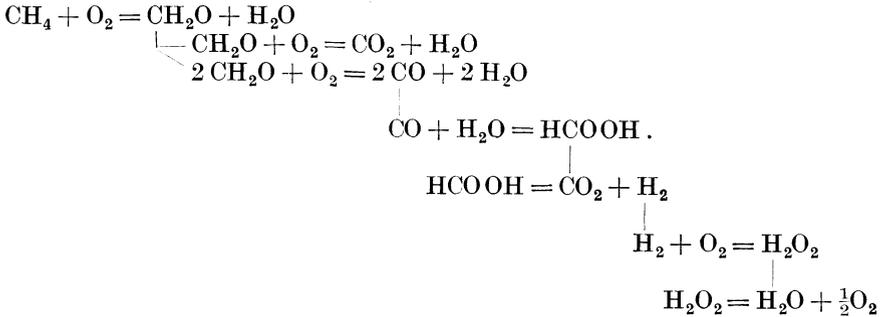
c) die gesamten Verbrennungsgase sich aus den einzelnen Verbrennungs- und neutralen Gasen zusammensetzen.

Zu dem Vorhergesagten muß hinzugefügt werden, daß vollständige Verbrennung nur unter den in Zahrentafel 4 angegebenen Verhältnissen stattfindet. Wird mehr Sauerstoff, als für die Verbrennung des betreffenden Brennstoffes erforderlich ist, eingeführt, so bleibt außer den Verbrennungsprodukten noch Sauerstoff zurück, und umgekehrt: wird mehr Brennstoff eingeführt, so bleibt ein Teil desselben zurück. Da aber die Verbrennungsmaschinen den Zweck möglichst intensiver Ausnutzung des Brennstoffes verfolgen und Verluste keineswegs wünschenswert sind, so ist es notwendig, in jedem Falle Luft (bzw. Sauerstoff) in einer für die Verbrennung erforderlichen (sogenannten theoretischen) Menge, wenn möglich noch im Überschuß, einzuführen.

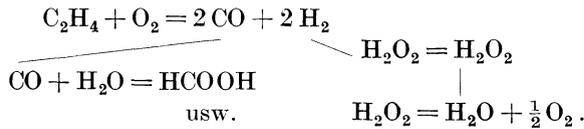
¹ Seiliger, Graphische Thermodynamik, S. 123.

² Ibidem.

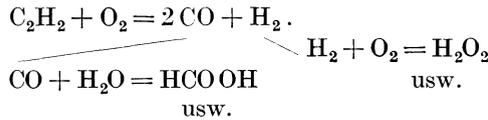
Ferner muß noch darauf aufmerksam gemacht werden, daß die Verbrennung jedes Brennstoffes nicht in der Weise vor sich geht, daß der Brennstoff sofort in Kohlenstoff und Wasserstoff zerfällt und jedes dieser Elemente verbrennt. Das Zerspalten des Brennstoffes erfolgt über eine große Zahl von Zwischenverbindungen. Methan verbrennt z. B. nach Bome und Wheeler in folgender Weise:



Für Ätylen erhält man:



Für Azetylen:



Auf die Entwicklung der Wärme hat die Reihenfolge der Umwandlungen bei Annahme einer vollständigen Verbrennung keinen Einfluß.

Auf Grund obiger Ausführungen (a, b, c) läßt sich eine Reihe Formeln für die Verbrennung von Brennstoffgemischen aufstellen. Der Kürze wegen soll das Gewicht eines Brennstoffes durch seine chemische Formel in Klammern ausgedrückt werden: (H_2), (C) usw.

Besteht 1 kg Brennstoff aus (H_2) kg Wasserstoff, (C) kg Kohlenstoff usw., so ist sein Heizwert:

$$W_{\text{kcal}} = 28350 (\text{H}_2) + 8080 (\text{C}) + \dots \quad (66)$$

Die dazu erforderliche minimale Sauerstoffmenge in kg/kg Brennstoff ist:

$$8 (\text{H}_2) + \frac{8}{3} (\text{C}) + \dots - (\text{O}_2) .$$

Da in 4,31 kg Luft sich 1 kg Sauerstoff befindet, so ergibt sich die minimale oder theoretische Luftmenge für Verbrennung von 1 kg Brennstoff zu:

$$L = 4,31 \left[8 (\text{H}_2) + \frac{8}{3} \text{C} + \dots - (\text{O}_2) \right] . \quad (67)$$

¹ Seiliger, Graphische Thermodynamik, S. 125.

Die Verbrennungsgase bestehen aus:

$$(\text{CO}_2) = \frac{11}{3} (\text{C}) + \dots \quad (68)$$

$$(\text{H}_2\text{O}) = 9 (\text{H}) + \dots \quad (69)$$

$$(\text{N}_2) = 1 + L - (\text{H}_2\text{O}) - (\text{CO}_2) \text{ neutralen Gase (Stickstoff)}. \quad (70)$$

So erhalten wir z. B. für Gasöl mit 86,5% C und 12,3% H₂ als Heizwert:

$$W_{\text{kcal}} = 28350 \cdot 0,125 + 8080 \cdot 0,865 = 10400 \text{ kcal.}$$

als theoretische Luftmenge:

$$L = 4,31 \left(8 \cdot 0,123 + \frac{8}{3} \cdot 0,865 \right) = 14,17 \text{ kg,}$$

als Abgase:

$$(\text{CO}_2) = 3,18 \text{ kg; } (\text{H}_2\text{O}) = 1,107 \text{ kg; } (\text{N}_2) = 10,883 \text{ kg}$$

oder in m³ $\left(1 \text{ kg} = \frac{22,4}{m} \text{ m}^3 \right)$ bei Normalzustand:

$$(\text{CO}_2) = 1,62 \text{ m}^3; \quad (\text{H}_2\text{O}) = 1,37 \text{ m}^3; \quad (\text{N}_2) = 8,75 \text{ m}^3.$$

Wir können nun das scheinbare Molekulargewicht $m^{\nu V}$ sowie den Temperaturkoeffizienten $\zeta^{\nu V}$ der spezifischen Wärme der Verbrennungsprodukte bei vollständiger Verbrennung des Brennstoffes mit der theoretisch nötigen Luftmenge (vgl. Formel (66) und (67)) berechnen:

$$m^{\nu V} = \frac{1,62 \cdot 44 + 1,37 \cdot 18 + 8,75 \cdot 28}{1,62 + 1,37 + 8,75} = 29$$

$$\zeta_0^{\nu V} = \frac{1,62 \cdot 5 + 1,37 \cdot 4 + 8,75 \cdot 1}{1,62 + 1,37 + 8,75} = 1,9.$$

Für die motorische Verbrennung wird, wie gesagt, stets ein Luftüberschuß eingeführt, so daß auf νL kg Luft 1 kg Brennstoff kommt, wobei:

ν = den Luftüberschußgrad,

L = die theoretische Luftmenge (vgl. Formel)

bedeuten.

Die Abgase bestehen in diesem Falle aus:

$(1 + L) \text{ kg} = \frac{22,4}{m^{\nu V}} (1 + L) \text{ m}^3$ Produkte der Verbrennung der theoretischen Ladung,

$$(\nu - 1) L \text{ kg} = \frac{22,4}{m_L} (\nu - 1) \text{ m}^3 \text{ Luft.}$$

Das scheinbare Molekulargewicht und der Temperaturkoeffizient der wirklichen Abgase sind damit:

$$m_{\nu} = \frac{1 + \nu L}{\frac{1 + L}{m^{\nu V}} + \frac{(\nu - 1) L}{m_L}}$$

$$\zeta_{0/\nu} = \frac{\frac{1 + L}{m^{\nu V}} \zeta_0^{\nu V} + \frac{(\nu - 1) L}{m_L} \zeta_0^L}{\frac{1 + L}{m^{\nu V}} + \frac{(\nu - 1) L}{m_L}}.$$

Da aber bei Verbrennung der Schweröle keine bedeutende Änderung im Molekulargewicht (bzw. spezifischen Gewicht) vorkommt und $m^{\nu V}$ sowie m_L beide gleich

rd. 29 sind, so vereinfachen sich diese zwei Formeln, und wir können für praktische Zwecke mit ausreichender Genauigkeit folgende Formeln benutzen:

$$m_v = 29 \quad (71)$$

$$\zeta_{0/v} = \frac{(1+L)\zeta_0^v + (v-1)L\zeta_L}{1+vL},$$

worin:

$\zeta_{0/v}$ = Temperaturkoeffizient der spezifischen Wärme der Abgase bei einem v -fachen Luftüberschuß,

ζ_0^v = Temperaturkoeffizient für die Verbrennung mit theoretisch notwendiger Luftmenge = 1,9,

ζ_L = Temperaturkoeffizient für Luft = 1.

Was schließlich die Wärmetönung der Ladung betrifft, so wird sie, wie folgt, berechnet: 1 kg Brennstoff mit L kg Luft entwickeln W kcal; es kommt also auf 1 kg Ladung, bestehend aus 1 kg Brennstoff + vL kg Luft, eine Wärmemenge:

$$\frac{W_k}{1+vL}$$

und für 1 Mol = 29 kg dieser Ladung

$$Q = \frac{29W}{1+vL}. \quad (72)$$

Ist die Temperatur und der Temperaturkoeffizient der spezifischen Wärme vor der Verbrennung gleich T_1 bzw. ζ_1 und nach der Verbrennung T_2 bzw. ζ_2 und die innere Energie vor und nach der Verbrennung mU_2 und mU_1 , so muß

$$Q = mU_2 - mU_1$$

sein, woraus bei gegebenem T_1 die theoretische Endtemperatur der Verbrennung T_2 und der Temperaturanstieg $T_2 - T_1$ nach der Zahlentafel 3 berechnet werden können.

Im vorigen Kapitel haben wir erwähnt, daß die Verbrennung nicht augenblicklich, sondern allmählich vor sich geht. In jedem Augenblick wird deshalb nur ein Teil des Brennstoffes verbrannt.

Ist in einem Augenblicke ein Bruchteil x des Brennstoffes verbrannt worden, dann bleibt das Molekulargewicht doch = 29. Der Temperaturkoeffizient der spezifischen Wärme und die Wärmetönung können, wie folgt, geschrieben werden:

$$\zeta_{0/x} = \frac{x(1+L)\zeta^v + (L_n - xL)}{x + L_n}, \quad (73)$$

$$W_x = \frac{29xW}{x + L_n}, \quad (74)$$

wo L_n die in dem Gemisch befindliche Menge Luft bzw. zweiatomiger neutraler Gase, auf x kg Brennstoff bezogen, bedeutet.

Der Luftüberschußgrad ist in diesem Falle gleich:

$$v = \frac{L_n}{xL}.$$

Die Formeln (73) und (74) sind selbstverständlich nur für den Fall gleichmäßiger und homogener Verbrennung gültig, d. h. unter der Voraussetzung,

daß die verschiedensten Bestandteile des Brennstoffes bei der Verbrennung stets in demselben Verhältnis verbrennen, so daß der unverbrannte Teil des Brennstoffes dieselben Eigenschaften und dieselbe chemische Zusammensetzung wie vor der Verbrennung hat.

Das ist aber nicht der Fall: der flüssige Brennstoff ist ein Gemisch aus den verschiedensten Kohlenwasserstoffen, von denen einige schneller, andere langsamer verbrennen, die in verschiedenen Zeitpunkten entzündet werden und dann mehr oder weniger Wärme abgeben usw. Es ist also, auch bei vollkommener Mischung, falls eine solche möglich wäre, eine gleichmäßige und homogene Verbrennung ausgeschlossen.

Infolge dieser Verhältnisse sind die Formeln (73) und (74) nicht vollkommen richtig und es scheint, daß die im vorigen Kapitel unter Annahme der Richtigkeit dieser Formel gemachten Ausführungen von der Wirklichkeit sehr abweichen müßten. Glücklicherweise ist dies nicht der Fall, da fast für alle Kohlenwasserstoffe $\zeta_0^v = 1,9$ ist.

Leider sind wir noch nicht in der Lage, den zeitlichen Vorgang der Verbrennung jedes Elementarstoffes bzw. dessen Gemisches festzustellen. Eine dringende Aufgabe der technischen Thermochemie ist, eine ganze Reihe Vorgänge experimentell zu klären; u. a. folgende: 1. die Abhängigkeit der Entzündungstemperatur und der Verbrennungsdauer eines Elementarbstoffes von der Anwesenheit verschiedener neutraler Gase und anderer brennbarer Bestandteile bei verschiedenen Druckverhältnissen, 2. die Wirkung der bereits entzündeten Teile auf die noch nicht entzündeten, 3. die katalytische Wirkung des Wassers, 4. die verzögernde Wirkung der Kohlensäure usw.

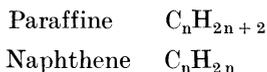
Vorläufig können wir uns mit der Feststellung der zeitlichen Wärmeentwicklung begnügen.

Eine Untersuchung des Indikatordiagramms einer Verbrennungsmaschine auf Grund der im vorigen Kapitel entwickelten Formeln über Verbrennungszustandsänderung wird den zeitlichen Gang der Wärmeentwicklung bei Verbrennung geben, was für die Verbrennungslehre im allgemeinen und für die Verbrennungsmaschinenlehre insbesondere von einer außerordentlichen Bedeutung ist. — Dieses Untersuchungsverfahren in Verbindung mit der von Neumann vorgeschlagenen und durchgeführten chemischen Analyse der Verbrennungsprodukte in verschiedenen Momenten der Verbrennung werden zweifellos die Verbrennungsfrage klären.

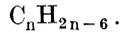
Wenn also die Eigenschaften der in den Verbrennungsmotoren verbrauchten Brennstoffe eine große Bedeutung für den Verlauf der Verbrennung und also auch der Kraftentwicklung der Maschinen haben, so muß jeder Fachmann über die Eigenschaften des flüssigen Brennstoffes im Klaren sein.

Flüssige Brennstoffe. Für die Einspritzbrennmaschinen kommt heutzutage nur der flüssige Brennstoff in Frage. Dieser Brennstoff ist ein sehr kompliziertes Gemisch von verschiedenen Kohlenwasserstoffen, die in zwei Hauptgruppen eingeteilt werden können.

Aliphatische Kohlenwasserstoffe in kettenförmiger Bindung:



und aromatische Kohlenwasserstoffe in ringförmiger Bindung (Benzolverbindungen)



In der Zahlentafel 6 sind einige Kohlenwasserstoffe des Benzins der zwei Gruppen dargestellt. Bei der Untersuchung der Kohlenwasserstoffe der Rohöle hat man bereits über 600 verschiedene Arten festgestellt.

Zahlentafel 6.

	Gruppe	Formel	Siedepunkt ° C	Spez. Gewicht bei 15° C
Hexan	C_nH_{n+2}	C_6H_{14}	69	0,663
Heptan	"	C_7H_{16}	98,4	0,691
Octan	"	C_8H_{18}	125,5	0,709
Nonen	"	C_9H_{20}	150	0,723
Decan	"	$C_{10}H_{22}$	173	0,735
Undecan	"	$C_{11}H_{24}$	195	0,746
Cyclohexan	C_nH_{2n}	C_6H_{12}	81	0,780
Hexahydrotoluol	"	C_7H_{14}	100	0,770
Hexahydroxylo	"	C_8H_{16}	119	0,756
Benzol	C_nH_{2n-6}	C_6H_6	80	0,884
Toluol	"	C_7H_8	110	0,870
Xylol	"	C_8H_{10}	140	0,862

Da die beiden Gruppen verschiedene Eigenschaften haben, so ist es selbstverständlich, daß für ein Treiböl sein Gehalt an aliphatischen sowie an aromatischen Verbindungen kennzeichnend ist.

Die Treiböle aus Erdöl (Naphtha), Braunkohlenteer, bituminösem Schiefer und Pflanzenöle enthalten vorwiegend aliphatische Kohlenwasserstoffe und werden als aliphatische Treiböle bezeichnet; die Treiböle aus Steinkohlenteer enthalten vorwiegend aromatische Kohlenwasserstoffe.

Die im Handel vorkommenden Destillate der Erdöle, Braunkohlen- und Steinkohlenteer, insofern sie als Treiböle interessieren, sind folgende:

- a) Erdöl: Gasolin, Benzin, Leuchtpetroleum, Gasöl, Masut (Rückstände),
- b) Braunkohlenteer: Benzin, Solaröl, Paraffinöl, Paraffin,
- c) Steinkohlenteer: Benzol, Naphthalin, Teeröl.

Das Erdöl kann ohne weitere Bearbeitung, so wie es aus der Erde herkommt, nicht benutzt werden. Es müssen zuerst die festen Teile, das Wasser und die Brenngase durch Trocknen oder Destillation entfernt werden, was selbstverständlich auf der Fundstelle vorgenommen wird.

Die weitere Bearbeitung des Erdöles besteht aus aufeinanderfolgenden Destillationen. Die Reihenfolge der Destillationen und der Grad der Raffinierung hängen von der Natur des Erdöls und von den Produkten, die man hauptsächlich erhalten will, ab. Da aber die Rohöle der verschiedenen Quellen sehr verschiedener Zusammensetzung sind, so ist es klar, daß von einem gleichmäßigen Brennstoff für die Verbrennungsmaschinen kaum die Rede sein kann. So bestehen z. B. die pennsylvanischen Erdöle hauptsächlich aus paraffinartigen, die russischen (Baku) aus naphthenartigen und die Erdöle aus Borneo aus aromatischen Kohlenwasserstoffen. Außerdem spielt die Bearbeitungsart eine große Rolle, so daß man ganz verschiedene Endprodukte erhält.

Es müssen deshalb einige Kennzeichen angegeben werden, um beurteilen zu können, ob ein Produkt für die Verbrennungsmotoren geeignet ist.

In der Zahlentafel 7 sind die Elementaranalysen verschiedener Treiböle angegeben, aus denen man sich über die Kennzeichen ein Bild machen kann.

Zahlentafel 7,

		Deutsches Paraffinöl	Nordamerik. Gasöl	Mexikan. Gasöl I	Mexikan. Gasöl II	Südafrik. Gasöl	Argentin. Gasöl	Russischer Masut	Amerikan. Fueloil
Elementar-Analyse	C . . . %	86,74	84,36	84,61	84,99	86,44	84,65	84,66	87
	H . . . „	10,65	11,75	11,50	7,54	8,56	13,54	12,35	12,4
	O + N . .	1,64	3,59	1,66	5,02	5,00	1,63	2,89	0,3
	S . . . „	0,97	0,30	2,23	2,45	0	0,18	0,10	0,10
Asche	0,027	—	—	0,01	0,02	—	—	—	—
Wasser	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Hartasphalt	0,11	—	0,975	—	1,67	—	—	—	—
Flammpunkt . . . °C	77	91	67	112	111	210	155	120	
Brennpunkt . . . °C	108	104	131	141	133	255	—	—	
Stockpunkt . . . °C	- 3	< -15	5,5	- 5	< -15	—	—	—	
Spez. Gewicht bei 20° C kg/l	0,875	0,863	0,875	0,870	0,921	0,865	0,924	0,910	
Heizwert	oberer kcal	10738	11500	10856	10919	10759	10843	11090	10945
	unterer kcal	10162	10866	10253	10512	10297	10193	—	—
Zähigkeit in Englergraden	bei 12° C .	2,13	1,67	2,69	1,83	13,22	45,18	—	—
	„ 20° C .	1,68	1,41	—	—	7,03	29,21	—	—
	„ 30° C .	—	—	1,76	1,57	4,58	16,96	—	—
	„ 50° C .	1,23	—	1,44	1,44	1,96	5,46	—	—

Daß das spezifische Gewicht eines Brennstoffes für seine Zusammensetzung nicht maßgebend ist, ersehen wir aus der Zahlentafel 6 der Kohlenwasserstoffe des Benzins. Von großer Bedeutung ist das spezifische Gewicht für die Abnahmeversuche, für die Berechnung der Behälter usw.

Der Stockpunkt bestimmt diejenige Temperatur, bei welcher das Öl nicht mehr flüssig ist; die Zähigkeit ist durch die relative Fließgeschwindigkeit gegeben, die durch Heizung des Brennstoffes erhöht werden kann.

Von dem Standpunkt der Feuergefährlichkeit und des Verhaltens des Brennstoffes in der Maschine aus betrachtet sind folgende drei Temperaturpunkte wichtig: der Flammpunkt, d. h. diejenige Temperatur, bei welcher der Brennstoff in der Nähe einer Flamme vorübergehend aufflammt, der Brennpunkt, bei dem die Ladung nach der Entflammung weiterbrennt, und der Zündpunkt, d. i. die niedrigste Temperatur, bei der Selbstentzündung eintritt.

Einleitung der Verbrennung in Gasphase in Gasmaschinen. Die flüssigen Brennstoffe können in zwei verschiedenen Phasen verbrannt werden: in der gas- bzw. dampfförmigen und in der flüssigen, wobei der Gang der Verbrennung in beiden Fällen ganz verschieden ist. In der Verpuffungsvergasmaschine verbrennt der Brennstoff vorwiegend im Gas- bzw. Dampfzustand, bei den Einspritzmaschinen in flüssigem Zustand.

Für die Verbrennung im Gaszustand muß der flüssige Brennstoff verdampft werden. Der flüssige Brennstoff wird im Vergaser fein zerstäubt und tritt mit

Luft während des Ansaugens in den Zylinder ein. Die für die Verdampfung nötige Wärme wird bei leichtsiedenden Brennstoffen durch die Wärme und Temperatur der Zylinderwände gedeckt, bei den schwersiedenden Brennstoffen wird das Gemisch noch im Saugrohr durch die Auspuffgase und durch künstlich hochehitze Stellen auf Verdampfungstemperatur gebracht.

In Abb. 35 sind die Verdampfungstemperaturen verschiedener Treiböle gegeben. Außer der Temperatur hat selbstverständlich die Geschwindigkeit der Verdampfung eine große Bedeutung; deshalb ist das Benzin der geeignetste Brennstoff für Vergasermaschinen.

Die Mischung der Luft mit dem Dampf bzw. Gasbrennstoff geht in den Vergasermaschinen einwandfrei vor sich, da hierzu der Saug- und Verdichtungs-
hub zur Verfügung stehen. Man kann mit guter Annäherung annehmen, daß in diesem Falle am Ende der Verdichtung ein homogenes Gemisch von Luft und Brennstoff, d. h. eine homogene Ladung, vorhanden ist und daß diese Ladung in allen Punkten ungefähr dieselbe Temperatur hat. Würde die Verdichtungs-
temperatur über die Entzündungstemperatur erhöht, dann könnte eine Detonation des explosiven Gemisches mit außerordentlich großer Druckerhöhung,

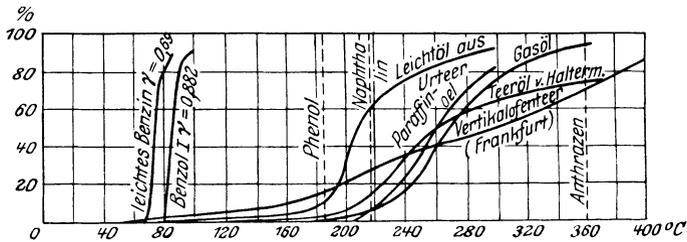


Abb. 35. Siedekurven für verschiedene Öle (nach Dubblet).

welche die Maschine gefährden würde, entstehen. Es wird deshalb der Verdichtungsgrad für die Vergasermaschine so gewählt, daß die Endtemperatur jedenfalls unter der Zündtemperatur liegt. Das Gemisch wird durch eine Flamme (Zündfunken, Zündrohr) an einer Stelle entzündet; die Verbrennung dauert eine gewisse Zeit in Abhängigkeit von der Brenngeschwindigkeit des Gemisches.

Aber auch in diesem Falle kann eine Detonation vorkommen. Ist nämlich die Geschwindigkeit der Entflammung des zuerst entzündeten Teiles des Gemisches so groß, daß der bereits entzündete Teil der Ladung die anderen noch nicht entzündeten Teile übermäßig verdichtet, so kann unter Umständen eine solche Temperaturerhöhung eintreten, daß eine Selbstentzündung der ganzen noch nicht verbrannten Masse und damit eine Explosionswelle entsteht. Die Versuche haben gezeigt, daß die Neigung zur Detonation von der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes abhängt. Die Kohlenwasserstoffe der Paraffinreihe verhalten sich von diesem Gesichtspunkte aus am ungünstigsten, die Naphthene viel günstiger, am günstigsten die aromatischen Kohlenwasserstoffe. Ferner ist festgestellt worden, daß die Detonation sehr genau von dem Enddruck der Verdichtung abhängt.

Wenn auch die Benzinmotoren bzw. die sogenannten Motoren mit Verbrennung bei konstantem Volumen außerhalb dieser Darstellung liegen, so ist doch hier die Einfachheit der Mischung und des Verbrennungsganges in diesen Maschinen

hervorzuheben. Die Leichtigkeit des Mischens beruht zunächst auf der Verdunstfähigkeit des Benzins, so daß sich schon bei mittleren Temperaturen ein zündbares Gemisch ganz von selbst bildet: es genügt, Luft durch Benzin zu saugen, um sie mit Benzindampf zu sättigen. Ferner ist die Saug- und Verdichtungszeit verhältnismäßig groß und mehr als genügend, um eine ganz homogene und gut gemischte Ladung zu erhalten.

Die Zündungstemperatur des Benzins beträgt etwa 255°C , ist also verhältnismäßig niedrig, so daß höchstens eine Verdichtung von 1:5 bis 1:5,5 ohne künstliche Dedetonationsmittel zuzulassen ist. Die Brenngeschwindigkeit ist ziemlich schnell, aber nicht explosionsartig.

Daß hier nicht nur die ausreichende Mischzeit, sondern auch die niedrige Verdampfungstemperatur und das schnelle Verdampfen in Frage kommt, kann aus dem Vergleich mit den Schweröl-Vergasermaschinen ersehen werden. Es ist bekannt, daß man gerade mit diesen Maschinen zu keinen zufriedenstellenden Ergebnissen gekommen ist, was dadurch bedingt ist, daß die Schweröle (vgl. Abb. 35) eine viel höhere Verdampfungstemperatur haben und schwerer, d. h. langsamer verdampfen und daß außerdem die Zündtemperatur dieser Brennstoffe im flüssigen Zustand unterhalb der höchsten Verdampfungstemperatur liegt.

Einleitung der Verbrennung in flüssiger Phase in Ölmotoren. Wir gehen nun zu der Untersuchung des Verbrennungsvorganges in den Einspritzmotoren über.

Das Interesse für die schweren Treiböle als Brennstoff für Verbrennungsmaschinen entstand in Deutschland erst, nachdem der erste marktfähige Dieselmotor gebaut wurde. Die ersten Dieselmotoren in Deutschland sind mit Petroleum betrieben worden, dagegen haben in Rußland auch die ersten Dieselmotoren rohes Erdöl (Naphtha) benutzt.

In diesem Lande, wo schon lange vor der Entstehung des Dieselmotors die Ölgewinnung in großem Maßstabe betrieben wurde und dessen Ausbeutung der Erdöle um diese Zeit die größte in der Welt war, stand die Ölfeuerungstechnik ziemlich hoch. Rohes Öl wie auch die Ölrückstände (Masut) wurden in flüssigem Zustand verbrannt. Späterhin wurden auch verschiedene Brenner für regelmäßige Zuführung und Verbrennung der Öle in Kesselfeuerungen erfunden. Die Ölfeuerung war nicht nur in der Nähe der Ölfundstellen, sondern überall im Wolgabiete bei Schiffskesseln, im Bezirk von Moskau und St. Petersburg bei ortfesten Dampfkesseln und späterhin auch bei Lokomotivkesseln sehr gebräuchlich. Der Vorteil der guten Zerstäubung des Öles war damals schon bekannt und neben der Luftdruck- bzw. Dampfdruckzerstäubung wurde auch die mechanische (solid injection) Zerstäubung verbreitet.

Für Selbstentzündung des aus dem Zerstäuber herausfließenden Öles war es notwendig, den Verbrennungsraum sehr stark zu erhitzen, was während des Anheizens des Kessels durch Verbrennung eines mit Gasöl getränkten Lappens auf dem Boden des Feuerraumes geschah. Sobald der Feuerraum auf die für Selbstentzündung des flüssigen Öles nötige Temperatur erhitzt war, zündete das eingespritzte Naphtha oder Masut von selbst. Aus diesem Grunde entstand in Rußland die Meinung, daß der Brennstoff im Dieselmotor in flüssigem Zustande verbrannt wurde und daß keine Hindernisse für Anwendung des Masuts bei Dieselmotoren im Wege ständen.

Schon im Jahre 1901 wurden in der Maschinenfabrik Nobel, St. Petersburg, Versuche mit Masut angestellt, die zu so einwandfreien Resultaten führten, daß man ohne weiteres den Betrieb der Maschinen mit Masut garantierte.

Die Schwierigkeiten, welche aus der Dickflüssigkeit des Masuts insbesondere in der Winterzeit entstanden, wurden durch Erwärmung des Brennstoffes mittels einer in den Behälter eingeführten Rohrspirale beseitigt, die als Heizkörper von dem aus dem Zylindermantel fließenden heißen Wasser gespeist wurde. Für das Ingangsetzen der kalten Maschine in der Winterzeit wurde Petroleum benutzt, das aus einem ganz kleinen Behälter durch Abzweigung des Saugrohres der Brennstoffpumpe bei geschlossenem Zufluß des Masuts zu der Brennstoffpumpe geführt wurde. Nachdem der Verbrennungsraum genügend erhitzt wurde, ging die Verbrennung der Rückstände einwandfrei vor sich.

Die Erfahrungen, die in Rußland gesammelt wurden, sind insoweit wichtig, als man dort nicht nur mit verschiedensten Naphthadestillaten und Rückständen, wie Rohöl, Solaröl, Dieselöl, Masut usw. der Bakuquellen, sondern auch mit Naphthaprodukten der anderen Quellen, wie z. B. Grozny, gearbeitet hat. Das Erdöl der beiden Quellen ist aber ganz verschieden. Ferner sind die Temperaturschwankungen der Außenluft in Rußland für dieselbe Gegend im Sommer und im Winter ganz erheblich verschieden: in Moskau und St. Petersburg sind Temperaturen von -20° und sogar -30° C im Winter nicht selten und eine Steigerung im Sommer bis auf $+25^{\circ}$ und sogar $+35^{\circ}$ C ist nicht ungewöhnlich. Die Maschine sollte selbstverständlich ohne Änderung des Verdichtungsgrades sowohl im Sommer wie im Winter arbeiten und anlaufen.

Die mehrjährigen Erfahrungen können, wie folgt, zusammengefaßt werden:

1. Das Ingangsetzen in kaltem Zustande war in der Winterzeit schwieriger und bei dickflüssigem Brennstoffe (Masut) ohne künstliche Mittel fast unmöglich,

2. das Vorwärmen des dickflüssigen Brennstoffes hat zur Entzündung sehr beigetragen,

3. in der Winterzeit arbeitet die Maschine bei derselben Belastung leichter,

4. der Verdichtungsgrad 1 : 13 ist für alle Brennstoffsorten und in allen Jahreszeiten eher zu groß als zu klein,

5. eine Maschine, die einem bestimmten Brennstoff angepaßt ist, kann im schlimmsten Falle auch mit einem anderen arbeiten; jedenfalls macht es keine Schwierigkeiten, durch Änderung des Verdichtungsraumes, des Zerstäubens und des Augenblickes des Öffnens der Nadel (Vor- bzw. Nachzündung) jede Maschine jeder Brennstoffart anzupassen.

Wie bekannt, waren die Dieselmotoren vor dem Weltkriege — jedenfalls bis 1910 — hauptsächlich in Rußland verbreitet. Die MAN, die mit den russischen Dieselfabriken in scharfer Konkurrenz stand und zuerst für Antrieb ihrer Motoren vorgeschriebenen Brennstoff forderte, war gezwungen, ihre Maschinen auch für Schweröle einzurichten, was sie auch mit glänzendem Erfolg durchgeführt hat.

Bei dieser Gelegenheit wurde die Frage der Verbrennung der flüssigen Brennstoffe experimentell und theoretisch untersucht. P. Rieppel stellte 1907 eine Hypothese auf, die von Diesel, Kutzbach, Riedler-Löffler und anderen zugestimmt wurde. Laut dieser Hypothese soll der Verbrennung flüssiger

Brennstoffe stets eine Vergasung vorangehen und diese soll bei der Beurteilung der Brennstoffe die Hauptrolle spielen. Der Vorgang der Verbrennung bestehe aus Zerteilung des flüssigen Brennstoffes in möglichst feine Teilchen, aus Verdampfung derselben und Mischung des Brennstoffdampfes mit Luft, aus Zersetzung der einzelnen Dampfteilchen in die Elemente: Kohlenstoff C und Wasserstoff H_2 , und schließlich aus der Verbrennung dieser Elemente mit Sauerstoff der beigemischten Luft. Die Selbstentzündung und Verbrennung erfolgen nach dieser Theorie um so sicherer, je geeigneter das Öl zur Ölgasbildung ist, d. h. je größer die Ausbeute an Ölgas bei verhältnismäßig niedrigem Druck und geeigneter Temperatur ist. Die Hypothese schien dadurch unterstützt, daß mit Erschwerung der Verdampfung auch die Entzündung des betreffenden Brennstoffes in dem Dieselmotor erschwert ist.

Diese Meinung wurde aber durch die späteren Versuche und Untersuchungen von Otto Alt endgültig widerlegt.

Bevor wir aber zu den Beweisführungen von Alt übergehen, möchten wir noch die von Rieppel (Z. 1907, S. 613) gemachte Einteilung der Flüssigkeitsmotoren erwähnen. Er nimmt an, daß bei allen Flüssigkeitsmotoren überhaupt nur zwei Arbeitsweisen zu unterscheiden sind: a) die des Gleichdruckmotors, dadurch gekennzeichnet, daß das Öl im Augenblicke des Totpunktes eingespritzt und ohne künstliche Zündung sofort durch Ölgasbildung die Verbrennung eingeleitet wird, und b) die der Explosionsmotoren, in denen, ohne daß eine Ölgasbildung nötig sei, ein Gemisch von Öldampf und Luft künstlich zur Entzündung gebracht wird.

Diese Einteilung entspricht selbstverständlich nicht mehr unseren neuesten Anschauungen über die Verbrennungsmotoren. Wir haben gezeigt, daß die Benennung Gleichdruck- bzw. Explosionsmotor keinesfalls den Gang der Verbrennung wiedergibt; ferner ist es ohne Bedeutung, ob künstliche Zündung vorhanden ist oder nicht. Die Hauptsache ist nur, ob im Augenblicke der Entzündung der Brennstoff vorwiegend in Gas- oder Flüssigkeitsphase ist, da die Gesetze der Entzündung und Verbrennung des gasförmigen Brennstoffes sich von den Gesetzen der Entzündung und Verbrennung der flüssigen Brennstoffe grundsätzlich unterscheiden.

Eine Gasmaschine, die einen gasförmigen Brennstoff aus dem Generator, der Brennstoff verarbeitet, saugt oder ein Benzinmotor, der dampfförmige Ladung aus dem Karburator entnimmt, zündet und verbrennt den Brennstoff nach Gesetzen, die den Gesetzen der Verbrennung in den Glühkopfmotoren nicht ähnlich sind, obwohl beide Explosionsmotoren genannt werden.

Wie wir bereits erwähnt haben und auch später aus den Untersuchungen der sogenannten Halbdieselmotoren und Dieselmotoren sehen werden, scheint es am natürlichsten, die Verbrennungsmaschinen in:

1. Gasverbrennungsmaschinen und
2. Flüssigkeitsverbrennungsmaschinen

einzuteilen.

Wir kommen nun zu der Hypothese von Rieppel zurück und wenden uns zu den Versuchen von Wollers und Ehmcke, die nach Vorschlag von Alt im chemischen Laboratorium der Friedr. Krupp A.G., Gußstahlfabrik in Essen, ausgeführt wurden. Aus den Ergebnissen dieser Versuche, welche in Zahlen-

tafel 8, 9 und 10 zusammengestellt sind, ersieht man, daß alle Treiböle in gasförmigem Zustande ungefähr dieselben Zündtemperaturen haben. Es folgt hieraus, daß das Verhalten der Treiböle im Dieselmotor nicht der Ölgasbildung zuzuschreiben ist. Diese Versuche haben dabei noch bemerkenswerte weitere Resultate ergeben und gezeigt, daß die Zündtemperaturen der Erdöle in flüssiger Phase bedeutend niedriger als in Gasphase liegen (vgl. Zahlentafel 8, 9 und 10), und da in den Dieselmotoren der Zündpunkt zwischen den Zündpunkten der flüssigen und der Gasphase und jedenfalls unterhalb der Gasphase liegt, so muß man zugeben, daß die Verbrennung in den Dieselmotoren durch die Entzündung des flüssigen Öles eingeleitet wird.

Zahlentafel 8.

	Zündtemperaturen	
	der Ölgase ° C	der Treiböle ° C
Paraffinöl	614—655	240
Leichtöl aus Urteer	615—651	326
Teeröl	645	445
Vertikalofenteer	635—660	468

Zahlentafel 9.

	Mittlere Siede- temperatur	Zündpunkt im Sauerstoff- strom eines flüssig. Treiböls
	° C	° C
Benzin	75	285
Benzol, technisch	85	507
Gasöl	270	255
Mexikanisches Heizöl.	300	276
Paraffinöl	255	240
Leichtöl aus Urteer	214	326
Naphthalinöl	227	475
Anthrazenöl	297	425
Vertikalofenteer	260	463

Zahlentafel 10.

	Zündpunkt im Sauerstoff bei 1 at eines Ölgemisches ° C
Wasserstoff H ₂	580—590
Methan CH ₄	556—700
Äthan C ₂ H ₆	520—630
Propan C ₃ H ₈	490—570
Äthylen C ₂ H ₄	500—519
Azetylen C ₂ H ₂	416—440
Kohlenoxyd CO	637—658

Was die Verdampfung des Treiböles bzw. die Zündung anbegreift, so weist Alt darauf hin, daß bei Gasöl, Paraffinöl usw. die Siedetemperaturen oberhalb der Entzündungstemperatur liegen, was bei der Annahme, daß die Verdampfung von Wichtigkeit für die Entzündung sei, zu schlechteren Resultaten führen muß,

als bei Teerölen, bei welchen die Verbrennungstemperatur oberhalb der Siedetemperatur liegt. In Wirklichkeit ist, wie bekannt, die Entzündung der ersteren viel leichter.

Wartenberg meint, daß „die eingespritzten Öltropfen zuerst an der Oberfläche bis zum Sieden erhitzt und der Dampf der Luft beigemischt wird, wobei immer eine Zone im Dampf-Gas-Gemisch diejenige Zusammensetzung hat, bei der die Zündtemperatur die niedrigst mögliche ist. Hier entzündet sich das Gasgemisch und bringt auch die übrigen Gemische zur Verbrennung. Es ist nicht einzusehen, warum hierbei erst der ganze Tropfen verdampfen, der Dampf sich mit der Luft mischen und dann erst ähnlich wie beim Benzinmotor das explosive Gasgemisch entstehen soll. Bei der Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit (0,01 sek) ist eine solche homogene Vermischung und völlige Verdampfung der Tropfen auch ausgeschlossen, vielmehr brennen die einzelnen Tröpfchen wie kleine Kerzen in ihrer Dampföhle auf ihrer Bahn“.

Wir kommen nun zu den Untersuchungen von Alt wieder zurück und ziehen (Abb. 36) die Verdichtungslinien von einem Anfangszustand von 10° C

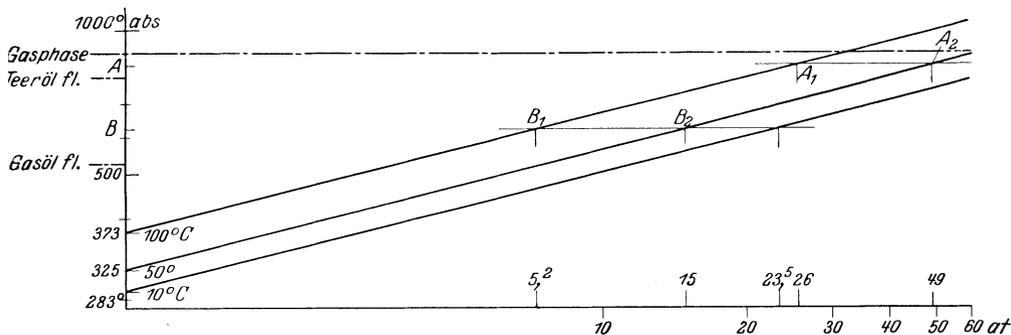


Abb. 36. Verdichtungskurven (Log. Maßst. Nr. 2).

(283° abs.), was dem Anfahren entspricht, späterhin von einem Anfangspunkt 50° C (325° abs.), was der Arbeit bei voller Belastung und normaler Wasserkühlungstemperatur entspricht, und schließlich von einem Anfangspunkt 100° C (373° abs.), was einer Vorwärmung der angesaugten Luft entspricht in der Annahme einer polytropischen Verdichtung mit einem Exponenten $n = 1,35$:

$$T \cdot p^{1-n} = \text{Const}$$

und erhalten in logarithmischen Koordinaten drei Geraden.

Wir ziehen ferner die obere Horizontale, welche der Temperatur (635° C = 908° abs.) der Entzündung der Ölgase entspricht, und ersehen, daß eine kalte Maschine bei Annahme einer Zündung in Gasphase bei den in Dieselmotoren üblich herrschenden Verdichtungsdrücken nie in Gang gesetzt werden kann. Wenn jedoch durch künstliche Mittel der Motor in Gang gesetzt wird, so kann er Selbstzündungen erst bei einer Verdichtung von 60 at ab geben. Da aber, wie bekannt, der Dieselmotor bei einem Verdichtungsdruck von 30 bis 40 at und bei viel niedrigeren Temperaturen anspringt, so folgt hieraus, daß die Entzündung jedenfalls noch in flüssiger Phase des Brennstoffes eingeleitet wird.

In der Abb. 36 sind noch die Geraden $A_1 A_2 \dots$ bzw. $B_1 B_2 \dots$ gezogen, welche der Entzündungstemperatur des Teeröles bzw. Gasöles in flüssiger Phase in der

Maschine entsprechen. Diese Temperaturen sind nach Alt um etwa 18% höher als die Zündtemperaturen im Zündprüfer.

Aus der Untersuchung der Schnittpunkte dieser Geraden mit den Temperaturdruckpolytropen kommen wir zu der früheren Schlußfolgerung betreffs Anlassen, bzw. Zündung der russischen Motoren, sowie auch zu den von Alt festgestellten folgenden Schlüssen:

1. Anfahren kann man bei kalter Maschine ohne weiteres nur mit Gasöl, Benzin, Petroleum, aber nicht mit Teeröl.

2. Die übliche Maschine kann bei einer erhöhten Verdichtung ($A_2 = 49$ at) bei Vollast mit allen Arten von Teerölen laufen.

3. Soll die Dieselmachine bei allen Belastungen mit Teeröl betriebsfähig sein, so braucht man besondere Mittel, um die Temperatur im Verbrennungsraum zu erhöhen.

Alle diese Versuche haben ganz bestimmt bewiesen, daß die Entzündung der Schweröle in den Dieselmotoren jedenfalls in flüssiger Phase eingeleitet wird.

Wenn wir nun die sogenannten Glühkopfmotoren mit einer Verdichtung bis etwa 5 bis 7 at und einer Glühkopftemperatur von höchstens 750° abs. betrachten, so ist es klar, daß eine Entzündung in Gasphase sowie eine Arbeit mit Teeröl ausgeschlossen ist. Die Maschine kann im kalten Zustande nicht anfahren, da die Verdichtungstemperatur nur 500° abs. beträgt, weshalb eine vorherige Erwärmung des Glühkopfes nötig ist. Auch bei Vollbelastung ist die Verdichtungstemperatur (550° abs.) für die Entzündung noch zu niedrig, deshalb wird der Brennstoff auf die heiße Wand des Glühkopfes gerichtet, wo er um weitere 100° bis 200° C erwärmt wird, so daß in dieser Weise die Entzündung gesichert wird.

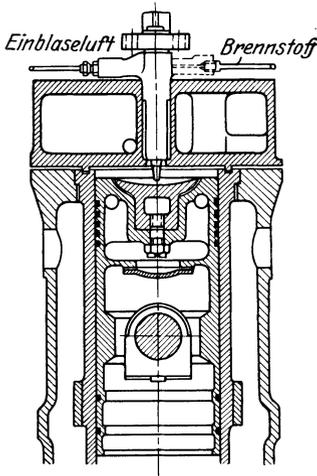


Abb. 37.
Pilzkolben der Maschinenfabrik Krupp.

Wir sehen also, daß die Entzündung des Brennstoffes durch Luft- bzw. Brennstoffvorwärmen, durch Verdichtungserhöhung, sowie auch durch Vorwärmen durch heiße Wände (Glühhaube, Kolbenboden, Vorkammerwände usw.) beschleunigt werden kann.

Die Anwendung von Glühflächen für eine einwandfreie Verbrennung schwer zündbarer Brennstoffe in der Dieselmachine wurde im Jahre 1924 bei Fr. Krupp experimentell geprüft. Es wurde versucht, die Temperatur in der Kernzone der Verdichtungsluft zu erhöhen und den Brennstoffnebel zuerst in Berührung mit dem heißen Kolbenboden kommen zu lassen. Der Kolbenboden (Abb. 37) hat eine Aussparung, welche unter Wahrung eines geringen, die Wärmeableitung hindernden Spaltes von einem pilzförmigen Einsatzstück ausgefüllt wird und lediglich an seinem unteren, vom Kolbenboden abgekehrten Ende mit dem Kolben in metallische Berührung kommt. Dieser Pilz nimmt im Betrieb eine hohe Temperatur an und übt dieselbe Wirkung wie ein Glühkopf aus. Die Versuche haben bestätigt, daß mit dieser Vorrichtung der Dieselmotor einwandfrei Steinkohlen-

teeröl verarbeitet. Nur beim Anlassen der noch kalten Maschine war eine besondere Vorwärmung des Kühlwassers bis auf rd. 95°C oder eine Umschaltung auf Gasöl notwendig.

Wenn also für Einleitung der Zündung in den Schwerölmotoren die Vergasung des Brennstoffes unnötig ist, so entsteht die Frage, ob während der Einspritzung und des Zündverzuges ein Verdampfen des Brennstoffes doch stattfindet, und ob sie so bedeutend ist, daß man behaupten kann, daß der Brennstoff in dampfförmigem Zustand verbrennt.

Auf diese Frage finden wir die Antwort in den Arbeiten von Neumann¹, welcher untersucht hat, ob Stärke und Dauer der Erwärmung des Brennstoffes bis zur Zündung genügen, um einen solchen Grad der Verdampfung zu erreichen, daß sie auf den Zündvorgang einen bedeutenden Einfluß ausübt. Neumann hat gefunden, daß im allgemeinen die während des Zündverzuges verdampften Brennstoffmengen klein sind; als Höchstwert hat sich eine Abnahme des Tropfenvolumens um etwa 5% erwiesen, woraus der folgende Schluß gezogen wird:

Zur Einleitung der Zündung ist keine vorherige Verdampfung des Brennstoffes nötig.

Wir sehen also, daß nun nichts anderes anzunehmen bleibt, als daß bei Schwerölmotoren die Zündung des Brennstoffes in flüssiger Phase eingeleitet wird.

Zündverzug. Wir werden nun den Verbrennungsvorgang in seinen Einzelheiten näher untersuchen.

Das Einspritzen des Brennstoffes durch Hochdruckluft bei Einblasemaschinen oder durch den Pumpendruck bei Einspritzmaschinen fängt mit Öffnung des Brennstoffventils an.

Wegen der Zusammendrückbarkeit des Brennstoffes, des Einflusses der Leitung usw. entsteht bei den Einspritzmotoren eine Verspätung zwischen Beginn der Förderung der Pumpe und Beginn der Einspritzung, der als Einspritzverzug bezeichnet wird.

Bei den Einspritz- sowie Einblasemotoren entsteht zwischen Einspritzung und Zündung eine weitere Verspätung, die als Zündverzug bezeichnet wird.

Daß die Zündung weder bei Einblase- noch bei Einspritzmotoren mit der Brennstoffeinführung zusammenfällt, ist klar, denn wenn der Brennstoff auch noch so fein zerstäubt wäre, so muß er doch durch die hohe Temperatur der Verdichtungsluft bis zur Entzündungstemperatur der flüssigen Phase erhöht werden; hierauf findet erst die Entzündung statt.

Der Zündverzug ist von großer Bedeutung für die Arbeit der Verbrennungsmaschinen überhaupt, und der kompressorlosen Dieselmotoren insbesondere. Er hängt hauptsächlich vom Wärmeübergang zwischen der Luft und dem Brennstoff ab. Ist:

- q die Wärmemenge, die zur Erhöhung der Brennstofftemperatur T_0 dient,
- T_z die Zündtemperatur,
- c die spezifische Wärme und
- G das Gewicht,

¹ Z. V. d. I. 1926, Nr. 32.

dann ist:

$$q = c(T_z - T_0) G.$$

Bedeutet ferner:

λ die Wärmeleitzahl von Luft zur Flüssigkeit,

δ die mittlere Dicke des Öltröpfchens,

T die Lufttemperatur,

F die Oberfläche der Öltröpfchen,

t den Zündverzug in sek,

dann ist

$$q = \frac{\lambda}{3600 \cdot \delta} \cdot F(T - T_0).$$

woraus mit (a)

$$t = \frac{3600 c (T_z - T_0)}{\lambda \cdot F (T - T_0)} \cdot G \cdot \delta. \quad (75)$$

Aus dieser angenäherten Gleichung ist ersichtlich, daß der Zündverzug um so kleiner ist:

1. je kleiner die Zündtemperatur T_z ,
2. je höher die Eintrittstemperatur des Brennstoffes,
3. je höher die Temperatur der Verdichtungsluft,
4. je größer die Wärmeübergangszahl,
5. je größer die spezifische Oberfläche des Brennstoffes,
6. je kleiner die Öltröpfchendicke

ist.

Was die Zündtemperatur anbetrifft, so haben Tauß und Schulte festgestellt, daß der Zündpunkt der im Dieselmotor verwendeten Schweröle mit steigendem Druck erheblich abnimmt. Die Abhängigkeit der Zündtemperatur von dem Verdichtungsdruck der Luft p im Verdichtungsraume kann annähernd durch die Formel

$$T_z^{1-m} p^m = C \quad (76)$$

ausgedrückt werden, wo C und m für verschiedene Brennstoffe verschieden sind. Die Formel ist in der log. Tafel (Abb. 38) für verschiedene Brennstoffe dargestellt.

Die Wärmeübergangszahl ist, wie bekannt, um so größer, je größer die relative Geschwindigkeit der Luft und des Brennstoffes ist. Größere Einspritzgeschwindigkeit und Luftturbulenz, welche diese relative Geschwindigkeit erhöht, wird den Zündverzug verkleinern.

Schließlich wird die Oberfläche desto größer und die Tröpfchendicke desto kleiner, je feiner der Brennstoff zerstäubt wird.

Es ist darauf hinzuweisen, daß die Erhöhung der Verdichtungstemperatur nur bis zur Temperatur der Selbstzündung des Brennstoffes für die Einleitung der Zündung nicht genügend ist: die Verdichtungstemperatur muß die Selbstentzündungstemperatur übersteigen, falls der Brennstoff mit einer unter der Selbstzündungstemperatur liegenden Temperatur eingeführt ist. Die Verdichtungsluft kann als eine Wärmequelle angesehen werden, und je heißer diese Wärmequelle ist, desto schneller steigt die Temperatur des Brennstoffes und desto kürzer wird der Zündverzug. Eine zusätzliche Wärmequelle mit hoher

Temperatur, wie z. B. Glühkopf, heißer Kolbenansatz usw. tragen zur Verkürzung des Zündverzuges selbstverständlich bei.

Zusammenfassend können wir sagen, daß für die eventuelle Verkleinerung des Zündverzuges folgende Mittel zu unserer Verfügung stehen:

1. Erhöhung des Verdichtungsgrades, wodurch einerseits die Endtemperatur der Verdichtung steigt, und andererseits die Zündtemperatur T_z kleiner wird (vgl. Abb. 38)
2. feine Zerstäubung,
3. große relative Geschwindigkeit des Brennstoffes und der Verbrennungsluft,
4. Vorwärmung des Brennstoffes,
5. zusätzliche Glühfläche.

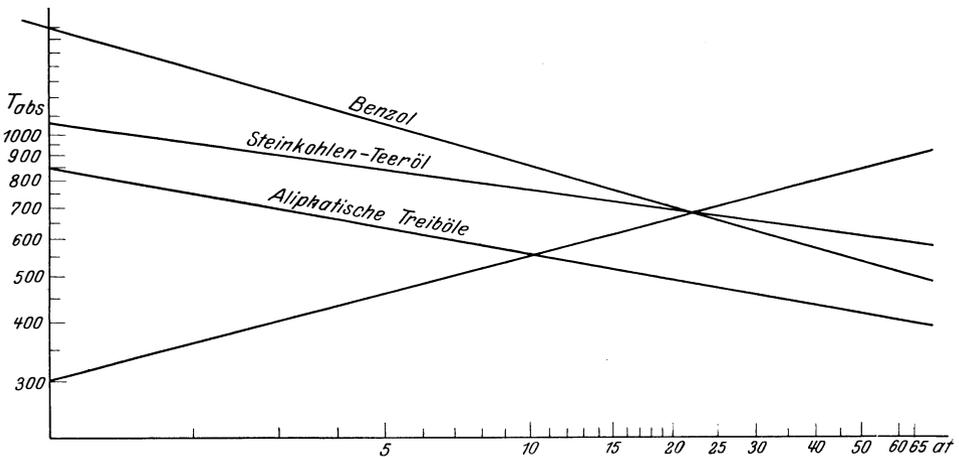


Abb. 38. Zündtemperaturkurven von Benzol, Steinkohlen-Teeröl und aliphatischen Treibölen bei verschiedenen Druckverhältnissen (Log. Maßst. Nr. 2).

Man könnte dazu noch die Vorwärmung der Saugluft erwähnen, die aber den Füllungsgrad und die spezifische Leistung der Maschine so bedeutend verschlechtert, daß man dieses Mittel nur im äußersten Notfall empfehlen kann.

Der Verdichtungsgrad ist bei den Dieselmotoren mit und ohne Luftzerstäubung ungefähr derselbe, aber die Zerstäubung und die relative Geschwindigkeit sind bei Luftzerstäubung viel besser, so daß der Zündverzug in diesem Falle kleiner als in den kompressorlosen Maschinen ist.

Merkwürdig ist es, daß wegen der Gefahr der Detonation bei den Vergasermaschinen ganz umgekehrte Mittel zur Vermeidung der Detonation angewandt werden. In der Tat: die Detonation hängt hauptsächlich ab von der Brenngeschwindigkeit des zuerst entzündeten Teiles der Ladung, die schon mit geringer Steigung der Temperatur sehr stark zunimmt. Es ist deshalb weder hoher Verdichtungsgrad noch große Wirbelung und Vorwärmung der Ladung zulässig. Kurz, die Mittel zur besseren motorischen Verbrennung in den Vergasermaschinen sind denjenigen der Flüssigkeitsverbrennungsmaschinen diametral entgegengesetzt.

Für die Beurteilung des wirklichen Zündverzuges in einer ausgeführten Maschine sind das Indikatorgramm und das Steuerungsschema der Brenn-

stoffzufuhr bzw. der Einspritzverzug maßgebend. Ist der Anfang der Brennstoffeinspritzung auf Grund des Steuerungsschemas festgestellt, d. h. ist der Kurbelwinkel α_1 in diesem Augenblick bekannt, dann finden wir aus dem Diagramm den Anfangspunkt α_2 der Verbrennung und der Zündverzug hat die Größe:

$$t'' = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{6n}$$

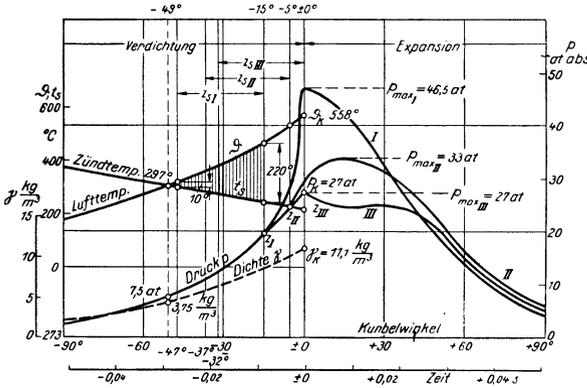


Abb. 39. Zündversuch in einem Deutzer Motor (Zyl.-Durchm. = 270 mm Kolbenhub = 450 mm, 295 Umdr./Min.).

Abb. 39, 40, 41 stellen die Zündverzüge einiger Verbrennungsmaschinen dar, die ich der obenerwähnten Arbeit von Neumann entnommen habe.

In der Deutzer Maschine wurde der Einspritzbeginn geändert und zwar auf 47° , dann auf 37° und 32° eingestellt, wobei der Zündverzug in allen drei Fällen 32° betrug, er dauerte sonach 0,018

sek. In dem Diagramme ist noch die jedem Verdichtungsdrucke entsprechende Entzündungstemperatur laut Abb. 38 (vgl. Formel (76)) vermerkt, woraus der Unterschied zwischen der Luft- und der Zündtemperatur ersichtlich wird.

Die drei Verbrennungskurven zeigen, daß der Gang der Verbrennung in allen Fällen ganz anders verläuft, was, wie wir später sehen werden, von der

Schnelligkeit der Verbrennung abhängt, die wiederum eine sehr verwickelte Funktion der Geschwindigkeit der Maschine, der chemischen Beschaffenheit des Brennstoffes, der Einspritzzeit, der Mischung usw. darstellt.

Aus dem Vergleich der Abb. 39 und 41 folgt, daß der Zündverzug bei verschiedenen Maschinen verschieden ist und in guter Übereinstimmung mit der Formel (75) von der Temperatur der Verbrennungsluft während der Erwärmung des Brennstoffes abhängt. Bei

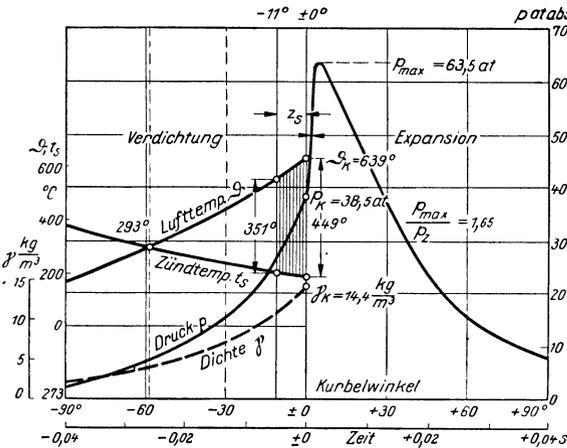


Abb. 40. Zündversuch in einem Junker-Motor (Zyl.-Durchmesser = 160 mm, Kolbenhub = 560 mm, 372 Umdr./Min.).

der Deutzer Maschine ist der Zündverzug gleich 0,018 sek bei 110°C mittlerer Temperaturdifferenz zwischen Luft und Brennstoff, dagegen bei der Junkers-Maschine 0,00486 sek, also rd. 4mal kleiner, wobei aber die mittlere Temperaturdifferenz 400°C beträgt, also rd. 4mal größer ist. Daß bei der Körting-Zündkammermaschine bei derselben mittleren Temperaturdifferenz von rd. 370° wie bei der Junkerschen Maschine der Zündverzug doppelt so groß ist, hängt

von dem niedrigen Überdruck des Einspritzens ab, der bei Vorkammermaschinen etwa 70 bis 80 at, dagegen bei Einspritzmaschinen 200 bis 300 at beträgt.

Geht man nun zur Untersuchung der Verbrennung über, so muß man zunächst auf den großen Unterschied zwischen dem Verbrennungsverlauf in den Gas- und in den Flüssigkeitsverbrennungsmaschinen hinweisen. In den ersteren ist die Ladung ziemlich homogen, die Vorgänge und Gesetze der Verbrennung eines Teiles sind den Vorgängen und Gesetzen des anderen Teiles gleich. Der zuerst entzündete Teil des Brennstoffes zündet die anderen Teile und, da die Entzündungsgeschwindigkeit sehr groß ist, so ist bald nach dem Anfange der Verbrennung die ganze Ladung entzündet. Der Gehalt an Sauerstoff ist an jeder Stelle derselbe, in jedem Augenblick wird in dem Gemisch die Menge des unverbrannten Brennstoffes immer kleiner, der Gehalt an CO_2 aber größer, woraus eine gewisse Verzögerung der Verbrennung entsteht. Kurz, in der Gasmaschine geht die Verbrennung der ganzen Ladung sehr schnell (große Druckerhöhung) vor sich und es folgt, nachdem der höchste Druck erreicht ist, was sehr rasch geschieht, ein sehr schwaches Nachbrennen, das jedenfalls außer Betracht gelassen werden kann. Die ausgezeichnete Mischung und die annähernd gleichmäßige Verbrennung der Ladung an jeder Stelle erlaubt, die Verbrennung in den Vergasermaschinen mit der theoretisch nötigen Luftmenge ohne Luftüberschuß durchzuführen.

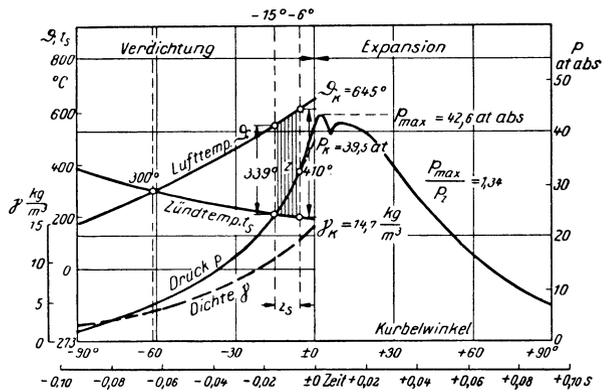


Abb. 41. Zündverzug in einem Köttings-Motor (Zyl.-Durchmesser = 495 mm, Kolbenhub = 850 mm, 160 Umdr./Min.).

Ganz anders und viel verwickelter verläuft der Vorgang bei den Flüssigkeitsverbrennungsmaschinen. Der Brennstoff wird hier allmählich, wenn auch in ziemlich kurzer Zeit, eingeführt. Die ersten Tropfen gelangen in reine Luft, entzünden sich nach dem Zündverzug und verbrennen, die nächsten gelangen in der schon vorhandenen Flamme in eine Zone, die nicht so reich an Sauerstoff ist, aber eine höhere Temperatur hat, die restlichen Teile haben noch weniger Sauerstoff usw. Damit sind schon die Bedingungen für die Verbrennung der ersten Tropfen ganz andere, als für die nächsten. Wenn die Wirkung der hohen Temperatur einerseits die Verbrennung beschleunigt, so wird sie andererseits durch die Wirkung der zunehmenden CO_2 verzögert, in jedem Augenblick ist also die Geschwindigkeit der Verbrennung eine andere, wahrscheinlich eine beschleunigte am Anfang und eine sehr verzögerte am Schluß. Infolgedessen entsteht bedeutendes Nachbrennen, das sehr lange dauert.

Der Brennstoff gelangt in den Verbrennungsraum in nebelartigem Zustand und, nach Haber, ist für vollständige Verbrennung ein beträchtlicher Sauerstoffüberschuß im Vergleich mit der Verbrennung in der Vergasermaschine nötig. An jedem brennenden Tropfen bildet sich eine Hülle von H_2O und CO_2 des im ersten Augenblick verbrannten Teiles der Tropfen. Durch diese Hülle

muß die Frischluft diffundieren, und je weniger der Brennstoff O_2 braucht, desto leichter geht seine Verbrennung vor sich, womit die Tatsache zu erklären ist, daß die aliphatischen Treiböle viel leichter als die aromatischen verbrennen.

Den Vorgang der Verbrennung, wie früher erwähnt war, darf man sich nicht so vorstellen, daß der Tropfen sofort nach Entzündung in H_2 und C zerfällt und zu CO_2 und H_2O verbrannt wird. In Wirklichkeit ist die Zersetzung des Kohlenwasserstoffes nicht so einfach. „Eigentlich“, sagt Wartenberg, „sind die Kohlenwasserstoffe instabil mit der Neigung, in die wasserstoffreichsten CH_4 und in C zu zerfallen. Diese sind aber nur Endglieder, die über eine Unzahl von immer wasserstoffreicheren Verbindungen einerseits und immer kohlenstoffreicheren andererseits erreicht werden können.“ —

Den Gang dieser Reaktionen und die Mittel, sie in einer für den Verbrennungsvorgang wünschenswerten Weise führen zu können, wird zweifellos die chemische Technik bald bestimmen können.

Ziemlich endgültig ist allem Anschein nach die Frage bezüglich Unterschied zwischen dem chemischen Verlaufe der Verbrennung der pyrogen zersetzten, aliphatischen und aromatischen Treiböle gelöst. Alt, v. Wartenberg und andere Forscher sind der Meinung, daß die letzteren im Gegensatz zu den aliphatischen Ölen bei der Verbrennung mehr Ruß abscheiden, weil ihr Gehalt an Kohlenstoff höher ist. Die aliphatischen Treiböle haben etwa 85 % C, dagegen die Teeröle 90 %.

Zum Schluß seien noch die Anschauungen von Fischer wiedergegeben: „Die aromatischen Kohlenwasserstoffe, z. B. des Kokereiteeres, verhalten sich aber ganz anders und, worauf ich hinweisen möchte, nicht so, wie es in dem Buche von Riedler-Löffler dargestellt ist. Beim Erhitzen z. B. von Xylol durchläuft der Kohlenwasserstoff folgende Stadien: Zunächst wird das Molekül kleiner unter Abspaltung der Seitenketten, wobei bei Temperaturen zwischen 600° und 800° unter vorübergehendem Auftreten von Toluol Benzol entsteht, daneben auf Kosten der Seitenketten Äthylen und Methan u. dgl. Von jetzt ab jedoch wird das Molekül nicht mehr kleiner, sondern wieder größer. Es entsteht jetzt unter Abspaltung von Wasserstoff Diphenyl und unter fortwährendem Wasserstoffverlust bilden sich immer größere Moleküle, bis schließlich gewissermaßen nur ein großes Kohlenstoffskelett übrigbleibt. Da nun bei nicht genügendem Luftzutritt oder zu schneller Abkühlung der Flamme zuerst der Wasserstoff und die anderen schnell verbrennbaren kleinen Gasmoleküle verbrennen, so endigt diese Verbrennung leicht mit starker Rußentwicklung, im Gegensatz zu der schon erwähnten Verbrennung der aliphatischen Kohlenwasserstoffe, bei deren Zerfall sofort lauter schnell verbrennbare kleine Gasmoleküle entstehen. Ähnlich wie die geschilderten Kohlenwasserstoffe verhalten sich bei der Verbrennung die den Teeren und Teerölen stets mehr oder weniger beigemischten Phenole und Phenolhomologen, die, an und für sich sehr temperaturbeständig, bei ihrem Zerfall nach Verlust der Seitenketten in Wasserstoff und Kohlenstoff, also Ruß, übergehen.“

Aus diesen Überlegungen haben alle Forscher ungefähr dieselben Folgerungen gezogen, nämlich: pyrogene Zersetzung möglichst verhindern, und zwar besonders bei den aromatischen Treibölen, um Kohlenstoffabscheidung und daher Rußbildung zu vermeiden, wozu schnelle Entzündung bei möglichst hoher Temperatur

zu empfehlen ist, was am besten durch Einblaseluft, wirbelnde Bewegung der Verbrennungsluft usw. erreicht wird.

Untersuchung der Verbrennung nach dem Indikatordiagramm. Damit ist der Vorgang der Entzündung und der Verbrennung erklärt, es fehlt aber für die Lehre der Verbrennungsmotoren das Wichtigste, und zwar die Angabe über den zeitlichen Verlauf dieser Reaktionen. Denn in den Dieselmotoren z. B. handelt es sich unbedingt nicht um eine momentane, sondern um eine solche Verbrennung, die einen besseren Wirkungsgrad nicht nur theoretisch für einen idealen, sondern praktisch für einen reellen Prozeß ergibt.

Wir schließen uns ganz der Meinung von Neumann an, daß nicht die Temperatur allein, sondern auch der zeitliche Verlauf der Vorgänge maßgebend ist und daß einer Verbrennung bei unveränderlichem Druck keinerlei besondere Bedeutung zukommt.

Den zeitlichen Verlauf der Verbrennung müssen wir aus dem eingehenden Studium des Indikatordiagramms, solange andere Mittel noch nicht vorhanden sind, folgern.

Das Indikatordiagramm war und bleibt bis jetzt das schärfste Mittel für Untersuchung der Vorgänge in den Verbrennungsmotoren.

Solange man das wirkliche Diagramm durch ein theoretisches ersetzt, in dem die Expansionslinie nach der beendigten Verbrennung (im Dieselmotor nach dem Gleichdruckverfahren) als Adiabate dargestellt wurde, war es selbstverständlich, den Exponenten der Adiabate aus dem wirklichen Diagramm zu entnehmen. Es zeigte sich bald, daß die Ausdehnungslinie keine Polytrope darstellt. Man hat deshalb die Ausdehnungskurve in mehrere Teile eingeteilt und durch je zwei benachbarte Punkte eine Polytrope gezogen, die also der Gleichung:

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m$$

entspricht.

Logarithmiert man diese Gleichung, so wird

$$m = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log v_2 - \log v_1}; \quad (77)$$

man kann also für einen Teil der Ausdehnungslinie von einem bestimmten Exponenten sprechen und die ganze Expansionskurve durch mehrere Abschnitte von verschiedenen Polytropen ersetzen. Nach dieser Methode hat Münzinger in 1915 in seinen „Untersuchungen an einem 15-PS-Dieselmotor der MAN“¹ einige Diagramme untersucht und die Werte von m ermittelt (vgl. Abb. 42). Münzinger erhält

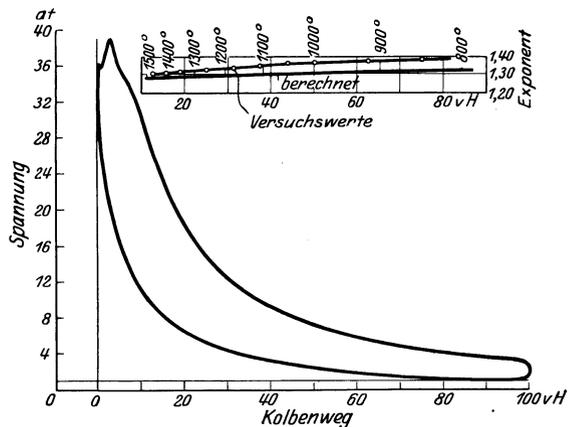


Abb. 42. Berechnung des Exponenten nach Münzinger.

den Exponenten für einen bestimmten Punkt der Expansionslinie dadurch, daß er an die logarithmisch aufgezeichnete Expansionslinie in dem ent-

¹ Forschungsarbeiten 174.

Seiliger, Kompressorlose Dieselmotoren.

sprechenden Punkte eine Tangente zieht. Der Tangens der Neigung dieser Tangente zu der Volumenachse gibt den Wert:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log v_2 - \log v_1}, \quad (78)$$

d. h. den Wert m .

Diese Untersuchung ist sehr belehrend; sie zeigt daß das Nachbrennen sich weit in die Ausdehnungslinie erstreckt und daß, wenn auch in einem Teil der Ausdehnungslinie der Exponent der Polytrope dem Exponenten der Adiabate gleichkommt, dann hier doch die Verbrennung nicht beendet ist, da bei beendeter Verbrennung infolge der Wirkung der Abkühlung die Ausdehnungskurve unterhalb der Adiabate liegen dürfte. Man kann aus der m -Kurve einigermaßen einen Schluß über die Intensität der Verbrennung ziehen, leider gibt diese Kurve über den wirklichen Gang der Verbrennung und über den Punkt, wo das Nachbrennen beendet, keinen Anhalt. Das hat auch Münzinger in seiner Arbeit ausdrücklich betont und auf die Größen, die Einfluß auf die Größe des Exponenten haben, hingewiesen.

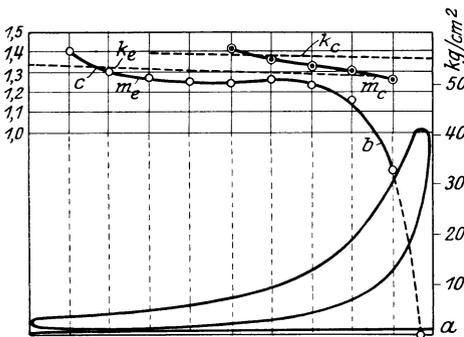


Abb. 43. Berechnung des Exponenten nach Schweitzer.

Außer dieser Methode, des Ersatzes der Ausdehnungslinie durch kleine Polytropenabschnitte, wurde noch eine andere Methode zur Ermittlung der Exponenten gegeben, indem dieser als Quotient der Abszisse der Ausdehnungskurve und der Subtangente bestimmt wird.

Nach dieser Methode hat Schweitzer¹ eine Menge Indikatorgramme untersucht. Er zieht (vgl. Abb. 43) zuerst eine k_e -Linie, welche den Exponenten

$k = \frac{c_p}{c_v}$ bei veränderlicher spez. Wärme bestimmt. Ferner bestimmt er nach der Methode der Subtangente die Werte von m und zieht die m_e -Kurve. Punkt a dieser Kurve entspricht dem höchsten Druck, Punkt b der höchsten Temperatur und der Schnittpunkt c der m -Kurve mit der k_e -Kurve dem Ende der Verbrennung.

Aus dem Drehwinkel der Welle, entsprechend den Punkten a , b und c , findet Schweitzer die Zeitdauer von a bis b (Temperaturverzug = Temperatur lag), von b bis c (Verbrennungsverzug = Combustion lag) und von Totpunkt bis a (Druckverzug = Pression lag).

Aus der Schweitzerschen Kurve, sowie aus derjenigen von Münzinger ersieht man, daß in den Dieselmotoren das Nachbrennen ungefähr bis Ende der Ausdehnung dauert.

Es scheint, daß dieses dauernde Nachbrennen allen Verbrennungsmaschinen eigen ist. Tatsächlich zeigten sämtliche von Schweitzer untersuchten Maschinen, wie Dieselmotoren mit Einblasen bzw. mit Einspritzen, Glühkopfmotoren, schnellaufende Benzinmotoren und schließlich langsamlaufende Gasmotoren das-

¹ The Tangent Method of Analysis for Indicator Cards of Internal combustion Engine. Pennsylvania State College Bulletin Nr. 35.

selbe weit in die Ausdehnung hineindringende Nachbrennen. Sehr wahrscheinlich setzt sich das Nachbrennen auch im Schalltopf und in den Auspuffleitungen fort, was jedenfalls bei schnelllaufenden Maschinen und bei Überlastung stattfindet, falls die Endtemperatur des freien Auspuffes für die Verbrennung noch genügend hoch ist. Ist dagegen diese Temperatur zu niedrig, dann ist wahrscheinlich in den Auspuffgasen unverbrannter Brennstoff im Gaszustand vorhanden, der aber den Auspuff nicht grau färbt.

An einer anderen Stelle¹ habe ich gezeigt, daß die Tangentialmethode nicht ganz genaue Resultate geben kann. Auch die Annahme, daß $\frac{c_p}{c_v}$ dem Exponenten der Adiabate entspricht, ist nur für ideale Gase richtig.

Tatsächlich ist die Gleichung der Adiabate in der Form $p v^{\frac{c_p}{c_v}} = \text{konst.}$ nur für ideale Gase, aber nicht für halbideale Gase gültig.

Da trotzdem diese Form der Adiabate sehr verbreitet ist, soll die Bedeutung der Kurve $p v^{\frac{c_p}{c_v}} = \text{konst.}$ besprochen werden.

Sind

$$p_1, v_1, T_1 \quad \text{und} \quad p_2, v_2, T_2$$

zwei Punkte der Adiabate

$$T v^{k-1} e^{\zeta T} = A, \quad (a)$$

so kann man auch durch diese zwei Punkte eine Polytrope

$$T v^{n-1} = B \quad (b)$$

legen. Wir erhalten dann

$$\begin{aligned} \ln T_1 + \zeta T_1 + (k-1) \ln v_1 &= \ln T_2 + \zeta T_2 + (k-1) \ln v_2, \\ \ln T_1 + (n-1) \ln v_1 &= \ln T_2 + (n-1) \ln v_2 \end{aligned}$$

und nach Eliminierung von $\ln v_2$

$$(n-k) \ln T_2 + (n-1) \zeta T_2 = (n-k) \ln T_1 + (n-1) \zeta T_1,$$

worin

$$n = \frac{k \ln \frac{T_2}{T_1} + \zeta (T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_2}{T_1} + \zeta (T_2 - T_1)}. \quad (79)$$

Hierin bedeutet n den Exponenten der Polytrope, die die Adiabate in den Punkten 1 und 2 schneidet. Zur Berechnung der Exponenten n dient die Fluchentafel, Abb. 44. Sind T_1 und T_2 sowie ζ gegeben, so zieht man von ζ auf der linken senkrechten Teilung bis zu $\frac{T_2}{T_1}$ auf der rechten Seite eine Gerade, die die Diagonale aus 0 schneidet. Durch T_1 auf der oberen Teilung und diesen Schnittpunkt zieht man eine andre Gerade, die auf der unteren Teilung den Wert n bestimmt.

Mit Hilfe dieser Tafel läßt sich die wirkliche Adiabate im logarithmischen Koordinatensystem sehr einfach entwerfen. Soll die Adiabate im Punkt 1,

¹ Z. V. d. I. 1924, S. 1263.

Abb. 45, beginnen, so ergibt Abb. 44 die Werte von n für $T_2 = 1200, 1100, 1000$ usw. Für jeden Wert von n zieht man die entsprechenden Polytropen (im logarithmischen Koordinatensystem ist die Polytrope eine Gerade), die im Schnitt mit der betreffenden Ordinate T die Punkte der Adiabate geben.

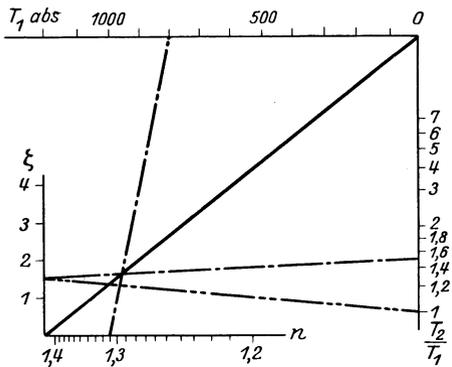


Abb. 44. Fluchtentafel für Berechnung des Exponenten.

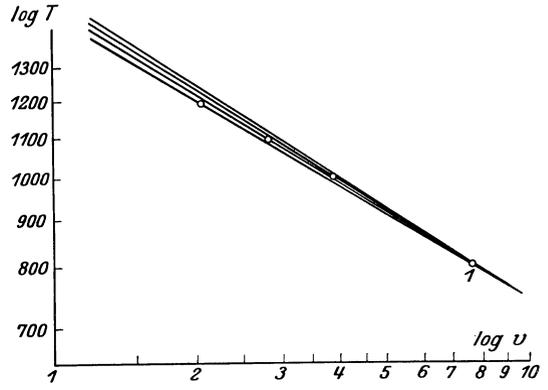


Abb. 45. Bestimmung der Adiabate nach Punkten in log. Maßstab.

Fallen die Punkte T_2 und T_1 zusammen, ($\frac{T_2}{T_1} = 1$), dann erhält man nach Ableitung der Unbestimmtheit $\frac{0}{0}$:

$$n = \frac{k + \zeta T_1}{1 + \zeta T_1} = \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{T=T_1}.$$

Eine Polytrope, welche die Adiabate im Punkt p_1, v_1, T_1 berührt, hat also den Exponenten $n = \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{T=T_1}$; ihre Gleichung ist

$$p v \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{T=T_1} = p_1 v_1 \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{T=T_1} \quad (d)$$

und, wie aus Abb. 46 folgt, entfernt sich diese Polytrope immer mehr von der Adiabate.

Die Kurve

$$p v \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{T=T_1} = p_1 v_1 \left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{T_1} \quad \text{oder} \quad T v^{\frac{k-1}{1+\zeta T}} = T_1 v_1^{\frac{k-1}{1+\zeta T_1}} \quad (e)$$

ist aber weder eine Polytrope noch eine Adiabate halbidealer Gase; sie schneidet im allgemeinen die Adiabate nur in einem Punkt. Durch Vergleich von Gleichung (d) und (e) erhält man unter der Annahme, daß die Kurven (d) und (e) durch einen und denselben Punkt p_1, v_1, T_1 gehen:

$$T_e v_e^{\frac{k-1}{1+\zeta T_e}} = T_d v_d^{\frac{k-1}{1+\zeta T_1}}.$$

Für $T_e = T_d > T_1$ folgt hieraus, daß

$$v_e > v_d,$$

d. h. daß die Kurve (e) noch weiter als die berührende Polytrope von der Adiabate entfernt ist.

In Abb. 46 sei *Ad.* die wirkliche Adiabate, *Pol.* die Polytrope n , welche die Adiabate in zwei Punkten schneidet, *Tang.* die Tangente-Polytrope mit dem Exponenten $\left(\frac{c_p}{c_v}\right)_{T=T_1}$ und *X* die falsche Adiabate nach Gleichung (e). Ersetzt man die Adiabate durch eine Polytrope n nach Gleichung (c) oder Abb. 44, so erhält man den Punkt 2 der richtigen Adiabate und kann weiter in derselben Weise verfahren, ohne daß der Fehler zunimmt. Dagegen ist bei der Kurve *Tang.* nur Punkt 1 richtig, während Punkt *b* außerhalb der richtigen Adiabate liegt, und wenn man von diesem Punkt aus weitere Kurven *Tang.* zeichnet, so erhält man eine Kurve, die immer mehr von der Adiabate abweicht; die Kurve *X* vergrößert den Fehler noch weiter.

Wenn auch weder diese Annahme ganz richtig ist, noch die Linie *k* (Abb. 43) etwa eine reelle Deutung hat, so ist doch die oben erwähnte Untersuchung sehr interessant für die vergleichende Wertung verschiedener Indikatordiagramme.

Wir kommen nun zu den in Kap. 2 ausgeführten Formeln über den Gang der Verbrennung unter dem Einfluß der Mantelkühlung zurück und werden kurz erwähnen, wie man diese Formeln zur Untersuchung der Indikatordiagramme verwenden kann.

Zunächst werde das Indikatordiagramm in ein Kurbelwinkel-Temperaturdiagramm umgewandelt. Wir teilen dann das Diagramm in Teile von 10° (oder kleiner) und finden mittels der Formel (47) den Wert ΔT und damit die Menge des verbrannten Brennstoffes. In dieser Weise kann man feststellen: 1. die Dauer der Verbrennung und die verbrannte Brennstoffmenge, 2. die Dauer des Nachbrennens und die Menge des nachverbrannten Brennstoffes. Außerdem werden auch der Zündverzögerung und die mit dem Kühlwasser während der Ausdehnung abgeführte Wärme bestimmt.

4. Theorie der Brennstoffeinführungsverfahren.

Einspritzverfahren im Dieselpatent. Über den Dieselmotor und das Dieselpatent wurde seiner Zeit viel geschrieben. Über diese Maschine herrschte große Unklarheit; mehrere Rechtsstreite entstanden betreffs der Nichtigkeit des Dieselpatentes. Hierauf ist der Trieb, insbesondere im Ausland, zurückzuführen, den Dieselmotor mit allen möglichen Namen, bloß nicht mit dem Namen des Erfinders zu benennen. Auch in Deutschland werden die Verdienste von Rudolph Diesel nicht von allen Fachleuten anerkannt; was jedenfalls ganz ungerecht ist.

Wenn auch Diesel in seinem im Jahre 1893 erschienenen Buche unter dem Titel „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Wärmemotoren“ solche Grundbedingungen einer vollkommenen Verbrennung nennt, welche der Wirklichkeit nicht entsprechen, so ist doch zu bedenken, daß noch bis heute, d. h. nach 33 Jahren,

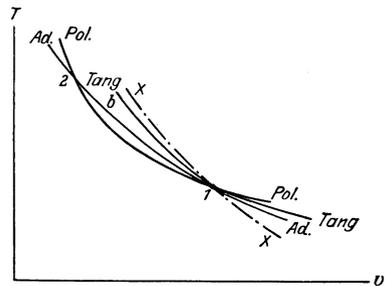


Abb. 46. Adiabate, Polytrope, Tang.-Polytrope, falsche Adiabate.

der Verbrennungsmechanismus nicht ganz geklärt ist, und daß die zahlreichen Theorien und Erklärungen, die inzwischen auftauchten, nicht ganz der Wirklichkeit entsprechen. Aber gerade dank diesen unrichtigen Zwischentheorien ist manches von Bedeutung für die Entwicklung des Dieselmotors erreicht worden. Diesels Fehler ist eine natürliche Folge des damaligen Standes der technischen Wärmelehre, welche hauptsächlich die Dampflehre umfaßte. Der größte Irrtum, den Diesel trotz der Arbeit und Beweisführungen von O. Köhler's „Theorie der Gasmotoren“ gemacht hat, bestand darin, daß er eine isothermische Verbrennung forderte. Diese isothermische Verbrennung stellt aber kein wesentliches Merkmal des Dieselpatentes dar.

Die Hauptkennzeichen des Dieselpatents sind 1. Verdichtung der reinen Luft bis zur Selbstentzündung des Brennstoffes, 2. allmähliche Einführung des Brennstoffes in Nähe des Totpunktes zwecks selbsttätiger Zündung und 3. allmähliche Verbrennung möglichst ohne Druckanstieg. Diese Hauptkennzeichen sind den früher gebauten wie auch den modernen Dieselmotoren eigen.

In der Patentschrift findet man Hinweise auf Brennstoffeinspritzung für flüssige Brennstoffe, und zwar mittels Zerstäuber und Pumpe, die den Brennstoff unter einem höheren Druck, als den im Zylinder herrschenden, in einem feinen Strahl einführt.

Dem Erfinder ist nicht vorzuwerfen, daß man bei praktischer Ausführung seines Gedankens statt der Einspritzung das Einblasen des Brennstoffes durch Druckluft angewandt hat oder daß sich erwiesen hat, daß die Maschine ohne Kühlung der Wandungen praktisch nicht brauchbar war. Nicht die Gedanken des Erfinders, sondern das Werk, das aus diesen Gedanken entsteht, ist maßgebend. Wir müssen doch zugeben, daß das Werk Diesels sehr bedeutend ist, und es muß deshalb jeder Motor, der aus seinem Gedanken entstand, wie weit er auch in Wirklichkeit von Diesels Grundideen abweicht, als Dieselmotor bezeichnet werden.

Innerhalb der ersten 15 Jahre nach dem Entstehen des ersten betriebsfähigen Dieselmotors wurde der Brennstoff immer durch Druckluft eingeblasen. Auch in den meisten modernen Dieselmotoren, insbesondere in den Großmotoren, wird fast ausschließlich das Einblaseverfahren angewandt, nicht weil dieses Verfahren an und für sich besser ist, sondern weil das Einspritzverfahren von Anfang des Dieselmotorbaues und bis unlängst weder theoretisch untersucht worden ist, noch praktisch gute Resultate gab. Die entsprechenden Urteile der Fachleute über die Aussichten dieses Verfahrens verursachten eine vollständige Vernachlässigung der kompressorlosen Einspritzung, so daß, wie wir in dem nächsten Kapitel zeigen werden, die Rückkehr zu dem Urgedanken des Dieselpatents über luftlose Einspritzung der Entwicklung des Glühkopfmotors zu verdanken ist.

Die ersten Dieselmotoren wurden mit einer einstufigen Luftpumpe gebaut. Da die Ausführung eines Verdichters für hohe Kompression der Luft (von 1 at auf etwa 50 at) und für größere Leistung damals auf ungeheure Schwierigkeiten stieß, so wurde jeder Zylinder mit einer besonderen Luftpumpe versehen. Auch in diesen kleineren Einheiten haben die Verdichter viel Schwierigkeiten verursacht. Man hat deshalb das sogenannte Überströmverfahren vorgeschlagen, dadurch gekennzeichnet, daß die Luftpumpe nicht mehr aus der Atmosphäre die Luft ansaugte, sondern sie aus dem Arbeitszylinder während der Verdichtung

entnahm, wenn diese etwa 10 at erreicht hatte. Der Hauptvorteil dieser neuen Anordnung sollte, nach Meinung der Augsburger Maschinenfabrik¹, darin bestehen, daß die Luft in der Pumpe nur auf das etwa 6fache ihres Anfangsdruckes (von 10 bis 60 at) zu verdichten ist, was leicht gelingt; wohingegen bei früheren Anordnungen die Pumpe nicht betriebssicher war.

Aber die ersten nach diesem Prinzip ausgeführten Motoren: der 70-PS-Motor der Augsburger Maschinenfabrik (Durchmesser 400 mm, Kolbenhub 600 mm, Drehzahl 160, Verdichter $D = 56$ mm, Hub 139 mm) und der 75-PS-Motor der Maschinenfabrik L. Nobel (Durchmesser 410 mm, Kolbenhub 610 mm) haben im Betrieb so große Schwierigkeiten gemacht, daß man sehr schnell und für immer dieses System aufgegeben hat. Die sämtlichen Schwierigkeiten wurden der Unreinigkeit der Luft, die aus dem Zylinder angesaugt wurde, zugeschrieben: die weitere Verdichtung auf 60 at sollte „die Unreinigkeiten verdichten“ und damit den Brennstoffventilsitz verstopfen, woraus schlechte Verbrennung und Überlastung der Maschine folgten. Nachdem aber die Zerstäubung durch die in der Vorkammer verbrannte Luft einwandfrei vor sich geht, muß man nunmehr von dieser Erklärung absehen und eine andere Ursache des Mißerfolges suchen.

Es ist leicht zu beweisen, daß der Fehler nicht in der unreinen Luft, sondern in der Berechnung der Hauptabmessungen lag.

Die 20-PS-Maschine hatte einen Durchmesser von 260 mm, Hub 410 mm und leistete bei 180 Uml./min 20 PS, was einem mittleren eff. Druck von 4,5 at entspricht, dagegen hatte die 70-PS-Maschine einen eff. Druck von 5,2 at, also um 15% höher. Ferner: bei der ersten Maschine ist je 1 PS h die berechnete Luftmenge gleich 5,65 m³, dazu kommen noch rd. 6% Luft von dem Verdichter, also zusammen etwa 6 m³, gegenüber 4,8 m³ bei der 70-PS-Maschine. Die Maschine wurde also im Vergleich mit der ersten Maschine stark überlastet, was rußvolle Verbrennung, ständige Verschmutzung der Brennstoffnadel, Heißlaufen des Kolbens usw. verursachte.

Das Überströmverfahren unterscheidet sich von dem Brennstoffeinführungsverfahren in klassischen Dieselmotoren nur dadurch, daß in den letzteren der Brennstoff durch frische Luft, dagegen in den ersten durch die Ladeluft (= Frischluft + Abgase) eingeblasen wird. Dasselbe Prinzip des Brennstoffeinblasens durch Ladeluft finden wir in den kompressorlosen Vorkammermaschinen.

Wir haben erwähnt, daß auch Diesel bei der Ausarbeitung des Entwurfes seiner ersten Maschine die kompressorlose Einführung des Brennstoffes vorgeschlagen hat. Diese Konstruktion war nicht neu, denn alle sog. Schwerölmaschinen, die als Brennstoff Petroleum brauchten, arbeiteten damals wie auch noch heute mit einer kompressorlosen Einspritzung. In dem nächsten Kapitel werden wir sehen, daß ganz unabhängig von der Entwicklung des Dieselmotors die Entwicklung der Ölmotoren einfachster Konstruktion, der sogenannten „Glühkopfmotoren“, vor sich ging, bei denen der flüssige Brennstoff ohne Luftverdichter direkt in den Verbrennungsraum eingespritzt wird.

Das „Einspritzverfahren“ oder, wie es auch bezeichnet wird, das „Strahlzerstäubungsverfahren“ verdankt also seine Entstehung diesen einfachen Öl-

¹ Meyer, E.: Versuche an Spiritus- und Dieselmotoren. Z. 1902.

maschinen, die eigentümlicherweise später in einigen Ländern als Semidieselmotoren bezeichnet wurden.

Die Schwierigkeiten des Einblaseverfahrens sind späterhin durch Einführung der mehrstufigen Verdichtung so vollkommen beseitigt worden, daß heutzutage der Verdichter kaum Betriebsstörungen hervorrufen kann.

Um den Vorgang der kompressorlosen Einspritzung besser zu verstehen und die verschiedenen Ausführungen vergleichen zu können, ist es unentbehrlich, zuerst den Einblasevorgang in den üblichen Dieselmotoren zu betrachten, in denen der Brennstoff mittels Druckluft eingeblasen wird.

Kritik des Einblaseverfahrens. Die Einführung des Brennstoffes und dessen Vorbereitung für gute, vorgeschriebene Verbrennung — insofern dieses durch vorhandene Mittel ausführbar ist — wird durch den Luftverdichter, die Brennstoffpumpe und das Brennstoffventil besorgt. Diese Organe haben den Zweck, die nötige Brennstoffmenge in einer geregelten Weise in den Verbrennungsraum zu bringen, sie entsprechend zu zerstäuben und derart zu verteilen, daß sich eine vorgeschriebene möglichst vollkommene Verbrennung innerhalb der dazu geeigneten Zeit ergibt.

Die Brennstoffventile werden in zwei Hauptgruppen eingeteilt: mit geschlossener und mit offener Düse.

Abb. 47 bis 50 zeigen das Brennstoffventil mit dem sogenannten Plattenzerstäuber. Die Brennstoffnadel, die mittels eines entsprechenden Hebels und eines Steuernocken gesteuert wird, ist in der Nadelhülse geführt, an deren unterem Ende der Zerstäuber befestigt ist. Oberhalb des Zerstäubers liegen die 2 bis 4 mm starken Zerstäuberplatten, die durch Zwischenscheiben 2 bis

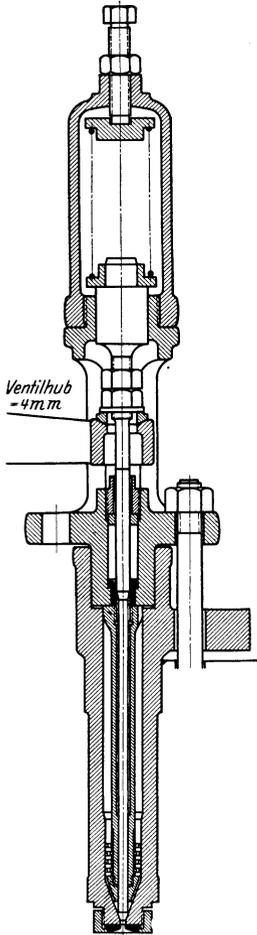


Abb. 47. Brennstoffventil mit Plattenzerstäuber (nach Körner).

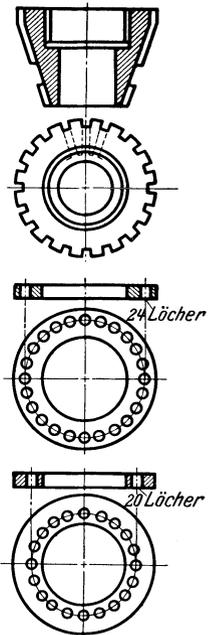


Abb. 48 bis 50. Nadelhülse (oben), verschiedene Zerstäuberplatten (nach Körner).

6 mm voneinander entfernt sind. Am unteren Ende des Ventilgehäuses ist die Düsenplatte befestigt.

Das Öl wird in dem unteren Teile vorgelagert; bei Eröffnung der Nadel reißt die Luft das Öl durch die Löcher der Zerstäuberplatten und durch die Düsenplatte in den Zylinder der Maschine.

Die andere Ausführungsart des Brennstoffventiles mit geschlossener Düse ist der Spaltzerstäuber (Abb. 51). „Sein Kennzeichen ist eine Hülse α , die den Ring-

raum um die Brennstoffnadel in zwei gleichmäßige, am unteren Ende durch einen schmalen Ringspalt *d* miteinander kommunizierende Ringräume *c* und *d* teilt. Der äußere Ringraum *d* ist oben geschlossen. An seinem unteren Ende wird durch die Bohrung *e* der Brennstoff zugeführt, der sich im wesentlichen im Raum *d* vorlagert und nur zum kleineren Teil durch den Spalt *b* hindurch bis in den Ringraum *c* vordringt. Beim Eröffnen der Nadel stößt die Luft den im Raum *c* vorhandenen Brennstoff durch die Düsenplatte in den Zylinder. Der langsame Anstieg der Nockenkurve sorgt für die anfängliche Mäßigung des Luftstroms, die für sichere Selbstentzündung vorteilhaft ist. Nach der Selbstzündung wird durch weitere Nadelhebung die durchströmende Luftmenge gesteigert, die beim Vorbeistreichen am Ringspalt *d* ihre höchste Geschwindigkeit und damit ihren niedrigsten Druck erreicht. Für den in *d* vorgelagerten Brennstoff ergibt sich daher ein Druckunterschied, demzufolge der Brennstoff durch den Spalt *b* dem Luftstrom beigemischt — auf ihn zeitlich verteilt — wird, um dann in feinste Teilchen zerrissen in den Verbrennungsraum eingespritzt zu werden. Mit der Größe der Spaltfläche *b* beherrscht man also die Gesetzmäßigkeit der Zuströmung des Brennstoffes zur Einblaseluft. Die Düsenplatte mit der einzigen zentralen Durchbohrung ist durch eine Zapfendüse mit einem Kranz von Bohrungen ersetzt, deren Mittellinien sich auf einen Kegelmantel mit bestimmtem Spitzenwinkel gleichmäßig verteilen.“

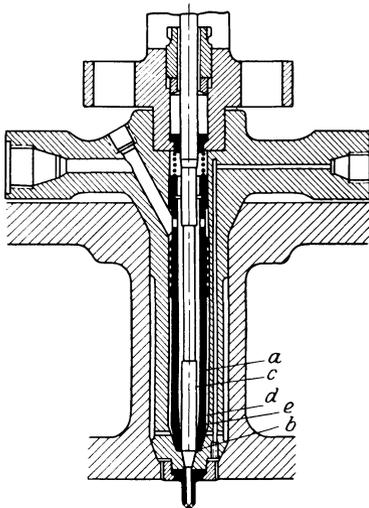


Abb. 51. Spaltzerstäuber.

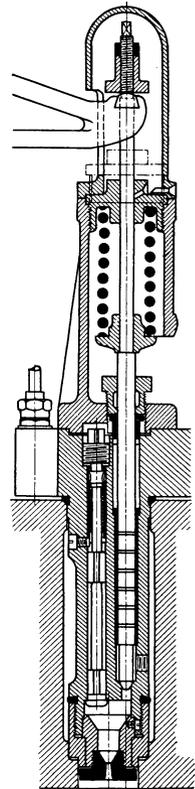


Abb. 52. Offene Düse (nach Körner).

Was die offenen Düsen, die hauptsächlich für liegende Maschinen in Frage kommen, an betrifft, so steht bei dieser Ausführungsart der Brennstoffkanal (Abb. 52) in steter Verbindung mit dem Verdichtungsraum, so daß

der Brennstoff während des Ausschub- bzw. Ansaughubes eingeführt werden kann, wobei kein großer Pumpendruck nötig ist. Die Einspritzung beginnt nach dem Öffnen der Nadel, indem die Luft den vorgelagerten Brennstoff mitreißt.

Der Verbrennungsvorgang besteht im allgemeinen aus einem ersten Teil, welcher die Zerstäubung des Brennstoffes, seine Verbreitung in der Luftmasse des Verbrennungsraumes (Mischung) und das Zünden umfaßt, und dem zweiten Teil, welcher die eigentliche Verbrennung enthält.

Wir werden kurz die beiden Teile näher beschreiben bzw. die Reguliermittel für Anpassung der geleisteten Arbeit an die äußeren Widerstände erwähnen.

Die Zerstäubung des Brennstoffes besteht aus dem beschleunigten Mitreißen des Brennstoffes mittels der hochverdichteten Einblaseluft. Ein bestimmter Zerstäubungsgrad wird bereits bei erstem Zusammenstreifen von Einblaseluft und Brennstoff erzeugt, und in folgendem wird der Brennstoffaustritt nur beschleunigt. Dementsprechend beträgt nach Triebnigg die Zerstäubarbeit nur etwa 2% der Beschleunigungsarbeit, weshalb man annehmen kann, daß zuerst die Zerstäubung und alsdann die Beschleunigung stattfindet.

Die Brennstoffteilchen verlassen also die Düse in zerstäubtem Zustand und mit einer bestimmten Geschwindigkeit; ebenso hat auch die Luft beim Verlassen der Düse eine Energie, die in Anbetracht des kleinen Wertes der Zerstäubarbeit der Gesamtenergie der Einblaseluft gleich geschätzt werden kann. Diese Energie ist ungefähr dem isothermischen Wärmegefälle bei Druckfall von dem Anfangsdruck der Einblaseluft (etwa 45 bis 70 at) auf den Verdichtungsdruck (etwa 30 bis 32 at) gleich; sie geht im Zylinder als Arbeit ganz oder nahezu ganz verloren, ruft aber die nötige Wirbelung hervor, welche die Brennstoffteilchen im Verbrennungsraume verteilt und wenigstens theoretisch dazu beiträgt, daß jedes Brennstoffteilchen die für die Verbrennung notwendige Luftmenge findet, d. h. daß eine gute Mischung möglichst schnell entsteht. In dieser Wirbelungsarbeit liegt der Schwerpunkt des Drucklufteinblaseverfahrens, das also ausgezeichnete Zerstäubung und gute Mischung bewirkt.

Im vorigen Kapitel wurde gezeigt, daß die Verbrennung in den Dieselmotoren in der Weise vor sich geht, daß die in die hochehitzte Verbrennungsluft eingeblasene Brennstofftropfen sich bis zur Zündtemperatur erwärmen und in flüssigem Zustand verbrennen, falls das Tröpfchen genügend Luft findet. Bei Luftmangel wird nur eine teilweise Verbrennung entstehen, wobei der unverbrannte Teil verdampft, infolge der hohen Temperatur sich zersetzt und erst später, wenn der vergaste Teil weitere Luft findet, verbrennt, was also im allgemeinen ein Nachbrennen mit sich bringt.

Außer von der guten Zerstäubung und vom genügenden Luftüberschusse hängt die Geschwindigkeit der Verbrennung auch von der Mischung ab. Ist die Einspritzenergie nicht genügend, um den bewegten und bis auf die Zündtemperatur bereits erwärmten Brennstofftröpfchen die nötige Verbrennungsluft zuzuführen, so entsteht unvollständige Verbrennung mit rußigem Auspuff oder Nachbrennen. Ist dagegen die Einspritzenergie groß, dann findet eine zu schnelle Verbrennung statt, die durch ein spitzes Diagramm charakterisiert ist.

Es folgt hieraus, daß für Verbrennung einer bestimmten Brennstoffmenge innerhalb einer gegebenen Zeitspanne nach einem gewählten Vorgang eine bestimmte Einblaseenergie nötig ist, und daß durch Änderung des Zerstäubungsgrades und der Einblaseenergie der Verbrennungsvorgang einigermaßen beherrscht werden kann. Leider ist der mathematische Zusammenhang des ganzen Vorganges der Verbrennung mit der Wirkung des Einblasedruckes und der verschiedenen anderen Verhältnisse nicht festgestellt.

Dieser Zusammenhang ist auch sehr verwickelt. In der Tat: wie wirksam auch die Zerstäubung sein möge, so sind doch die Tröpfchen nicht ganz gleich. Ferner geht das Einblasen nicht momentan vor sich, da sie den Zweck hat, eine allmähliche, nicht aber plötzliche Verbrennung einzustellen. Es werden also einige Tröpfchen früher, die anderen später in den Verbrennungsraum eingeblasen.

Weiterhin bleibt das Wärmegefälle und deshalb die Einblasemenge nicht unveränderlich, denn wenn auch der Einblasedruck unveränderlich ist, so ändert sich doch der Verbrennungsdruck. Die Fortbewegung des Kolbens ändert die Form des Verbrennungsraumes usw.

Die kleineren Brennstofftröpfchen, deren spezifische Oberfläche größer ist, werden schneller erwärmt; sie werden wegen ihres kleineren Gewichtes weiter durch die Einblaseluft geschleudert und finden eine ausreichende Menge Luft, weshalb sie sehr rasch verbrennen. Dasselbe gilt auch für die zuerst eingeblasene Brennstoffmenge. Um also die Verbrennung in Totpunkt anzufangen, ohne dabei spitze Diagramme zu erhalten, wird der Voröffnungswinkel der Brennstoffnadel sehr klein gewählt, er liegt zwischen 0° und 5° vor dem oberen Totpunkt.

Die später eingeführten Brennstofftröpfchen gelangen in eine Atmosphäre, die sehr hoch erhitzt ist, und brauchen also für die Erwärmung weniger Zeit.

Schließlich müssen die größeren Tröpfchen mit größerer Kraft geschleudert werden, um mit der Luft gut gemischt zu werden, da sonst eine langsame Verbrennung entsteht, die noch dadurch verzögert wird, daß die Luft nicht mehr rein ist, sondern mit CO_2 der Verbrennung der ersten Tröpfchen vermischt ist.

Aus diesen Betrachtungen folgt, daß für eine bestimmte Maschine und Belastung eine bestimmte Einblaseenergie nötig ist. Für kleinere Belastung bei derselben Drehzahl ist die nötige Einblaseenergie kleiner.

Die Einblaseenergie in kgm ist

$$L_1 = G \frac{w_1^2}{2g} \text{ kgm,} \quad (80)$$

worin

w_1 die Ausflußgeschwindigkeit in m/sek ,

G das Einblaseluftgewicht in kg ,

g die Erdbeschleunigung = 9,81 m/sek²

bedeuten.

Es folgt aus Gleichung (80), daß die Einblaseenergie bei unveränderlicher Drehzahl dem eingeblasenen Brennstoffgewicht (G) direkt proportional ist.

Weiterhin folgt, daß bei konstantem Brennstoffgewicht je 1 Umdrehung die Einblaseenergie dem Quadrat der Drehzahl direkt proportional ist. Tatsächlich nimmt bei Einführung derselben Brennstoffmenge in derselben relativen Zeitspanne (Kurbelwinkel) bei Drehzahlerhöhung die absolute Zeit umgekehrt proportional der Drehzahl ab, und die Geschwindigkeit (w_1) muß deshalb proportional der Drehzahl erhöht werden, sonst bleibt die eingeführte Brennstoffmenge nicht unverändert. Da aber die Einblaseenergie dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional ist, so ist damit das oben formulierte Gesetz bewiesen.

Der Ausfluß verläuft eher isothermisch als adiabatisch, da die Düse stets eine sehr hohe Temperatur hat und als Wärmespeicher angesehen werden kann; außerdem geht die Reibungsarbeit in Wärme über. Die Ausflußgeschwindigkeit wird für diesen Fall durch die Formel¹

$$w_1 = \sqrt{2g RT \ln \frac{p_i}{p_v}} \quad (81)$$

¹ Seiliger: Graphische Thermodynamik, S. 248—249. Berlin: Julius Springer, 1922.

erhalten, worin

T die abs. Temperatur der Einblaseluft,
 p_v den Druck im Arbeitszylinder in at,
 p_t den Druck der Einblaseluft

bedeuten. Der kritische Punkt entspricht, wie bekannt, dem Verhältnis:

$$\ln \frac{p_v}{p_e^{k_r}} = \frac{1}{2} \quad \text{oder} \quad p_e^{k_r} = 1,67 p_v,$$

so daß die größte Ausflußgeschwindigkeit

$$w_{\max} = \sqrt{g R T}$$

ist, was bei $T \sim 300^\circ$ den Wert $w_{\max} \simeq 300$ m/sek gibt.

Man kann selbstverständlich den Druck über den kritischen erhöhen, womit weder die Ausflußgeschwindigkeit erhöht noch die Zeit des Ausflusses verkürzt wird; es entsteht aber, wie bekannt, eine zusätzliche Wirbelung, welche zu einer guten Mischung beiträgt.

In der Formel (80) ist die Zerstäubungsarbeit der aus der Düse austretenden Brennstoffteilchen nicht enthalten; es ist leicht zu beweisen, daß diese Arbeit im Verhältnis zu derjenigen der Luftenergie sehr klein ist.

Ist

G' das Brennstoffgewicht in kg,

γ das Gewicht von 1 m³ Brennstoff in kg,

J die Wärmehöhe der Einblaseluft bei isothermischer Zustandsänderung,

dann ist die Arbeit des ausfließenden Brennstoffes:

$$L_{br} = \frac{G' (p_t - p_z) \cdot 10333}{\gamma} \quad (82)$$

und die Arbeit der ausströmenden Luft:

$$L_e = G (J_t - J_z) = G R T \ln \frac{p_t}{p_z}.$$

Da je 1 kg Brennstoff rd. 25 kg Luft eingeführt werden und der Verdichter etwa 7 bis 8% dieser Menge zuführt, so ist

$$G' : G = 1 : 2$$

und mit $T = 300^\circ$; $R = 29$; $p_t = 50$; $p_z = 32$; $\gamma = 900$ erhalten wir:

$$L_{br} = 100 G \quad \text{und} \quad L_t = 3900 G.$$

Die Zerstäubungsenergie beträgt also kaum 2¹/₂% der Einblaseenergie.

Wir kommen nun zu der Frage der Regulierung der Maschine.

Bei verschiedenen Belastungen muß mit der Brennstoffmengeänderung auch die Einblaseluftmenge geändert werden, um abnormales Nachbrennen bei großer Belastung und spitze Diagramme bei kleiner Belastung zu vermeiden. Die Einblaseenergie hängt, wie es aus der Gleichung (80) zu ersehen ist, von der Luftmenge und von der Luftgeschwindigkeit ab.

Die Luftgeschwindigkeit hängt bei derselben Einblasetemperatur nur von dem Druckverhältnisse $\frac{p_t}{p_v}$ ab und erhält ihren Höchstwert von etwa 300 m/sek bei $p_t = 1,67 p_v$, und den kleinsten Wert 0 bei $p_t = p_z$. Da auch bei Leerlauf Brenn-

stoff eingeführt wird und also Einblaseenergie nötig ist, so muß der Luftverdichter stets mit einem Luftüberdruck arbeiten. Bei Annahme eines kleinsten Verhältnisses $\frac{p_t}{p_v} = 1,2$ erhält man $w_{\min} = 100\text{m/sek}$.

Sinkt der Einblasedruck unter den Verdichtungsdruck, so wird umgekehrt der Brennstoff in den Druckluftbehälter eingeblasen, was unter Umständen eine Explosion im Behälter hervorrufen kann.

Die Änderung des Enddruckes der Einblaseluft wird durch Drosselung beim Saughub erzielt. Es wird dabei auch die gelieferte Luftmenge automatisch geändert.

Bei gegebener Zeitdauer der Brennstoffventilöffnung in sek (t) wird der Querschnitt f (der Düse) aus der Formel:

$$t^{\text{sek}} \cdot w^{\text{m/sek}} \cdot f^{\text{m}^2} = \frac{\mu}{\gamma} G^{\text{kg}} \text{ je Arbeitspiel} \quad (83)$$

bestimmt, wo $\mu =$ Ausflußquotient. Es folgt hieraus, daß die Luftmenge von dem Düsenquerschnitt, von der Öffnungszeit und von der Luftgeschwindigkeit abhängt. Bei gegebenem Querschnitt (f), Öffnungszeit (t) und Verdichtungsdruck ist die maximale Geschwindigkeit (w) und die maximale Lufteinblasemenge bestimmt.

Wir setzen nun den Wert G in die Formel (80) ein und erhalten:

$$L_t = \frac{\gamma \cdot t \cdot f}{\mu} \cdot \frac{w_1^3}{2g}, \quad (84)$$

woraus man ersieht, daß die Änderung der Einblaseenergie auch durch Änderung der Zeit des Einblasens reguliert werden kann, was durch verschiedene Ausführungen der Nadelhubregulierung erzielt wird.

Die letzte Gleichung führt zu einem wichtigen Schlusse: nämlich, daß bei einer gegebenen Maschine mit unveränderlichem Düsenquerschnitt die Drehzahlerhöhung zusammen mit der Leistungserhöhung nur dann möglich ist, wenn die höchste Einblasegeschwindigkeit noch nicht erreicht ist. Wird aber die höchste Einblasegeschwindigkeit w_{\max} erreicht, so muß bei einer Drehzahlerhöhung (Verkleinerung von t) auch L_t verkleinert werden, d. h. die Leistung der Maschine verringert werden.

Dieser kurze Überblick zeigt, daß das Einblaseverfahren folgende Vorteile hat: gute Zerstäubung des Brennstoffes, gute Mischung des Brennstoffes mit der Verbrennungsluft, gute Reguliermöglichkeit und Erhöhung des Luftüberschusses.

Der einzige Nachteil dieses Verfahrens ist die Notwendigkeit eines Hochdruckluftverdichters. Dieser Nachteil wird um so merklicher, je schneller die Maschine läuft, denn hohe Verdichtung und schneller Gang erschweren die Ausführung des Verdichters und verringern die Betriebssicherheit.

Als Nachteile des Drucklufteinblaseverfahrens werden noch folgende geltend gemacht:

Es wird behauptet, daß die Ausdehnung der Einblaseluft eine Temperaturabnahme der Verbrennungsluft mitbringt, so daß bei den Einblasemotoren ein größerer Verdichtungsgrad als bei Einspritzmotoren nötig ist.

Wir haben gezeigt, daß das Einströmen der Einblaseluft nach einer Zustandsänderungskurve, die sich sehr einer Isotherme nähert, vor sich geht. Angenommen, daß die ganze Einblaseluft augenblicklich am Ende der Verdichtung eingeblasen

wird, erhalten wir für ein Gemisch von 2 kg Druckluft mit 300° abs. und 23 kg Verbrennungsluft mit 900° abs. eine mittlere Temperatur von 852° . Nun erfolgt aber das Einblasen allmählich, so daß im Augenblick der ersten Zündung die Temperatur wahrscheinlich auf 10 bis 15° gefallen ist, was selbstverständlich auf die Schnelligkeit und Sicherheit der Verbrennung keinen Einfluß haben kann¹.

Beim Einblaseverfahren könnte man ebenfalls mit kleiner Verdichtung arbeiten, falls ein größeres Voreinblasen vorgesehen wird; es wird aber alsdann ein großer Drucksprung entstehen, was man bei dem klassischen Lufteinblaseverfahren zu vermeiden sucht, denn bei diesem Verfahren wird gefordert, daß der Verbrennungsdruck den Verdichtungsdruck nicht übersteigt.

Weiterhin wird behauptet, daß der mechanische Wirkungsgrad der Einblasemaschine viel niedriger als der der kompressorlosen Maschinen ist, weil noch die Arbeit des Verdichters zu leisten ist.

Für die Verdichtung von 1 Mol Luft (= 28 kg) von 1 at auf 50 at nach einer Polytrope mit Exponent $n = 1,3$ ist eine Arbeit

$$mAL = \frac{n}{n-1} \cdot mA R (T_2 - T_1) = \frac{n(k-1)}{n-1} (aT_2 - aT_1)$$

nötig.

Mit

$$\frac{T_1^n}{p_1^{n-1}} = \frac{T_2^n}{p_2^{n-1}}$$

erhält man für $p_1 = 1$, $p_2 = 50$, $T_1 = 300^{\circ}$ den Wert $T_2 = 780^{\circ}$, und ferner:

$$mAL = \frac{1,3 \cdot 0,4}{0,3} \cdot (3640 - 1400) = 3500 \text{ kcal}$$

oder pro 1 kg Luft

$$AL = 135 \text{ cal}$$

theoretisch und rd. 180 kcal praktisch.

Nun kommt aber die Luftenergie bei 32 at dem Motor zunutze; diese Arbeit ist:

$$mAL = mA R T \ln 32 = 72 \text{ kcal.}$$

Es gehen also auf jedes Kilogramm eingeblassener Luft $180 - 72 \sim 100$ cal verloren.

Da für 1 kg Brennstoff höchstens 2 kg Einblaseluft nötig sind, so wird ohne Einblasen der Wirkungsgrad des Motors:

$$\frac{\text{(Effekt. Leist.) kcal. pro 1 kg Brennstoff}}{\text{Wärmewert 1 kg Brennstoff}}$$

oder

$$\frac{N_{\text{eff}}/1 \text{ kg}}{10000} = \eta$$

und mit Einblasen:

$$\frac{N_{\text{eff}}/1 \text{ kg} - 200}{10000} = \eta_{\text{einbl.}}$$

also

$$\eta_{\text{einbl.}}^{\%} = \eta^{\%} - 2^{\%},$$

¹ Vgl. weiter Zahlentafel 11.

d. h. der Wirkungsgrad eines Motors mit Einblasekompressor ist infolge des angebauten Verdichters um rd. 2% kleiner, als derjenige ohne Einblaseverdichter.

Wenn auch noch heute trotz den großen Erfahrungen und Sonderausführungen der Luftverdichter, insbesondere bei Schnellläufern, eine unangenehme Zutat ist, so ist es verständlich, daß bei der ersten Entwicklung des Dieselmotors dieser Teil große Schwierigkeiten verursacht hat.

Theorie des Einspritzverfahrens (Tröpfchengröße und Zündung). Das Hauptkennzeichen des Einspritzverfahrens besteht darin, daß der Brennstoff nicht durch Luft oder andere Gase, sondern durch den auf den flüssigen Brennstoff ausgeübten Druck in den Verbrennungsraum eingeführt und dort über den Verbrennungsraum verteilt wird. Der Flüssigkeitsdruck muß entsprechend sehr hoch sein, um den eingespritzten Brennstoff in möglichst feine Tröpfchen zu zerteilen und ihnen die nötige Energie zu geben.

Aus Gleichung (82) ist ersichtlich, daß auch bei 218 at Überdruck (Pumpendruck rd. 250 at) die Einspritzenergie

$$L_{br} = G' \frac{218 \cdot 10330}{900} \sim 2500 G'$$

beträgt, dagegen bei 18 atü die Einblasearbeit 3900 G ist, und da $G' = 0,5 G$, so erhalten wir

$$L_{br} = \frac{1}{3} L,$$

also nur $\frac{1}{3}$ der Lufteinblasenergie.

Die Tröpfchen sind bei dem Einspritzverfahren, wie bald gezeigt wird, größer als beim Einblaseverfahren, ihre Gesamtoberfläche ist deshalb kleiner, und es ist eine größere Zeit für ihre Erwärmung nötig.

Es folgt hieraus, daß bei dem Einspritzverfahren die Einspritzung früher als bei dem Einblaseverfahren anfangen muß, da sonst die Verbrennung nicht im Totpunkt, sondern während des Ausdehnungshubes anfangen wird.

Die Größe der Tröpfchen bei Einblaseverfahren ist durch folgende theoretische Gleichung nach Triebnigg gegeben:

$$r_1 = \frac{2a}{\psi} \cdot \frac{g}{\gamma_l} \cdot \frac{1}{w_1^2} \quad (85)$$

wo

ψ = den Reibungskoeffizient = 0,02,

γ_l = das spezifische Gewicht der vorbeitreibenden Luft in der Ausflußmündung,

a = die Oberflächenspannung des Treiböles $\sim = 0,003$ kg/m,

g = 9,81 m/sek die Erdbeschleunigung,

w_1 = die Ausflußgeschwindigkeit (eigentlich die relative Geschwindigkeit) in m/sek

bedeuten.

Aus der Zustandsgleichung

$$P v_l = RT$$

folgt, daß

$$v_l = \frac{1}{\gamma_l} = \frac{RT_l}{10^4 p_z} \quad (a)$$

und ferner aus (81)

$$w_1^2 = 2g R T_l \ln \frac{p_l}{p_v}.$$

Wir erhalten:

$$r_1^{\text{mm}} = \frac{0,015}{p_v \ln \frac{p_l}{p_v}}. \quad (86)$$

Bei $p_v = 32$ und $p_l = 45$ ist z. B. $r_1 = 1,2 \cdot 10^{-3}$ mm.

Man sieht hieraus, daß bei dem Einblaseverfahren der Brennstoff bei Verlassen der Düse vorzüglich zerstäubt ist.

In den Einspritzmotoren dringt die Flüssigkeit aus der Mündung in Strahlen hervor und zerfällt nach Verlauf einer Strecke oder aber sofort bei Ausgang aus der Düse in Tropfen, die im ersten Fall einen Halbdurchmesser r_1 haben, der 4,6mal so groß ist als der aus Gleichung (85) berechnete.

Wir haben also für das Einspritzverfahren:

$$r_1 = 4,6 \frac{2\alpha}{\psi} \cdot \frac{g}{\gamma_l} \cdot \frac{1}{w_1^2}. \quad (87)$$

Die Ausflußgeschwindigkeit des flüssigen Brennstoffes ist, wie bekannt:

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{10^4 (p_b - p_v)}{\gamma_b}}, \quad (88)$$

wo

p_b = den Brennstoffdruck in at,

p_v = Verdichtungsdruck in at,

γ_b = spez. Gew. des Brennstoffes = 900 kg/m³.

Mit (88) und (a) erhalten wir statt (87):

$$r_1^{\text{mm}} = \frac{0,18 T_v}{p_v (p_b - p_v)}. \quad (89)$$

Falls der Strahl unmittelbar bei dem Ausgange aus der Düse zerfällt, erhalten wir statt (89):

$$r_1^{\text{mm}} = \frac{0,04 T_v}{p_v (p_b - p_v)}. \quad (89a)$$

Daß der Strahl bei höheren Drucken unmittelbar an der Düse zerfällt, ist durch Versuche festgestellt worden.

So haben die Versuche der Maschinenfabrik Fr. Krupp festgestellt, daß bei Einspritzdrucken bis 100 at die Strahlen die Düse vollkommen geschlossen verlassen, dagegen bei höheren Drucken von 180 bis 300 at die Strahlen von Anfang an in Tröpfchen aufgelöst sind.

Um das Herausspritzen des Brennstoffes aus dem Mündstück zu veranschaulichen, ließ Hesselmann den Brennstoff unter verschiedenen Druckhöhen durch entsprechend kleine Löcher in freie Luft austreten. Bei niedrigem Druck, schreibt er, sieht der Brennstoffstrahl glänzend und zusammenhängend aus und zerteilt sich erst in einem gewissen Abstand vom Mündstück. Mit steigendem Druck wird der zusammenhängende Teil des Strahles immer kürzer, bis bei einem bestimmten Druck die Zerteilung bereits an der Mündung der Düse beginnt.

Für einen Pumpenüberdruck $p_b - p_v = 300$ at und einen Verdichtungsdruck 30 at ($T_v = 740^0$ abs.), erhalten wir nach (89):

$$r_1 = 15 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Nach Versuchen von Saß¹ ergab sich, daß bei 300 at Pumpendruck und 30 at Gegendruck des kalten Behälters der Tröpfchendurchmesser 12 bis 15 μ beträgt, also

$$r_1 = (6 - 7,5) \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Da die Temperatur dabei rd. 2,5 mal niedriger war, so entspricht dieser Wert bei 740^0 abs.:

$$r_1 = \sim 15 \cdot 10^{-3} \text{ mm,}$$

was mit der Berechnung sehr gut übereinstimmt.

Wir sehen hieraus, daß der Brennstofftröpfchendurchmesser beim Einblaseverfahren 10- bis 12mal kleiner als bei dem Einspritzverfahren ist, weshalb die Zerstäubung bei dem ersten viel besser als bei dem zweiten Verfahren ist.

Wir werden nun untersuchen, wie schnell die Tröpfchen bis zur Entzündungstemperatur erhitzt werden [vgl. Formel (75)]. Die Wärme, die durch die Oberfläche des Tröpfchens in einem Zeitelement dt übergehen kann, ist gleich (für t in sek):

$$\frac{1}{3600} \cdot \frac{\lambda}{r} \cdot 4\pi r^2 (T_v - T) dt, \quad (a)$$

worin T_v die Verdichtungstemperatur,
 T die Temperatur des Tröpfchens,
 λ die Wärmeleitzahl für Luft = 0,04

bedeuten. Ist ferner:

c die spez. Wärme des Brennstoffs (= rd. 0,45),

dT die Temperaturzunahme des entsprechenden Teiles der Tröpfchen,

dann ist wiederum die aufgenommene Wärme gleich:

$$\frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \gamma_b \cdot c \cdot dT. \quad (b)$$

Aus (a) und (b) folgt:

$$dt = 1200 \cdot \frac{r^2 \cdot \gamma_b \cdot c}{\lambda} \cdot \frac{dT}{T_v - T}$$

und

$$t = -1200 \frac{r^2 \cdot \gamma_b \cdot c}{\lambda} \ln (T_v - T) + \text{Const.}$$

Da für $t = 0$ die Flüssigkeitstemperatur T gleich T_{fl} ist, so erhält man:

$$t = 1200 \frac{r^2 \cdot \gamma_b \cdot c}{\lambda} \cdot \ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T}. \quad (90)$$

Diese Gleichung ist nur für eine kleinere Zeitdauer, in der die Verdichtungstemperatur unveränderlich bleibt, richtig. Sie darf deshalb nicht für die genaue Berechnung der Zeit dienen, die nötig ist, um das Tröpfchen bis zu einer gewissen Temperatur und, in besonderem Falle, bis zur Zündtemperatur zu erwärmen, sondern nur für quantitative Schätzung oder für einen annähernden Vergleich benutzt werden.

¹ Vgl. Fußnote S. 102.

Seiliger, Kompressorlose Dieselmotoren.

Mit $\gamma = 900$ wird:

$$t = 12r_{\text{mm}}^2 \cdot \ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T_z} \tag{90a}$$

Aus dieser Gleichung folgt, daß bei der Verdichtungstemperatur $T_v = T_z$ ohne künstliche Mittel keine Zündung stattfinden kann.

Abb. 38 zeigt, daß für aliphatische Öle eine Selbstentzündung ohne Luftvorwärmung bzw. ohne Glühkopf überhaupt erst von einer Verdichtung von 15 at ab, dagegen für aromatische Brennstoffe erst von 25 at ab möglich ist. Diese Zahl gibt die niedrigste theoretische Grenze an; die praktische Grenze liegt etwas höher und zwar bei etwa 18 at für aliphatische und bei etwa 35 at für aromatische Brennstoffe.

In der Zahlentafel 11 sind die Werte $\ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T_z}$ für aliphatische und aromatische Brennstoffe für verschiedene Verdichtungsgrade von 10 at bis 35 at und für verschiedene Brennstofftemperaturen angegeben. Man ersieht, daß der Zündverzug desto kleiner ist, je mehr der Brennstoff vorgewärmt ist und je größer der Verdichtungsdruck ist. Bei z. B. 65 at Verdichtung und $T_{fl} = 400^\circ$ abs. Brennstofftemperatur wäre der Zündverzug theoretisch = 0.

Die Formel (90a) zeigt, daß der Zündverzug vorwiegend von der Zerstäubung abhängt; er steigt mit dem Quadrat des Tröpfchendurchmessers.

Zahlentafel 11.

Verdichtungsdruck, at.	10	15	18	20	22,5	25	30	35	65
Verdichtungstemp., abs.	550	610	640	660	680	700	740	780	900
Aliphatische Brennstoffe.									
Zündtemperatur, abs. .	570	530	510	500	490	480	460	450	400
$\ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T_z}$									
T_{fl} :									
300° abs.	—	1,36	0,98	0,81	0,70	0,60	0,45	0,37	
350° abs.	—	1,18	0,80	0,66	0,55	0,46	0,33	0,26	
400° abs.	—	0,97	0,61	0,48	0,31	0,39	0,20	0,14	0,00
Aromatische Brennstoffe.									
Zündtemperatur . . .	750	710	700	685	670	650	610	590	
$\ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T_z}$									
T_{fl} :									
300°	—	—	—	—	—	2,07	1,24	0,93	
350°	—	—	—	—	—	1,94	1,10	0,82	
400°	—	—	—	—	—	1,79	0,96	0,70	

Diese Formel ist für Einblasen nicht ohne weiteres anwendbar. So wird z. B. bei einer Tropfengröße von $1,2 \cdot 10^{-3}$, einer Verdichtung auf 32 at und mit 460° abs. Brennstoffentzündungstemperatur der Zündverzug $t = 0,7 \cdot 10^{-4}$, was der Wirklichkeit nicht ganz genau entspricht.

Die Entzündung bei den Einblasemotoren geht zwar ziemlich schnell vor sich, so daß man durch Verzögerung der Brennstoffeinfuhr eine Drucksteigerung vermeiden muß, aber nicht so schnell, wie es die Berechnung zeigt. Tatsächlich sind die eingespritzten Brennstofftröpfchen zuerst von Einblaseluft umhüllt, werden mit ihr mitgerissen und in den Zylinder geschleudert. Man hat also

nicht ein Flüssigkeitströpfchen, sondern eine das Tröpfchen umhüllende Luftmasse, die sich in heißer Luft bewegt. Es muß also zuerst die Einblaseluft auf die Höhe der Temperatur der Verbrennungsluft erwärmt werden, erst dann kann mit der Formel (90) gerechnet werden. Der Zündverzug vergrößert sich in diesem Falle um die Dauer der Einblaseluftvorwärmung. Auch mit dieser Verspätung ist der Zündverzug der Einblasemotoren viel kleiner als bei den Einspritzmotoren.

Bei den Lufteinblasemotoren wird also wegen der außerordentlich guten Zerstäubung eine absichtliche Verzögerung der Entzündung nötig, um eine Gleichdruckverbrennung zu erhalten, da bei plötzlicher Einführung des Brennstoffes eine explosionsartige Druckerhöhung entstehen könnte.

Für eine Einspritzmaschine unter früheren Annahmen ($r_1 = 25 \cdot 10^{-3}$, $p_2 = 22 \text{ at}$) und mit $T_2 = 680^\circ$ erhalten wir:

$$t_{\text{sek}} = 53 \cdot 10^{-4},$$

also bei $n = 250 \text{ Uml./min}$ den Zündverzug in Kurbelgrad

$$\alpha^\circ = 8^\circ.$$

Der Vorgang in den Einspritzmaschinen unterscheidet sich wesentlich von demjenigen in den Einblasemaschinen mit Luftverdichter. In der Tat: in den letzteren wird der Brennstoff erst am Totpunkt eingeführt; wegen guter Zerstäubung (Tröpfchengröße) und Mischung tritt die Entzündung sofort ein. Die Verbrennung erfolgt allmählich und etwas zögernd, da am Anfang wenig Brennstoff eingeführt worden ist, die später eingeführten Brennstofftröpfchen immer weniger frische Luft finden und der Gehalt der CO_2 sich nach und nach vergrößert.

In den Einspritzmaschinen soll die Einspritzung des Brennstoffes verhältnismäßig früher beginnen. Die zuerst eingespritzten Tröpfchen bewegen sich in einer kälteren Umgebung als die später (noch vor Totpunkt) eingespritzten, so daß der Zündverzug für jedes später zutretende Tröpfchen kleiner als für die erstere ist. Es kommt also im Totpunkt ein großer Teil des bis zu dieser Zeit eingespritzten Brennstoffes gleichzeitig zur Zündung, woraus das für diese Motoren kennzeichnende spitze Diagramm folgt.

Die Motoren mit Drucklufteinblasung geben ein Indikatordiagramm, das annähernd Verbrennung unter konstantem Druck wiedergibt, dagegen die Einspritzmotoren ein Indikatordiagramm, das der Verbrennung mit Vorverpuffung nahekommt.

Stellen wir nun die beiden Diagramme im logarithmischen Temperaturvolumendiagramm für dieselbe Brennstoffmenge zusammen, dann ersehen wir, wie in Kap. 2 (Abb. 33) gezeigt war, daß das Einspritzverfahren denselben thermischen Wirkungsgrad wie das Einblaseverfahren hat.

In dem vorher Gesagten ist der Prozeß der Entzündung des Brennstoffes mehr oder weniger ausführlich beschrieben worden. Man sieht, daß die Entzündung des Brennstoffes von den Eigenschaften des Brennstoffes, von der Art der Einführung in den Verbrennungsraum, von der Konstruktion des Verbrennungsraumes, Verdichtungsverlaufes, Drehzahl, Zylindergröße usw. abhängt. Einige der vorgeführten Gesetze tragen zu der Feststellung der richtigen Abmessungen der entsprechenden Teile bei, andere geben eine Richtlinie für die richtige Berechnung der Steuerung usw. Wir können ziemlich genau den

Anfang der Einspritzung feststellen, einigermaßen den Anfang der Verbrennung beherrschen, aber der Gang der Verbrennung bleibt uns doch unbekannt.

Die experimentelle Forschung dieser Frage stößt auf große Schwierigkeiten. Die Größe der Öltröpfchen ist selbstverständlich ganz verschieden, wie auch der Weg, den sie gehen. Die Zusammensetzung des Tröpfchens ist auch nicht homogen, da der Brennstoff ein Gemisch von verschiedenen Kohlenwasserstoffen darstellt, so daß auch diejenigen Tröpfchen, die in demselben Augenblick in den Verbrennungsraum eintreten, in verschiedenen Augenblicken zur Entzündung gebracht werden.

Die Zeit der Verbrennung hängt von der Intensität der chemischen Reaktion der Verbrennung ab, die mit der Temperatur zwar steigt, doch von der Art der chemischen Verbindung beeinflusst wird. Es ist weiter bekannt, daß einer stürmischen Reaktion (Verbrennung mit Druckanstieg) eine langsamere Reaktion folgt, die durch die Anwesenheit der CO_2 der vorigen Verbrennung stark verzögert wird. Wir müssen annehmen, daß diese Erscheinung auch bei Verbrennung der kleinen Tröpfchen auftritt. Es ist nicht ausgeschlossen, daß ein Teil der Tröpfchen, der nicht sofort während der stürmischen Verbrennung verbrennt, vergast wird. Dieser Teil braucht für seine Entzündung eine ziemlich große Erwärmung. Es ist also anzunehmen, daß der eingeführte Brennstoff jedenfalls nicht gleichzeitig vollkommen verbrennt.

Die weiteren Teilmengen gelangen in den Verbrennungsraum unter ganz anderen Bedingungen: die Temperatur in dem Raume ist höher, aber der Luftüberschuß ist viel geringer und die Luft selbst nicht mehr so rein. Die Temperaturerhöhung wirkt beschleunigend, die anderen zwei Bedingungen aber verzögernd. Je nach Vorwiegen dieser Einflüsse wird auch die Verbrennung schneller oder langsamer vor sich gehen. Es ist sehr wahrscheinlich, daß der Anfang des Verbrennungsprozesses mit einer ansteigenden Geschwindigkeit verläuft und während des Verlaufes sich allmählich verzögert.

Solange alle diese Fragen nicht beantwortet sind, ist eine genaue Vorberechnung des Verbrennungsprozesses ausgeschlossen. Man kann nur annähernd den Gang des Verbrennungsprozesses feststellen, indem man den zeitlichen Gang der Wärmeentwicklung nach dem Diagramm untersucht.

Am Schluß des Kapitels 3 ist gezeigt worden, wie man durch Zerlegung des Indikatorgramms und mittels der im Kapitel 2 angeführten Formeln die Menge des in jedem Zeiteil verbrannten Brennstoffes feststellen kann. Durch Vergleich verschiedener Untersuchungen und Berechnungen des Indikatorgramms wird sich m. E. eine der Wahrheit nahekommende Antwort auf die gestellten Fragen ergeben.

Theorie des Einspritzverfahrens (Fortsetzung: Durchschlagkraft und Wirbelung). Bei der Ableitung der Formel des Zündverzuges war stillschweigend angenommen, daß jedem Brennstofftröpfchen die nötige Wärme- bzw. Luftmenge zugeführt wird. Das ist aber nur dann möglich, wenn die ganze Luftmenge mit dem Brennstoff in Berührung kommt. Falls ein Tröpfchen in eine Atmosphäre gerät, wo es wenig Sauerstoff gibt, so verbrennt es nicht; es wird pyrogen zersetzt, woraus schlechte Verbrennung, Ruß und andere Störungen entstehen.

Es folgt hieraus, daß für eine gesetzmäßige Verbrennung nicht nur eine gute Zerstäubung, sondern auch eine gute Mischung des Brennstoffes mit der Ver-

brennungsluft nötig ist. Bei dem Einblaseverfahren hat die eingeführte Luft ein Arbeitsvermögen, das die Tröpfchen weit in den Zylinderraum schleudert und Wirbelung erzeugt. Bei dem Einspritzverfahren ist dagegen das Arbeitsvermögen des eingeführten Brennstoffes ungefähr dreimal kleiner. Glücklicherweise hängt die Mischung nicht nur von dem Arbeitsvermögen, sondern auch von der Durchschlagkraft der Brennstofftröpfchen ab.

Es werde nun untersucht, ob die Durchschlagkraft eines Brennstofftröpfchens für die Mischung des Brennstoffes mit Luft genügend ist. Um die Wichtigkeit einer größeren Durchschlagkraft zu erklären, stellen wir uns vor, daß der Weg, den die Tröpfchen durchlaufen, nach Eintreffen in den Verbrennungsraum zu klein ist. In diesem Fall werden nur die ersten Tröpfchen, die für die Verbrennung nötige Luft finden, die weiteren werden keinen Sauerstoff finden und können nicht sofort verbrennen: erst wenn die durch die Verbrennung der ersten Tröpfchen erzeugte Wirbelung die Brennluft mit dem unverbrannten Brennstoff in Berührung bringt, wird die Verbrennung fortgesetzt. Diese Verzögerung in der Verbrennung führt zu einem Nachbrennen, manchmal auch zu unvollständiger Verbrennung.

Mit früheren Beziehungen ist die Masse des Tröpfchens:

$$m = \frac{4\pi r^3}{3} \cdot \frac{\gamma_{fl}}{g}.$$

Nach dem Prinzip d'Alembert steht die Trägheitskraft in Gleichgewicht mit den äußeren Kräften, die in diesem Falle dem Reibungswiderstand R gleich ist, so daß man schreiben kann:

$$m \cdot \frac{dw}{dt} = -R \quad \text{oder} \quad \frac{4\pi r^3}{3} \cdot \frac{\gamma_{fl}}{g} \cdot \frac{dw}{dt} = -R.$$

Es bedeutet hier w die Geschwindigkeit, mit der sich das Tröpfchen in der Verbrennungsluft bewegt.

Ferner ist:

$$R = \psi \cdot \frac{\gamma_v}{g} \cdot F w^2,$$

wo F den Tröpfchenquerschnitt bedeutet:

$$F = \pi r^2.$$

Wir erhalten also:

$$\frac{dw}{dt} \cdot \frac{4\pi r^3}{3} \cdot \frac{\gamma_{fl}}{g} = -\psi \frac{\gamma_v}{g} \cdot \pi r^2 \cdot w^2,$$

woraus mit:

$$B = \psi \cdot \frac{\gamma_v}{\gamma_{fl}} \cdot \frac{3}{4r}, \tag{91}$$

$$\frac{dw}{dt} + B w^2 = 0, \tag{92}$$

folgt, oder da

$$\frac{ds}{dt} = w \quad \text{und} \quad \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{dw}{dt},$$

worin s = Weg, den das Tröpfchen von $t = 0$ bis $t = t'$ durchgelegt hat, so erhalten wir:

$$\frac{d^2s}{dt^2} + B \left(\frac{ds}{dt}\right)^2 = 0,$$

eine Differentialgleichung, welche als Lösung folgende Gleichung hat:

$$s = \frac{1}{B} \ln(1 + w_0 B t), \tag{93}$$

wo w_0 = die Anfangsgeschwindigkeit bedeutet.

Es läßt sich leicht aus Gleichung (93) beweisen, daß der Weg s mit Zunahme des Wertes B abnimmt.

Aus der Formel (91) folgt, daß B mit Zunahme des Reibungskoeffizienten ψ und mit Abnahme des Halbmessers des Tropfens zunimmt.

Wir setzen ferner den Wert (88) und (89) ein, dann wird

$$\frac{\psi \cdot \gamma_z}{\gamma_{r1}} = \frac{4,6 a}{10^4 (p_b - p_z) \cdot r},$$

und mit (91)

$$B = \frac{3}{4} \cdot \frac{4,6 a}{10^4 (p_b - p_z) \cdot r^2},$$

woraus zu ersehen ist, daß B auch mit Abnahme des Einspritzüberdruckes zunimmt.

Es folgt also, daß die Durchschlagkraft des Brennstofftröpfchens (der Weg s) zunimmt:

- a) mit Abnahme des Reibungsbeiwertes ψ ,
- b) mit Zunahme des Tropfendurchmessers r ,
- c) mit Steigerung des Einspritzdruckes p_o ,
- d) mit Abnahme des Gegendruckes p_z ,
- e) mit Zunahme der Anfangsgeschwindigkeit w .

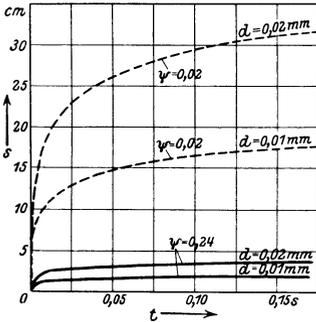


Abb. 53. Weg-Zeit-Kurven für Brennstofftröpfchen in verdichteter Luft nach Saß.

Abb. 53 stellt die von Saß¹ entworfenen Kurven des zeitlichen Verlaufes des Durchschlagweges dar. Die Kurven entsprechen einem Einspritzüberdruck $p_b - p_z = 238$ at und einem Reibungsbeiwert $\psi = 0,02$ bzw. $0,24$; für jeden Wert ψ wurden zwei Kurven gezeichnet, und zwar eine für den Tropfendurchmesser $r_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ und die andere für $r_2 = 10 \cdot 10^{-3}$.

Für weiteren Vergleich der theoretischen Ausführungen mit den praktischen Ergebnissen seien noch die Kurven Abb. 54 u. 55 der Strahliefen von Gasöl in verdichteter Stickstoff nach Miller und Beardsley² wiedergegeben.

Wie nahe die theoretischen Ausführungen den praktischen Ergebnissen kommen, ist aus dem Vortrag von Beardsley über „Oil Sprays for Fuel-Injection Engines“³ zu ersehen. Beardsley faßt die Ergebnisse seiner Versuche, wie folgt, zusammen:

1. Die Durchschlagkraft steigt beinahe direkt proportional der Erhöhung des Einspritzdruckes (vgl. c) bis zu einem gewissen Höchstdruck, wobei bei weiterer Druckerhöhung die Durchschlagkraft sinkt, da die Zerstäubung sich verbessert und die kleineren Öltröpfchen zu leicht sind, um die verdichtete Luft zu durchschlagen (vgl. b).

¹ Werft Reederei Hafen 1927, H. 9.

² Ibidem.

³ Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 50, No. 1.

2. Der Einspritzdruck ändert den Strahlkegel: bei Anwendung eines Drallkörpers verbreitert sich der Strahlkegel mit der Erhöhung des Einspritzdruckes, dagegen bei Düsen ohne Drallkörper (axiale Einführung) wird er schmaler.

3. Die Durchschlagkraft nimmt mit Abnahme der Gasdichte zu (vgl. d).

4. Die Durchschlagkraft nimmt mit Zunahme des spezifischen Gewichtes des Brennstoffes zu (vgl. 91).

5. Die Durchschlagkraft nimmt mit Zunahme des Steigungswinkels des Drallkörpers zu, und die Breite des Strahlkegels nimmt ab.

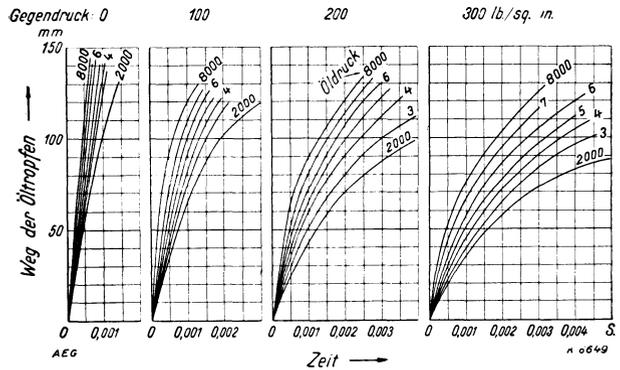


Abb. 54 u. 55. Strahliefen von Gasöl in verdichteten Stickstoff (Düsendurchmesser = 0,4 mm) (nach Saß, W. R. H. 1927).

6. Die Durchschlagkraft steigt mit Abnahme des Verhältnisses σ ($\sigma < 1$) der Querschnitte der Düsenbohrung und des Drallkörperdurchgangs.

Es folgt hieraus, daß man durch Änderung der verschiedenen Größen, die in den Formeln (93) bzw. (91) vorkommen, nach Wunsch die Durchschlagkraft des Brennstoffstrahles dem Brennstoffraume einigermaßen anpassen kann. Damit ist also die Länge des Brennstoffkegels bestimmt, und es bleibt noch die Untersuchung seiner Verbreitung.

Der Strahlkegel bei Einloch- wie auch bei Mehrlochdüsen dringt nur durch einen Teil des Verbrennungsraumes, dessen Größe abhängig ist von der Richtung, Öffnung und Verbrennungsraumform. Es bleibt jedenfalls noch viel Luft, welche von dem Brennstoff nicht durchsetzt ist und welche zu spät in Berührung mit den unverbrannten Brennstofftröpfchen kommt. Bei kleinem Zylinderdurchmesser ist dieser Mangel nicht so fühlbar wie bei großem, so daß in letzterem Falle künstliche Maßnahmen getroffen werden müssen, um die vom Brennstoff nicht durchdrungene Luftmasse schnell mit dem Brennstoff in Berührung zu bringen, oder umgekehrt. In dem Kapitel 6 wird diese Frage ausführlicher behandelt.

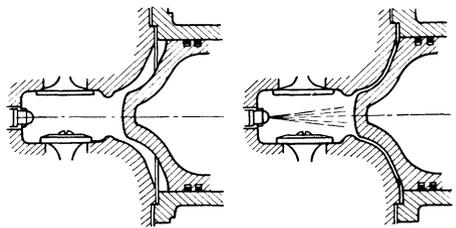


Abb. 56 u. 57. Deutzer Verdrängermotor (Beginn des Verdrängens und Totpunktstelle).

Es muß aber darauf hingewiesen werden, daß diese zusätzliche Zuführung der nicht ausgenutzten Luftmengen zu den Brennstoffstrahlen jedenfalls nicht ungeregelt sein darf. Am besten wäre es, den Brennstoffstrahl etwas zu verdrehen, so daß er alle Luftschichten durchdringt, ohne aber dabei auf die bereits mit Brennstoff vermischten Schichten zu treffen, kurz, es muß eine planmäßige Mischung, nicht aber eine Wirbelung hervorgerufen werden.

Leider ist aber das Durchführen einer gesetzmäßigen Mischung nicht so einfach, weshalb man sich auch mit einer wirbelnden Mischung begnügt.

Es sei hier auf die Deutzer Verdrängerkolbenmaschine hingewiesen (Abb. 56

u. 57). Der Verbrennungsraum ist durch einen Hals von dem Zylinderraum abgeschnürt. Der Kolben hat einen Ansatz, der mit Spiel in den Brennraum eindringt. Kurz vor Totpunkt verkleinert der Kolben den Durchgangsquerschnitt. Es stellt sich ein Überdruck an, der gute Wirbelung im Verbrennungsraum und damit eine gute Mischung verursacht.

Da die Wirbelung sehr intensiv ist und nur bis zum Totpunkte dauert, so endet die schnelle Verbrennung schon im Totpunkt und während des Expansionshubes entsteht Nachbrennen. Das Indikatordiagramm muß sich dem Verpuffungsdiagramm nähern, was auch aus Abb. 58 des Diagramms einer 100-PS-Verdrängermaschine ersichtlich ist. Wir können hieraus schließen, daß eine Verdrängermaschine nicht so hoch belastet werden kann, wie eine Maschine mit einem gesetzmäßigen Mischungsverfahren, das Wirbelung noch nach dem Totpunkt erzeugt.

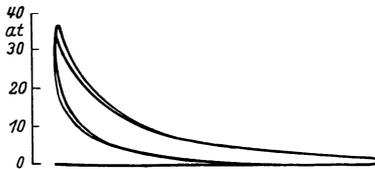


Abb. 58. Diagramm eines Deutzer 100-PS-Verdrängermotors.

In der Tat: die Versuche von Neumann geben für die Vollbelastung einer 40-PS-Deutzer-Maschine einen mittleren effektiven Druck von 3,91 at mit einer Auspufftemperatur von 345° C, bei einem Kühlwasserverlust von rd. 40%. Der Brennstoffverbrauch war dabei 220 g/PS_eh. Diese Angaben zeigen, daß die Maschine mit einer für den Dieselmotor üblichen Vollbelastung ($p_e = 5$ at) nicht arbeiten kann und eigentlich unterbelastet war. Auch der Brennstoffverbrauch von 220 g entspricht einer Belastung von 60 bis 65%. Da bei dieser Maschine der Luftüberschuß ≈ 2 war, so muß man den größeren Brennstoffverbrauch der ungenügenden Mischung zuschreiben.

Wir kommen also zum Schluß, daß für die gute und vollkommene Verbrennung nicht nur frische Luft in genügender Menge zugeführt werden, sondern jedes Brennstofftröpfchen mit Luft möglichst schnell am Anfange der Verbrennung gemischt werden muß. Um dieser Forderung zu genügen, muß der Brennstoffstrahl möglichst weit in den Verbrennungsraum eindringen, die Luft in genügende gesetzmäßige Bewegung gebracht und der Verbrennungsraum entsprechend gestaltet werden.

Wir kommen also zum Schluß, daß für die gute und vollkommene Verbrennung nicht nur frische Luft in genügender Menge zugeführt werden, sondern jedes Brennstofftröpfchen mit Luft möglichst schnell am Anfange der Verbrennung gemischt werden muß. Um dieser Forderung zu genügen, muß der Brennstoffstrahl möglichst weit in den Verbrennungsraum eindringen, die Luft in genügende gesetzmäßige Bewegung gebracht und der Verbrennungsraum entsprechend gestaltet werden.

Eine ideale Lösung wäre, dem Brennstoff schnell reine Luft während der Verbrennung zuzuführen. Damit könnte man eine schnelle Verbrennung in der Nähe des Totpunktes ohne überflüssigen Luftüberschuß und damit eine höhere spezifische Leistung erzielen. Auch das Einblaseverfahren ist weit von dieser idealen Lösung entfernt, da es ebenfalls einen doppelten Luftüberschuß fordert und von Nachbrennen nicht frei ist.

Vorkammerv Verfahren. Außer den Einspritzmotoren ist noch eine besondere Art von kompressorlosen Dieselmotoren entstanden, bei welchen der Brennstoff nicht durch Luft, sondern durch Brenngase eingeblasen wird.

Für die praktische Ausführung dieses Prinzips wird der Verbrennungsraum in zwei Teile eingeteilt, und zwar in einen kleineren Raum, die sogenannte Vorkammer, in der zuerst ein Teil des Brennstoffes verbrennt, und einen größeren Verbrennungsraum, in den die hochgespannten Abgase den Rest des Brennstoffes einblasen und in dem die eigentliche Verbrennung stattfindet.

Es gibt verschiedene Ausführungsarten der Vorkammermaschine, die in den Kapiteln 6 und 7 besonders beschrieben werden. Hier sei der Einblasevorgang dieser Maschinengattung kurz erklärt.

Im Kapitel 6 stellen Abb. 119 bis 127 eine übliche Anordnung der Vorkammer dar.

Der Brennstoff wird direkt von der Brennstoffpumpe durch das Brennstoffventil in die Vorkammer eingeführt. Diese Anordnung macht das Vorkammerverfahren dem direkten Einspritzverfahren etwas ähnlich. Der Unterschied besteht darin, daß der Einspritzdruck ziemlich klein ist: etwa 60 bis 70 at.

Die Vorkammer ist mit dem Zylinder durch einen Kanal verbunden. Der Gang der Verdichtung in der Vorkammer ist ungefähr derselbe wie im Zylinder, nur ist der Druck in der Vorkammer wegen der Drosselung in dem Verbindungskanal etwas niedriger als im Zylinder. Die Temperatur der Vorkammer ist während der Verdichtung verhältnismäßig höher als im Zylinder, was von der Art der Ausführung der Vorkammer, ihrer Lage und Kühlung abhängt.

Für das Einspritzen des Brennstoffes in die Vorkammer gelten dieselben Gesetze und Betrachtungen, die oben für das Einspritzverfahren entwickelt wurden. Ist z. B. der Verdichtungsdruck gleich $p = 35$ at, die Verdichtungs-temperatur $T = 780^{\circ}$ abs. und der Brennstoffpumpendruck $p_2 = 70$ at, dann beträgt der Brennstofftröpfchenhalbdurchmesser:

$$r = \frac{0,18 \cdot 780}{35 \cdot 35} = 0,114.$$

Der Tröpfchenhalbdurchmesser ist also bei diesem Verfahren ungefähr 6 mal so groß wie bei dem reinen Einspritzverfahren. Der Zündverzug, dementsprechend auch der Voreinspritzwinkel, müssen deshalb viel größer sein.

Mit den eben angegebenen Werten für T , p und r und in der Annahme, daß die Eintrittstemperatur des Brennstoffes $T = 300^{\circ}$ abs. und die Entzündungs-temperatur $T_2 = 450^{\circ}$ abs. ist, erhalten wir für den Zündverzug nach Formel (90):

$$t_{\text{sek}} = 0,03 \text{ sek.}$$

Wenn der Motor z. B. 200 Uml./min macht, so entspricht dieser Zeitdauer ein-Kurbelwinkel:

$$\alpha^{\circ} = \frac{200}{60} \times 360 \times 0,03 = 36^{\circ}.$$

Da die Vorkammer heiß ist, wird der Zündverzug etwas kleiner, und zwar etwa entsprechend 30° Kurbelwinkel oder noch kleiner.

Der Vorkammerraum ist im Verhältnis zum Hauptverbrennungsraum ziemlich klein. Da die Auspuffventile in den Hauptverbrennungsraum münden und die Vorkammer mit dem Hauptverbrennungsraum nur durch enge Kanäle in Verbindung steht, so wird die Vorkammer schlecht gespült. Tatsächlich stellt sich während des Auspuffes ein Überdruck im Zylinder ein, welcher die Ausströmung der Auspuffgase aus der Vorkammer hindert. Ist in der Vorkammer etwa unverbrannter Brennstoff zurückgeblieben, so wird er unter Umständen nachbrennen. Erst beim Saughub stellt sich ein sehr unbedeutender Ausfluß aus der Vorkammer ein. Es folgt hieraus, daß die Vorkammer entweder schlecht oder gar nicht gespült wird, so daß sie stets mit heißen Gasen gefüllt ist, weshalb die Temperatur der Vorkammer hoch ist. Die Vorkammer ist jedenfalls eine

glühende oder wenigstens eine heiße Retorte, die denselben Zweck wie der Glühkopf bei den Semi-Dieselmotoren: schnelles Erwärmen des Brennstoffes, verfolgt.

Während der Arbeit ist die Vorkammer viel heißer als der Hauptverdichtungsraum, hat aber einen bedeutend kleineren Frischluftgehalt als der letztere. Bei Rückgang des Kolbens stellt sich zuerst eine Strömung vom Zylinder in die Vorkammer ein. Der in die Vorkammer eingespritzte Brennstoff wird durch die Wirkung der Verdichtungswärme und der Kammerwandwärme zuerst in der Vorkammer entzündet und dort wegen Luftmangel nur teilweise verbrannt. Es entsteht damit eine Drucksteigerung in der Vorkammer, und nun stellt sich eine Strömung aus der Kammer ein. Die heißen Abgase werfen mit einem Überdruck (bei einigen Ausführungen von 5 bis 6 at, bei den anderen von 15 bis 20 at) den noch nicht verbrannten Brennstoff aus der Vorkammer in den Zylinder, und die durch diesen Überdruck entstandene Einblaseenergie genügt für eine gute Mischung des Brennstoffes mit der Luft im Zylinder. Da der Überdruck ziemlich klein ist, so erfolgt der Ausfluß aus der Vorkammer nicht plötzlich, weshalb sich auch die Verbrennung nicht so rasch und deshalb nach dem Gleichdruckverfahren entwickelt.

Das Indikatordiagramm einer Vorkammermaschine ist aus diesem Grunde dem Indikatordiagramm einer Einblasemaschine annähernd gleich.

Während also das Einspritzverfahren einen starken Druckanstieg zeigt und deshalb die Verdichtung möglichst niedriger gewählt wird, kann bei dem Vorkammerv erfahren die Verdichtung bis auf 30 bis 35 at geführt werden.

Das Vorkammerv erfahren liegt zwischen dem Einspritz- und Einblaseverfahren, stellt aber auch eine weitere Entwicklung des Glühkopfverfahrens dar.

Wenn also auch bei den Vorkammernmotoren der Pumpendruck nicht so hoch wie bei den Einspritzmotoren ist, sonach die gewöhnlichen Brennstoffpumpen der Einblasemotoren benutzt werden können, so hat dieses Verfahren auf der anderen Seite den nicht unbedeutenden Nachteil, daß bei längeren Stillständen die Vorkammer kalt wird, so daß für Anlassen der Maschine Zündpatronen, elektrische Glühstifte oder eine zweite in den Verbrennungsraum mündende Düse nötig werden.

Vorteile der kompressorlosen Dieselmotoren. Wir ersehen, daß bei allen drei untersuchten Dieselmotorgattungen der Brennstoff durch eine besondere Brennstoffpumpe dem Verbrennungsraum bzw. der Vorkammer zugeführt wird.

Die Menge des zugeführten Brennstoffes wird meist durch die Brennstoffpumpe geregelt, indem entweder der Pumpenhub veränderlich gemacht oder ein Teil des Brennstoffes während des Förderhubes in den Behälter zurückgeführt wird und zwar in der Weise, daß das Saugventil am Anfang des Förderhubes kürzer oder länger offen gehalten wird.

Die nötige Zerstäubung des Brennstoffes, d. h. die Verteilung in ganz kleine Tröpfchen und deren Mischung mit der Verbrennungsluft wird in den Einblasemotoren durch Druckluft erzielt. Bei den Einspritzmotoren wird die Zerstäubung und die Mischung durch den hohen Druck des Brennstoffes erzielt (mit oder ohne zusätzliche Wirbelung). Bei den Vorkammermaschinen wird die Zerstäubung und die Mischung durch den Überdruck der in der Vorkammer infolge teilweiser Verbrennung des Brennstoffes hochgespannten Verbrennungsgase verursacht.

Wenn man mit Einblasen das Verfahren der Einführung des Brennstoffes durch Luft- oder Gasüberdruck, dagegen mit Einspritzung das Verfahren der Einführung des Brennstoffes durch Flüssigkeitsdruck benennt, so müssen die Luftverdichter- und die Vorkammermotoren als Einblasemotoren bezeichnet werden. Nach der Art der ersten Brennstoffeinführung müssen die Motoren mit Flüssigkeitsdruckeinführung sowie die Vorkammermotoren als Einspritzmotoren bezeichnet werden.

Der Vorkammermotor hat also etwa eine Compound-Brennstoffeinführung: zuerst durch Einspritzen und alsdann durch Einblasen.

Wir kommen zum Schluß, daß falls wir die sogenannten Einspritzmotoren und die Vorkammermotoren in eine den Lufteinblasemotoren gegenüberstehende Gruppe einzureihen wünschen, wir diese Gruppe, wie vorher erwähnt wurde, als kompressorlose Dieselmotoren benennen müssen, da der Hauptunterschied nur in Erübrigung des Luftverdichters besteht.

Es erhebt sich nur die Frage, ob die kompressorlosen Dieselmotoren den Motoren mit Lufteinblasen vorzuziehen seien und welche Vor- und Nachteile die ersten gegenüber den zweiten haben.

Wir haben gezeigt, daß der thermische Wirkungsgrad, auf die Indikatorarbeit bezogen (der Wirkungsgrad nach dem Indikatordiagramm), bei den beiden Gattungen der Motoren ungefähr derselbe ist. Wenn bei kleinem Verdichtungsdruck sich das Diagramm dem gemischten Verfahren nähert, so muß dabei ein kleinerer Verdichtungsgrad gewählt werden, so daß die Zunahme des Wirkungsgrades infolge des Verfahrens von der Abnahme infolge des Verdichtungsgrades gedeckt wird; auch wird der Vorteil der besseren Ausdehnung durch den Nachteil der größeren Wärmeabgabe ausgeglichen.

Nun aber steigt der mechanische Wirkungsgrad der kompressorlosen Dieselmotoren im Vergleich mit Verdichtermotoren dadurch, daß keine Arbeit für die Luftverdichtung nötig und der Verdichtungsgrad kleiner ist. Durch die erste Wirkung wird der Wirkungsgrad um etwa 2%, durch die zweite auch ungefähr um 2% erhöht, so daß der thermische Wirkungsgrad der Nutzleistung der kompressorlosen Maschinen um ungefähr 4% höher ist.

In dieser verhältnismäßig kleinen und für den praktischen Betrieb kaum nennenswerten Brennstoffersparnis liegt aber nicht der Vorteil der kompressorlosen Dieselmotoren, sondern in der Erübrigung des Verdichters. Diese Luftverdichter für Verdichtung auf 60 bis 80 at sind Maschinen, die heutzutage insbesondere bei guter Ausführung mit mehrstufiger Verdichtung und mit guter Kühlung tadellos arbeiten können. Aber gerade die sorgfältige Ausführung erhöht den Preis des Dieselmotors. Außerdem fordert der Verdichter gute Pflege und erhöht die Anzahl derjenigen Teile, die eine Betriebsstörung verursachen können. Schließt ein Ventil schlecht oder läuft ein Zapfen heiß, so muß der ganze Motor ausgeschaltet werden. Außerdem wird die Luftmenge meist vonhand geregelt; bei kleiner Belastung soll das Drosselventil in der Saugleitung mehr oder weniger, bei großen voll geöffnet werden, was bei fehlerhafter Bedienung zu Betriebsstörungen führen kann.

Insbesondere unangenehm ist der Verdichter bei den kleinen und auch bei den schnellaufenden Motoren, bei denen die Bedienung meist nicht erstklassig

ist. Einer solchen Bedienung darf auch kaum ein kompressorloser Dieselmotor, kann aber eher ein Semi-Dieselmotor anvertraut werden.

Das kompressorlose Verfahren hat also jedenfalls für die mittleren Leistungen und für die schnellaufenden Dieselmotoren Vorteile. Es hat sich besonders für die Motoren mittlerer Größe bis rd. 150 PS je Zylinder gut bewährt.

Was die Anwendung des Einspritzverfahrens auf Großdieselmotoren betrifft, so bestehen hierüber noch Meinungsverschiedenheiten. Der Einblasemotor hat mehr Anhänger, da das Einblaseverfahren mehr Erfahrungen als das Einspritzverfahren hinter sich hat. Gründliche Erforschung dieses Verfahrens in Anwendung auf Großdieselmotoren und eingehende Versuche sind unlängst angefangen worden und werden m. E. bald zu günstigen Resultaten führen. Die Ausführung der AEG, die im Kap. 7 eingehend beschrieben wird, zeigt schon, daß auch für große doppeltwirkende Zweitaktmotoren das kompressorlose Verfahren angewandt werden kann und dieselben Vorteile wie bei mittleren Motoren bietet.

Wenn man nun bedenkt, daß bei den kompressorlosen Dieselmotoren der Verdichtungsdruck bei einigen Ausführungen bis auf 18 at herabgesetzt ist, während er bei den Glühkopfmotoren von 6 bis 7 at auf 18 at erhöht worden ist, daß die kompressorlosen Dieselmotoren ebenso wie die Glühkopfmotoren den Brennstoff durch den Pumpendruck zerstäuben, daß in manchen kompressorlosen Dieselmotoren eine glühende Fläche vorhanden ist und daß bei den Glühkopfmotoren die Glühhaube immer kleiner und kleiner wird; wenn man weiterhin in Betracht zieht, daß die kompressorlosen Dieselmotoren genau wie die Glühkopfmotoren sehr oft als Kurbelkastenspüler ausgeführt werden, dann ist die Frage berechtigt: gibt es überhaupt eine Grenzlinie zwischen Glühkopf- und kompressorlosem Dieselmotor?

Diese Frage ist zu verneinen: es gibt heutzutage keine Grenzlinie zwischen Glühkopf- und kompressorlosen Dieselmotoren. — Die eine Ausführungsart geht allmählich in die andere über, die Gesetze der Verbrennung, Zündung, Zerstäubung und Mischung sind für beide Gattungen im allgemeinen und in Einzelheiten außerordentlich ähnlich. Unter solchen Umständen sollen die Erfahrungen über die bereits seit 50 Jahren bekannten Glühkopfmotoren für das Entwerfen der viel jüngeren kompressorlosen Motoren nicht unberücksichtigt bleiben.

5. Semi-Dieselmotoren.

Entwicklung der Semi-Dieselmotoren. Im vorigen Kapitel wurde gezeigt, daß die Entwicklung der sogenannten Glühkopfmotoren nicht ohne Einfluß auf die Entwicklung der kompressorlosen Maschinen geblieben ist.

Auch der Dieselmotor kann als eine Verbesserung der früheren Ölmotoren betrachtet werden, da selbstverständlich die Dieselschen Grundgedanken und Versuche den früheren Ausführungen nicht ganz fremd waren.

Nach Güldner wurde der erste Ölmotor im Jahre 1873 auf den Markt gebracht. Es war eigentlich ein Benzinmotor, der aber fälschlich als „Petroleummotor“ bezeichnet wurde. Der wirkliche Petroleummotor von Spiel, der zu der Gruppe Schwerölmotoren gehört, entstand erst 10 Jahre später. Die Geschichte der Entwicklung der Schwerölmotoren umfaßt also rd. 45 Jahre. Es liegt außerhalb des Rahmens dieses Buches, die Geschichte dieser Entwicklung

eingehend darzulegen, obgleich sie sehr belehrend ist. Wir werden uns nur mit denjenigen Ausführungen befassen, die auf die weitere Entwicklung der Schwerölmotoren einen bedeutenden Einfluß gehabt haben.

Der Viertaktmotor von Spiel arbeitet mit Petroleum wie mit Benzin nach demselben Vergasungsverfahren. Petroleum wird durch eine Pumpe während des Saughubes eingespritzt und mit der Luft in den Zylinder angesaugt. Das explosive Gemisch wurde nur auf 2,76 bis 2,86 at verdichtet, wobei der Verpuffungsdruck auf 14,12 bis 15,8 at stieg, was einem mittleren Druck von 3,66 bis 4 kg/cm² entspricht. Der Verdichtungsgrad ist in dieser Maschine also etwa $\varepsilon = 2$, der Druckanstieg $\lambda = \frac{14,12}{2,86} \sim 5$, woraus der thermische Wirkungsgrad folgt:

$$\eta = 0,87 \left\{ 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right\} \left\{ 1 - \frac{\zeta T}{2} (\lambda + 1) \right\} = 0,15.^1$$

Mit dem mechanischen Wirkungsgrad 0,8 wird der wirtschaftliche Wirkungsgrad = rd. 12%.

Da nach den Untersuchungen von Slaby der Wirkungsgrad gleich 0,118 war, so muß man annehmen, daß die Hauptverbrennung im Totpunkt beendet wurde. Bemerkenswert ist die gute Verbrennung; bei Annahme einer Anfangstemperatur $T = 300^\circ$ erhalten wir eine Verdichtungstemperatur $T_2 = 400^\circ$ und eine Verbrennungstemperatur $T_0 = 2000^\circ$, was einer Verbrennung mit doppeltem Luftüberschuß entspricht. Die Entzündung wurde durch eine Gasolinflamme, die vor einem Zündschieber im Zylinderboden ständig brannte, eingeleitet.

In der weiteren Entwicklung der Schwerölmotoren können wir zwei Richtungen feststellen: Anwendung des Zweitaktes mit Kurbelkastenspülung, welche fast ausschließlich für die Glühkopfmotoren angenommen wurde, und Ausführung nach dem Viertaktverfahren, woraus schließlich der klassische Dieselmotor entstand.

Die große Bedeutung des Zweitaktverfahrens in Anwendung auf die Glühkopfmotoren besteht in der außerordentlichen Einfachheit der Konstruktion, welche durch die Verbindung der von Daimler vorgeschlagenen Kurbelkastenspülung mit der von Dag & Sons erfundenen Schlitzsteuerung bedingt ist. Als Prototyp der Zweitakt-Glühkopfmotoren mit Kurbelkastenspülung kann der Söhnlein-Motor (Abb. 59) betrachtet werden: die frische Luft strömt durch den Kanal *c* in den Kurbelkasten *a* ein. Nachdem der Kolben den Auspuffkanal *g* freigelegt hat und die Auspuffgase ihren Druck mit dem Außendruck ausgeglichen haben, wird die verdichtete Luft aus dem Kurbelkasten durch den Kanal *d* und *e* in den Zylinder eingeführt, wobei die noch in dem Zylinder gebliebenen Gase durch den Überdruck der frischen Ladung ausgeschoben werden. Die Luft reißt bei Durchgang durch die Kanäle das aus dem Nadelventil ausströmende Benzin mit. Am Schluß des Verdichtungshubes entzündet sich die Ladung an dem Zündhütchen *h*.

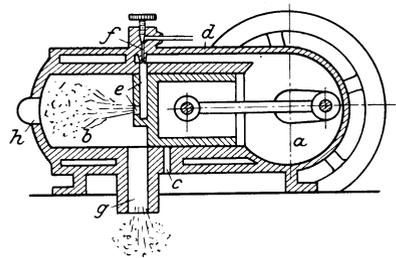


Abb. 59. Söhnlein-Motor (nach G ü l d n e r).

¹ Vgl. Graphische Thermodynamik, S. 113.

Die Hauptschwierigkeiten, auf die man bei Ausführung der ersten Schwerölmaschinen gestoßen ist, waren: unsichere Zündung und schlechte Verbrennung, was man selbstverständlich der schlechten Verdampfung des Petroleums zugeschrieben hat. Man hat deshalb versucht, durch Vorwärmung des Brennstoffes in besonderem Verdampfer den Gang des Prozesses zu beschleunigen.

In dem Motor der Firma Priestman Bs. wurde der Brennstoff bei einem Überdruck von 1 at in einen besonderen Verdampfer gefördert und in diesem durch die Abgaswärme verdampft. Der Kolben saugt also heiße Dämpfe aus dem Verdampfer und Luft aus der Atmosphäre an, verdichtet das Gemisch auf 2,5 bis 3 at, worauf ein elektrischer Zünder das Gemisch entflammt. Bei 2,9 at Verdichtungsspannung ist der Zünddruck rd. 10 at; der Wirkungsgrad beträgt wie bei dem Spielmotor etwa 12%.

Das Prinzip der Vorwärmung des Brennstoffes wurde auch in dem ersten „Glühkopfmotor“ von Hornsby Akroyd angewandt, wobei (Abb. 60) der

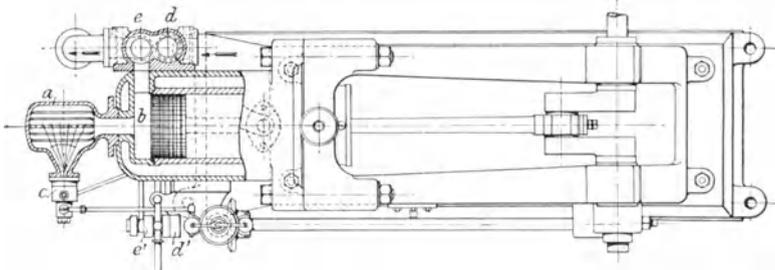


Abb. 60. Der erste „Glühkopfmotor“ von Hornsby Akroyd (nach Güldner).

Verdampfer mit dem Zylinder durch einen breiten Hals verbunden ist. Der Verdampfer, eigentlich eine Retorte, wird bei dem Ingangsetzen durch eine Heizlampe 10 bis 15 Minuten lang bis zum Glühen erhitzt und bleibt im Betriebe im Glühzustande infolge der aufeinanderfolgenden Verbrennungen. Der Brennstoff wird in die heiße Retorte während des Saughubes eingespritzt. Nach Verdampfung wird er mit der Luft während des Verdichtungshubes vermischt und zündet am Ende des Verdichtungshubes. In dieser Maschine ist zum erstenmal die Selbstzündung angewandt. Ein besonderer Zünder ist nicht vorhanden, da der Brennstoff durch die Gesamtwirkung der heißen Retorte und der Verdichtung auf die nötige Zündtemperatur gebracht wird. Auch hier wird die Verdichtung nicht über 3 at geführt. Bei 9 at Zünddruck hat der Motor einen Wirkungsgrad von 10 bis 14%.

Der Motor Hornsby-Akroyd hat bereits alle Merkmale der später zur Gruppe „Glühkopfmotoren“ gerechneten Verbrennungsmaschinen. Daß die weitere Entwicklung dieser Gruppe nicht viel Neues gebracht hat, ist dadurch zu erklären, daß die Glühkopfmotoren eine Verbreitung hauptsächlich in den ölreichen Ländern, wie Rußland und Amerika, gefunden haben, wo man der Verminderung der Herstellungskosten mehr Aufmerksamkeit als der Wirtschaftlichkeit geschenkt hat. Das war auch dadurch gerechtfertigt, daß der Preis des Rohöles dort sehr niedrig war. Wir finden ganz einfache, außerordentlich billige Ausführungen von kleinen, russischen Werken, welche die Glühkopfmotoren amerikanischer und schwedischer Bauart bemerkenswert vereinfacht

haben. Mit einem Brennstoffverbrauch von 400 bis 500 g/PS_eh hat man sich begnügt.

Die hohe Wirtschaftlichkeit des später entstandenen Dieselmotors und seine allmähliche Verbreitung hat eine Wendung in der Frage des Brennstoffverbrauches hervorgerufen; auch besser ausgerüstete größere Werke haben dann den Bau von Glühkopfmotoren aufgenommen.

Die Entwicklung des Dieselmotorenbaues ist nicht ohne Wirkung auf die Glühkopfmotoren geblieben. Allmählich nähern sich die letzteren den kompressorlosen Dieselmotoren und die Dieselmotoren entnehmen manches den Glühkopfmotoren, so daß, wie eben erwähnt, es manchmal schwer zu beurteilen ist, ob ein kompressorloser Dieselmotor den Dieselmotoren oder den Glühkopfmotoren nähersteht.

Um später auf die geschichtliche Entwicklung der Schwerölmotoren nicht zurückkommen zu müssen, wollen wir noch kurz drei Motorenausführungen beschreiben, und zwar die Motoren von Banki, Haselwander und Capitaine¹.

Der Motor Banki ist dadurch bemerkenswert, daß hier zuerst mit dem Benzin auch Wasser eingeführt und damit die Verdichtung bis auf 12 bis 16 at erhöht wurde, so daß der Verpuffungsdruck auf 35, sogar 45 at und der Wirkungsgrad auf 28% stiegen.

Das Verhältnis des eingeführten Wassergewichtes zum Benzingewicht ist bei Vollbelastung etwa = 5. Der Verdichtungsdruck bleibt noch unter der Entzündungstemperatur, weshalb die Entflammung durch ein Glührohr eingeleitet wurde. Dieser Motor konnte mit dem zu derselben Zeit entstandenen Dieselmotor selbstverständlich nicht in Wettbewerb treten, da der letztere bei demselben Wirkungsgrade billigeren Brennstoff verbrannte.

In dem Haselwanderschen Viertakt-Schwerölmotor finden wir die Elemente der Vorkammermaschine und des Einblaseverfahrens.

Der Verbrennungsraum *b* des Motors (Abb. 61) steht durch einen Kanal mit dem Zylinder in Verbindung. Dieser Kanal wird vor dem Ende des Verdichtungshubes durch den Ansatz *a*₁ des Kolbens *a* geschlossen und die in dem ringförmigen Raum zwischen Kolbenboden und Deckel gebliebene Luft wird

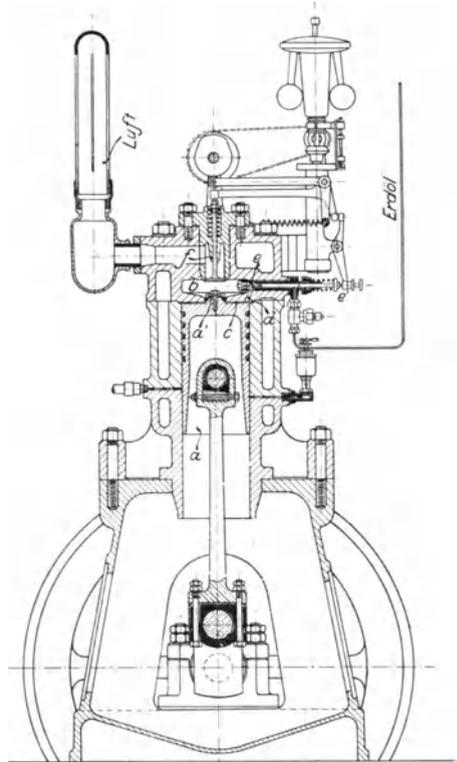


Abb. 61. Haselwander-Motor (nach Güldner).

¹ Näheres über die geschichtliche Entwicklung der Ölmotoren vgl. H. Güldner, Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen, Berlin: Julius Springer 1922, woraus die Abb. 59 bis 63 entnommen wurden.

bei weiterem Gang des Kolbens durch den Kanal *d* in den Düsenraum *e* getrieben, wodurch der Brennstoff, der dort bei geöffnetem Brennstoffventil *e'* gelagert wurde, in den Raum *b* ausgeblasen wird. Die in *b* befindliche Luft wird auf 10 bis 12 at verdichtet und so hoch erhitzt, daß der eingeblasene Brennstoff verpufft. Der untere ringförmige Teil des Deckels, der den Verbindungskanal zwischen Verbrennungsraum und Zylinder bildet, wird hoch erhitzt und wirkt in derselben Weise wie die Retorte bzw. Vorkammer, indem er die Erwärmung des Brennstoffes beschleunigt. Beim Anlassen ist der Ring kalt, so daß die Verdichtung allein für die Entzündung nicht ausreicht und deshalb zuerst elektrisch gezündet werden muß.

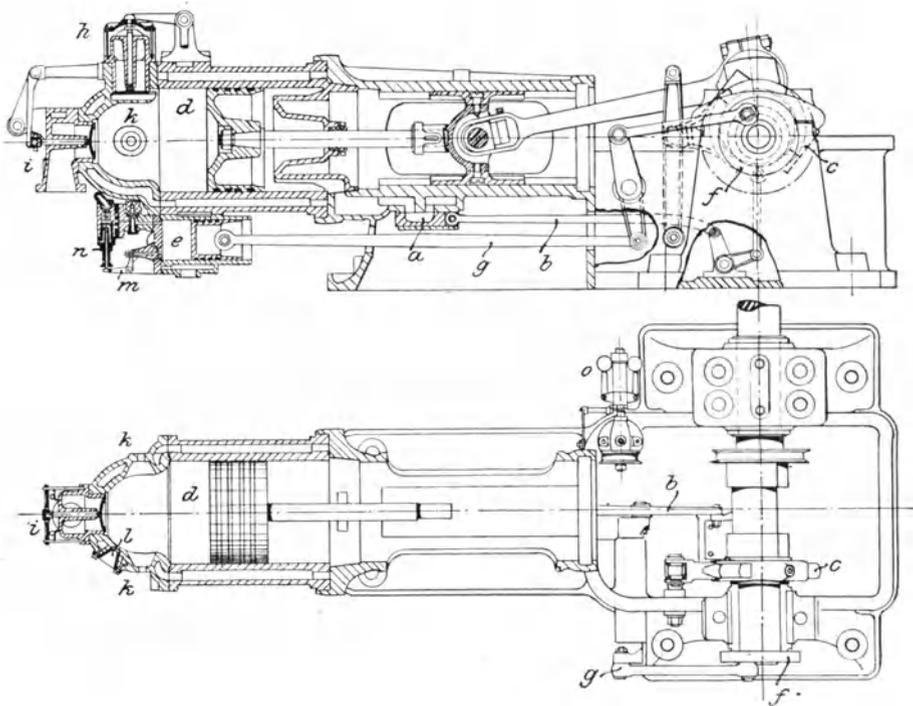


Abb. 62 u. 63. Capitaine-Motor (nach Güldner).

Bei dem 6-PS-Motor haben die Versuche einen Wirkungsgrad von rd. 16% und einen Brennstoffverbrauch von rd. 390 g/PS_eh festgestellt; der mittlere effektive Druck war etwa 3,5 at.

Der Zweitaktmotor von Capitaine (vgl. Abb. 62 bis 63) ist dadurch bemerkenswert, daß die Luft getrennt vom Brennstoff auf etwa 16 at verdichtet wird. Der Brennstoff wird erst am Ende des Verdichtungshubes durch Einblaseluft (Luftverdichter *e*) mit 1 bis 3 at Überdruck in den Zylinder eingeführt. Der Brennstoff wird allmählich eingeführt, und die Verbrennung verläuft deshalb nach dem sogenannten Gleichdruckverfahren. Die zuerst eingeführten Brennstoffteilchen entzünden sich durch die Stichflamme *l* und die später eingeführten an den brennenden Gasen. Sehr eigentümlich ist die Anordnung der Brennstoffventile: jeder Zylinder hat zwei gegenüberliegende

Zerstäuberventile k , die den Brennstoff so einführen, daß die Strahlen in der Mitte des Raumes aufeinanderprallen und die Petroleumtröpfchen sich allseitig gleichmäßig ausbreiten.

Der Capitaine-Motor wurde für Betrieb mit Rohöl, sogar mit Ölrückständen (Masut), geplant und hat einen Ölverbrauch von 0,4 kg/PS_{ch}.

Wir ersehen also, daß die Bedeutung der hohen Verdichtung (Banki), des Einblasens des Brennstoffes durch Überdruck (Haselwander und Capitaine) in die hochoverhitzte Vorkammer (Capitaine), die allmähliche Verbrennung (Capitaine) und die Wirkung der Wirbelung bereits am Ende des vorigen Jahrhunderts erkannt waren, trotzdem es weder eine Theorie der motorischen Verbrennung gab, noch die Eigenschaften der flüssigen Brennstoffe oder der Unterschied zwischen Entzündung des Brennstoffes in flüssiger bzw. gasförmiger Phase bekannt waren. Aber gerade darum entwickelte sich die Glühkopfmachine sehr unregelmäßig, meistens ganz empirisch, mit plötzlicher Wiederaufnahme schon veralteter Ausführungen.

Vier- und Zweitakt-Glühkopfmotore (Semi-Diesel). Unter einer Glühkopfmachine verstehen wir eine mit Schweröl arbeitende Verbrennungsmachine, bei welcher zwecks Erhöhung der Temperatur der verdichteten Luft über die Zündtemperatur eine hochoverhitzte Fläche im Verbrennungsraum vorgesehen ist und der Brennstoff während des Verdichtungshubes so rechtzeitig eingeführt wird, daß er in der Nähe des Totpunktes verpufft.

Der Unterschied zwischen dieser Verbrennungsmaschinengattung und den klassischen Dieselmotoren besteht also darin, daß die Temperatur der Selbstentzündung nicht allein durch die Verdichtung der Luft erzielt und daß der Brennstoff nicht nach dem Erreichen der höchsten Verdichtungstemperatur eingeführt wird, sondern vorher und so frühzeitig, daß sich möglichst die ganze Brennstoffmenge gleichzeitig entzündet.

Die Glühkopfmotoren werden nach dem sogenannten Vier- oder Zweitaktverfahren gebaut.

Die Viertaktmotoren arbeiten wie folgt: Während des ersten Kolbenhinganges wird durch das gesteuerte Saugventil Luft angesaugt und Brennstoff in den Glühkopf eingespritzt. Der Brennstoff wird also bereits während des Saughubes teilweise verdampft, tritt aus dem Glühkopf in den Zylinder und mischt sich mit der Luft. Beim Kolbenrückgang wird das Luftöldampfgemisch in den Glühkopf zurückgedrängt, bis die vereinigte Wirkung der Verdichtungs- und der Glühkopfwärme die Temperatur des Gemisches auf die Zündtemperatur bringt. Am Anfang der zweiten Kolbenganges wird die Verpuffung beendet, und es folgt die Ausdehnung bis etwa 15 bis 20° vor äußerem Totpunkt, das Auspuffventil wird geöffnet und der freie Auspuff beginnt, der sich auf einem kleinen Teil des zweiten Kolbenganges fortsetzt. Nach etwaigem Druckausgleich mit der äußeren Atmosphäre werden die im Zylinder zurückgebliebenen Abgase bis zum Hubende ausgestoßen.

Der Viertakt-Glühkopfmotor ist eigentlich eine Vergasermachine und kann wegen der Gefahr der Frühzündung keine hohen Verdichtungen zulassen. Wenn auch die Verdichtungs- und die Glühkopfwärme hoch genug sind, um die leicht siedenden Bestandteile des Öles zu verdampfen, so ist sie aber doch nicht genügend zur vollständigen Verdampfung des Öles, was während der Verbrennung

der ersten Teile geschieht. Die Indikatordiagramme zeigen starkes Nachbrennen, woraus ein kleiner mittlerer indizierter Druck und ein großer Brennstoffverbrauch folgen. Gegenwärtig werden besonders in Frankreich zahlreiche Versuche über Verwendung des Schweröles in leichten Fahrzeugmotoren angestellt, wobei der Brennstoff in einen mit Abgasen geheizten Vergaser eingespritzt und dort in ähnlicher Weise wie bei dem oben beschriebenen Priestman-Motor vergast wird. Alle diese Versuche haben keinen Erfolg gehabt, soweit mir bekannt ist, was auch begrifflich ist, da insbesondere bei schnellaufenden Maschinen das Nachbrennen sehr verlängert wird. Der Brennstoffverbrauch beträgt in allen diesen Motoren 350 bis 400 g/PS_eh oder mehr.

Die nach dem Verfahren der Vergasermaschinen arbeitenden Viertakt-Glühkopfmotoren haben fast keine Verbreitung gefunden und sind späterhin durch Erhöhung des Verdichtungsgrades und durch Brennstoffeinspritzung am Ende des Verdichtungshubes in kompressorlose Dieselmotoren umgebaut worden.

Als eigentliche Glühkopfmachine ist fast ausschließlich die Zweitakt-Glühkopfmachine mit Kurbelkastenspülung marktfähig geblieben. Die außerordentliche Einfachheit, Abwesenheit der Saug- und Auspuffventile, billiger Preis haben diese Maschinen in Kleinbetrieben, in der Landwirtschaft usw. verbreitet.

Vor der Einführung des Dieselmotors wurden diese Motoren als Petrolmotoren bezeichnet, nachdem aber, jedenfalls so in Rußland, der Dieselmotor als Naphthamotor bezeichnet wurde und sich herausstellte, daß auch die Glühkopfmotoren Schweröle verbrennen können, haben die Verkäufer diese Motoren unter dem Namen „Semi-Diesel“ oder „Halb-Diesel“ verbreitet. Ohne jeglichen Grund hat sich diese Benennung nicht nur in Rußland, sondern auch auswärts, wie z. B. in Frankreich, Schweden und sogar in Deutschland eingeführt.

Unter einem Semi-Dieselmotor versteht man heutzutage einen Schweröl-Zweitaktglühkopfmotor mit Kurbelkastenspülung.

Abb. 64 und 65 zeigen den Längs- und Querschnitt eines modernen Semi-Dieselmotors von 8 PS_e der Björneborgs Mekaniska Werkstads A. B., Finnland, kurz BMW.

Der Kolben eines Semi-Dieselmotors hat eine doppelte Bestimmung: er dient als Kolben für die Verbrennungsmaschine und für die Spülpumpe. Der geschlossene Kurbelkasten ist von der äußeren Atmosphäre durch Saugventile getrennt. Beim Rückwärtsgange des Kolbens entsteht in der Kurbelkammer ein Unterdruck, die äußere Luft hebt die selbsttätigen Saugventile an und tritt in den Kurbelkasten ein. Bei dem nachfolgenden Hingange des Kolbens wird die Luft verdichtet, wobei der Enddruck der Verdichtung von dem Verhältnis der Volumina des Kurbelkastens im Augenblick des Saugventilschlusses und des Öffnens der Überstromkanäle und von dem Verlauf der Verdichtung (isothermisch, adiatisch usw.) abhängt.

Der obere Teil des Kolbens steuert die Auspuff- bzw. Spülschlitze (Abb. 66 u. 67). Ungefähr 18 bis 25% vor dem inneren Totpunkt, einem Kurbelwinkel von 45 bis 60° entsprechend, legt der Kolben die Auspuffschlitze frei, die Verbrennungsgase, die im Augenblick der Schlitzöffnung ungefähr 2 bis 3 at abs. Spannung haben, strömen durch den Schalltopf in die freie Atmosphäre. Dieser freie Auspuff dauert längere oder kürzere Zeit in Abhängigkeit von den

Zylinderabmessungen bzw. Druck (Gasmenge) und vom Schlitzquerschnitt bzw. Verlauf des Schlitzöffnens bis zum Druckausgleich mit der Außenatmosphäre. Es bleiben im Zylinder somit am Ende des freien Auspuffes Abgase von einem

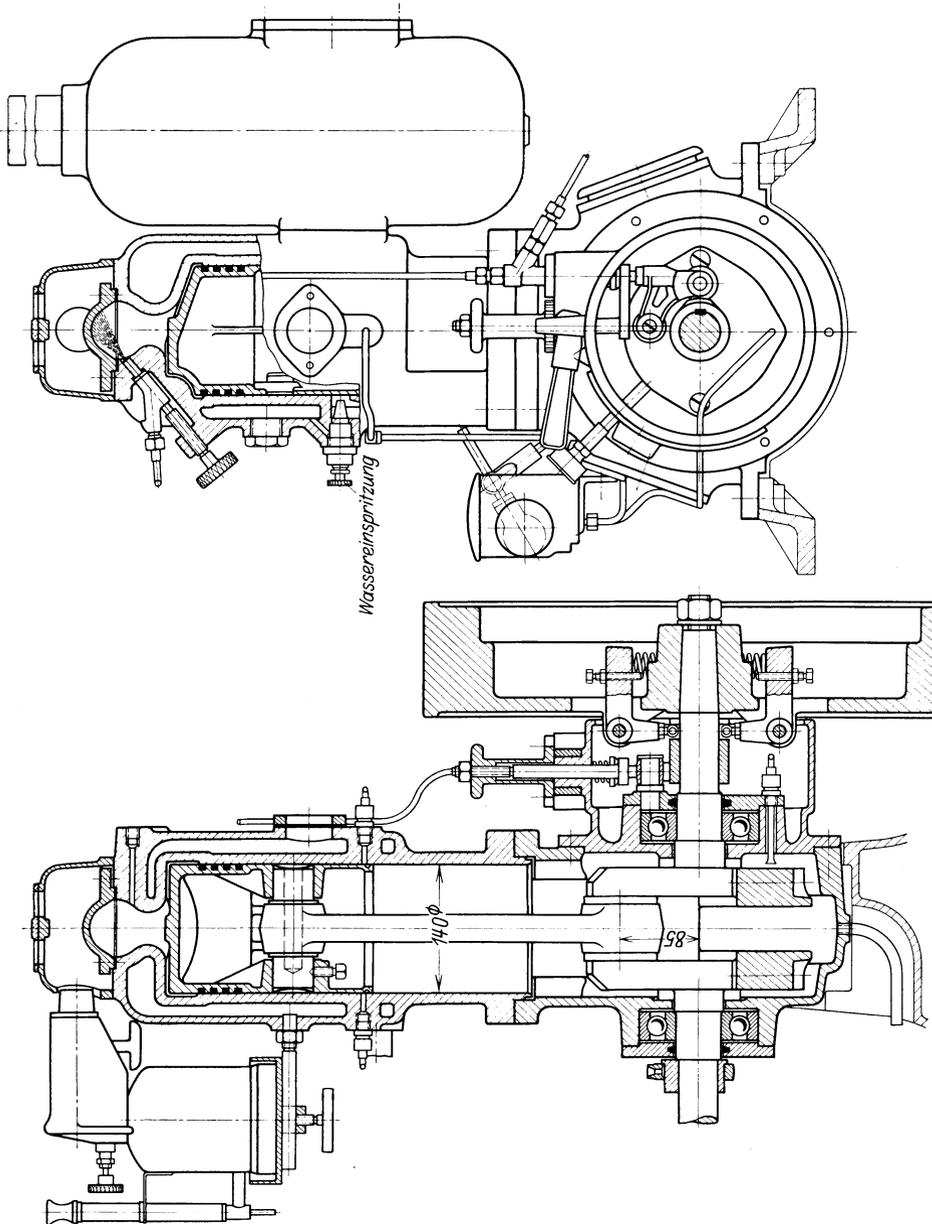


Abb. 64 u. 65. BMW-8-PS-Semidieselmotor.

Druck, der etwas größer ist als der Atmosphärendruck. Der Kolben öffnet in seinem weiteren Hingange die Spülschlitze, wodurch eine Verbindung zwischen Kurbelkastenraum und dem Zylinder hergestellt wird. Da in diesem Augen-

blick der Druck in dem Kurbelkasten etwa 1,2 bis 1,3 ata beträgt, so stellt sich infolge dieses Überdruckes und der weiteren Kolbenbewegung eine Luftströmung von dem Kurbelkasten in den Zylinder ein, wobei die frische Luft in den Zylinder eintritt und die noch gebliebenen Abgase austreibt.

Es ist klar, daß hierbei der Zylinder nicht vollständig gespült werden kann, da aus dem Kurbelkasten höchstens eine Luftmenge, die dem Hubvolumen gleichkommt, in den Zylinder übergeführt wird, dagegen der Zylinderraum dem Hubvolumen plus Verdichtungsraum gleich ist. In Wirklichkeit liefert der Kurbel-

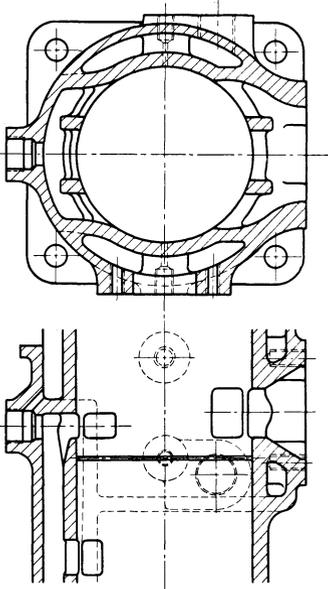


Abb. 66 u. 67. Längs- bzw. Querschnitt des BMW-Motors (Schlitzanordnung).

kasten wegen der unvollkommenen Füllung nur etwa 80 bis 90% des Hubvolumens, wovon ein Teil noch durch die Auspuffschlitze entweicht, so daß im Augenblick des Schließens der Auspuffschlitze im Zylinder ungefähr 50% reine Luft und 50% Abgase sich befinden.

Dieses Luftgasgemisch wird während des Rückganges des Kolbens verdichtet, wobei seine Temperatur steigt. Zwischen 80° und 15° vor dem oberen Totpunkt wird Brennstoff in den glühenden Teil des Glühkopfes (Glühhaube) oder auf eine besondere Zunge (vgl. Abb. 90) gespritzt. Die Temperatur der Luft bzw. der Mischung in dem Glühkopfe ist selbstverständlich viel höher als in dem Zylinder, so daß die Endtemperatur der Verdichtung jedenfalls größer ist als die der adiabatischen Verdichtung. Durch die Wirkung der Verdichtungs- und Glühkopfwärme wird der Brennstoff bis zur Entzündungstemperatur erhitzt und verpufft in der Nähe des Totpunktes. Die entwickelte Wärmeenergie wird nicht nur für Erhöhung des Druckes, sondern auch für Erhitzung des Glühkopfes verbraucht. Der Brennstoff wird durch eine Pumpe, die von der Hauptwelle angetrieben wird, rechtzeitig eingespritzt.

Der Vorgang im Semi-Dieselmotor wie in jeder Verbrennungsmaschine zeigt also zwei gesonderte Teile: einen Vorbereitungsteil, der Auspuff und Spülung umfaßt, und einen Arbeitsteil, der Verdichtung, Verbrennung und Ausdehnung umfaßt.

Der Vorgang im Semi-Dieselmotor wie in jeder Verbrennungsmaschine zeigt also zwei gesonderte Teile: einen Vorbereitungsteil, der Auspuff und Spülung umfaßt, und einen Arbeitsteil, der Verdichtung, Verbrennung und Ausdehnung umfaßt.

Die Untersuchung des Vorbereitungsteiles führt zur Ermittlung der Schlitzsteuerung, d. h. zur Feststellung des Anfanges der Öffnung der Auspuff- bzw. Spülschlitze, ihrer Breite und des nötigen Überdruckes für das Spülen. Die Berechnung der Brennstoffpumpe, Ermittlung ihrer Steuerung und Regulierung werden dagegen aus dem Arbeitsteil abgeleitet.

Schlitz- bzw. Saugventilberechnung. Die Auspuffschlitze werden in der Weise berechnet, daß man den Kurbelwinkel (Abb. 68) bei Anfang des Öffnens der Auspuffschlitze und deren Breite so bestimmt, daß in dem Augenblick des Öffnens der Spülschlitze der Druck in dem Zylinder bis auf den Druck der Außenatmosphäre oder wenigstens bis auf den Druck der Spülluft gefallen ist.

Der Zusammenhang der verschiedenen Größen, die den Vorgang des freien Auspuffes bestimmen, wird durch folgende Formel ausgedrückt:

$$F_{\alpha/\lambda}(\varphi) = \frac{\pi \delta}{60 \beta \mu} \cdot D \cdot n \cdot \Phi. \tag{94}$$

Es bedeutet hier:

$F_{\alpha/\lambda}(\varphi)$ = sogenannter Zeitquerschnittfunktion, die für verschiedene Werte von α und φ für $\lambda = 1/5$ in der Abb. 69¹ gegeben ist,

β = Verhältnis der Schlitzbreite zum Umfang des Zylinders,

$\delta = 1 + \varepsilon - a(\varepsilon + \frac{1}{2})$ mit ε = Verdichtungsgrad und a = Verhältnis der Schlitzhöhe zum Kolbenhub,

μ = Ausflußbeiwert = 0,75 bis 0,95,

D = Zylinderdurchmesser in m,

n = Uml./min,

Φ = sogenannter Zustandsfunktion (vgl. Abb. 70)².

Beispiel. In einem Semi-Diesel mit Zylinderdurchmesser $D = 140$ mm, Hub = 170 mm werden die Auspuffschlitze bei Kurbelstelle 60° vor Totpunkt geöffnet. Der Motor macht 600 Uml./min. Die Schlitzbreite ist 120 mm gleich, woraus

$$\beta = \frac{120}{\pi \cdot 140} = 0,27.$$

Mit $\varepsilon = 1 : 6$ und $a = 0,25$ (entsprechend einem Winkel von 60° , vom unteren Totpunkt ab gerechnet) erhalten wir:

$$\delta \sim 1.$$

Mit der Annahme, daß im Augenblick der Öffnung der Schlitze die Abgase eine Temperatur von 950° abs. und einen Druck von 3 at haben, erhalten wir für einen vollständigen Druckausgleich bis 1 at aus Abb. 70 $\Phi = 450 \cdot 10^{-5}$ und für einen Druckausgleich bis 1,2 at $\Phi = 300 \cdot 10^{-5}$.

Mit $\mu = 0,85$ erhält man aus Gleichung (94) für Druckausgleich bis:

$$1 \text{ at: } F_{\alpha/\lambda}(\varphi) = 0,0860,$$

$$1,2 \text{ at: } F_{\alpha/\lambda}(\varphi) = 0,0570.$$

Dementsprechend zeigt Abb. 69, daß der Druck der Abgase sinkt auf:

$$1 \text{ at bei Kurbelwinkel } \varphi = 30^\circ \text{ vor u. T.}$$

$$1,2 \text{ at ,, ,, } \varphi = 40^\circ \text{ ,, ,, ,,}$$

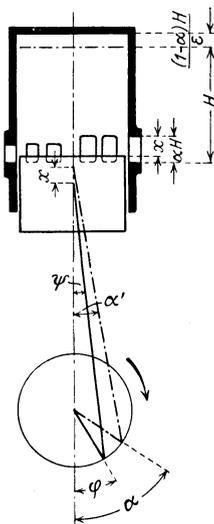


Abb. 68. Zur Schlitzberechnung.

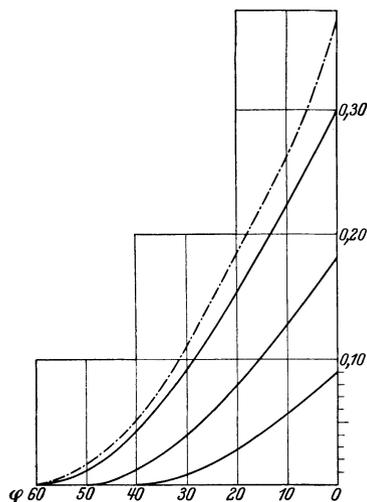


Abb. 69. Zeitquerschnittfunktion.

¹ Vgl. Seiliger: Hochleistungs-Dieselmotoren, S. 64. Berlin: Julius Springer 1926.

² Ibidem S. 74.

Wir können nunmehr die Spülschlitzhöhe berechnen. Es wird dazu entweder der Spülluftdruck gewählt und aus der eben vorgeführten Berechnung die Höhe der Spülschlitz bzw. der Kurbelwinkel bei ihrer Eröffnung bestimmt, oder umgekehrt.

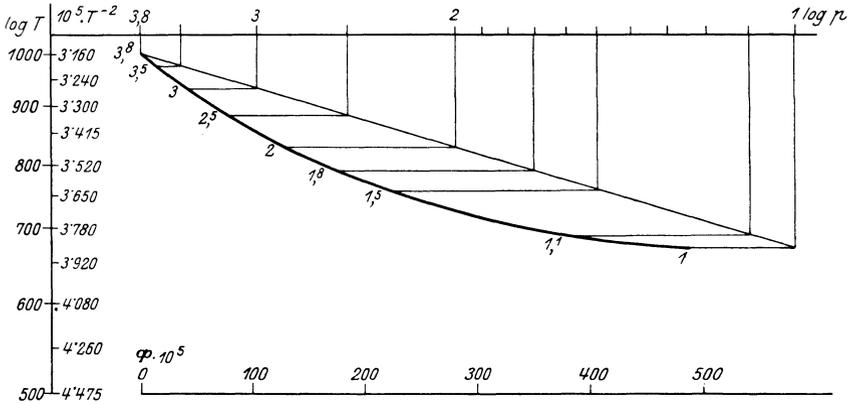


Abb. 70. Zustandsfunktion ϕ .

Die Gleichung, welche die Spülverhältnisse zusammenfaßt, kann wie folgt geschrieben werden:

$$S = \frac{\pi \cdot \lambda \cdot D \cdot n}{60 \cdot \beta \cdot \mu} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 g R T \frac{m}{m-1}}} \cdot F_{\alpha/\lambda}(\varphi) \quad (95)^1$$

Es bedeuten hier:

S eine Funktion des Verhältnisses des Spüldruckes p_s zum Abgasdruck p_a , die für verschiedene Exponenten der Polytrope m und Verhältnisse

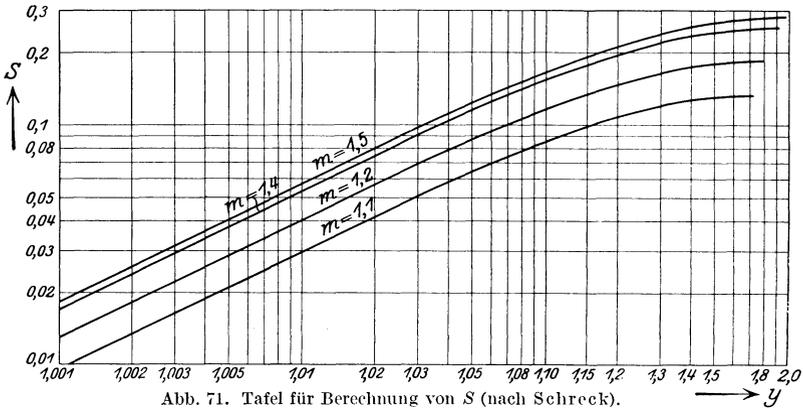


Abb. 71. Tafel für Berechnung von S (nach Schreck).

$y = \frac{p_s}{p_a}$ in der beifolgenden Tafel (Abb. 71), die von H. Schreck,

New York, vorgeschlagen wurde, zusammengestellt ist,

λ den Füllungsgrad der Spülpumpe, der, wie wir sehen werden, bei Kasten-spülung = 0,6 gesetzt werden kann,

m der Exponent der Ausdehnungspolytrope der Zustandsänderung in den Schlitzten.

¹ Vgl. Seiliger: Hochleistungs-Dieselmotoren, S. 83.

Beispiel. Angenommen, daß der Spülluftdruck = 1,2 ata sei, können wir die Spülschlitz bei Kurbellage 40° vor Totpunkt öffnen lassen. Mit $m = 1,1$, $T = 320^\circ$ abs., $\beta = 0,27$ und $\mu = 0,35$ erhalten wir unter der Voraussetzung, daß die Spülung im unteren Totpunkt beendet ist, bei dem Wert $F_{aj}(\varphi) = 0,09$ (vgl. Abb. 69):

$$S = 0,048,$$

woraus aus der Tafel (71)

$$\frac{p_s}{p_a} = 1,03$$

folgt. Mit $p_2 = 1,2$ ata erhalten wir $p_s = 1,3$ at.

Wir können nun den Vorgang im Spülkasten näher untersuchen.

Abb. 72 stellt das Zeitdruckdiagramm des Vorganges im Kurbelkasten dar. In dem Augenblick der Verbindung des Spülkastens mit dem Zylinder ist der Druck in dem Spülkasten etwa = 1,35 ata. Während der Spülung, die bei der Kolbenstellung 40° vor dem unteren Totpunkt (a) anfängt und 10° nach dem Totpunkt (b) beendet wird, fällt der Druck in Abhängigkeit von dem Abfallen des Druckes in dem Zylinder von 1,3 at bis auf etwa 1,03 at; bei weiterem Gang des Kolbens muß die im Kurbelkasten gebliebene Luft sich zuerst ausdehnen, um einen Unterdruck (f) zu schaffen, wonach die Saugwirkung (fc) anfängt, worauf schließlich beim Kolbenhingang verdichtet wird.

Abb. 72. Zeitdruckdiagramm des Vorganges im Kurbelkasten.

Ist $p_1 =$ Druck am Schluß der Saugventile, $V_1 =$ das Volumen des Spülkastens, entsprechend der Kolbenlage bei Öffnung der Spülschlitz bzw. V_2 bei Schluß der Saugventile, dann ist bei Annahme adiabatischer Verdichtung der Enddruck der Verdichtung p_2 :

$$p_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k p_1.$$

Ist $p_1 = 0,95$ und $p_2 = 1,3$, dann muß bei $k = 1,4$

$$\frac{V_1}{V_2} = 1,25$$

sein.

Die Form des Kurbelkastens ist fast bei allen Ausführungen ein Zylinder, dessen innerer Durchmesser und Breite so bemessen sind, daß Kurbelschenkel und Pleuelstangenkopf möglichst nahe an die Wände kommen, um den freien Raum aufs äußerste zu verkleinern. Da das Volumen des Kurbelkastenraumes in der Höchststellung des Kolbens V_1 gleich der Summe des Hubvolumens V_h und des Kurbelkastenraumes in der niedrigsten Stelle des Kolbens V_2 ist, also:

$$V_1 = V_2 + V_h,$$

so erhalten wir

$$\frac{V_2 + V_h}{V_2} = 1,25$$

oder

$$V_2 = 4 V_h.$$

Der freie Raum des Kurbelkastens kann also höchstens rd. 4mal so groß sein wie das Hubvolumen.

Zwecks Verkleinerung des Kurbelkastenraumes hat man früher den Kurbelschenkel mit Holz bekleidet bzw. den Kurbelkasten mit Holzbekleidung oder aber den Kolben mit Blechgürtel vorgesehen. Heute werden die Kurbelkästen außerordentlich genau gegossen, so daß allein durch diese genaue Form und durch das Kurbelgegengewicht der freie Kurbelkastenraum die nötige Größe erhält.

Aus demselben Grund werden die seitlichen Kurbelkastenwände, die aus einem Stück mit den Kurbellagern gegossen sind, den Kurbelschenkeln möglichst genähert.

Der Kurbelkasten muß besonders sorgfältig gegen den Austritt der verdichteten Spülluft abgedichtet werden. Eine ungenügende Dichtung verschlechtert die Arbeit des Motors nicht nur direkt durch das verlorene Luftgewicht und durch die verlorengegangene Arbeit, sondern hauptsächlich dadurch, daß Druck und Menge der Spülluft, die in den Zylinder gelangt, sich damit bedeutend vermindern. Es folgt eine schlechte Füllung des Arbeitszylinders mit Frischluft und dadurch geringere Leistung.

Die Saugventile sind an den Seitendeckeln des Kurbelkastens angeordnet; sie werden meist als Schnarchventile ausgeführt. Der freie Querschnitt der Ventile kann nach folgender Formel berechnet werden:

$$S = \frac{c}{\mu \beta \cdot \sqrt{2gRT \frac{m}{m-1}}} \quad (96)$$

wo c die mittlere Kolbengeschwindigkeit bedeutet.

Beispiel. Ist $c = \frac{0,17 \cdot 600}{30} = 3,4$ m/sek, $T = 300^\circ$, $m = 1,1$, $\mu = 0,95$ und $\frac{p_1}{p_2} = \frac{1}{0,95} = 1,05$, so erhalten wir aus der Tafel (Abb. 71):

$$S = 0,065;$$

ferner ist

$$\sqrt{2gRT \frac{m}{m-1}} = 256,$$

woraus

$$\beta = \frac{3,4}{0,95 \cdot 0,065 \cdot 256} = 0,15.$$

Der freie Querschnitt der Ventile darf unter diesen Bedingungen ungefähr dem 0,15fachen des Kolbenquerschnittes gleich sein, dabei muß selbstverständlich die Federspannung der Ventile so bemessen werden, daß bei dem Druckunterschied von 0,05 at die Ventile vollständig geöffnet sind. In Wirklichkeit werden die Ventildfedern auf $7,6 \text{ g/cm}^2 = 0,0076 \text{ at}$ gespannt.

Eingeführte Luftmenge. Es soll nun die Luftmenge, die vom Kurbelkasten in den Zylinder überströmt, berechnet werden.

Bei Beginn des Öffnens der Spülschlitze ist in dem Kurbelkasten eine Luftmenge vom Gewicht G_1 , Volumen V , Druck p_1 und Temperatur T_1 vorhanden

und beim Schließen der Spülschlitze hat die im Kurbelkasten gebliebene Luftmenge ein Gewicht G_2 , Volumen V , Druck p_2 und Temperatur T_2 .

Mit

$$p_1 V = G_1 R T_1$$

$$p_2 V = G_2 R T_2$$

erhalten wir

$$G_2 = G_1 \frac{T_1 \cdot p_2}{T_2 \cdot p_1}.$$

Es stellt sich hier eine Zustandsänderung mit Mengenänderung ohne Verbrennung ein, so daß man mit (52b) erhält:

$$G_2 = G_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

woraus mit $p_1 = 1,2$ und $p_2 = 1,05$ folgt

$$G_2 = 0,86 G_1,$$

d. h. 0,14 G_1 Luft ist in den Zylinder übergeführt. Da aber G_1 dem Gewichte der Kurbelkastenluft bei Kolbenstellung im oberen Totpunkt entspricht, d. h. einem Volumen von $4 V_h$, so folgt hieraus, daß 56% des Luftgewichtes, dem Hubvolumen bei 1,0 at und 300° entsprechend, in den Zylinder eingeführt wird. Von dieser Luftmenge geht aber ein Teil während der Spülung, ein Teil nach Schluß der Spülschlitze, wenn die Auspuffschlitze noch offen sind, verloren.

Wie groß nun die Menge der frischen Luft ist, welche aus dem Zylinder in dieser Weise entweicht, ist sehr schwer zu berechnen: sie hängt von den Druckverhältnissen in den Auspuff- bzw. Spülschlitzen, von dem zeitlichen Zusammenhang zwischen Öffnen und Schließen der beiden Schlitze, von der Einströmrichtung der Spülluft und Ausströmrichtung der Abgase, von dem Verhältnis des Kolbendurchmessers zum Hub, von Wirbelungen, Mischung usw. ab.

Diese Wirkungen können in drei Gruppen eingeteilt werden, und zwar in Wirkungen 1. der Steuerung, 2. der Formverhältnisse und 3. des Spüldruckes.

In einem Motor mit Schlitzsteuerung müssen sich, wie gezeigt, die Auspuffschlitze vor den Spülschlitzen öffnen. Diese öffnen sich erst, wenn der Druck im Zylinder bis auf den Spülluftdruck gefallen ist, da sonst die Abgase in den Kurbelkasten treten könnten. Bei Rückgang des Kolbens schließen sich umgekehrt die Spülschlitze früher, die Auspuffschlitze später, woraus der oben erwähnte Luftverlust entsteht.

Um diesen Nachteil zu vermeiden, führt, wie bekannt, die Maschinenfabrik Gebr. Sulzer, Winterthur, bei ihren großen Zweitakt-Dieselmotoren eine zweite Spülschlitze aus. (vgl. Abb. 73 bis 76). Diese wird nach dem Druckausgleich bei dem Hingange des Kolbens geöffnet und bleibt nach dem Schließen der Auspuffschlitze geöffnet, so daß nach Bedarf der Zylinder nachgefüllt werden kann. Diese Anordnung ist aber für die Semi-Dieselmotoren ziemlich verwickelt; sie fordert eine besondere Steuerung für die obere Schlitzenreihe und eine große Luftmenge, was leicht bei besonderen Spülpumpen, nicht aber bei Kasten-spülung durchzuführen ist.

Eine andere Ausführungsart ist schematisch in Abb. 77 dargestellt. Die Spülschlitze haben eine größere Höhe als die Auspuffschlitze und werden durch einen Rundschieber gesteuert, so daß zuerst freier Auspuff durch die Auspuffschlitze bei geschlossenen Spülschlitzen vor sich geht, dann öffnen sich

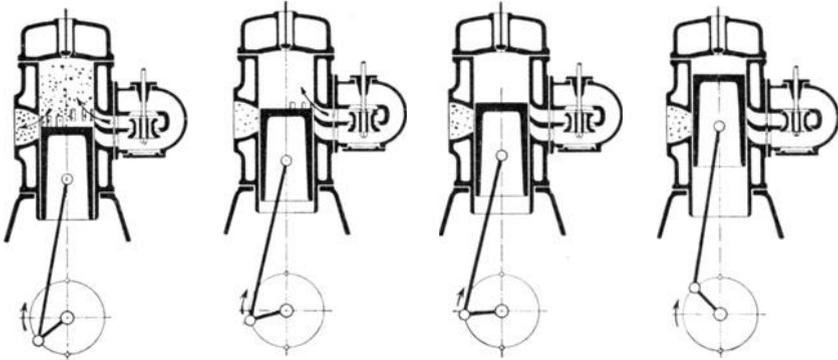


Abb. 73 bis 76. Sulzers Zweitakt-Schlitzsteuerung.

die Spülschlitze und bleiben noch nach dem Schließen der Auspuffschlitze geöffnet. Auch diese Anordnung bedarf einer besonderen Steuerung und einer großen Spülluftmenge.

Es sind noch viele andere Ausführungen bekannt, welche eine Verbesserung der Spülung bezwecken; so hat man z. B. zwei Zylinder derart verbunden, daß sie einen gemeinsamen Verdichtungsraum haben; der eine Zylinder hat Auspuff-, der andere Spülschlitze (Abb. 78); die beiden Kolben sind etwa so verschoben, daß wenn der eine die Auspuffschlitze zu öffnen beginnt, der andere die Spülschlitze noch nicht geöffnet hat. Beim Rückgang werden die Auspuffschlitze früher als die Saugschlitze geschlossen. Eine andere Ausführung derselben Art hat sich neuerdings bei Fahrzeugbenzinmotoren eingeführt (vgl. Z. 1927, S. 1677). Da in den letzteren mit Gemisch gespült wird,

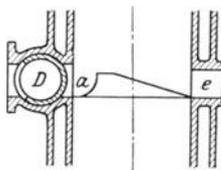


Abb. 77. Gesteuerter Saugschlitz.

so ist es sehr wichtig, möglichst wenig Gemisch durch die Auspuffschlitze zu verlieren, weshalb die kostspielige Ausführung gerechtfertigt ist.

Was aber die Semi-Dieselmotoren betrifft, so muß

man zugeben, daß es sich kaum lohnt, von der eingeführten einfachen Konstruktion abzuweichen, insbesondere, wenn man auch diesen Mangel durch zweckmäßige Ausführung der Schlitzform etwas mindern kann.

Die übliche und am meisten bei den Semi-Dieselmotoren gebräuchliche Form der Schlitz- und Kolbenbodenausführung zeigt Abb. 64 bis 67. Der Kolben

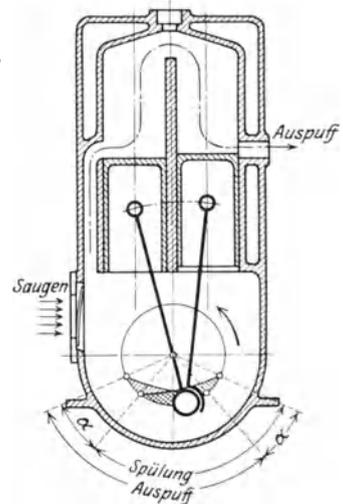


Abb. 78. Schlitzsteuerung durch versetzte Kolben.

(Abb. 65) hat einen Aufsatz, der die Spülluft nach oben richtet und die direkte Verbindung der Spül- und Abgasschlitze absperrt. Die schräg zu den Auspuffschlitzen ablaufende Kolbenoberfläche sorgt für regelmäßige Richtung des Auströmens, insbesondere am Anfang. Bei dieser Form des Kolbenbodens geht der Ausfluß schon von Anfang an derart vor sich, daß sich auf der den Auspuffschlitzen gegenüberliegenden Zylinderfläche wie auch am Zylinderdeckel ein Druckabfall einstellt. Bei Öffnung der Spülschlitze lenkt der Kolben durch seine Formgebung die Luft gerade nach dieser Stelle, die nachdringende Luft nimmt denselben Weg nach oben zu dem Deckel und alsdann nach unten zu den Auspuffschlitzen, so daß in dieser Weise nur eine verhältnismäßig kleine Luftmenge verloren geht.

Die Lenkfläche am Kolben ist aber nicht unbedingt nötig. Die Erfahrungen, insbesondere bei den großen Dieselmotoren, haben gezeigt, daß bei gewöhnlichem Kolbenboden die schräg ausgeführten Schlitze die Luft ebensogut wie Kolbenlenkflächen leiten, weshalb auch diese Form sich gut eingeführt hat.

Die Form des Kolbenbodens, die Neigung der Schlitze und die gegenseitige Anordnung der Spül- und Saugschlitze setzen die Richtung der Abgas- und der Spülluftströmungen fest. Die Linien der Spülluftströmung dürfen sich keinesfalls mit den Linien der Abgasströmungen kreuzen, sondern sollen diesen folgen. Der Weg der Spülluft von den Spülschlitzen bis zu den Auspuffschlitzen soll möglichst länger sein, da dann die Auspuffschlitze schließen können, ehe die ersten Spülluftteilchen, die den ganzen Weg zurücklegen, dorthin gelangen. Da außer der Hauptströmung *a* (Abb. 79) sich noch zusätzliche Strömungen *b* einstellen, so ist es leider unmöglich, Luftverluste zu vermeiden.

Aus denselben Gründen darf der Überdruck der Spülluft nicht zu hoch sein, da hoher Überdruck große Geschwindigkeiten, also schnelles Zurücklegen des Strömungsweges verursacht, so daß sich die Luft mit Abgasen mischt und z. T. durch die Auspuffschlitze entweicht.

Großer Luftüberdruck verursacht außerdem Wirbelungen im Zylinder und dadurch weitere Luftverluste. Eine möglichst ruhige Einführung der Luft eignet sich am besten.

Auch vom wirtschaftlichen Standpunkt aus ist ein kleiner Luftüberdruck vorteilhafter, da ein großer Luftüberdruck einen größeren Kraftverbrauch für die Verdichtung im Kurbelkasten fordert. Es ist deshalb zu empfehlen, die Auspuffschlitze so hoch zu wählen, daß im Anfang des Spülens der Druck im Zylinder mit dem Atmosphärendruck möglichst ausgeglichen ist.

Zusammenfassend sehen wir, daß der Spülvorgang keinesfalls einfach und eine genaue quantitative Schätzung der verwickelten Strömungsvorgänge innerhalb des Zylinders heutzutage noch unmöglich ist. Man kann deshalb die Menge der entweichenden Frischluft nicht genau feststellen. Für die Kurbelkastenspülung ist der Verlust bei guter Ausführung und guten Druckverhältnissen auf 30 bis 50% zu schätzen.

Noch schwieriger läßt sich die Menge der im Zylinder am Schlusse der Spülung befindlichen Luft und Abgase oder von deren Gemisch feststellen.

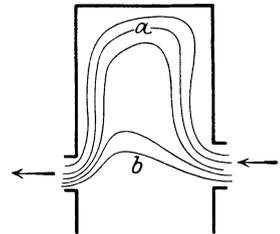


Abb. 79. Spülstrom.

Mit der Annahme, daß der Druck der Auspuffgase bei dem freien Auspuff von 3 at auf 1 at sinkt, fällt bei adiabatischem Ausflusse die Temperatur von 900° abs. auf 650° abs. Die eingeführte frische Luft tritt mit einer Temperatur von etwa 310° abs. ein und kommt in Berührung mit den heißen Abgasen, die sich abkühlen und zusammenschrumpfen, während die Luft sich erwärmt und ausdehnt. Die genaue Berechnung der Zusammensetzung des Luftabgasgemisches und seiner Temperatur hängt von der Strömrichtung und dem Mischungsverhältnis ab, die aber unbekannt sind. Die Berechnung ist daher nur unter einigen Annahmen durchzuführen.

Wir haben angenommen, daß ungefähr 30% der eingeführten Luft durch die Auspuffschlitze entweicht, so daß nur 70% der von dem Spülkasten zugeführten Luft im Zylinder für die weitere Verbrennung bleibt. Das Volumen der von dem Spülkasten zugeführten Luft beträgt etwa $0,56 V_h$, so daß die der Verbrennung zur Verfügung stehende frische Luft ein Volumen von

$$\sigma V_h = 0,56 \cdot 0,70 V_h \sim 0,34 V_h$$

hat, wo σ den Füllungsgrad bedeutet. Bei 1 at Druck und $T_e = 300^{\circ}$ abs. Temperatur ist das Gewicht dieser Luft G_2

$$G_2 = \frac{\sigma V_h \cdot p_l}{R T_l} \quad (97)$$

Ist die Temperatur des Luftabgasgemisches T_1 und das Gewicht G_1 , dann ist:

$$G_1 = \frac{(1 + \varepsilon)(1 - a) V_h p_l}{R T_1} \quad (98)$$

Die Summe der inneren Energie der Luft $G_l U_l$ und der Abgase $G_{ab} U_{ab}$ ist — unter Annahme einer adiabatischen Mischung — gleich der inneren Energie des Abgasluftgemisches $G_1 U_1$, woraus

$$G_l U_l + (G_1 - G_l) U_{ab} = G_1 U_1$$

oder

$$G_l (U_{ab} - U_l) = G_1 (U_{ab} - U_1)$$

oder

$$\frac{\sigma (U_{ab} - U_l)}{T_l} = \frac{(1 + \varepsilon)(1 - a)(U_{ab} - U_1)}{T_1} \quad (99)$$

folgt, eine Gleichung, aus der man T_1 ermitteln kann.

Beispiel. Für $\sigma = 0,34$; $a = 0,25$; $\varepsilon = \frac{1}{6}$; $T_1 = 300^{\circ}$ und $T_{ab} = 650^{\circ}$

$$\zeta_0^l = 1,023; \quad \zeta_0^{ab} = 1,535; \quad \zeta_0^m = 1,279$$

erhalten wir

$$\frac{0,40(3380 - 1450)}{300} = \frac{1,16 \cdot 0,75(3380 - U_1)}{T_1}$$

und damit

$$T_1 \sim 425^{\circ}.$$

Gewicht der frischen Luft:

$$G_l = 0,47 V_h,$$

Gewicht des Luftgemisches:

$$G_1 = \frac{1,16 \cdot 0,75 \cdot 10333}{29,23 \cdot 425} \sim 0,72 V_h.$$

Wenn auch diese Berechnung nicht ganz genau ist, da die Mischung nicht adiabatisch vor sich geht, so ist sie doch sehr gut praktisch anwendbar. In der

Tat: während der Spülung geben die Abgase einen Teil ihrer Wärme an die Wände ab, dagegen entnimmt die Luft Wärme aus den Wandungen, und da die Zeit des Wärmeaustausches, die Berührungsfläche sowie der Temperaturunterschied beinahe dieselben bleiben, so ist die Wärmezufuhr der Wärmeabfuhr ungefähr gleich.

Die Formel (99) zeigt, daß die Temperatur der Mischung abnimmt

1. mit Zunahme des Füllungsgrades,
2. mit Abnahme des Verdichtungsgrades,
3. mit Abnahme der Abgastemperatur,
4. mit Abnahme der Lufttemperatur.

Die Ausnutzung des Hubvolumens hängt, wie bekannt, von der Menge der eingeführten frischen Luft ab: je mehr Luft eingeführt wird, desto mehr Brennstoff kann eingeführt werden. Aus der Gleichung (97) ersehen wir, daß das Gewicht der frischen Luft von dem Füllungsgrad und der Temperatur T_1 abhängt. Leider ist es bei Kurbelkastenspülung unmöglich, den Füllungsgrad zu erhöhen oder die Temperatur T_1 zu vermindern. Es muß also bei allen Kurbelkastenspülmotoren das Gewicht der frischen Luft mit $0,50 V_h$ geschätzt werden ($0,50 \text{ kg je } 1 \text{ m}^3 \text{ Hubvolumen}$).

Leistungsberechnung und Untersuchung des Arbeitsteiles. Wir können nun den mittleren indizierten Druck der Maschine berechnen.

Bedeutet:

p_t den mittleren effektiven Druck in at,

η_t den effektiven Wirkungsgrad,

g_b die Menge des je 1 Arbeitsspiel eingeführten Brennstoffes in kg,

W seinen Heizwert in kcal,

dann ist:

$$A p_t V_h = \eta_t g_b W. \quad (100)$$

Da bei den Glühkopfmotoren das Arbeitsluftgemisch rd. 30% Abgase enthält und die in den Abgasen vorhandene Kohlensäure die Verbrennung verzögert, sind für die Verbrennung von 1 kg Brennstoff ungefähr 25 kg frische Luft notwendig. Da das Gewicht der frischen Luft $0,50 V_h$ beträgt, so folgt aus (100):

$$A \cdot p_t \cdot V_h = \eta_t \cdot 0,50 \cdot \frac{V_h}{25} \cdot W$$

oder

$$A \cdot p_t = \eta_t \cdot 0,02 W. \quad (101)$$

Mit

$$W = 10500; \quad \eta_t = 0,225 \quad \text{und} \quad A = \frac{1}{427}$$

erhalten wir:

$$p_e = 2,1 \text{ at.}$$

Aus der Zahlentafel 12, welche die Abmessungen ausgeführter Maschinen und ihrer Leistungen wiedergibt, ist zu ersehen, daß die obigen Berechnungen und Annahmen mit der Wirklichkeit genau stimmen.

Um die Luftströmungen zu erhöhen, wurde bereits vor dem Kriege von der Fa. Wiegand in Reval (vorm. Rußland) eine Zusatzluftpumpe vorgeschlagen,

Zahlentafel 12.

BMW-Motoren								
Leistung	PS _e	5	8	10	15	20	25	33
Durchmesser	mm	110	140	160	200	230	250	280
Hub	mm	140	170	210	240	280	300	350
Uml./min		750	600	500	450	400	375	350
Mittlerer eff. Druck	at	2,25	2,3	2,15	2,0	2,0	2,0	2,2
AEG-Motoren								
Leistung	PS _e	13	17	28	43			
Durchmesser	mm	200	230	275	325			
Kolbenhub	mm	210	250	290	350			
Uml./min		450	400	375	350			
Mittlerer eff. Druck	at	2,0	1,82	1,9	1,92			

die das Hubvolumen der Pumpenseite um etwa 16% erhöht. Der Zusatzkolben und der Hauptkolben laufen in entgegengesetzter Richtung, so daß die Saug- und Verdichtungshübe der beiden zusammenfallen. Das Verdichtungsvolumen bleibt annähernd dasselbe (etwa $4 V_h$), so daß der Enddruck auf rd. 1,4 ata steigt. Aber die Erhöhung des Spüldruckes wirkt, wie früher gezeigt, ungünstig. Auch steigt mit dem Verdichtungsdruck die Verdichtungsarbeit.

Die Verdichtungsarbeit je 1 kg Luft ist nämlich

$$AL = \frac{n}{n-1} R (T_1 - T_2)$$

und steigt für $p = 1,3$ bis 1,4 bis 1,5 at im Verhältnis 25 : 32 : 40.

Die besondere Spülluftpumpe verwickelt die Ausführung, und die Einfachheit der Pleuellkastenspülung geht damit verloren, weshalb sich diese Anordnung bei den Semi-Dieselmotoren nicht eingeführt hat.

Wir kommen also zum Schluß, daß bei der reinen Pleuellkastenspülung das Hubvolumen wegen Mangels an Frischluft nur zur Hälfte ausgenutzt werden kann.

Wir untersuchen nunmehr den Arbeitsteil. Für den Verdichtungshub gilt die Formel (42):

$$T_1 \varrho_1^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\gamma(\alpha_1)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_1) = T_2 \varrho_2^{\frac{k-1}{1+\zeta_m}} e^{\gamma(\alpha_2)} + \frac{T_0 E}{1+\zeta_m} \psi(\alpha_2).$$

Mit (37) und (38a) erhalten wir bei

$$\frac{D}{H} = 0,8 \quad \text{und} \quad \varepsilon' = \frac{15}{115}$$

$$B = 0,33$$

und bei

$$\lambda = 80 \quad \text{und} \quad nD = 85$$

$$E = 0,05.$$

Für den Anfangspunkt $T_1 = 415^\circ$ ist $\alpha_1 = -\frac{2\pi}{3}$, woraus mit $\zeta_n = 1,17$ und $\frac{k-1}{1+\zeta_m} = 0,36$ folgt:

$$e^{\varphi\left(-\frac{2\pi}{3}\right)} = 1 - \frac{0,05}{1,17} \cdot 0,75 \cdot \frac{2\pi}{3} = 0,97$$

$$\psi\left(-\frac{2\pi}{3}\right) = -0,33 \cdot \frac{2\pi}{3} [1 - 0,36 \cdot 0,87] = -0,44.$$

$$\varrho = \frac{90}{115}, \quad \varrho^{0,36} = \frac{1}{1,09}.$$

Ferner ist für $\alpha = 0$:

$$e^{r(0)} = 1, \quad \psi(0) = 0, \quad \varrho = \frac{15}{115}, \quad \varrho^{0,36} = \frac{1}{2,1}$$

also

$$\frac{415 \cdot 0,97}{1,09} - \frac{300 \cdot 0,05 \cdot 0,44}{1,17} = \frac{T_2}{2,1}$$

woraus

$$T_2 = 800^\circ \text{ abs.} \quad \text{und ferner} \quad p_2 = 11,5 \text{ at.}$$

Wenn man nun die Zündtemperaturkurve T_2 und die Verdichtungskurve T über die Drucke zeichnet (in der Abb. 80 sind diese Kurven in log. Koordinatensystem gezeichnet), so erkennt man, daß die Zündtemperatur erst am Ende der Verdichtung erreicht wird. Nun muß aber der eingespritzte Brennstoff zu dieser Zeit auch auf die Zündtemperatur erwärmt werden, wozu Zeit, Wärme und hohe Temperatur nötig sind.

Aus der Formel (90a) folgt, daß die Temperatur der Luft im Verbrennungsraum jedenfalls höher als die Zündtemperatur sein muß. Da aber die nötige Zündtemperatur erst am Ende des Verdichtungshubes auftritt, so muß eine äußere Quelle dem eingeführten Brennstoff die

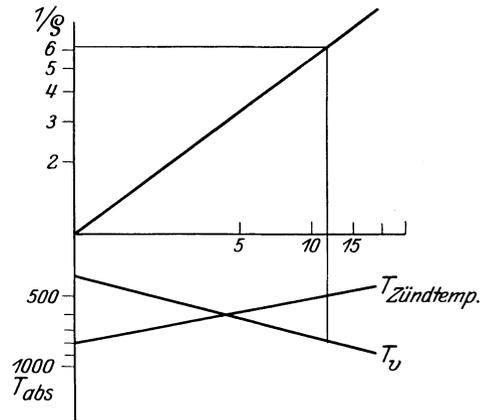


Abb. 80. Zünd- bzw. Verdichtungskurven in log. Maßstab.

nötige Wärme zuführen. Diese Quelle, der Glühkopf, wird zuerst mittels einer Benzin- oder Petroleumlampe von außen und späterhin durch die Verbrennungsgase innen auf eine Temperatur, die rd. 200 bis 300° höher als die Zündtemperatur ist, erwärmt. Der eingeführte Brennstoff wird auf die heißen Wände des Glühkopfes gerichtet; er durchdringt zuerst das Luftabgasgemisch, das eine etwas höhere Temperatur als die Verdichtungstemperatur hat, wird teilweise verdampft und mit Luftabgasgemisch zusammengemischt und verpufft, teilweise bei Erreichen der Zündtemperatur, wobei die verdampften Teile z. T. bereits bei der Verpuffung verbrennen, z. T. bei weiterer Ausdehnung nachbrennen.

Für Berechnung des Zündverzugs erhalten wir aus (89a):

$$r = 0,06 \text{ mm.}$$

Hat der Glühkopf eine innere Temperatur von 900°, so erhalten wir für die Zeit der Erwärmung bis auf die Zündtemperatur 450°.

$$t = 12 \cdot 0,06^2 \ln \frac{900 - 350}{900 - 450} = 0,009',$$

was bei 600 Uml./min einem Kurbelwinkel von etwa 35° entspricht.

Die Form des Glühkopfes und insbesondere seiner glühenden Fläche, die Form und die Länge des Brennstoffstrahles usw. wirken beschleunigend oder verzögernd auf die Vorwärmung des Brennstoffes und auf dessen teilweise Ver-

dampfung ein. Außerdem ist die Temperatur des Glühkopfes keinesfalls unveränderlich, sondern hängt von der höchsten Temperatur, der Dauer der Verbrennung, der Güte der Spülung des Glühkopfraumes usw. ab. Es müssen deshalb die theoretischen Ausführungen auf Grund praktischer Angaben und Erfahrungen verbessert werden.

Um eine möglichst schnelle Verbrennung in der Nähe des Totpunktes zu erzielen, muß der Brennstoff so rechtzeitig eingeführt werden, daß für die nötige Temperaturerhöhung genügend Zeit vorhanden ist. Eine möglichst schnelle und gleichzeitige Einführung der ganzen Brennstoffmenge ist vorzuziehen, da sonst entweder der zuerst eingeführte Brennstoff zu früh vor dem Totpunkte verpuffen kann oder die später eingeführte Menge sich auf dem Ausdehnungshube zu spät entzündet und Nachbrennen hervorruft.

Die Brennstoffmenge, welche für die Verbrennung eingeführt werden kann, ist durch das Verhältnis der frischen Ladung zu dem Abgasluftgemisch und der Menge der frischen Ladung bestimmt. Auf $(0,50 V_h^m)$ kg frischer Ladung können rd. $(0,02 V_h)$ kg Brennstoff eingeführt werden. Es kommen also auf $(0,75 V_h^m)$ kg Arbeitsladung $(0,02 V_h^m \times 10500)$ kcal, oder etwa 280 kcal je 1 kg Ladung = 8100 kcal pro 1 Mol Arbeitsladung.

Wir kommen nun zu der verwickelten Frage, in welcher Weise der eingespritzte Brennstoff verbrennt: ob die ganze eingeführte Menge in der Nähe des Totpunktes verbrennt oder nur ein Teil davon, und in letzterem Falle, wie lange und in welcher Weise das Nachbrennen vor sich geht, ferner ob sich die Verbrennung in gasförmiger oder in flüssiger Phase oder in beiden Phasen und in welchen Verhältnissen entwickelt usw.

Bevor wir diese Frage beantworten, soll darauf hingewiesen werden, daß nicht nur die feine Zerstäubung, sondern auch eine gute Mischung mit frischer Luft für die schnelle und vollständige Verbrennung nötig ist. In den meisten Semi-Dieselmotoren wird der Verbrennungsraum von dem Zylinderraum durch einen weiten Hals getrennt, und da der in der Kurbelkammer erzeugte Luftüberdruck nicht ausreicht, um die Luft bis zum Glühkopfe vorzudrücken und von dort die Abgase wegzutreiben, so ist der Verbrennungsraum am Anfang der Verdichtung noch mit Abgasen gefüllt. Diese Absonderung des Verbrennungsraumes hat jedoch folgende Vorteile: der Glühkopf und die Glühkuppel werden der kühlenden Wirkung der frischen Luft nicht ausgesetzt, so daß die Temperatur im Verbrennungsraum höher als im Zylinder ist und die Anwesenheit der Abgase, der Kohlensäure insbesondere, die Vorzündung erschwert.

Die ersteingeführten Brennstofftröpfchen dringen durch die heißen Abgase, stoßen auf die Glühkuppel und werden wahrscheinlich teilweise verdampft und mit den Abgasen zusammengemischt. Die späterhin eintretenden Brennstofftröpfchen legen denselben Weg zurück. Zum Schluß der Verdichtung füllt sich der Glühkopf mehr und mehr mit heißer frischer Ladung an, der Brennstoff wird auf die Entzündungstemperatur der flüssigen Teile erhöht und die Verbrennung wird eingeleitet. Die Temperatur der Verbrennung steigt alsdann über die Temperatur der Entzündung des dampfförmigen Brennstoffes, so daß auch der vorher verdampfte Brennstoff an dem Verbrennungsprozeß teilnimmt.

Da der Brennstoff und die Luft sich in einem konzentrierten Raume befinden und durch das Eindringen der Luft durch den Hals einigermaßen eine

Wirbelung entsteht, die zu einer guten Mischung beiträgt, so verbrennt der größte Teil der Ladung nach dem Verpuffungsverfahren. Der Druckanstieg des Arbeitsdiagramms zeigt, daß jedenfalls nur ein Teil des eingeführten Brennstoffes nach dem Verpuffungsverfahren verbrennt, da rd. 60% der Wärme an dem Druckanstieg teilnehmen; die weiteren 40% gehen teilweise während des Verpuffens für die Heizung des Glühkopfes verloren, teilweise brennen sie während des Ausdehnungshubes nach. Es ist auch nicht ausgeschlossen, daß dabei ein Teil des unverbrannten gasförmigen Brennstoffes mit den Abgasen entweicht.

Abb. 81 stellt ein übliches Indikatorgramm der Glühkopfmotoren dar, das in Abb. 82 in log. Druck- bzw. Temperaturvolumen umgezeichnet ist. Die Grenzpunkte der Verdichtung entsprechen einer Polytrope mit einem Exponenten $n = 1,3$ (Anfangspunkt $T_1 = 415^\circ$, $p_1 = 1$ at, Endpunkt 715° , $p_2 = 10$ at).

In der Annahme, daß 60% des Brennstoffes für den Druckanstieg verbraucht werden, erhalten wir eine Wärmezunahme $0,60 \cdot 8100 = 4860$ kcal, woraus der

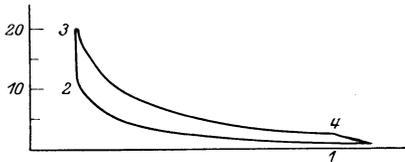


Abb. 81. Indikatorgramm eines Semi-Dieselmotors.

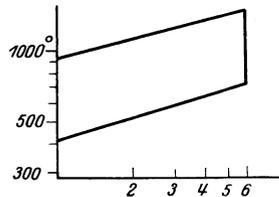


Abb. 82. Diagramm Abb. 71 in log. Maßstabe (Nr. 3).

Temperaturanstieg zu $\Delta T = 775^\circ$ folgt, so daß die Endtemperatur der Verbrennung $T = 1500^\circ$ und der Enddruck $p = 21$ at ist.

Die Verbrennung der weiteren Brennstoffteile, die während der Verpuffung im Glühkopfe nicht verbrannt und sogar nicht entzündet worden sind, fängt viel später an, nachdem der Kolben einen ziemlich großen Teil des Hubes zurückgelegt hat und die aus dem Glühkopfe austretenden Brennstoffteilchen im Zylinder frische Luft finden. Diese Verbrennung geht aber infolge Anwesenheit der Kohlensäure sehr langsam vor sich, so daß, wie erwähnt, oft unverbrannte Gase am Schluß des Ausdehnungshubes zurückbleiben, welche entweder während des freien Auspuffes verbrennen oder unverbrannt mit den Abgasen verloren gehen. Die Nachbrennungswärme ist größer als die an das Kühlwasser durch die Zylinderwände abgegebene Wärme, so daß sich die Ausdehnungskurve der Isotherme nähert und ihr Exponent mit $n = 1,24$ geschätzt werden kann.

Der mittlere indizierte Druck der Ausdehnungsarbeit ist (Abb. 81):

$$p_a = \frac{21,1 - 2,75 \cdot 6}{0,24 \cdot 5} = 6,2 \text{ at}$$

der mittlere indizierte Druck der Verdichtungsarbeit ist:

$$p_v = \frac{10,1 - 6,1}{0,3 \cdot 5} = 2,66 \text{ at,}$$

woraus der mittlere indizierte Druck, auf das Hubvolumen (die Schlitze einbegriffen) umgerechnet, folgt zu:

$$p_i = (6,2 - 2,66) \cdot 0,75 \sim 2,7 \text{ at.}$$

Mit einem mechanischen Wirkungsgrad $\eta_m = 0,80$ erhält man

$$p_e = 2,1 \text{ at}$$

und aus (101)

$$\eta_t = 0,225.$$

Diesem Wirkungsgrad entspricht bei 10500 kcal Heizwert ein Brennstoffverbrauch

$$G^g = \frac{637}{0,225 \cdot 10,5} = 270 \text{ g/PS}_e\text{h.}$$

Dieser Brennstoffverbrauch ist fast allen Semi-Dieselmotoren mit Kurbelkasten eigen, soweit der mittlere Verdichtungsgrad ungefähr 1 : 6 bis 1 : 7 beträgt.

Aus der Formel (100) ersieht man, daß der mittlere indizierte Druck und deshalb auch die spezifische Arbeit der Maschine (Arbeit je 1 Liter Hubvolumen bei angegebener Drehzahl) mit Zunahme des Wirkungsgrades und des Gewichtes der frischen Luft zunimmt. Es wurde aber gezeigt, daß bei der Kurbelkastenspülung das Gewicht je 1 m³ Hubvolumen ungefähr 0,50 kg beträgt, so daß für die Erhöhung des effektiven mittleren Druckes nur die Erhöhung des Wirkungsgrades übrigbleibt. Die letztere kann aber lediglich durch größere Verdichtung und Ausdehnung erzielt werden.

Die Erhöhung der Verdichtung verbessert außerdem die Zündung des Brennstoffes und vermindert den Zündverzug. In der Tat: aus der Formel (89a) ersieht man, daß dabei der Tröpfchenradius sich verkleinert, da die Verdichtungstemperatur T_v steigt. Ferner ersehen wir aus Abb. 80, daß die Zündtemperatur und deshalb auch der Wert $\ln \frac{T_v - T_{f1}}{T_v - T_2}$ sinkt. Es folgt also aus Gleichung (98), daß der Zündverzug in diesem Falle kleiner ist. Da außerdem die Endtemperatur der Verdichtung ziemlich hoch steigt, so kann man den Glühkopf verhältnismäßig verkleinern.

Die Verbesserung der Verbrennung hat selbstverständlich einen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit, die jedoch hauptsächlich von dem Verdichtungsgrade abhängt.

Bei dem beschriebenen Kastenspülmotor der Björneborgs Mekaniska Werkstads A.B. wurde der Verdichtungsgrad von 1 : 6,7 auf 1 : 10,5 bzw. der Verdichtungsdruck von 12 at auf 18 at erhöht, so daß der Zünddruck von 16 bis 18 at auf 27 bis 30 at stieg. Der Brennstoffverbrauch fiel hierbei auf 225 g/PS_eh, die Leistung blieb ungefähr dieselbe, was der Zunahme der Widerstandsarbeit bzw. der Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades zuzuschreiben ist.

Auch bei anderen, größeren Semi-Dieselmotoren zeigte sich, daß bei Erhöhung der Verdichtung der Brennstoffverbrauch sinkt. Man hat sogar die Verdichtung so weit erhöht, daß schließlich ein Kurbelkastenspülung-Dieselmotor entstand, der bei kompressorloser Einspritzung und Verdichtung bis 20 bzw. 35 at keinen Glühkopf braucht und nur 195 g/PS_eh verbraucht. Es ist aber nicht gelungen, dabei die spezifische Leistung nennenswert zu erhöhen, da die Spülart nicht in direkter Abhängigkeit von der Verbrennungsart steht. Die Kurbelkastenspülung liefert nur 50% Luft, der Kurbelkastenspüler ermöglicht also je Arbeitstakt nur die Hälfte der Leistung gegenüber einer Maschine (Zwei- bzw. Viertakt),

welche eine vollständige Spülung (100% Luft) hat. Die oben erwähnten 195 g entsprechen dem Brennstoffverbrauch bei halber Belastung von Viertakt-Dieselmotoren.

Bei kleinen Kurbelkastenspülung-Dieselmotoren beträgt der Brennstoffverbrauch 210 bis 225 g/PS_{eh}, also ungefähr dasselbe wie bei den Glühkopfmotoren, die spezifische Leistung ist in den beiden Fällen dieselbe, woraus folgt, daß für kleinere Kurbelkastenspüler der Semi-Dieselmotor dem Dieselmotor vorzuziehen ist, da er einfacher und billiger ist.

Wir werden nun die Wärmebilanz für das vorstehende Beispiel aufstellen.

Im Punkt 2 (Abb. 81) ist die innere Energie, auf 1 Mol Ladung bezogen, entsprechend der Temperatur 715° abs. gleich 3740 kcal. Mit dem Brennstoff sind 8100 kcal eingeführt worden, von denen 4860 kcal im Verpuffungsverfahren verbrannt werden und 3240 kcal unverbrannt bleiben. Für Punkt 3 mit der Temperatur 1500° abs. ($mU_3 = 8600$ kcal) erhalten wir:

$$\begin{array}{rcl} mU_2 = 3740 \text{ kcal} & & mU_3 = 8600 \text{ kcal} \\ mQ = 8100 \text{ ,,} & & mQ' = 3240 \text{ ,,} \\ \hline 11840 \text{ kcal} & & 11840 \text{ kcal} \end{array}$$

Auf dem Wege von 3 bis 4 wird eine indizierte Leistung von

$$mAL = \frac{mAR(T_3 - T_4)}{n - 1} = \frac{2(1500 - 960)}{0,24} = 4500 \text{ kcal}$$

geliefert, ferner ist die innere Energie im Punkt 4 entsprechend der Temperatur 950° abs. gleich 5160 kcal, woraus

$$\begin{array}{rcl} mA L = 4500 \text{ kcal} & & \\ mU_4 = 5160 \text{ ,,} & & \\ \text{Rest} = 2180 \text{ ,,} & & \\ \hline 11840 \text{ kcal} & & \end{array}$$

folgt.

Von den 4500 kcal, die in indizierte Arbeit umgewandelt sind, geht aber ein Teil durch Reibung verloren und wird an das Wasser übergeführt; der andere Teil wird für Luftverdichtung in der Kurbelkammer, Bewegung der Pumpe usw. verwendet, so daß die Bilanz im Punkt 4 wie folgt geschrieben werden kann:

$$\begin{array}{rcl} \text{geleistete Bruttoarbeit} & & 4000 \text{ kcal} \\ mU_4 & & 5160 \text{ ,,} \\ \text{dem Wasser bzw. Glühkopf zugeführt; Pumpenarbeit usw.} & & 2680 \text{ ,,} \\ \hline & & 11840 \text{ kcal} \end{array}$$

Die Wärmebilanz zwischen Punkt 1 und 2 stellt sich wie folgt: in Punkt 1 ist die innere Energie mU_1 entsprechend der Temperatur $T_1 = 415^\circ$ rd. gleich 2070 kcal, es wird ferner eine Verdichtungsarbeit von

$$mAL = \frac{mAR(715 - 415)}{0,3} = 2000 \text{ kcal}$$

zuzüglich 10% Reibungsarbeit: $2000 + 200 = 2200$ kcal zugeführt und schließlich dem Brennstoff und der Luft eine gewisse Wärmeenergie vom Glühkopf zugeleitet. Diese kann in folgender Weise berechnet werden: 8100 kcal entsprechen bei einem Heizwerte des Brennstoffes von 10500 kcal einer Brenn-

stoffmenge von 0,8 kg. Der Brennstoff wird von 300° abs. auf rd. 600° erwärmt, wozu mit der spezifischen Wärme des Brennstoffes $c = 0,45$:

$$0,8 \cdot (600 - 300) \cdot 0,45 = 100 \text{ kcal}$$

nötig sind. Wird angenommen, daß die Hälfte noch verdampft wird, wofür

$$0,4 \cdot 95 \sim 40 \text{ kcal}$$

verloren gehen, so erhalten wir:

$$\begin{array}{r} mU_1 \text{ } 2070 \text{ kcal} \\ mA_L \text{ } 2200 \text{ ,,} \\ \text{Brennstoffwärme} \quad 140 \text{ ,,} \\ \hline 4410 \text{ kcal} \end{array}$$

Diese Wärme ist gleich der inneren Energie im Punkt 2 (bei 715° ist $mU_2 = 3740$) und der Wärmeabgabe an das Kühlwasser:

$$\begin{array}{r} \text{Brennstoffwärme } 140 \text{ kcal} \\ mU \text{ } 3740 \text{ ,,} \\ \text{dem Wasser, Glühkopf usw. zugeführt . . . } 530 \text{ ,,} \\ \hline 4410 \text{ kcal} \end{array}$$

Stellen wir nun die Wärmebilanz für die zugeführte Wärme 8100 kcal zusammen, dann finden wir diesen Betrag, wie folgt, verteilt:

$$\begin{array}{r} \text{geleistete Arbeit } 4000 - 2200 \text{ } 1800 \text{ kcal} \\ \text{Wärmegefälle bei konstantem Volumen der Abgase} \\ mU_4 - mU_1 = 5160 - 2070 \text{ } 3090 \text{ ,,} \\ \text{an den Glühkopf übertragen } 100 + 40 \text{ } 140 \text{ ,,} \\ \text{Pumpen und Kurbelkastenarbeit } 600 \text{ ,,} \\ \text{an das Wasser abgeführt } 2680 + 530 - 140 - 600 \quad \underline{2470 \text{ ,,}} \\ 8100 \text{ kcal} \end{array}$$

Der thermische Wirkungsgrad der Maschine ist somit

$$\eta_t = \frac{1800 \cdot 100}{8100} = 22,2\%$$

der indizierte Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{4500 - 2000}{8100} \cdot 100 = 31\%$$

und der mechanische Wirkungsgrad:

$$\eta_m = \frac{1800}{2500} \cdot 100 = 72\%.$$

Es wurde erwähnt, daß die gute Arbeit und der geringere Brennstoffverbrauch eines Semi-Dieselmotors von der Form des Glühkopfes, von guter Zerstäubung und dem rechtzeitigen Einspritzen des Brennstoffes abhängen.

Glühkopf, Brennstoffventil, Brennstoffpumpe. Glühkopf, Zerstäuber und Brennstoffpumpe sind also die drei wichtigsten Teile jedes Semi-Dieselmotors. Jedem dieser Teile wird nach langjährigen Erfahrungen eine bestimmte, den gestellten Forderungen am besten entsprechende Form gegeben, so daß die

meisten Ausführungen sehr ähnlich sind und sich bloß durch kleine Einzelheiten unterscheiden.

In verschiedenen Lehrbüchern findet man folgende Beschreibung des Verbrennungsvorganges: „Der Brennstoffstrahl wird von dem Zerstäuber in Form eines dichten Nebels gegen die Wand der Glühkuppel gerichtet, die durch die Zündungen und geschützt gegen Wärmeabfuhr rotglühend bleibt. Bei der Berührung mit den heißen Wänden verdampft der Brennstoff „momentan“ und mischt sich mit der Luft der Ladung bis zu dem Augenblick, in dem die Erhöhung der Temperatur die Selbstzündung des Gasgemisches verursacht. Die Entzündung wird also durch die gemeinsame Wirkung der Verdichtungswärme bzw. -temperatur und der Wärme bzw. Temperatur der heißen Glühkuppel erzielt.“

Diese Beschreibung entspricht aber keineswegs der Wirklichkeit. Wenn auch die Temperatur der Glühkuppel rd. 750 bis 900° abs. beträgt und die nötige Verdampfungswärme dabei zur Verfügung steht, so fehlt doch die für die Verdampfung nötige Zeit, denn die schwersiedenden Bestandteile der Schweröle bedürfen nicht nur einer hohen Temperatur, sondern auch einer größeren Zeitdauer für ihre Verdampfung. Außerdem ist die Selbstzündungstemperatur des gasförmigen Brennstoffes, wie die Zahlentafel 8 zeigt, höher als die Endtemperatur der Verdichtung. Wir müssen deshalb die Hypothese der Verbrennung des Brennstoffes in den Semi-Dieselmotoren in der Gasphase ablehnen.

Da die Zündtemperatur der flüssigen Brennstoffe niedriger als die Endtemperatur der Verdichtung liegt, so ist es klar, daß die Verbrennung durch die Selbstzündung der flüssigen Teile eingeleitet wird. Die gasförmigen Teile werden aber später, nach Entwicklung der nötigen Wärme und Erhöhung der Temperatur über ihre Zündtemperatur, durch Entflammung zur Zündung und Verbrennung gebracht.

Einen Beweis hierfür gibt die Messung der Glühkuppeltemperatur an einem 30-PS-Glühmotor der AEG¹. Der Motor verdichtet die Luft auf 15 bis 16 at und hat eine kleine Glühkuppel, die bei Anfahren mittels einer Zündpatrone erwärmt wird (Abb. 83). Die Glühkuppel wurde an drei Punkten bis dicht an die innere Oberfläche angebohrt; in die Löcher wurde ein Thermolement eingeführt. Die Temperaturen bei den verschiedenen Belastungen, sowie bei Leerlauf und bei langsamem Lauf sind in der nachstehenden Zahlentafel 13 angegeben.

Man ersieht aus der Zahlentafel, daß die Temperaturen der Glühkuppel unter den Zündtemperaturen der gasförmigen Bestandteile des Brennstoffes

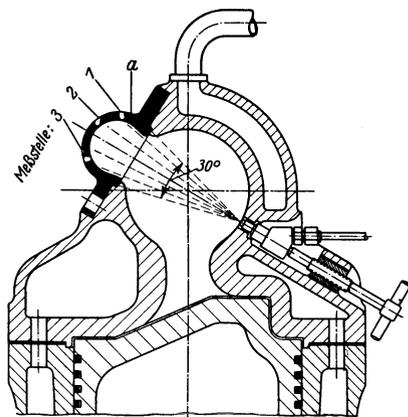


Abb. 83. Glühkopf des AEG-Semidieselmotors.

¹ Z. V. d. I. 1927, S. 1289.

liegen; der Motor könnte also keine Zündungen geben, falls für die Selbstentzündung eine Vergasung unentbehrlich wäre.

Die Temperatur des Glühkopfes muß für dieselbe Maschine möglichst unverändert bleiben, sie darf weder zu hoch sein, um Vorzündungen zu vermeiden,

Zahlentafel 13.

Temperaturen der Glühkuppel eines 30-PS-AEG-Semi-Dieselmotors.

Uml./min	Belastungsgrad %	Temperaturen			
		Kuppel °C			Abgase °C
		1	2	3	
400	100	365	395	350	281
405	75	290	315	270	211
410	50	320	360	360	177
415	25	440	490	460	159
420	0	400	460	430	125
275	0	420	450	415	109

noch unter eine gewisse Grenze fallen, da sonst die Zündungen ausfallen. Es ist aber klar, daß ohne künstliche Regelung die Temperatur der Glühkuppel bei Geschwindigkeits- wie auch bei Belastungsänderungen schwanken muß. In der Tat sind Größe und Anordnung der Glühkuppel so bemessen, daß die nötige Temperatur bei voller Belastung erreicht wird, dann wird diese Temperatur bei kleinerer Belastung verringert, weil weniger Brennstoff eingeführt wird; außerdem ist auch die Temperatur der Abgase kleiner, so daß die Temperatur der Luftabgasmischung am Anfang der Verdichtung und die Endtemperatur der Verdichtung niedriger sind. Die beiden Wirkungen verursachen eine bedeutende Temperatursenkung, die man durch künstliche Mittel vermeiden muß.

Dasselbe tritt bei Verminderung der Drehzahl ein, mit der die Zeitdauer zwischen einer Zündung und der anderen zunimmt und die Glühkuppel sich mehr abkühlt. Ferner geht auch die Verdichtung bei kleinerer Drehzahl mit größerem Wärmeverluste vor sich, so daß die Endtemperatur fällt. Es muß also der Glühkuppel bei kleinerer Belastung und kleineren Drehzahlen mehr Wärme als bei Vollbelastung mit normaler Geschwindigkeit zugeführt werden, um einigermaßen die ungenügende Endtemperatur der Verdichtung auszugleichen.

Ist umgekehrt die Glühkuppel so groß gewählt, daß sie bei kleinerer Belastung bzw. bei verminderter Drehzahl die für die einwandfreie Verbrennung nötige Wärme an den Brennstoff abgeben kann, dann wird sie bei Erhöhung der Leistung zu heiß; es entstehen Frühzündungen und heftige Stöße und schließlich bleibt der Motor stehen.

Die künstlichen Mittel, deren man sich für Erzielung einer unveränderlichen Glühkopftemperatur bedient, sind: 1. die Wasserkühlung, wobei man bei Belastungssteigerung eine Menge Wasser in den Zylinder einspritzt und dadurch die Temperatur herabsetzt, und 2. die Änderung der Menge der eintretenden Frischluft; bei kleineren Belastungen wird weniger Luft eingeführt, so daß mehr Abgase bleiben, und die Endtemperatur der Verdichtung wird höher. Es gibt außerdem noch andere Einrichtungen, die später ausführlich beschrieben werden.

Für eine gute Verbrennung ist es wichtig, daß die Einspritzstrahlen des Brennstoffes möglichst gerade auf die heiße Glühkuppel gerichtet werden und

zurückprallen, ohne daß dabei flüssige Teile lange auf den heißen Stellen haften, sonst wird sich der flüssige Brennstoff pyrogen zersetzen und einen rußigen Auspuff verursachen. Auch dürfen die Teilchen keinesfalls auf abgekühlte Flächen treffen, da hierbei eine Art von Kracken entstehen kann, d. h. eine Zersetzung des Brennstoffes in leicht und schwer entzündbare Bestandteile, von denen die letzteren verkoken und unter Rußbildung verbrennen.

Der Verbrennungsraum bei der modernen Glühkopfmaschine ist meistens in dem Glühkopf selbst konzentriert; es bleibt kaum ein Spiel von 2 mm zwischen dem Kolbenkolben und dem Deckel. An dem unteren Ende hat der Glühkopf einen Hals, der Erzeugung einer Wirbelung der eintretenden Luft bezweckt und der das Niederschlagen des Brennstoffes auf den Kolbenboden oder auf die gekühlten Wände verhindert.

Mit Ausnahme einiger besonderen Ausführungen sind die meisten Semi-Dieselmotoren mit einem großen Glühkopf sphärischer oder konischer Form versehen. Einige klassische Ausführungen des Glühkopfes werden im folgenden dargestellt.

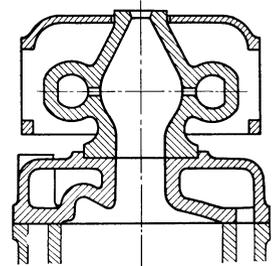


Abb. 84.
Glühkopf des Avance-Motors.

Abb. 84 stellt den Glühkopf der Avance-Motoren dar. Der Glühkopf ist durch einen hohen Hals mit dem Zylinder verbunden, der mittlere kugelförmige Teil ist mit einem ringförmigen Raum, der eine bessere Erwärmung des Glühkopfes bewirkt, versehen. Der obere Teil ist konisch ausgeführt und trägt oben ein wassergekühltes Einspritzventil. Die Einspritzung des Brennstoffes geschieht vertikal nach unten. Der Brennstoffstrahl schlägt durch die neben der Düse verdichteten Abgase durch und berührt die heißen Wände des Glühkopfes, ohne sich an ihnen niederzulassen. In dieser Weise entsteht eine gute Mischung und Erwärmung, die eine einwandfreie Verbrennung sichern.

Der Glühkopf der Bauart A. B. Björneborg Mekaniska Werkstads, Björneborg (Finnland), Abb. 64–65, hat eine kugelförmige Gestalt. Der untere Teil der Kugel wie auch der Hals sind wassergekühlt, so daß nur der obere Teil die eigentliche Glühkuppel bildet. Der Brennstoffstrahl ist schräg nach oben gedichtet; die Glühkuppel ist mit einer Schutzhaube versehen, welche die Wärmeverluste vermindert. Abb. 85 stellt die Glühkuppel des 8-PS-Motors dar.

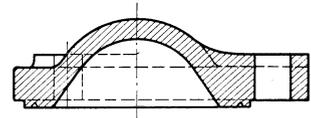


Abb. 85.
Glühkuppel des BMW-Motors.

Sehr ähnliche Form zeigt der Glühkopf der früheren AEG-Glühkopfmaschinen (Abb. 86); der Hals ist verhältnismäßig enger. Der Brennstoff wird auch hier schräg nach oben eingespritzt. In der neuen Ausführung der AEG-Motoren mit höherer Verdichtung ist der Glühkopfraum kugelförmig ausgeführt und auf drei Viertel wassergekühlt. Die Glühkuppel ist dementsprechend sehr klein, reicht aber infolge der hohen Verdichtung aus (Abb. 83).

Abb. 87 stellt die frühere Ausführung des Bolinder-Motors dar. Der Brennstoff wird seitlich nach oben eingespritzt. Der Glühkopf ist mit dem Zylinder durch zwei Öffnungen verbunden, wobei die frische Luft links in den

Glühkopf eintritt, sich mit dem eingespritzten Brennstoff mischt und verbrennt, während die Abgase durch die linke Öffnung nach unten ausströmen.

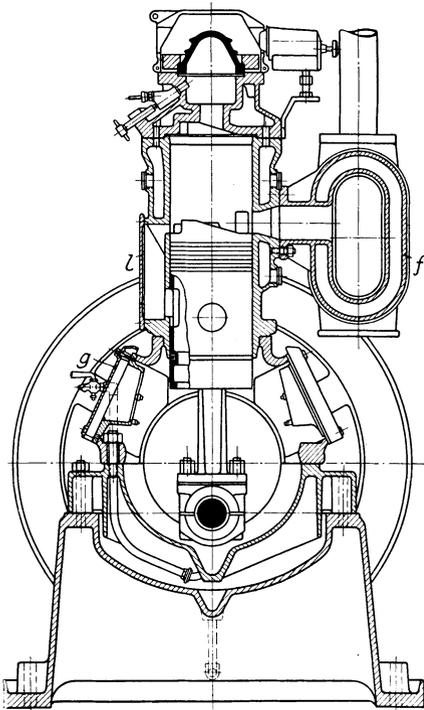


Abb. 86. AEG-Semidieselmotor (nach D u b b e l).

Der auf der Abb. 88 dargestellte konische Glühkopf der Motorenfabrik „Scandia“, Schweden, hat einen wassergekühlten Deckel, der sich nach oben verengt und eine ungekühlte Kuppel mit Rippen trägt. Der Brennstoff wird schräg nach oben eingespritzt.

In Abb. 89 ist der Glühkopf der Maschinenfabrik Fairbanks Morse Co., Belort, Wis., U.S.A., dargestellt. Der Glühkopf zeigt einen Kegel, welcher sich nach unten verengt und oben eine kugelförmige Glühkuppel trägt. Der konische Teil sitzt in dem wassergekühlten Deckel. Der Brennstoff wird wagerecht eingespritzt.

Eine etwas abweichende Form hat der Glühkopf der niederländischen Fabrik „Kromhout“ (Abb. 90). In dem zylindrischen wassergekühlten Glühkopf ist eine Zunge angeordnet, die eine schräge, senkrecht zum Brennstoffstrahl gerichtete Fläche hat und von oben bei Ingangsetzen durch eine Lampe erwärmt wird.

Abb. 112 zeigt den Verbrennungsraum der Climax Motorenwerke (vorm. Mars-Werke A.G.) in Liesing bei Wien. Der Kolben gelangt bei der Verdichtung dicht an den Deckel, so daß nur der seitliche Raum als Verbrennungsraum dient. Die flache Glühfläche ist von unten

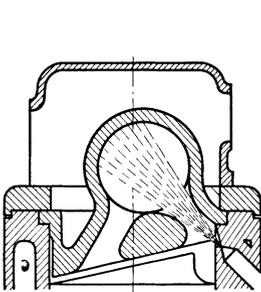


Abb. 87.
Glühkopf des Bolinder-Motors.

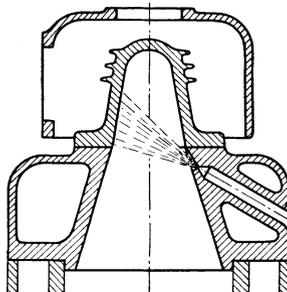


Abb. 88.
Glühkopf des Scandia-Motors.

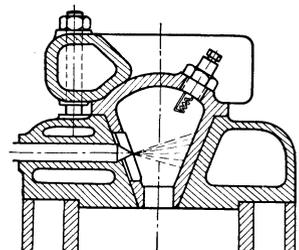


Abb. 89.
Glühkopf des Fairbanks Motor.

angebracht und hat in der Mitte eine Zündkugel, in die der Brennstoff eingespritzt wird.

Die meist übliche und verbreitete Ausführung ist also der kugelförmige Glühkopf, der durch einen Hals mit dem Zylinder verbunden ist und dessen Inhalt fast dem ganzen Verdichtungsraum entspricht.

Die Verringerung des Querschnittes des Glühkopfhalses sowie auch die Lage des Glühkopfes an der höchsten Stelle bringt mehrere Vorteile mit.

Der erste Vorteil besteht in der unvollkommenen Spülung des Glühkopfes. Auf den ersten Blick scheint es, daß dies gerade von Nachteil sein muß, denn je besser der Verdichtungsraum gespült wird, um so besser geht die Mischung des Brennstoffes mit frischer Luft vor sich. In Wirklichkeit trifft dies nicht zu. Wir haben gezeigt, daß bei Kurbelkastenmotoren vollständige Ausspülung der Abgase ausgeschlossen ist und daß nach Beendigung der Spülung noch wenigstens 50% des Volumens mit heißen Gasen gefüllt sind. Für die Endbeschaffenheit des Gemisches ist es einerlei, ob die Abgase im Glühkopf oder im Zylinder bleiben, da beim nachfolgenden Verdichtungs- und Verengung des Halses eine starke Wirbelung der in den Verbrennungsraum eintretenden Gase hervorruft, was eine gute Mischung bewirkt. Die Abgase, welche im Glühkopf bleiben, werden also nicht mit der kalten Luft, sondern am Ende des Verdichtungs- und Verengungshubes mit der verdichteten heißen Luft zusammengemischt, wobei die Glühkopfwände und insbesondere die Glühkuppel vor Abkühlung geschützt werden.

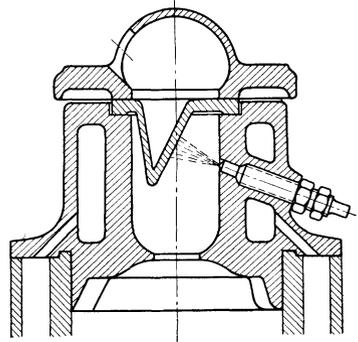


Abb. 90.
Glühkopf des Kromhout-Motors.

Der andere Vorteil der behandelten Querschnittsverringering besteht in der eben erwähnten Wirbelung, welche die Mischung der frischen Luft mit Abgasen und mit dem zerstäubten bzw. verdampften Brennstoff beschleunigt.

Was die Lage des Zerstäubers sowie die Richtung des Brennstoffstrahles betrifft, so können die sämtlichen Ausführungen in zwei Gruppen eingeteilt werden. In der ersten Gruppe ist der Zerstäuber seitlich gelagert und der Brennstoffstrahl wird von unten nach oben mit einer Neigung von etwa 45° gerichtet. In der zweiten Gruppe ist der Zerstäuber im höchsten Punkt des Glühkopfes gelagert und richtet den Brennstoffstrahl von oben nach unten.

Die erste Ausführungsart ermöglicht eine einfache Form der Glühkuppel, die seitlich oder oben angeschraubt werden kann, die zweite fordert eine konische Glühkuppel, welche ringsherum erwärmt werden muß. Trotz dieser scheinbar verwickelten Konstruktion ist die zweite Ausführung vorteilhafter, da sie eine bessere Berührung des Brennstoffstrahles mit den heißen Wänden des Glühkopfes und eine bessere Mischung des Brennstoffes mit Luft sichert.

Die Zerstäubung wird bei den Glühkopfmaschinen dadurch erzielt, daß der Brennstoff durch eine feine Bohrung unter großem Druck eingespritzt wird. Je kleiner die Bohrung ist, desto besser wird die Zerstäubung, da die Reibung zwischen den Brennstoffteilchen und Düsenwänden bzw. untereinander zur Zerstäubung beiträgt (vgl. Formel (85)).

Das Brennstoffventil der Glühkopfmaschinen ist meist ganz einfacher Ausführung. Es besteht (Abb. 91) aus einem Ventilkörper mit einer feinen Bohrung (Düse), die meist als offene Düse ausgeführt wird und aus einem Ventil mit Drallkörper und aus einem federbelastetem Rückschlagventil (fast stets Kugelventile).

Abb. 92 zeigt das Brennstoffventil, Abb. 93 den Ventilkörper mit der Düse, die in den Halter (Abb. 94) eingeschraubt und durch die Schraube am Deckel festgehalten wird (vgl. Abb. 65). Die Höhe des Drallkörpers sowie der Gewindegang beeinflussen die Güte der Zerstäubung. Je kleiner die Höhe ist, desto größer ist der Strahlwinkel, vorausgesetzt, daß die Düse nicht zu lang ist, da sonst der Brennstoff in einem geschlossenen Strahl ausfließen würde.

Abb. 95 bis 97 stellen das Brennstoffventil des AEG-Glühkopfmotors dar.

Der Durchmesser der Düse wird nach dem Überdruck der Menge des eingespritzten Brennstoffes und der Zeit der Einspritzung berechnet.

Bedeutet:

N die Leistung der Maschine in PS,

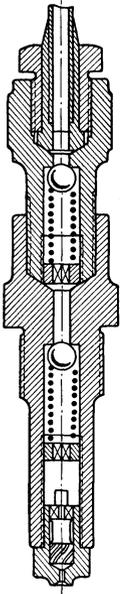


Abb. 91. Brennstoffventil eines Semi-Dieselmotors.



Abb. 92. Brennstoffnadel des BMW-Motors.

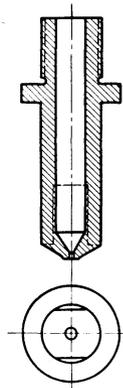


Abb. 93. Ventilkörper BMW.

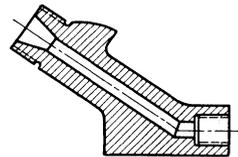


Abb. 94. Ventilhalter BMW.

g_b den Brennstoffverbrauch in kg/PS_eh,

n die Drehzahl je Minute,

γ das spezifische Gewicht des Brennstoffes (900 kg/m³),

φ den Ausflußbeiwert (= 0,6),

α° die für Einspritzung zur Verfügung stehende Zeit in Grad der Kurbeldrehung,

p_u den Überdruck in kg/m³,

dann erhalten wir:

die Zeit der Einspritzung in sek

$$t = \frac{60 \cdot \alpha}{360 \cdot n}$$

die Ausflußgeschwindigkeit v in m/sek:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{p_u}{\gamma}}$$

und die Menge des eingespritzten Brennstoffes je Arbeitsgang Q in kg:

$$Q = \frac{N \cdot g_b}{60 \cdot n}$$

woraus der Düsendurchmesser d in m

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{Q}{v \cdot \gamma \cdot t} = \frac{N g_b}{10 \alpha \varphi \sqrt{2g p_u} \gamma} \tag{102}$$

berechnet werden kann.

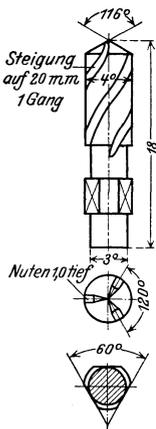
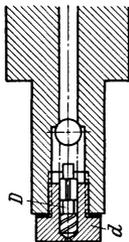


Abb. 95 bis 97. Brennstoffventil des AEG-Semidieselmotors (nach D u b b e l).



Beispiel. Für einen Glühkopfmotor von 8 PS Leistung bei $n = 600$ Uml./min, der normal 270 g/PS_h verbraucht, und bei dem die Einspritzung 18° der Kurbeldrehung dauert, ist der Düsendurchmesser in der Annahme eines um 10% erhöhten Verbrauches für Überlastung und eines Überdruckes von 20 at gleich 0,6 mm.

Formel (102) zeigt, daß bei Erhöhung der Leistung die Düse vergrößert werden muß, wenn man den Brennstoff mit demselben Überdruck in derselben Zeit einspritzen will.

Bei feststehenden Abmessungen der Düse und Ausführung des Zerstäubers hängt die Zerstäubung von dem Überdruck und von der Dauer der Einspritzung ab, was durch die Brennstoffpumpe geregelt wird.

Die Brennstoffpumpe ist einer der wichtigsten Teile der Semi-Dieselmotoren. Wie aus der Beschreibung der Zerstäuber folgt, werden bei den Semi-Dieselmotoren meist offene Düsen benutzt. In der Ausführung mit geschlossenen Düsen wird die Nadel selbsttätig durch den Pumpenüberdruck geöffnet. Eine Steuerung der Nadel gibt es nicht; die Pumpe muß den Brennstoff auf den nötigen Druck bringen (um mit dem gewünschten Überdruck einzuspritzen), die Brennstoffförderung muß in einem bestimmten Augenblick beginnen und in einem bestimmten Augenblick endigen und schließlich ist die geförderte Brennstoffmenge der Belastung anzupassen.

Die Schwierigkeit der Ausführung der Brennstoffpumpe besteht in den verhältnismäßig kleinen Brennstoffmengen und in der Viskosität des Brennstoffes, welche die Regulierung erschweren. Bei den kleinen Zylinderabmessungen ist es sehr schwer, die verschiedenen Teile der Pumpe, wie Saug- bzw. Druck- bzw. Überströmventil, Regulierorgane usw. möglichst gedrängt anzuordnen.

Von der guten Arbeit der Brennstoffpumpe, von ihrer Zuverlässigkeit und genauen Wirkung hängt aber die Zuverlässigkeit und Güte des ganzen Motors ab. Die Konstruktion und Ausführung der Brennstoffpumpe müssen daher einwandfrei sein, dürfen aber weder zu kompliziert noch teuer sein, denn die Einfachheit und Billigkeit sind die einzigen Vorteile der Glühkopfmotoren.

Wie verschieden auch die äußere Gestalt der Brennstoffpumpen sein möge, so können wir sie doch alle in zwei Grundgruppen einteilen: die sog. direkte Brennstoffpumpe, bei welcher die Regulierung der Fördermenge durch Änderung

des Pumpenkolbenganges oder durch Aussetzer geschieht, und die sog. indirekte Brennstoffpumpe, bei welcher die Regulierung der Brennstoffmenge durch Öffnen des Saugventiles während eines Teiles des Druckhubes erzielt wird. Die erste Gruppe kann also als Brennstoffpumpe mit Kolbenhubregulierung, die zweite mit Überströmregulierung bezeichnet werden.

Abb. 98 stellt schematisch die Brennstoffpumpe mit Kolbenhubregulierung

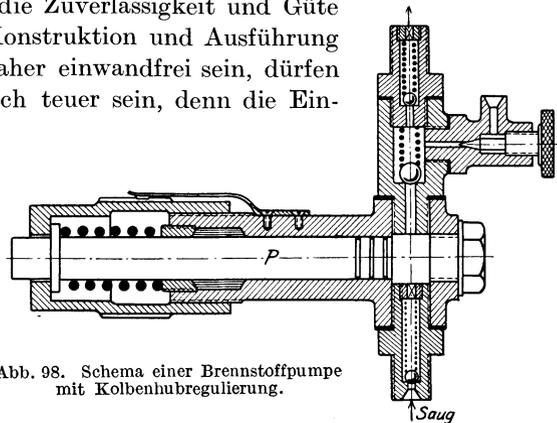


Abb. 98. Schema einer Brennstoffpumpe mit Kolbenhubregulierung.

dar. Die Pumpen dieser Art bestehen aus einem Stahlplunger, der durch eine Feder in seiner unteren Stelle gehalten wird. Der Druckhub (Förderhub) wird zwangsläufig durch die Wirkung einer Daumenscheibe, welche direkt oder mittels eines zwischengeschalteten Stößels den Plunger gegen den Druck der Feder bewegt, ausgeführt. Sobald die Daumenrast sich von dem Plunger bzw. Zwischenstück entfernt, drückt die Feder den Plunger in seine frühere Lage zurück, wobei der Pumpenkolben die weitere Brennstoffmenge ansaugt.

Der Pumpenkörper, aus Bronze oder Stahl, hat ein Saugventil und ein oder zwei Druckventile, welche meistens als Kugelventile ausgeführt sind. Zwischen den beiden Druckventilen befindet sich ein Kontrollhahn, welcher die

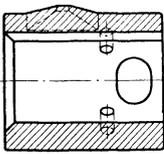


Abb. 99. Reguliertockenscheibe.

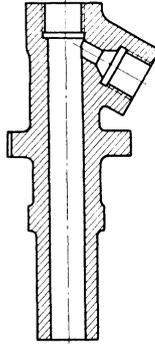


Abb. 100. Brennstoffpumpenkörper BMW.

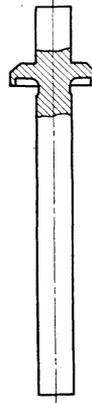


Abb. 101. Brennstoffpumpenplunger BMW.

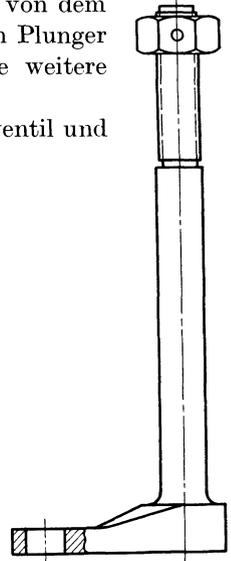


Abb. 102. Führung.

Überwachung der Pumpenarbeit während des Ganges des Motors ermöglicht.

Der Hub der Pumpe wird entweder durch einen konischen Nocken (vgl. Abb. 99) oder durch ein Exzenter mit veränderlicher Exzentrizität oder aber durch einen beweglichen, zwischen Nocken und Stößel befindlichen Keil

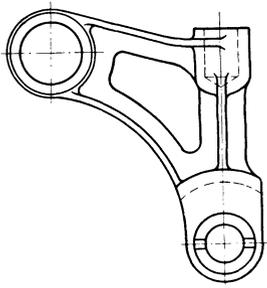


Abb. 103. Lenker.

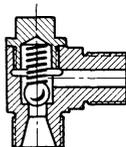


Abb. 104. Druckventil.

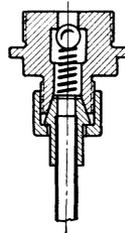


Abb. 105. Saugventil.

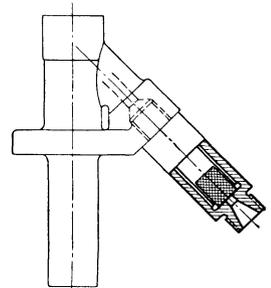


Abb. 106. Brennstofffilter.

geregelt. Die Pumpe ist immer mit einem Handhebel für Einpumpen des Brennstoffes von Hand versehen (vgl. Abb. 65), was bei Ingangsetzen des Motors nötig ist.

Abb. 100 bis 103 stellen verschiedene Einzelheiten der Brennstoffpumpe der in Abb. 65 dargestellten Maschine dar. Abb. 100 stellt den Pumpenkörper, Abb. 101 den zugehörigen Plunger, Abb. 102 die Führerstange und Abb. 103 den Lenker, Abb. 104, 105 die einfache Form der Druckventile dar.

Eine feine Filtrierung des Brennstoffes ist, wie bekannt, eine Lebensfrage für die Ölmaschinen. Der Brennstoff wird deshalb nicht direkt dem Behälter zugeführt, sondern durch einen feinen Filter (Abb. 106) durchgeseiht.

Die Brennstoffpumpe mit Überströmventil ist baulich den Ausführungen, welche fast überall bei Dieselmotoren Anwendung gefunden haben, ähnlich. Abb. 107 stellt schematisch eine solche Pumpe dar. Der Plunger ist von einem Exzenter geführt und hat einen unveränderlichen Hub. Das Druckventil ist selbständig und wird durch den Überdruck des Förderhubes der Pumpe bei geschlossenem Saugventil geöffnet. Das Saugventil öffnet sich selbsttätig beim Saughub und noch dazu zwangläufig während des Förderhubes der Pumpe. Das zwangläufige Öffnen des Saugventiles wird von einem anderen Exzenter betätigt, das den Schwinghebel L und damit auch die Verschlußstange des Saugventils um einen vom Regulator verstellbaren Drehpunkt schwingt. Je nach der Lage des verstellbaren Drehpunktes des Schwinghebels legt der Punkt O einen längeren oder kürzeren Weg zurück und hält damit das Saugventil eine längere oder kürzere Zeit offen.

Regulierung der Glühkopftemperatur. Die Regulierung der Glühkopfmotoren bietet im Gegensatz zu den Dieselmotoren eine der schwierigsten Aufgaben. Bei den Einblase-Dieselmotoren kommt es nur auf die Änderung der Brennstoffmenge an, die Einspritzung fängt bei allen Belastungen rd. 5° vor dem oberen Totpunkt an, was sich damit erklärt, daß die für die Selbstentzündung des Brennstoffes nötige Temperatur und Wärme unabhängig von der Belastung sich einstellen.

Bei den Glühkopfmotoren, insbesondere bei denjenigen, die mit kleinerer Verdichtung von etwa 7 bis 10 at arbeiten, wird bei den geringeren Belastungen die Endtemperatur der Ausdehnung und deshalb die Anfangs- und Endtemperatur der Verdichtung kleiner. Außerdem, da weniger Brennstoff eingespritzt ist, wird die Verbrennungstemperatur niedriger, weshalb auch die Temperatur der Glühkuppel dementsprechend sinkt. Wenn also die Glühkuppel so bemessen ist, daß sie für einwandfreie Verbrennung bei voller Belastung genügt, dann müssen Maßnahmen getroffen werden, um der Neigung des Glühkopfes, bei Leerlauf und kleinen Belastungen zu erkalten, zu begegnen. Ist, umgekehrt, die Glühkuppel genügend heiß für Leerlauf und kleine Belastungen, dann wird sie bei größeren Belastungen zu heiß und unvermeidlich entstehen Frühzündungen.

Es folgt hieraus, daß außer der Regelung der Brennstoffmenge noch eine Regelung der Glühkuppeltemperatur und des Zündverzuges nötig ist.

Eine der ältesten und der besten Regulierungsarten ist die Wassereinspritzung.

Die Wassereinspritzung verfolgt also den Zweck, die Verdichtungsluft und den Glühkopf bei großen Belastungen abzukühlen und damit die Temperatur der Innenwandungen möglichst unverändert bei Belastungsschwankungen zu erhalten.

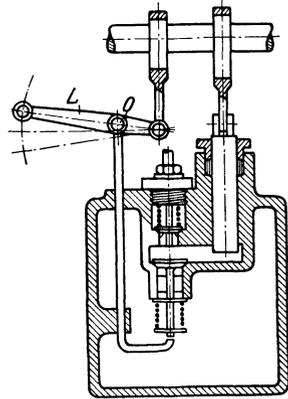


Abb. 107. Schema einer Brennstoffpumpe mit unveränderlichem Kolbenhub.

Die Abmessungen des Glühkopfes werden in diesem Falle so gewählt, daß die Glühkopfwandung bei Leerlauf bzw. bei kleinen Belastungen genügend warm ist, um die Zündung zu sichern. Bei Zunahme der Belastung wird Wasser entweder zusammen mit der Spülluft oder mit dem Brennstoff eingespritzt. Es wird also der Ladung und dem Glühkopfe eine Wärmemenge, welche für die Verdampfung nötig ist, entzogen, so daß trotz der erhöhten Wärmezufuhr die Entzündungsverhältnisse unveränderlich bleiben.

Die Menge des eingespritzten Wassers ist von der Belastung der Maschine abhängig: je größer die Belastung, desto mehr muß Wasser eingespritzt werden. Aber, wie wir später sehen werden, geht die Erhöhung der Wassermenge schneller vor sich, als die Erhöhung der Brennstoffzufuhr, so daß die Verbindung der Wassereinspritzung mit der Brennstoffregulierung Schwierigkeiten bietet. Es wird deshalb meist die Wassereinspritzung von Hand geregelt. Für den Betrieb bietet diese Regulierung keine Schwierigkeiten, da eine Änderung der Wassereinspritzung nur beim Übergang auf eine andere dauernde Belastung nötig ist. Bei vorübergehenden Belastungsschwankungen braucht die Wassereinspritzung nicht geregelt zu werden.

Eine übliche Ausführungsart der Wassereinspritzung während der Spülung besteht aus einem Wasserinjektor, der in die Spülschlitze mündet und mit dem Zylindermantelraum in Verbindung steht (Abb. 65); die Ausflußmenge wird durch die Schraube geregelt. Wenn der Kolben die Spülschlitze öffnet, reißt die einströmende Spülluft eine kleine Wassermenge in zerstäubtem Zustand mit. Durch Berührung mit den heißen Zylinderwänden bzw. dem Kolbenboden und Mischung mit den heißen Abgasen wird das Wasser verdampft, so daß das Luft-Abgasdampfgemisch bei Anfang der Verdichtung eine niedrigere Temperatur hat. Es ist leicht ersichtlich, daß man in dieser Weise nur eine kleine Wassermenge einspritzen kann, wenn das Wasser vor Anfang der Verdichtung verdampft sein soll. Diese Anordnung ist deshalb für größere Maschinen nicht zu empfehlen.

Die zweite Art besteht aus einer zwangsläufigen Wassereinspritzung direkt in den Glühkopf ungefähr zu derselben Zeit, wenn der Brennstoff eingeführt ist. Zu diesem Zwecke wird eine besondere Wassereinspritzpumpe, welche meistens dieselbe Ausführung wie die Ölpumpe hat, angeordnet. Die Pumpe wird durch ein Exzenter von der Welle angetrieben. Das Wasser wird der Brennstoffdüse zugeführt und mit dem Brennstoffe zusammen eingespritzt. Die Wassermenge wird von Hand durch Hubverstellung der Wassereinspritzpumpe geregelt.

Die erforderliche Wassereinspritzmenge läßt sich, wie folgt, berechnen.

Ein Glühkopfmotor soll z. B. bei ungefähr einem Drittel seiner Normalleistung noch ohne Wassereinspritzung arbeiten. Es ist für diesen Fall das Indikator-diagramm zu entwerfen, aus dem man ersieht, daß die Anfangstemperatur der Verdichtung 350° abs., die Endtemperatur 660° abs., die Endtemperatur der Verbrennung 1060° abs. und schließlich die Endtemperatur der Ausdehnung 660° abs. beträgt. Die Wärmezufuhr während der Verbrennung ist also 4050 kcal, d. h. ungefähr die Hälfte der Wärmemenge, die bei voller Belastung eingeführt wird.

Es folgt hieraus, daß die indizierte Leistung bei $\frac{1}{3}$ Belastung der Hälfte der indizierten Leistung bei Normalbelastung gleich ist, was auch durch die folgende Rechnung nachgeprüft werden kann.

Der indizierten Leistung von 1 PS entspricht bei dem mechanischen Wirkungsgrad 0,72 eine effektive Leistung von 0,72 PS; die Arbeit der inneren Widerstände der Maschine kann also mit 0,28 PS geschätzt werden. Bei $\frac{1}{3}$ Belastung ist die entsprechende indizierte Leistung gleich:

$$(0,72 : 3) + 0,28 = 0,52.$$

Stellen wir nun die Wärmebilanz auf, so wird:

Effektive Leistung	600 kcal
Abgaswärme	1725 „
Wasserkühlung	1725 „
	insgesamt 4050 kcal

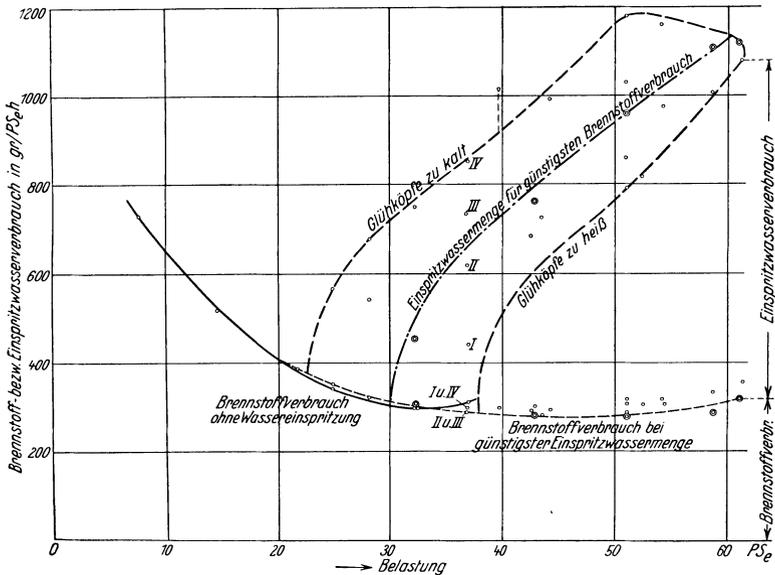


Abb. 108. Saßsche Kurven für Wassereinspritzung.

Die Wärmebilanz bei voller Belastung stellt sich, wie früher vorgeführt, wie folgt:

Effektive Leistung	1800 kcal
Abgaswärme	3150 „
Wasser	3150 „
	insgesamt 8100 kcal.

Um nun durch die größere Abgaswärme die Temperatur am Anfang der Verdichtung nicht zu erhöhen, muß die Abgaswärme wiederum auf dieselbe Höhe von 1725 kcal herabgesetzt werden. Es dürfen deshalb

$$3150 - 1725 = 1425 \text{ kcal}$$

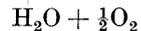
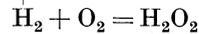
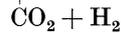
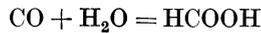
für Verdampfung des Wassers entzogen werden, wozu $1425 : 600 = 2,4$ kg Wasser auf 0,8 kg Brennstoff, also rd. 3 kg Wasser je 1 kg Brennstoff nötig ist.

In Abb. 108 sind die Ergebnisse der Untersuchungen von Saß über die Wassereinspritzmenge dargestellt. Man ersieht, daß die Wassereinspritzmenge

bei günstigem Brennstoffverbrauch und Vollast ungefähr dem Dreifachen der Brennstoffmenge gleich ist.

Die Wassereinspritzmenge verbessert, wie schon lange bekannt, die Verbrennung, so daß die Maschine bedeutend höher überlastet werden kann, wobei sie einen ruhigeren Gang und einen kleineren Brennstoffverbrauch zeigt. Die günstige Wirkung wird der katalytischen Wirkung des Wasserdampfes zugeschrieben. Saß hat die Wirkung der verschiedenen Metalle und des Wasserdampfes als Katalysatoren untersucht und nachgewiesen, daß der Wasserdampf ein guter Katalysator ist. Es ist ihm gelungen, die bei Leerlauf der Glühkopfmotoren auftretenden Aussetzer durch Wassereinspritzung zu vermeiden.

Außerdem ist bekannt, wie im Kapitel 3 erklärt, daß einige Brennstoffe für ihre Verbrennung Wasser brauchen. So geht z. B. die Verbrennung von CO nach Wartenberg, wie folgt, vor sich:



und für Hexan und Benzol ist:



Es ist also zuzugeben, daß der Wasserdampf den Verbrennungsgang verbessert. Der Wasserdampf reinigt die Maschine weiterhin von Ruß und ermöglicht eine Erhöhung des Verdichtungsgrades, woraus ein besserer Brennstoffverbrauch folgt.

Wenn aber die Vorteile der Wassereinspritzung unbestritten sind, so zeigt dieses Verfahren auch einige Nachteile, insbesondere für die Anwendung der Semi-Dieselmotoren im Schiffsbetriebe. Immer muß für Süßwasser ein besonderer Behälter vorgesehen werden, da nach einem etwa einstündigen Gebrauch von Salzwasser sich viel Salz im Zylinder ansammelt. Bei Verwendung von Brennstoffen, die Schwefel, Chlor oder

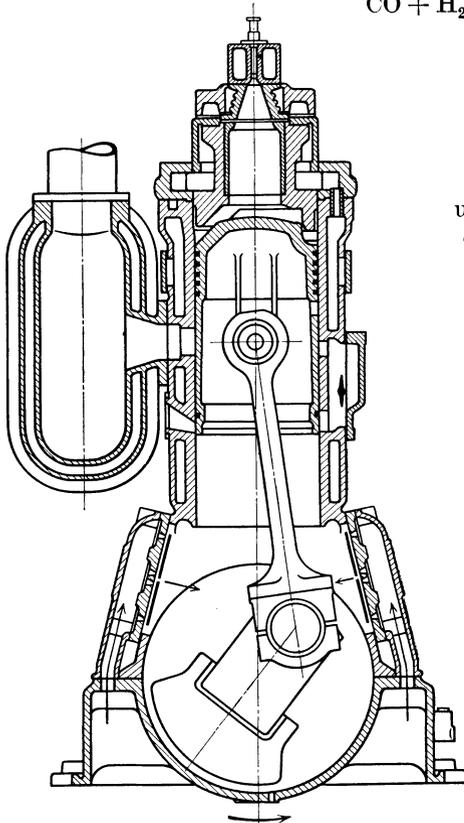


Abb. 109. Thomson-Haston-Semidieselmotor.

Brom enthalten, besteht die Gefahr, daß Zylinder- oder Kolbenwände fressen.

Wenn also bei Schiffsmotoren Wassereinspritzung vermieden wird, so ist das vollkommen gerechtfertigt.

Bei der zweiten Art der Regulierung der Glühkopftemperatur wird der Glühkopf so bemessen, daß er die für die volle Belastung nötige Temperatur hat.

Bei kleiner Belastung fällt die Temperatur, so daß hier gerade die umgekehrte Aufgabe wie bei der Wasserkühlung vorliegt. Diese Aufgabe wird verschiedenartig gelöst.

Mehrere Firmen ordnen in der Spülluftleitung eine Drosselklappe an (Abb. 109), die bei Vollast offen bleibt; bei kleinerer Belastung wird die Spülluft

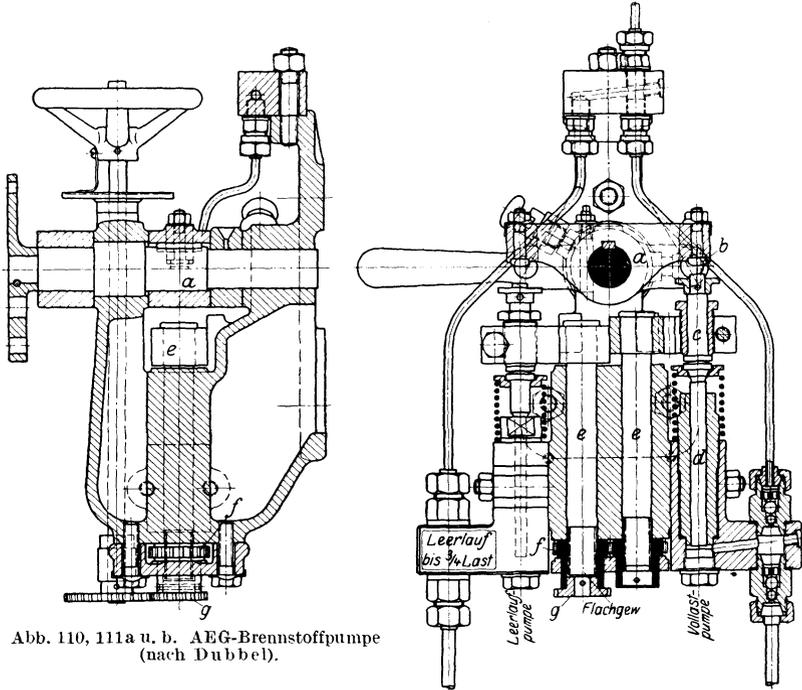
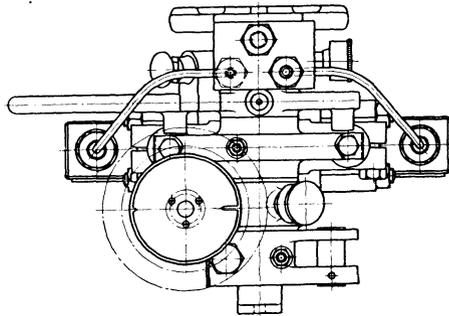


Abb. 110, 111a u. b. AEG-Brennstoffpumpe (nach Dubbel).

gedrosselt, so daß, wie aus der Gleichung (99) folgt, der Wert T_1 trotz der Verminderung von U_{ab} bei Senkung von σ (Füllungsgrad) unveränderlich bleiben kann.

Ganz anders wird das Problem bei der AEG-Maschine gelöst. Die Brennstoffpumpe (Abb. 110—111a—b) hat einen Plunger d , der bei großen Belastungen bis $\frac{1}{2}$ Belastung in üblicher Weise arbeitet und vom Exzenter durch den Schwinghebel a , Anschlag b und Druckstempel c betätigt wird, und einen zweiten Plunger, der vom Leerlauf bis $\frac{1}{2}$ Belastung arbeitet. Die sogenannte Leerlaufpumpe ist links angebracht und wird durch den linken Anschlag und Druckstempel betätigt, wenn der linke Führungsstempel gehoben und der rechte gesenkt wird. Die Leerlaufpumpe spritzt den Brennstoff um 180° früher als der Vollaststempel ein, so daß der Brennstoff schon beim Durchgang des Kolbens durch den unteren Totpunkt eingespritzt wird. Bei Rückgang des Kolbens tritt zuerst eine kleine Verpuffung auf, da im Glühkopf sehr wenig



frische Luft ist; diese Verpuffung führt dem Glühkopf die für gute Erwärmung nötige Wärme zu.

Die Climax-Motorenwerke regeln die Temperatur durch Annäherung bzw. Entfernung der Brennstoffdüse an die Glühfläche (Abb. 112). Bei kleinen Belastungen wird die Düse in die punktierte Lage gebracht, so daß der Brennstoffstrahl an der höchsterhitzten Stelle konzentriert wird und die nötige Erwärmung erhält.

Die Ausführung beruht auf der Tatsache, daß mit zunehmender Belastung die Temperatur der Glühhaube steigt, weshalb der Brennstoffstrahl sich mehr erweitern darf, dagegen muß er bei kleiner Belastung näher an die Glühhaube kommen.

Ein anderes Prinzip ist bei den Gardner-Motoren (Norris, Henty & Gardners, Ltd., Manchester) angewandt (Abb. 113). Die Düse wird gedreht und richtet den Brennstoffstrahl bei Leerlauf direkt an die heißeste Stelle gegenüber der Glühlampe bzw. auf die kälteste Stelle bei voller Belastung. Für die mittlere Belastung ist die Düse auf die mittlere Stelle gerichtet.

Es ist klar, daß Wassereinspritzung, Luftdrosselung, Zweipumpensystem oder schließlich Düsenverstellung in gewissem Maße die Temperatur regeln. Wenn diese Regelung auch nicht selbsttätig ist und sich nicht ge-

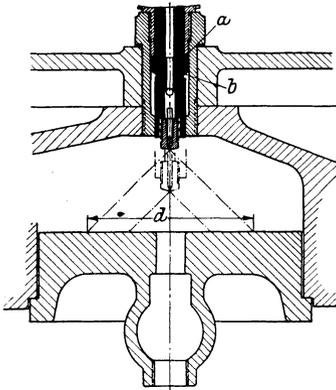


Abb. 112.
Bewegliche Brennstoffdüse nach Climax.

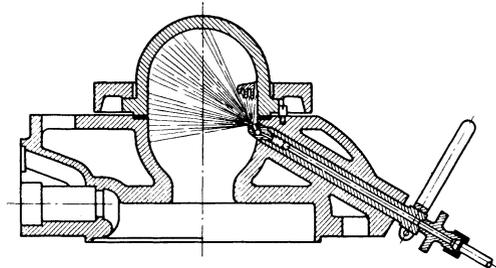


Abb. 113.
Drehbare Düse nach Gardner.

nau jeder Belastung anpaßt, so ist das für praktische Zwecke nicht von großer Bedeutung.

Auf die Frage, welche von diesen Ausführungen die beste ist, müssen wir antworten: „die einfachste und die billigste“, da, wie wir mehrfach wiederholt haben, nur Einfachheit und Billigkeit das Dasein der Semi-Dieselmotoren rechtfertigen.

Anlassen. Wenn ein kalter Semi-Dieselmotor auch langsamer anläuft als ein klassischer Dieselmotor, so läuft er doch viel schneller an als die Dampfmaschine. In der letzteren ist es nötig, zuerst, wie bekannt, den Kessel anzuheizen, dann muß das Wasser verdampft und auf den nötigen Druck gebracht werden, was einige Stunden in Anspruch nimmt. Bei den klassischen Dieselmotoren genügt es, dem Motor einen Impuls zu geben. Einige Umdrehungen reichen dann aus, um durch die Verdichtung allein die für Entzündung nötige Wärme zu schaffen. Dieser Impuls kann bei ganz kleinen Motoren von Hand durch Drehung des Schwungrades erzeugt werden, wird aber meistens von der Druckenergie

der hoch komprimierten Luft, die vorher in einem Luftbehälter akkumuliert wird, hervorgebracht.

Auch bei Semi-Dieselmotoren (von 15 PS_e pro Zylinder an) wird die Druckluft aufgespeichert, um den für das Anlassen des Motors nötigen Energievorrat zu haben. Da aber bei den Semi-Dieselmotoren die Verdichtungstemperatur allein für die Einleitung der Verbrennung nicht genügt, so muß man noch aus einer anderen Quelle, wenigstens beim Anlassen der kalten Maschine, Wärme zuführen.

Das einfachste Mittel besteht darin, den Glühkopf mit einer Lampe (Löt-lampe) zu erwärmen. Diese Erwärmung dauert, je nach der Größe und der Brennstärke der Lampe, der Größe der Glühhaube, dem Verdichtungsgrade, der äußeren Temperatur usw., 3 bis 15 Minuten.

Bei Anheizen des Glühkopfes muß der Kolben in seine höchste Lage gestellt werden, um die Wärmeleitung durch Luft möglichst zu vermindern. Der Dekompressionshahn soll dabei geschlossen werden. Um nachzuprüfen, ob der Glühkopf genügend erwärmt ist, öffnet man den Dekompressionshahn und pumpt ein wenig Brennstoff in den Zylinder von Hand ein. Strömt ein dichtes, grauweißes Ölgas aus dem Hahne aus, so kann der Motor in Gang gesetzt werden.

Man stellt alsdann den Kolben in seine niedrigste Lage, schließt den Dekompressionshahn, pumpt (2- bis 3mal) Brennstoff in den Motor von Hand ein und dreht schnell das Schwungrad in entgegengesetzter Richtung zur Drehrichtung des Motors. Ist alles in Ordnung, so entsteht vor Ende des Verdichtungshubes durch Zusammenwirken von Verdichtungs- und Glühkopfwärme eine Verpuffung des eingelagerten Brennstoffes, welche die Kurbel in entgegengesetzter Richtung dreht und damit den Motor in Gang setzt.

Die Heizlampe ist eins der sichersten und einfachsten Mittel zum Anheizen des Glühkopfes. Insbesondere bei Schiffsmotoren wird aber manchmal keine offene Flamme erlaubt, weshalb andere Vorwärmungsarten vorgeschlagen und ausgeführt wurden. Diese Vorrichtungen erwärmen den Glühkopf von innen. Hierzu dient entweder ein in den Glühkopf eingesetzter Glühkörper, der durch elektrischen Strom zum Glühen gebracht wird, oder eine Zündpatrone.

Abb. 114 stellt den elektrischen Anlasser des Bolinder-Motors dar. Er besteht aus einer durch Glimmer isolierten Stange, die unten eine isolierte Drahtwicklung trägt; diese steht einerseits mit der Stange, andererseits mit dem Ventilkörper und mit der Eisenmasse des Motors in Verbindung. Der Strom wird aus einer Batterie entnommen und bringt den Draht zum Glühen. Der Anlasser ist in einem wassergekühlten Gehäuse angeordnet und derart ausgeführt, daß nach dem Ingangsetzen und Ausschalten des Stromes das Zündventil in eine wassergekühlte Kammer zurückgezogen und so vor Verbrennung geschützt wird.

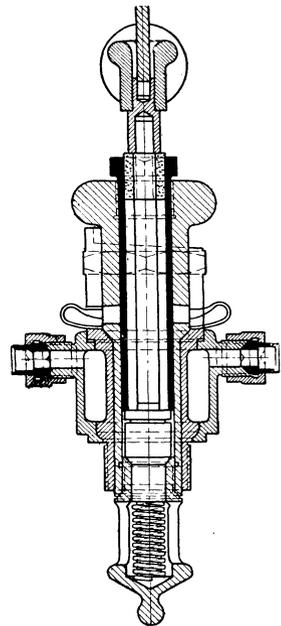


Abb. 114. Elektrischer Anlasser nach Bolinder.

Der Bolinder-Motor arbeitet ohne Wassereinspritzung und hat eine verstellbare Düse (s. den Griff oben, Abb. 115).

Die elektrische Zündung ist sehr bequem, insbesondere bei den mehrzylindrigen Motoren, es muß aber eine Batterie und eine kleine Dynamomaschine für Ladung der Batterie vorhanden sein.

Eine ähnliche Ausführung finden wir bei den Maschinen von Ganz & Co., Danubius A.G., Budapest (Abb. 116). Die elektrisch gewärmte Glühwicklung *a* liegt zwischen dem Brennstoffventil und der schwach gewölbten Glühhaube *b*.

Um die Kosten der elektrischen Vorrichtung zu ersparen, verwendet man, hauptsächlich bei kleinen Motoren, Zündpatronen, die aus nitriertem Fließpapier hergestellt und in einen besonderen Halter eingelegt werden. Die angezündete Lunte wird in die Zündkammer eingeführt und durch Bajonettverschluß eingeschlossen, um durch den Druck nicht aus dem Zylinder herausgerissen zu werden.

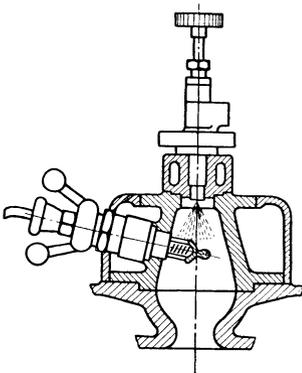


Abb. 115. Bewegliche Düse nach Bolinder.

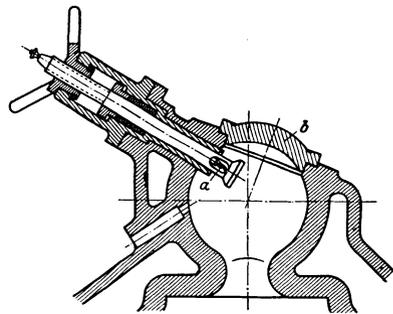


Abb. 116. Bewegliche Düse nach Ganz.

Elektrische Zündung bzw. die Zündpatrone wird auch für Ingangsetzen der kalten Vorkammer-Dieselmotoren gebraucht, womit die Verwandtschaft der Semi-Dieselmotoren mit Dieselmotoren nochmals festgestellt wird.

Beschreibung einiger Semi-Dieselmotoren. Das Äußere wie auch die Ausführung der Einzelheiten der Semi-Dieselmotoren sind sich im allgemeinen so ähnlich, daß die Beschreibung einer Maschine ohne weiteres für andere Maschinen paßt. Die meisten deutschen Semi-Dieselmotoren sind schon mehrmals beschrieben worden, weshalb wir uns hier mit der kurzen Beschreibung einiger ausländischen Ausführungen begnügen wollen.

Die „Compagnie Française Thomson-Houston“, Paris, baut Semi-Dieselmotoren von 8 bis 75 PS je Zylinder bei 600 bis 300 Uml./min (vgl. Schema Abb. 109). Nach Angaben der Firma beträgt der Brennstoffverbrauch für eine 75-PS-Maschine etwa 240 g/PS_eh (Heizwert 10000 kcal/kg) für Vollast und etwa 265 g bei Halblast.

Abb. 117 ist ein Vierzylinder-Schiffsmotor der holländischen Firma Kromhout. Der Motor leistet 350 PS_e bei 225 Uml./min.

Die Fiat Co., Turin, baut Semi-Dieselmotoren mit Kreuzkopf (Abb. 118). Der Kasten wird also für die Luftverdichtung nicht ausgenutzt, hierzu vielmehr der gegen den Kasten abgedichtete, untere Zylinderteil verwendet. Sonst

ist die Maschine von einer normalen Ausführung mit Luftdrosselung bei kleinen Belastungen; sie verbraucht 225 bis 270 g/PS_eh Brennstoff.

Die Luftverdichtung durch die untere Kolbenseite hat einen sehr wichtigen Grund. Der Kurbelkasten ist nämlich stets mit Schmieröl gefüllt, das durch die Luft in den Zylinder eingeführt wird. Es entsteht dadurch erstens ein großer Schmierölverlust und zweitens eine Verstopfung der Spülschlitze bzw. Koks-bildung im Zylinder.

Nachstehend sind in der Zahlen-tafel 14 die Ergebnisse der Versuche an einem horizontalen Glühkopfmotor der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Winterthur, von 14 PS_e bei 300 Uml./min (Zylinder-durchmesser = 230 mm, Kolbenhub = 320 mm) wiedergegeben.

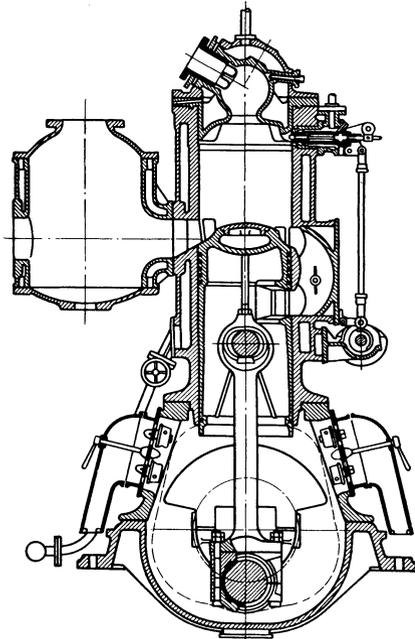


Abb. 117. Querschnitt eines 4-Zyl.-Kromhout-Semi-Dieselmotors.

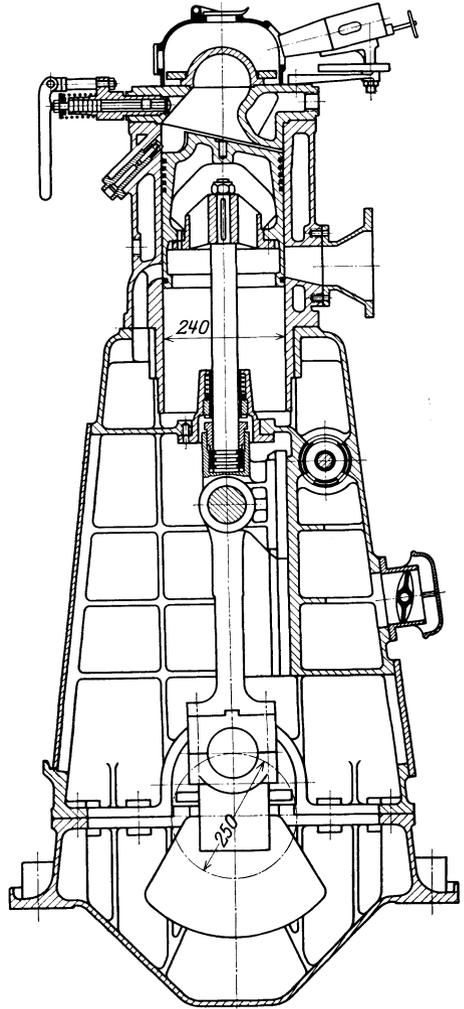


Abb. 118. Querschnitt eines Fiat-Semi-Dieselmotors mit Kreuzkopf.

Zahlentafel 14.

Belastungsgrad	100 %	75 %	50 %	25 %
Leistung PS _e	14	10,5	7	3,5
Drehzahl Uml./min	300	302	303	333
Brennstoffverbrauch . . . g/PS _e h	225	240	290	425
Verdichtungsdruck at	19 ¹ / ₂			
Verbrennungsdruck at	27 ¹ / ₂	28	29	29 ¹ / ₂

auf einen Heizwert von 10000 kcal umgerechnet.

Zusammenfassung. Alles in diesem Kapitel Gesagte werde nun kurz zusammengefaßt:

Fast sämtliche Semi-Dieselmotoren sind mit Kurbelkastenspülung versehen. Wenn auch in einigen Bauarten unter Anwendung eines Kreuzkopfes durch die Luft der unteren Kolbenseite gespült wird, so ändert sich dadurch weder der Spülvorgang, noch die eingeführte Luftmenge. Diese Änderung ist nur konstruktiver Art und gestattet Verzicht auf die Abdichtung jeden einzelnen Kurbelkastens, kleineren Abstand der Zylindermitten und damit Verkürzung der gesamten Maschinenlänge. Dafür aber kommen Kreuzkopf und Kreuzkopfführung hinzu, so daß Höhe und Gewicht der Maschine zunehmen.

Es wurde gezeigt, daß bei der Kurbelkastenspülung der üblichen Ausführung eine Luftmenge von höchstens 50% des Hubvolumens, meistens noch weniger, in den Zylinder eingeführt wird. Es ist deshalb selbstverständlich, daß eine Kurbelkastenspülmaschine, wenn sie auch nach dem reinen Dieselmotorverfahren arbeiten wird, höchstens nur die Hälfte der Leistung des Dieselmotors liefern kann. Nimmt man für die normale Leistung des Dieselmotors einen mittleren ind. Druck von 6 at an, dann kann der Semi-Dieselmotor höchstens 3 at mittleren ind. Druck haben, oder bei einem mechanischen Wirkungsgrad von 75% höchstens bis auf einen mittleren effektiven Druck von 2,25 at belastet werden.

Wenn aber der Dieselmotor bei halber Belastung rd. 200 g/PS_eh Brennstoff verbraucht, so muß bei Semi-Dieselmotoren bei voller Belastung der Brennstoffverbrauch 225 bis 275 g/PS_eh sein. Wie bekannt, beträgt der Brennstoffverbrauch bei Semi-Dieselmotoren kleinerer Einheiten 225 bis 275 g/PS_eh, bei größeren Einheiten 200 bis 225 g/PS_eh.

Dennoch versucht man durch Verdichtungserhöhung den Brennstoffverbrauch noch weiter herabzusetzen und die spezifische Leistung (Leistung je 1 ltr Hubvolumen bei gewählter Drehzahl) zu erhöhen.

Daß eine Zunahme der Leistung nicht möglich ist, folgt theoretisch aus der Unmöglichkeit, die Menge der Frischluft zu erhöhen. Praktisch folgt es aus den verschiedenen vorgeführten Versuchen. So haben die Versuche der BMW festgestellt, daß mit Erhöhung der Verdichtung die Leistung nicht zunimmt. Auch beim Vickers-Peters-Motor wird trotz der hohen Verdichtung der mittlere effektive Druck kaum um 10% erhöht, wobei noch zu bemerken ist, daß diese Erhöhung durch den großen Zylinderdurchmesser und kleine Drehzahl bedingt ist. Wir werden später sehen, daß sogar die Dieselmotoren, wenn sie als Kurbelkastenspüler ausgeführt werden, nur die Hälfte der Leistung, welche ein Zweitaktmotor bei vollständiger Spülung liefern könnte, abgeben.

Daß die Erhöhung der Verdichtung den Brennstoffverbrauch verkleinert, ist theoretisch klar und praktisch bewiesen. Doch ist zu beachten, daß die Verkleinerung des Brennstoffverbrauches insbesondere bei kleinen Einheiten und unregelmäßigem Betrieb die Verteuerung der Ausführung nicht ausgleicht. Kleine Dieselmotoren von 5 bis 8 PS, gleich, ob es Zweitakter oder Viertakter sind, haben einen Brennstoffverbrauch von 225 bis 240 g/PS_eh und die Mitteldruck-Semi-Dieselmotoren einfacher Bauart einen solchen von 225 bis 260 g/PS_eh.

Der Semi-Dieselmotor hat eine große Bedeutung für kleinere Anlagen und für solche Aufstellungsorte, wo jede Komplizierung von Schaden und jede Ver-

einfachung zu begrüßen ist. Die Entwicklung der Semi-Dieselmotoren sollte deshalb meines Erachtens in Richtung der weiteren Vereinfachung der Konstruktion, der Verbilligung der Herstellung und der Standardisierung der Reserveteile gehen.

In den nächsten Kapiteln werden wir sehen, wie durch die weitere Verbesserungen der Semi-Dieselmotoren die kompressorlosen Dieselmotoren entstanden sind und wie dadurch die Grenzlinie zwischen Glühkopfmotor und Dieselmotor verwischt worden ist.

6. Verbrennungsvorgang in den kompressorlosen Dieselmotoren.

Der Verbrennungsvorgang in einer Brennkraftmaschine umfaßt die Einführung des Brennstoffes, seine Zerstäubung, Mischung mit Luft, Entzündung und das eigentliche Verbrennen.

Nach der Art der Einführung des Brennstoffes werden die Dieselmotoren in Motoren mit Luftverdichter und kompressorlose Motoren, nach der Art der Verbrennung in Verpuffungs-, Gleichdruckmotoren und Motoren mit gemischter Verbrennung, schließlich nach der Art der Zerstäubung, Mischung und Entzündung in Vorkammermotoren und Einspritzmotoren eingeteilt.

Das Kennzeichen der Vorkammermotoren ist das Einblasen des Brennstoffes in den Hauptverbrennungsraum durch heiße Gase der Vorkammer; das Kennzeichen der Einspritzmotoren ist das Einspritzen des Brennstoffes in den Hauptverbrennungsraum.

A. Vorkammermaschinen.

Die Vorkammermotoren können als Übergangsstufe von den Mitteldruckglühkopfmotoren zu den Dieselmotoren betrachtet werden. Sie benutzen ungefähr denselben Überdruck für das Einspritzen des Brennstoffes in die Vorkammer wie die Glühkopfmotoren; sie bedienen sich der zusätzlichen Wärme für Einleitung der Verbrennung bzw. für das Brennstoffvorwärmen. Statt einer ungekühlten Glühhaube des wassergekühlten Glühkopfes haben wir hier eine ungekühlte glühende Kapsel oder einen ungekühlten Verbindungskanal der sonst wassergekühlten Vorkammer. Die Vorkammermotoren sind also eigentlich Motoren mit innerem Glühkopfe.

Sie kommen aber den Dieselmotoren dadurch nahe, daß die Verdichtung bis auf 30 bis 35 at geführt wird und daß die Hauptverbrennung allmählich, meist nach dem Gleichdruckverfahren, vor sich geht. Ein Luftkompressor ist dabei nicht vorhanden, da die Mischungsenergie durch den in der Vorkammer bei der Vorverbrennung erzeugten Abgasüberdruck entsteht.

Die ersten Vorkammermotoren. Die typischen Ausführungen der Vorkammermotoren sind: die Bronsmotoren, Ellwemotoren, Steinbecker-, Benz-, Deutz- und Körtingmotoren.

In der ursprünglichen Ausführung des Bronsmotors (Abb. 119) fließt der Brennstoff durch eine von Hand oder vom Regulator verstellbare Nadel in eine

Kapsel, die mit dem Verbrennungsraum durch feine Bohrungen in Verbindung steht. Die frische Luft und der Brennstoff treten während des Saughubes in die Kapsel ein, wobei ein kleines Luftventil selbsttätig oder zwangsläufig geöffnet wird. Während des Verdichtungshubes erwärmt sich der vorgelagerte Brennstoff durch die Hitze der geglühten Kapsel bzw. durch die Verdichtungswärme, so daß ein Teil des Brennstoffes verpufft und die hochgespannten Gase den Brennstoff in den Hauptverbrennungsraum einschleudern. In der Kapsel kann wegen geringer Luftmenge nur eine kleine Brennstoffmenge verbrennen. Bei einem

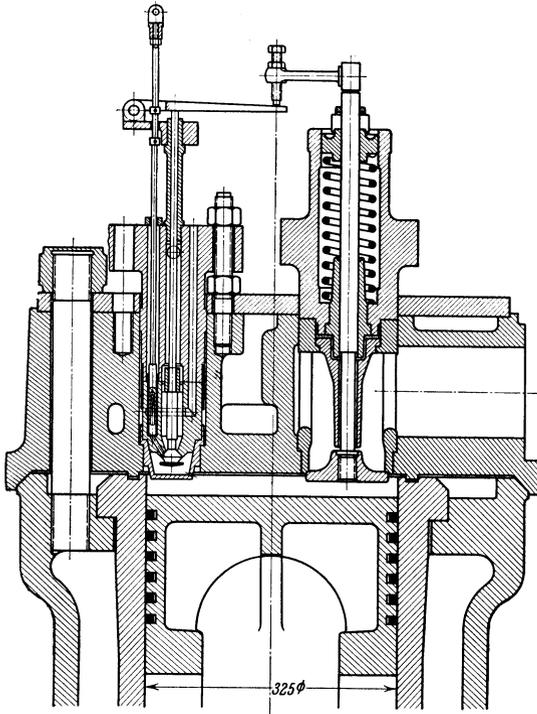


Abb. 119. Zylinderkopf des Brons-Motors (nach Körner).

Verdichtungsdruck von 35 at steigt der Verpuffungsdruck in der Kapsel auf etwa 80 at und der Verbrennungsdruck in dem Zylinder stellt sich auf etwa 40 at ein.

In dem Bronsmotor wird also der Brennstoff in die Kapsel unter ganz kleinem Überdruck eingeführt, so daß man bei Hochlagerung der Brennstoffbehälter auch ohne Pumpe arbeiten könnte. In Wirklichkeit wird eine Pumpe hauptsächlich für die Regelung der Brennstoffmenge benutzt. Das lange Verbleiben des Brennstoffes in der glühenden Kapsel während ungefähr zwei Hüben ruft eine pyrogene Zersetzung des Brennstoffes hervor, auch ist eine Verkokung und Verstopfung der feinen Löcher unvermeidlich.

Die Steinbeckermaschine (Abb. 120—122) zeigt am anschaulichsten die Ähnlichkeit der Glühkammer und der Vorkammer. Die Vorkammer oder Retorte *R* liegt außerhalb des Deckels und ist ungekühlt. Während des Verdichtungshubes wird ein Teil der Verbrennungsluft in die Retorte durch den engen Verbindungskanal *K* eingeführt. Kurz vor dem Totpunkte beginnt die Brennstoffpumpe, den Brennstoff in denselben Kanal *K* zu fördern, wobei ein Teil des Brennstoffes durch die Luftbewegung in die Kammer mitgerissen wird und in der Retorte verpufft. Durch den entstandenen Überdruck werden nun die Gase aus der Retorte in den Zylinder geschoben, wobei sie den dem Kanal *K* immer zufließenden Brennstoff in den Hauptverbrennungsraum einblasen. Wegen der hohen Temperatur der Retorte reicht ein Verdichtungsdruck von rd. 30 at aus.

In dem Ellwemotor (Leissnermotor) (Abb. 123) wird die Luft auf 32 bis 36 at verdichtet. Kurz vor Totpunkt wird der Brennstoff in die glühende Vorkammer mit einem Überdruck von 25 bis 35 at eingespritzt (Pumpendruck 60 bis 70 at).

Ein Teil des Brennstoffes verpufft in der Vorkammer und steigert den Druck, so daß das Gemisch aus der Vorkammer ausströmt. Dabei wird der noch nicht verbrannte Brennstoff in den Verbrennungsraum ausgestoßen und die für gute Mischung nötige Wirbelung erzeugt.

Die Ausführungen von Benz, Deutz und Körting sind in dem nächsten Kapitel ausführlich beschrieben; wir geben deshalb hier nur die schematische Abbildung der Vorkammer dieser Ausführungen (vgl. Abb. 124—127) wieder.

Ausfluß aus der Vorkammer. Die Vorkammermotoren unterscheiden sich nach Inhalt der Vorkammer und können in Motoren mit großer (Ellwe, Benz,

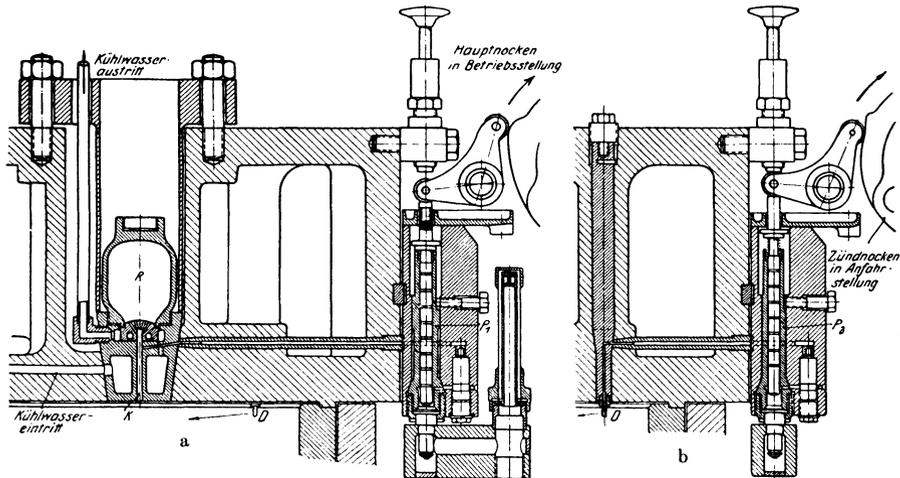
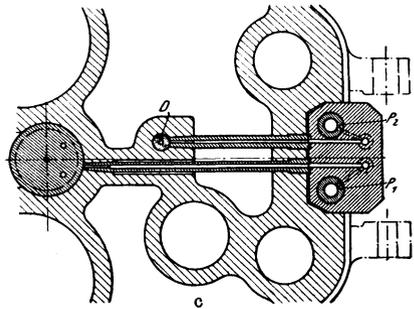


Abb. 120 bis 122.
Vorkammer des Steinbecker-Motors (nach Körner).

Deutz, Körting) und mit kleiner Vorkammer (Steinbecker, Brons) eingeteilt werden.

Nach der Verbindung der Vorkammer mit dem Verbrennungsraum, der bei der großen Vorkammer 3- bis 4mal größer als die Vorkammer ist, unterscheidet man Motoren mit Mehr- und Einlochbrennern (Körting).



Die Vorkammermotoren werden in Zwei- und Viertaktausführung gebaut. Bei der Zweitaktausführung wird meistens die Kurbelkastenspülung angewandt, so daß die Zweitakt-Vorkammermotoren wegen Mangels an Luft und wegen des im Verhältnis zu den Dieselmotoren kleineren effektiven Druckes wirkliche Halb-Dieselmotoren sind. Das Arbeitsverfahren sämtlicher Vorkammermotoren ist ziemlich dasselbe und kann für weitere theoretische Ausführungen, wie folgt, zusammengefaßt werden.

Unabhängig davon, ob der Brennstoff in der Vorkammer während des Verdichtungshubes bzw. früher vorgelagert oder nachträglich während der Verbrennung zugeführt wird, wird er in der Vorkammer auf die Zündtemperatur

erhitzt. Wegen Luftmangels in der Vorkammer kann nur ein Teil des Brennstoffes verpuffen; diese Verpuffung ist aber genügend, um einen Ausfluß der Mischgase aus der Vorkammer in den Zylinder (Hauptverbrennungsraum) zu bewirken.

Die ausströmenden Abgase reißen den noch nicht verbrannten Brennstoff mit sich

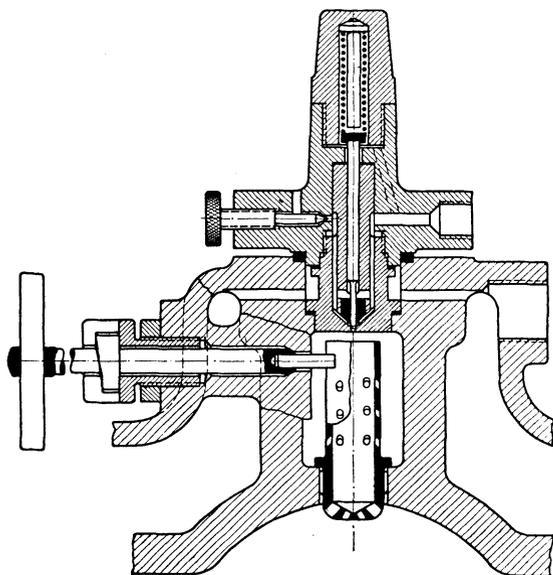


Abb. 123. Vorkammer des Ellwe-Motors (nach Dubbel).

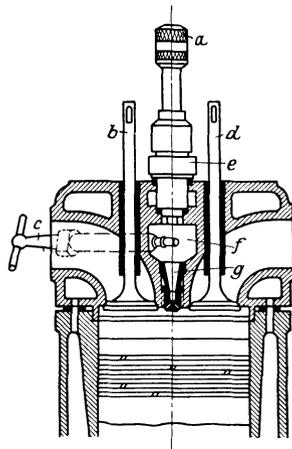


Abb. 124. Vorkammer des Benz-Motors.

und der Brennstoff, trotzdem er bereits auf die Zündtemperatur erhitzt ist, verbrennt in dem Hauptverbrennungsraume nicht plötzlich, sondern je nachdem er frische Luft findet und die letztere durch die das Tröpfchen umhüllende Abgase diffundiert. Die Ausströmung aus der Vorkammer muß also mit einer Energie, die für die nötige Mischung des Brennstoffes mit der Luft des Hauptverbrennungsraumes ausreicht, vor sich gehen.

Aus der Gestalt des Vorkammer- und Zy-

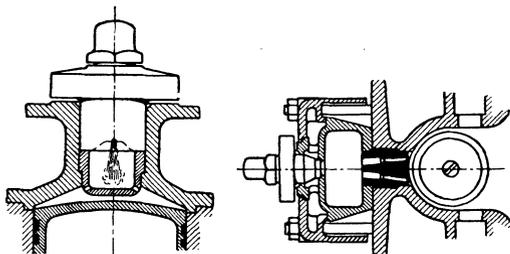


Abb. 125 u. 126. Vorkammer des Deutz-Motors.

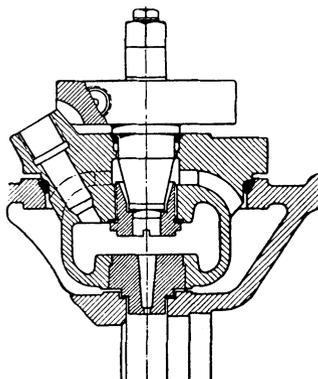


Abb. 127. Vorkammer des Körting-Motors.

linderdiagramms (Abb. 128) ist zu schließen, daß der Brennstoff nicht plötzlich, sondern allmählich aus der Vorkammer in den Zylinder eingeblasen wird, daß während dieses Einblasens der Druckunterschied zwischen Vorkammer und Zylinder derselbe bleibt und daß die Verbrennung in der Vorkammer wie auch im Zylinder ungefähr nach dem Gleichdruckverfahren verläuft. Selbstverständ-

lich gibt es auch Ausführungen, in denen der Verbrennungs- und Einspritzvorgang ganz anders vor sich geht, z. B. mit vorwiegendem plötzlichem Einblasen des Brennstoffes. Jeder angegebene Vorgang läßt sich aber annähernd vorberechnen, woraus eine Richtlinie für die Art der Regulierung gewonnen werden kann.

Der Vorgang in der Vorkammer gehört zu den Verbrennungsvorgängen mit Mengeänderung. Es gelten hier folgende Gleichungen:

$$pV = GRT \text{ (Zustandsgleichung) ,}$$

$$V = \text{konst. (Volumenänderung) ,}$$

$$dQ + d(GU) + J dG + dQ' = 0 \text{ (Wärmegleichung) ,}$$

$$dG = f_m \cdot \frac{u_m}{v_m} \cdot dt \text{ (Ausflußgleichung) .}$$

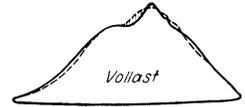


Abb. 128. Vorkammer- und Brennraumdigramm.

Es muß noch das Gesetz der Wärmezufuhr eingeführt werden.

Wir nehmen an, daß zuerst ein ganz kleiner Teil des Brennstoffes sehr rasch verbrennt, so daß wir $dt = 0$ setzen können. Es wird also kein Ausfluß stattfinden und das Gewicht G muß unverändert bleiben, wie aus der Ausflußgleichung folgt (bei $dt = 0$ ist auch $dG = 0$).

Ist aber G unveränderlich, dann ergibt sich aus der Zustandsgleichung, daß die Temperatur proportional dem Druck steigt.

Ferner erhält man aus der Wärmegleichung:

$$dQ = GdU + dQ' .$$

Bei großen Vorkammern steigt der Druck von 30 auf 36 at und die Temperatur von 860° abs. auf 1030° abs. Die innere Energie nimmt um 40 kcal/kg zu. Wird z. B. je 1 kg Brennstoff 30 kg Luft eingeführt (rd. doppelter Luftüberschuß) und beträgt die Vorkammer rd. 30% des Verdichtungsraumes (Verbrennungs- + Vorkammerraum), dann erhalten wir:

$$Q' - Q'' = 0,30 \times 30 \times 40 = 360 \text{ kcal .}$$

Da der Heizwert des Brennstoffes 10000 kcal ist, so folgt, daß für die Druckerhöhung von 30 auf 36 at rd. 4% des Brennstoffes verbrannt werden muß. Der Wärmeverlust im Wasser ist dabei nicht einbegriffen, wird aber wegen des großen Temperaturunterschiedes und der großen Fläche ziemlich groß sein.

Bei kleinen Vorkammern, wie z. B. beim Bronsmotor, ist das Verhältnis des Vorkammerraumes zu dem Verdichtungsraum etwa gleich $\frac{1}{40}$. Der Druck steigt aber hier von 35 at auf 80 at, also die Temperatur von 860° abs. auf rd. 2000° abs., was einem Zuwachs der inneren Energie um 280 kcal/kg entspricht. Bei demselben Luftüberschusse erhalten wir für diesen Fall:

$$Q - Q' = 280 \cdot 30 \cdot \frac{1}{40} = 210 \text{ kcal .}$$

Nach der Druckerhöhung in der Vorkammer stellt sich ein Ausfluß aus der Kammer in den Zylinder ein, wo der Brennstoff verbrennt. Wir nehmen an, daß die Verbrennung in dem Hauptverbrennungsraum und in der Vorkammer bei konstantem Druck vor sich geht, so daß der Überdruck unveränderlich bleibt, und daß der Ausfluß nach einer Polytrope mit dem Exponenten n verläuft.

Aus der Zustandsänderung in der Vorkammer mit $p = \text{konst.}$ und $V = \text{konst.}$ erhalten wir.:

$$\frac{dG}{G} + \frac{dT_k}{T_k} = 0.$$

Die Ausflußgleichung können wir, wie folgt, schreiben:

$$-\frac{dG}{G} = f \frac{u_m}{G v_m} \cdot dt,$$

worin das Zeichen „ k “ die Zustandsgröße in der Kammer und bzw. „ m “ in der Mündung bedeuten.

Ferner ist:

$$u_m = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_k - T_m)}$$

und mit:

$$T_k = T_m \left(\frac{p_m}{p_k} \right)^{\frac{1-n}{n}}$$

erhalten wir

$$u_m = A \sqrt{T_k},$$

wo

$$A = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} R \left[1 - \left(\frac{p_m}{p_k} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}.$$

Außerdem ist

$$v_m = v_k \left(\frac{p_k}{p_m} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{R}{p_k} \left(\frac{p_k}{p_m} \right)^{\frac{1}{n}} T_k = B T_k.$$

Wir erhalten also:

$$\frac{dT_k}{T_k} = \frac{f \cdot A \sqrt{T_k}}{G B T_k} \cdot dt$$

oder

$$\frac{dT_k}{\sqrt{T_k}} = \frac{f \cdot A}{G \cdot B} \cdot dt,$$

woraus nach Integrieren und Umformen:

$$2 \left(\sqrt{\frac{T_2}{T_1}} - 1 \right) = \frac{f u_1}{V \left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{1}{n}}} \cdot t,$$

hierin bedeuten:

T_1 und T_2 die Anfangs- und Endtemperatur der Vorkammer,
 u_1 die Ausflußgeschwindigkeit am Anfang der Strömung

Mit

$$t = \frac{\alpha^0}{6 \cdot f_l}$$

erhalten wir

$$\frac{f}{\bar{V}} = \frac{12 n \left(\frac{p_k}{p_m} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\sqrt{\frac{T_2}{T_1}} - 1 \right)}{\alpha u_1}, \quad (103)$$

eine Gleichung, die den Zusammenhang zwischen dem Vorkammervolumen, Verbindungsquerschnitt, Drehzahl und Überflußdauer erfäßt.

Die während dieses Ausflusses aus der Vorkammer ausgeflossene Abgasmenge ist:

$$G_{\text{aus.}} = G \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right). \quad (104)$$

Diese Gleichung zeigt, daß unter den gemachten Annahmen ein Ausfluß nur bei Temperaturerhöhung stattfinden kann, es muß deshalb die Verbrennung in der Kammer während des Brennstoffausblasens andauern.

Nachdem die Verbrennung in der Vorkammer beendet ist und die Temperatur der Kammer abfällt, stellt sich in der Vorkammer und in dem Hauptverbrennungsraum dieselbe Zustandsänderung ein, und die weitere Ausdehnung verläuft, als ob nur ein Raum vorhanden wäre. Dabei werden die in der Vorkammer unverbrannten Brennstofftröpfchen während der Ausdehnung in den Zylinderraum gelangen und entweder ein größeres Nachbrennen verursachen oder aber verloren gehen.

Beispiel. In einer Vorkammermaschine soll der Brennstoff während 10^0 Kurbelwinkeldrehung aus der Vorkammer in den Zylinder übergeführt werden. Der Ausfluß verläuft mit sofortigem Abfall des Druckes $\left(\frac{n}{n-1} = 1 \right)$; es ist ferner angenommen, daß

$$\frac{p_{k_1}}{p_m} = \frac{T_{k_1}}{T_m} = 1,2.$$

Mit $T_m = 800^0$ abs. und in der Annahme, daß $T_{k_1} : T_m = 1,2$ erhalten wir bei 350 Uml./min

$$\frac{f}{V} = 0,56,$$

oder wenn f in cm^2 und V in cm^3 angegeben sind

$$\frac{f}{V} = 0,0056.$$

Mischungsarbeit. Die Mischungsarbeit beträgt:

$$E = G_{\text{aus.}} \frac{u_m^2}{2g} = R (T_k - T_m) G \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right),$$

woraus wir mit

$$T_1 = 1960^0, \quad T_2 = 1920^0, \quad T_m = 860^0 \text{ abs.}$$

erhalten:

$$E = 2400 G.$$

Da das Gewicht der in der Kammer befindlichen Luft 20 bis 25% der gesamten eingeführten Luft gleich ist, so wird:

$$E_{\text{vork.}} = 500 G_z \text{ kgm.}$$

Für das Einblaseverfahren hatten wir eine Wirbelungsarbeit von $3900 G_e$ kgm berechnet, wo G_e das Gewicht der Einblaseluft bedeutet. Die letztere ist etwa $\frac{1}{10}$ der Zylinderluft gleich, so daß man für das Einblaseverfahren erhält:

$$E_{\text{einbl.}} = 400 G_z \text{ kgm.}$$

Man ersieht daraus, daß bei dem Vorkammerverfahren die Mischung jedenfalls nicht schlechter ist als bei dem Einblaseverfahren.

Nach Berechnung von Modersohn¹ an einer liegenden einzylindrigen Deutzer Viertakt-Vorkammermaschine (75 PS Nennleistung bei 215 Uml./min) wird das Arbeitsvermögen des mit 3 at Überdruck in den Zylinder eintretenden Brennstoff-Abgasgemisches gleich 15,8 mkg. Das Verhältnis der Vorkammer zu dem Verdichtungsraume beträgt 1 : 3,7 (27%); der Vorkammerraum ist etwa 0,00129 m³ und das Hubvolumen ungefähr 0,0646 m³ gleich.

Bei einer ähnlichen Einblasemaschine findet Modersohn ein Arbeitsvermögen der Einblaseluft von rd. 14,6 mkg, woraus unter Berücksichtigung des Umstandes, daß in der Vorkammer noch ein höherer Druckanstieg stattfindet, folgt, daß das Arbeitsvermögen der Vorkammervverbrennung noch wesentlich höher und jedenfalls nicht geringer als das des Einblaseverfahrens ist.

Der Brenner dieser Maschine hat 4 Löcher zu je 10 mm, woraus:

$$\frac{f}{V} = 0,24$$

und bei früheren Voraussetzungen:

$$\alpha = 23^{\circ}.$$

Auch bei Motoren mit kleinerer Vorkammer geht das Einblasen aus der Vorkammer in den Verbrennungsraum ungefähr unter konstantem Druck vor sich, wenn man die momentane Drucksteigerung im Augenblick der explosionsartigen Einleitung der Verbrennung außer Betracht läßt, was z. B. aus dem Diagramm der Retorte des Steinbecker-Motors folgt (Abb. 129).

Dasselbe gilt auch für Brons-Motoren. So finden wir z. B. für einen Brons-Motor (Abb. 130 u. 131) nach den in dieser Abbildung gegebenen Abmessungen:

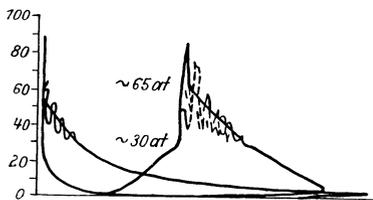


Abb. 129. Drucksteigerung in der Steinbecker Vorkammer.

$$\frac{f}{V} = 0,22,$$

woraus wiederum

$$\alpha = 25^{\circ}.$$

Dieser Winkel entspricht gerade der Kurbeldrehung während der Gleichdruckverbrennung bei Einblasemotoren (vgl. Abb. 14: für $\varepsilon = 0,08$ und $\rho = 0,16$).

Zusammenfassend kommen wir zum Schluß, daß der Vorgang in dem Hauptverbrennungsraum (im Zylinder) der Vorkammernmotoren ungefähr dem Vorgange der Einblasemotoren gleichkommt, da in beiden Fällen der Brennstoff eingeblasen wird und das Einblasen ganz kurz vor dem Totpunkte anfängt und während des größten Teiles der Gleichdruckverbrennung allmählich vor sich geht. Der Unterschied zwischen der Lufteinspritzung und der Vorkammereinspritzung liegt darin, daß bei dem ersten Vorgange der Brennstoff während des Einblasens zerstäubt wird, dagegen in dem zweiten Fall das Einblasen keine Zerstäubungswirkung hat. Ferner sind beim Lufteinblasen die feinen Brennstofftröpfchen von der frischen kalten Luft, beim Vorkammervverfahren die großen Brennstofftröpfchen von heißen Abgasen umhüllt.

Es folgt hieraus, daß für eine sichere Zündung eine höhere Verdichtung nötig

¹ Z. V. d. I. 1926, S. 767.

ist. Wie bekannt, wird bei dieser Maschinengattung die Verdichtung auf 37 bis 40 at getrieben.

Zündverzug in der Vorkammer und in dem Hauptverbrennungsraum. Wenn also auch die Vorkammer die nötige Energie schaffen kann, um die Brennstoffladung in den Zylinder einzublasen und durchzuwirbeln, so wird doch keine genügende Zerstäubung erreicht.

Um nachzuprüfen, ob eine feine Zerstäubung in der Vorkammer stattfindet, gehen wir nun zu der Brennstoffeinführung in die Vorkammer über.

Wie im Kapitel 4 gezeigt wurde, ist bei einem

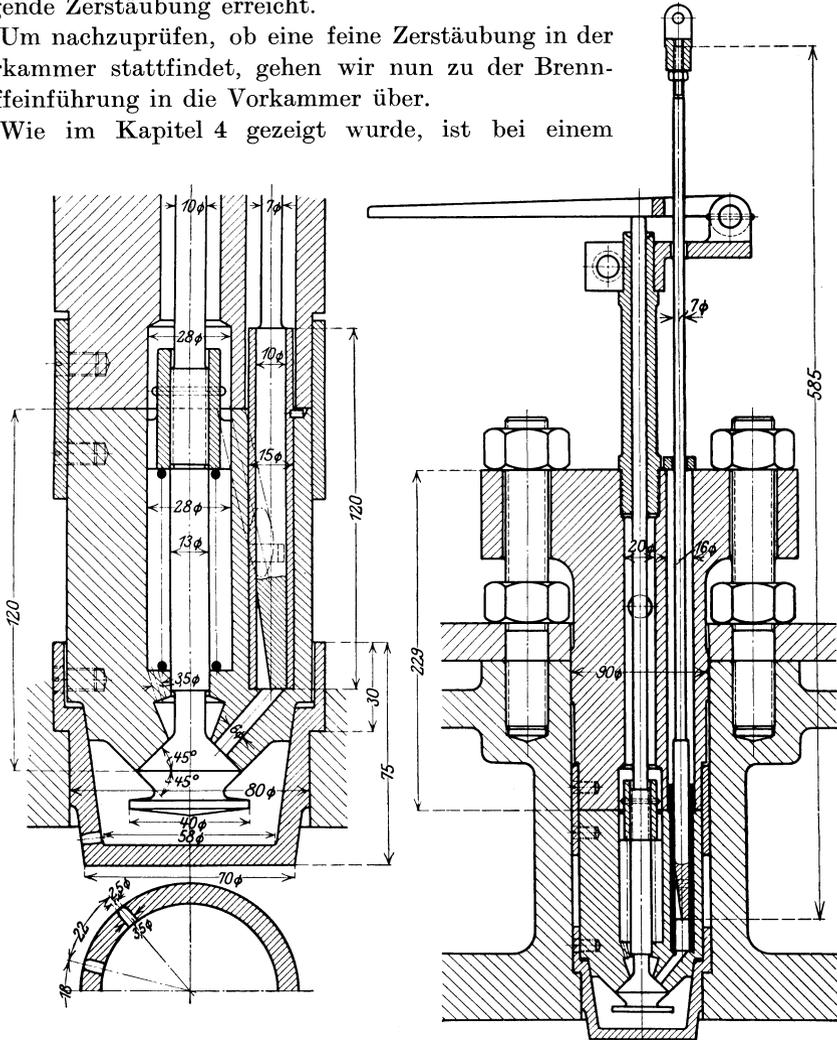


Abb. 130 und 131. Vorkammer eines Brons-Motors (nach Körner).

Pumpendruck von 65 bis 80 at der Überdruck für eine feine Zerstäubung zu klein. Die Brennstofftröpfchen sind mehr als doppelt so groß als bei den Einspritzmotoren, und rd. 20 mal so groß wie bei den Einblasemotoren. Aber die Größe der Tröpfchen ist nur insofern wichtig, als sie auf den Zündverzug einwirkt. Ist das Tröpfchen zweimal so groß, dann wird der Zündverzug viermal größer als bei den Einspritzmotoren sein. Wird aber Einleitung der Ver-

brennung im Totpunkt gewünscht, so muß man mit dem Einspritzen des Brennstoffes in die Vorkammer etwa 25° vor Totpunkt beginnen.

Der Vorgang der Verbrennung in der Vorkammer ist dem Vorgange der Verbrennung bei Semi-Dieselmotoren mit hoher Verdichtung, übermäßiger Einführung von Brennstoff und Drosselung der Spülluft ähnlich. Die hohe Verdichtungstemperatur, sowie hauptsächlich die Wärme der Glühfläche der Vorkammer ist für Erwärmung der ziemlich großen Tröpfchen bis zum Entzündungsdrucke ausreichend. Um aber die Wirkung der Glühfläche zu beschleunigen, müssen die ersten Brennstofftröpfchen die Glühfläche auf einer langen Wegstrecke berühren. Man braucht nicht die ganze eingeführte Brennstoffmenge gleichzeitig bis auf die höchste Temperatur zu erhitzen, sondern es ist dafür zu sorgen, daß die ersten Tröpfchen am schnellsten und am besten die Wärme ausnutzen und somit schneller die Zündung einleiten.

Es folgt hieraus die bekannte praktische Forderung, den Brennstoff in möglichst schlankem Kegel einzuspritzen, den Brennraum konisch auszuführen und damit den am Rande dieser Kegel sich befindlichen Tröpfchen Bespülung der Glühfläche zu ermöglichen.

Die während des Verdichtungshubes aus dem Zylinder in die Vorkammer eingeführte Luft trifft die ersten erhitzten Tröpfchen und strömt wahrscheinlich mehr der Oberfläche des konischen Brenners als seiner Achse zu, wo die lebendige Kraft der eingespritzten Brennstofftröpfchen größer ist und diese mehr konzentriert sind. Die Luft wird also auch vorgewärmt, und wenn sie nach einer guten Mischung mit den ersten Tröpfchen in den breiteren Teil der Vorkammer auströmt, so ist die Mischung für die Entzündung wahrscheinlich fertig.

Zuerst wird in der Vorkammer nur ein ganz kleiner Teil des Brennstoffes entzündet und verbrannt, was aber für sofortige Erzeugung eines Überdruckes und einer Temperaturerhöhung in der Kammer genügend ist.

Wir haben gezeigt, daß für die Druck- bzw. Temperatursteigerung rd. 8% des Brennstoffes verbrannt werden muß, wozu 12 bis 24% der in der Vorkammer befindlichen Luft ausreichen.

Der während des Zündverzuges in die Kammer eingespritzte Brennstoff wird jedenfalls in der Vorkammer erwärmt, meistens bis auf die Verbrennungstemperatur. Es ist auch nicht ausgeschlossen, daß hier ein Teil des Brennstoffes pyrogen zersetzt und vergast wird. Eine explosionsartige Verbrennung entsteht weder in der Vorkammer, wegen der verzögernden Wirkung der Kohlensäure der Abgase, noch im Hauptverbrennungsraume, wegen der allmählichen Überführung des Brennstoffes aus der Vorkammer.

Bei Untersuchung des in Kapitel 3 vorgeführten Diagramms (Abb. 39—41) einer Vorkammermaschine haben wir gesehen, daß der Zündverzug doppelt so groß wie bei einer Einspritzmaschine war, trotzdem derselbe Temperaturunterschied zwischen Verdichtungs- und Zündtemperatur eingestellt wurde. Wir werden nun diesen Fall näher untersuchen.

Wir haben erwähnt, daß der Überdruck des Einspritzens in den Vorkammermaschinen rd. 40 at, dagegen in Einspritzmotoren 200 at beträgt. Bei diesen Druckverhältnissen sollte nach Gl. (85) bzw. (86) der Tropfenradius bei den Vorkammermaschinen etwa 3mal, der Zündverzug rd. 9mal größer sein. Nun ist aber die Verdichtungstemperatur bei 35 at Verdichtungsdruck gleich 780° abs. ;

diese Temperatur erhöht sich durch die Wirkung der Glühfläche der Vorkammer auf etwa 900° abs., so daß für diesen Fall

$$\ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T_z} = 0,28$$

ist, dagegen für Einspritzverfahren mit Verdichtung auf 22 at (vgl. Zahlentafel 11):

$$\ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T_z} = 0,70$$

Der Zündverzug dürfte also theoretisch bei den Vorkammermaschinen 3mal so groß sein.

Wir kommen also zum Schluß, daß bei den Vorkammermotoren der Zündverzug größer als bei den Einspritzmotoren ist.

Wir wenden nun Gleichung (90) auf Zündverzug in dem Verbrennungsraum an. Bei Verdichtung auf 35 at ist die Zündtemperatur gleich 450° abs. und da der Brennstoff in der Vorkammer jedenfalls auf 450° abs. erwärmt ist, so ist:

$$\ln \frac{T_v - T_{fl}}{T_v - T_z} = \ln 1 = 0$$

d. h. der Zündverzug in dem Hauptverbrennungsraum der Vorkammermaschine ist praktisch Null, unabhängig von der Tropfengröße, d. h. unabhängig von der Güte der Zerstäubung.

Es folgt hieraus, daß beim Übergang von der Kammer in den Zylinder keine Zerstäubung des Brennstoffes nötig ist, daß es einer pyrogenen Zersetzung bzw. Ölgasbildung für gute Verbrennung in dem Zylinderraum nicht bedarf, daß die Vorkammer aber unbedingt eine Glühfläche erfordert.

Im Kapitel 4 haben wir erwähnt, daß wegen schlechter Spülung die Temperatur der Vorkammer ziemlich hoch ist. Die Versuche von Eichelberg¹ über Wärmeverteilung bzw. Kühlverluste in einem Zündkammermotor mit Einschnürring bestätigen diese Tatsache.

Eichelberg hat festgestellt, daß die Kühlverluste bei dem Zündkammerverfahren größer als bei Einblase- bzw. Einspritzverfahren sind, und zwar infolge der großen gasberührten Oberfläche der Zündkammer und infolge der scharfen Strömung der aus der Zündkammer austretenden Gase. „Daß bei den Messungen an Zündkammermotoren nicht etwa schlechte Verbrennung die erhöhten Kühlverluste verschuldete, geht aus der hohen Überlastbarkeit des Motors hervor und wird dadurch erhärtet, daß der Auspuff noch bei 15% Überlast unsichtbar war.“ Es sei noch hinzugefügt — was übrigens schon erwähnt ist —, daß u. U. die in der Vorkammer gebliebenen Brennstoffteilchen am Ende des Ausdehnungshubes oder bei dem Verdichtungshube langsam verbrennen.

Die sämtlichen Vorkammerwände brauchen weder erhitzt noch glühend zu sein, deshalb werden sie mit Wasser gekühlt. Es muß aber der in der Nähe des Verbindungskanals befindliche sogenannte Brenner heiß genug sein, um die Temperatur des Brennstoffes vor Einblasen in den Zylinder möglichst auf die Zündtemperatur zu erhöhen.

L'Orange meint, daß der Brenner zwischen heller Rotglut und der Brennstoffsiedetemperatur gehalten werden muß. Nach unserem Ermessen soll der

¹ Z. V. d. I. 1926, S. 1080.

Brenner auf etwa 100 bis 150° über diejenige Temperatur, die bei 36 at Verdichtung der Zündtemperatur des flüssigen Brennstoffes entspricht, erhitzt werden.

Die Ausführungen der Vorkammer sind teilweise am Anfang dieses Kapitels angegeben worden, sie werden im nächsten Kapitel noch genauer beschrieben.

Anlassen. Wir haben gezeigt, daß die Selbstentzündung des Brennstoffes durch die zusätzliche Wirkung der Glühflächen der Vorkammer eingeleitet wird. Es folgt hieraus, daß bei langem Stillstand, nachdem die Vorkammer abgekühlt ist, ein Anlassen des Motors ohne vorheriges Anwärmen der Kammer unmöglich ist. Diese Vorwärmung wird in derselben Weise wie bei den Glühkopfmotoren ausgeführt, und zwar durch Anwendung von Glimmpapier, das in einen mit Bajonettverschluß versehenen Halter gesteckt, angezündet und in die Vorkammer so eingeführt wird, daß der Brennstoffstrahl die Glimmstelle nicht treffen kann. Man verwendet hier, wie bei Glühkopfmotoren, auch elektrische Zünder, die insbesondere bei dem Mehrzylindermaschinen selbstverständlich bequemer sind; man muß aber eine Batterie bzw. Strom für die elektrische Zündung haben.

Wenn aber die Vorkammer vorgewärmt werden muß, da ohne künstliche Erwärmung die Zündung nicht eingeleitet werden kann, so hat sich gezeigt, daß kleine Brennstoffmengen in dem Hauptverbrennungsraum auch ohne Vorwärmung entzündet werden können. Die Zündung wird von dem Kern der verdichteten Luft, die von den gekühlten Wänden entfernt ist, eingeleitet und geht deshalb um so einwandfreier vor sich, je größer der Zylinder ist, d. h. je weiter der Kern von der kalten Stelle liegt.

Es muß also eine Vorrichtung vorgesehen werden, die das Einspritzen des Brennstoffes in den Hauptverbrennungsraum während des Anlassens erlaubt. Dies wird meist dadurch erreicht, daß eine besondere Anlaßdüse, die in den Verbrennungsraum mündet, angebracht wird.

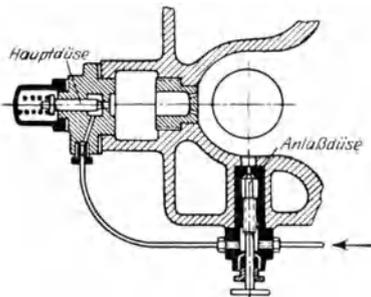


Abb. 132. Zweidüsenanordnung des Deutz-Motors.

Abb. 132 stellt die Anordnung der Anlaßdüse bei Vorkammermaschinen der Motorenfabrik Deutz A.-G. vor. Die Brennstoffleitung führt von der Pumpe über die Anlaßdüse zur Hauptdüse, die in die Vorkammer mündet. Beim Anfahren öffnet man die Anlaßdüse und spritzt die gesamte Brennstoffladung unter einem mäßigen Druck unmittelbar in den Hauptbrennraum, während die Hauptdüse infolge des höheren Schließdruckes ihrer Feder geschlossen bleibt. Nachdem die Nenndrehzahl erreicht wird, schließt man die Anlaß-

düse, worauf die Hauptdüse selbsttätig in Tätigkeit tritt; und da die Vorkammer durch die Abgase gut erwärmt ist, so setzt die Vorkammerzündung an.

Die Vorkammerdieselmotoren sind selbstverständlich einfacher als die Einblasmotoren, da sie keinen Luftverdichter haben.

Die Brennstoffpumpe der Vorkammermaschine arbeitet, wie bei den Einblasmaschinen, mit einem Druck von 70 bis 80 at. Der Verbrennungsdruck beträgt 40 bis 42 at, die Verbrennung in dem Hauptverbrennungsraume erfolgt wie bei den Drucklufteinblasmaschinen nach dem Gleichdruckverfahren, so daß

der thermische Wirkungsgrad und der Brennstoffverbrauch bei beiden Motortypen ungefähr die gleichen sind.

Die einzige Schwierigkeit der Vorkammermaschine ist das Anlassen.

Zusammenfassung. Zusammenfassend sehen wir, daß die Vorkammermaschine einen Dieselmotor mit Gleichdruckverbrennung, mit kompressorlosem Einspritzen des Brennstoffes und mit innerer Glühfläche auf der sonst gekühlten Vorkammer darstellt und für Anlassen nach langem Stillstand dieselben Vorrichtungen, wie bei Semi-Dieselmotoren oder auch bei Dieselmotoren, die mit schwerzündenden Ölen arbeiten, braucht.

Der Inhalt der Vorkammer ist bei den verschiedenen Ausführungen verschiedenen. Bei den Bronsmotoren ist der Vorkammerraum gleich $\frac{1}{40}$ des Verdichtungsraumes (Verbrennungsraum + Vorkammerraum), beträgt hingegen bei großer Vorkammer 25 bis 30% des Verdichtungsraumes, also 1,8 bis 2,1% des Hubvolumens.

Der Querschnitt der Verbindungslöcher ist durch die Formel (103) bestimmt, wobei selbstverständlich noch der Ausflußbeiwert zu berücksichtigen ist.

Die untere Kapsel mit den Überströmöffnungen muß genügende Wanddicke und ausreichende Abstände zwischen den Bohrungen haben, damit sie nicht ausbrennt.

Was schließlich den Einspritzbeginn betrifft, so hängt er, wie gezeigt, von der Form, Größe und Temperatur der Vorkammerwände ab und wird auf etwa 15° bis 25° vor oberem Totpunkte eingestellt.

B. Einspritzmotoren.

Unter Vorkammermaschinen verstehen wir also kompressorlose Maschinen, bei welchen der Brennstoff in die Vorkammer eingespritzt und von dort in den Verbrennungsraum eingeblasen wird. Unter Einspritzmotoren verstehen wir dagegen diejenigen kompressorlosen Maschinen, bei welchen der Brennstoff direkt in den Verbrennungsraum eingespritzt wird.

Im Kapitel 4 haben wir die Theorie des Einspritzverfahrens dargelegt und einige Formeln abgeleitet. Wir werden nun prüfen, wie weit diese Theorie mit den praktischen Ergebnissen übereinstimmt und daraus die nötigen Schlüsse ziehen.

Hauptformeln. Für die Einspritzverbrennung gelten folgende Formeln.

Für den Zündverzug:

$$t_s = 12 r_{\text{mm}}^2 \cdot \ln \frac{T_v - T_{f1}}{T_v - T_2}, \quad (90a)$$

wo

$$r = \frac{0,18 T_z}{p_z (p_b - p_z)}. \quad (89)$$

Für den Durchschlagweg der Brennstofftröpfchen:

$$s = \frac{1}{B} \ln (1 + w_0 B t), \quad (93)$$

wo

$$B = \psi \cdot \frac{\gamma_z}{\gamma_{f1}} \cdot \frac{3}{4r} \quad (91)$$

und

$$w_0 = \sqrt{\frac{2g(p_b - p_z)}{\gamma}} \cdot 10^4. \quad (88)$$

Es tauchten bei Untersuchung der Einspritzverbrennung eine Reihe von sehr wichtigen Fragen auf, die wir auf Grund der theoretischen Betrachtungen und experimentellen Ergebnisse beantworten müssen. Diese Fragen können wie folgt formuliert werden:

1. Kann das Arbeitsverfahren bei den Einspritzmotoren beliebig gewählt werden und welches paßt für die Einspritzmotoren am besten?
2. Ist die Mischung bei den Einspritzmotoren genügend und falls nicht, welche Mittel für Verbesserung der Mischung stehen zu unserer Verfügung?
3. Welche Organe können das Einspritzen des Brennstoffes mit dem nötigen Überdruck in einer gegebenen Zeitspanne und in bestimmter Menge besorgen?

Entsprechend den gestellten Fragen werden wir zuerst die verschiedenen Verbrennungsverfahren vergleichen, alsdann die Brennraumaufbauten bzw. die Mischung analysieren und schließlich das Brennstoffventil bzw. die Brennstoffpumpe untersuchen.

Vergleich der verschiedenen Verbrennungsverfahren. Wir haben mehrmals erwähnt, daß das Arbeitsverfahren in jeder Maschine (auch in Einblasemaschinen) von dem Anfangspunkt der Verbrennung und der zeitlichen Zufuhr der Wärme (Verbrennungsentwicklung) abhängt. Auch beim Einspritzverfahren kann man die Verbrennung entweder nach dem Gleichdruck- oder nach dem Verpuffungs- oder aber nach dem Gleichdruck-Vorverpuffungsverfahren führen. Der niedrigste Verdichtungsdruck ist durch die Zündtemperatur gegeben, der höchste Zünddruck durch die Beanspruchungen der Wandungen. Theoretisch sind verschiedene Verfahren in dem Kapitel 2 behandelt, aus dem man zu dem Schluß kommt, daß im Bereich der im modernen Dieselmotorbau angenommenen praktischen Druckgrenzen alle drei Verfahren ungefähr denselben thermischen Wirkungsgrad haben: bei dem Gleichdruckverfahren ist dabei der Enddruck der Verdichtung etwa größer, der Zünddruck bleibt auf derselben Höhe. Diese Erhöhung der Verdichtung führt zur Erhöhung der Verdichtungsarbeit, so daß der mechanische Wirkungsgrad des Gleichdruckverfahrens etwas kleiner ist.

Die Frage hat Heidelberg¹ experimentell geprüft. Er hat zuerst gezeigt, daß man in Einspritzmotoren mit Verpuffungs- wie auch mit Gleichdruckverfahren arbeiten kann, und zwar durch Verstellung des Beginns der Förderung der Brennstoffpumpe.

Für die Versuchsmaschine ($D = 320$ mm, $H = 550$ mm, $n = 220$ Uml./min, 50 PS bei Einblaseluft) wurde das Gleichdruckverfahren durch Beginn der Pumpenförderung bei 27° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt, das Verpuffungsverfahren bei 40° Kurbelwinkel erreicht. Die Untersuchungen von Heidelberg bestätigen vollkommen die theoretischen Schlüsse.

Es hat sich erwiesen, daß, wenn der Zünddruck 40 bis 45 at nicht übersteigt, der beste Verdichtungsdruck etwa 25 at beträgt und daß bis zur halben Last die Verbrennung nach dem Verpuffungsverfahren, darüber hinaus nach dem Gleichdruckverfahren mit Vorverpuffung vor sich geht.

In den Einspritzmotoren wird meistens das gemischte Arbeitsverfahren angewandt. Der Verdichtungsdruck schwankt bei verschiedenen Ausführungen zwischen 18 at und 33 at, der Zünddruck bei Vollbelastung zwischen 45 und 37 at.

¹ Z. V. d. I. 1924, S. 1047.

Auch das Gleichdruckverfahren findet mehrere Anhänger, wie z. B. Krupp, Linke-Hoffmann usw.

Hintz¹ stellt drei Arbeitsdiagramme für denselben mittleren ind. Druck zusammen, aus denen ersichtlich ist, daß das Gleichdruckverfahren, was den thermischen Wirkungsgrad anbetrifft, dem gemischten Verfahren gleichkommt (Abb. 133). Aus den Diagrammen folgt, daß auch bei dem Gleichdruckverfahren ein, wenn auch sehr kleiner, Druckanstieg entsteht.

Zusammenfassend können wir folgendes feststellen:

1. das Arbeitsverfahren bei den Einspritzmotoren ist ein gemischtes Verfahren mit einer kleineren oder größeren Steigerung des Druckes über den Verdichtungsdruck,

2. der Druckanstieg dauert ungefähr dieselbe Zeit,

3. bei stärkerem Druckanstieg verläuft die weitere Verbrennung langsamer (mit Druckabfall), dagegen bei kleinerem Druckanstieg schneller (ohne Druckabfall), so daß die ganze Dauer der Verbrennung ungefähr dieselbe ist,

4. der Wirkungsgrad des Verfahrens bleibt ungefähr derselbe.

Diese Schlußbetrachtungen sind nur für diejenigen Motoren gültig, bei denen die Dauer der Verbrennung kurz ist und die Verbrennung in der Nähe des Totpunktes vor sich geht, denn die Gestalt des Arbeitsdiagramms und insbesondere des Verbrennungsteiles hängt ausschließlich von der Geschwindigkeit und Intensität der Wärmeentwicklung ab, die von der Güte der Mischung des Brennstoffes mit Luft und von der Geschwindigkeit der Verbrennung beeinflußt werden.

Brennraum. Obwohl die gute Verbrennung von dem Zusammenhang mehrerer Faktoren, wie Verbrennungsraumform, Zerstäubungsart, d. h. Größe, Reichweite und Richtung des Strahles, Düsenform und relative Bewegung des Brennstoffes gegenüber der Luft, abhängt, so können wir doch einigermaßen die Wirkung jedes dieser Faktoren getrennt untersuchen.

Der aus der Düse austretende Strahl hat in der Nähe der Düse eine große Geschwindigkeit und eine kleine Temperatur, die sämtlichen Tröpfchen sind zusammengedrückt, so daß nur die an der Oberfläche des Strahlkegels befindlichen Tröpfchen sich mit der Luft mischen und die nötige Wärme aus der Verdichtungsluft aufnehmen können. Je weiter sich der Strahl von der Düse entfernt, desto mehr verbreitert er sich, die Brennstofftröpfchen sind nicht mehr zusammengedrängt; die Luft kann jedes Tröpfchen umhüllen und noch an das letzte die nötige Wärme abgeben. Diese Wärmeaufnahme ist desto intensiver, je näher und je schneller das Tröpfchen in die Nähe des heißen Kolbens gelangt.

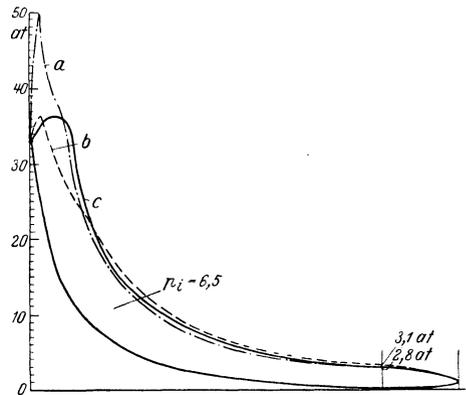


Abb. 133. Arbeitsdiagramm nach Hintz.

¹ Z. V. d. I. 1926, S. 679.

Es folgt hieraus, daß die Form des Kolbenbodens bzw. des Verbrennungsraumes und die Strahlrichtung eine Wirkung auf den Verbrennungsverlauf ausüben, die übrigens in Zusammenhang mit der Geschwindigkeit und Richtung der Tröpfchen steht. Die Geschwindigkeit der Tröpfchen sinkt aber mit der Zeit, d. h. je weiter sich das Tröpfchen von der Düse entfernt, desto langsamer ist seine weitere Bewegung.

Tatsächlich erhalten wir aus der Gleichung (93) durch Ableiten nach der Zeit t :

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{w_0}{1 + w_0 bt} = \frac{1}{\frac{1}{w_0} + Bt}, \quad (105)$$

woraus zu ersehen ist, daß v mit Zunahme der Zeit (t), mit Abnahme des Tröpfchendurchmessers (r) sowie mit Abnahme der Anfangsgeschwindigkeit w_0 sinkt.

Der Zündverzug, der Brennstofftröpfchenweg sowie der Augenblick des Beginns der Einspritzung sind sonach für jede Maschine nicht willkürlich anzunehmen, sondern sind durch die obigen Gleichungen und durch die Drehzahl der Maschine bestimmt.

Wenn der Verbrennungsraum die übliche flache Form wie bei den Einblasemaschinen hat, und der Brennstoffstrahl vertikal und zentral gerichtet ist, so werden den Brennstofftröpfchen weder gleiche Flugstrecken noch genügende Berührung mit der Luft geboten. Die Tröpfchen prallen in kompakter Masse auf den heißen Kolbenboden, zünden hier an der Oberfläche des Strahles zu früh, so daß diejenigen, die in der Mitte des Strahles liegen und keine Luft haben, einer pyrogenen Zersetzung ausgesetzt sind und teilweise explosionsartig, teilweise zu spät zünden. Die ganze Verbrennung wird deshalb relativ sehr verzögert, was Nachbrennen mit allen schädlichen Folgen mit sich bringt.

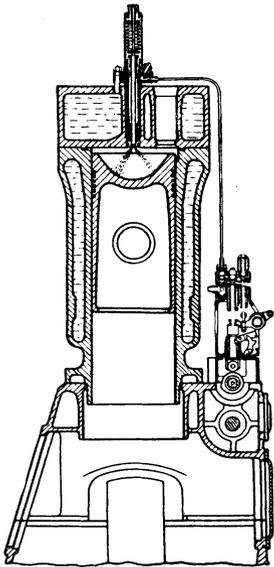


Abb. 134. Hohlkolben nach Deutz.

Bei halbkugeligem Brennraume soll den Strahlen eine solche Durchschlagkraft gegeben werden, daß die Öltröpfchen, bevor sie den Kolbenboden erreichen, verbrannt werden können. Diese Ausführungsform hat sehr gute Ergebnisse gegeben und ist, wie in folgendem Kapitel gezeigt wird, in den meisten Einspritzmotoren angewandt. Sie fordert eine der Verpuffung nahekommende Drucksteigerung im Totpunkte des Kolbens, welche zwar die Triebwerkbeanspruchungen erhöht, doch jedenfalls nicht in so hohem Maße, daß man sie herabsetzen müßte.

Aus Abb. 134 ist aber auch zu ersehen, daß die sämtlichen Brennstoffstrahlen nicht die ganze Luft durchdringen; und deshalb kann die ganze Brennstoffmenge

nicht gleichzeitig verbrennen. Außerdem wird der Brennstoff noch nach dem Totpunkte eingeführt.

Die im Verpuffungsverfahren verbrannte Brennstoffmenge erzeugt nun eine Drucksteigerung, welche die Luft durchwirbelt, so daß die weitere Verbrennung der noch nicht verbrannten bzw. der später eingeführten Teile durch diese Wirbelung beschleunigt wird. Die hohe Konzentration der CO_2 der Verbrennung der ersteren Teile wirkt aber bremsend auf die weitere Verbrennung, weshalb im besten Falle ein Gleichdruckverbrennen stattfindet.

Man kann vermuten, daß je größer der im Verpuffungsverfahren verbrennende Teil des Brennstoffes ist, desto langsamer die noch nicht verbrannten Teile ver-

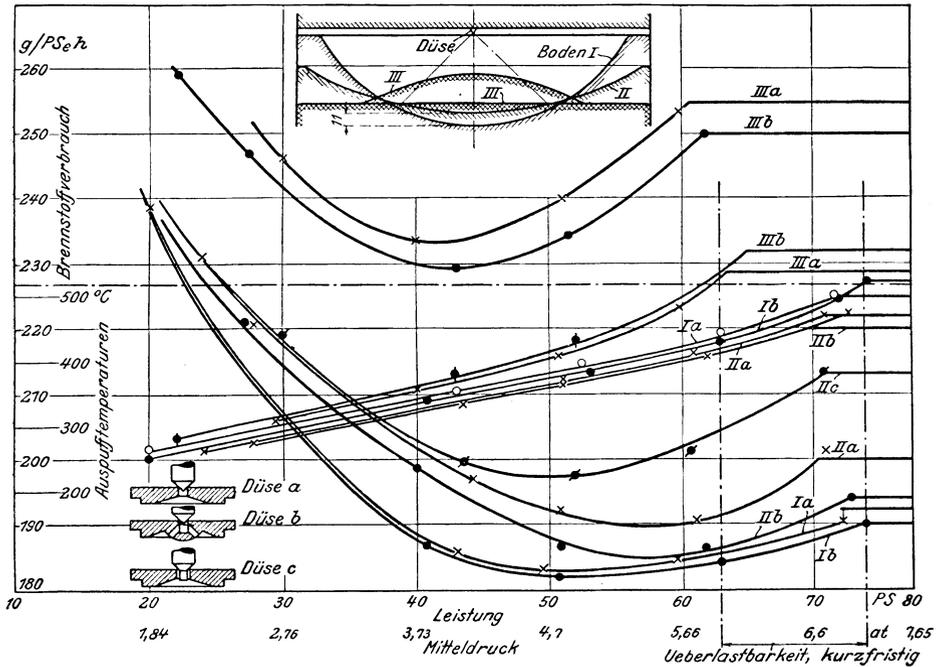


Abb. 135. Versuche mit verschiedenen Kolbenböden und Düsen nach Heidelberg.

brennen, wobei die Expansionslinie sich mehr und mehr, wenigstens am Anfang, der Isotherme nähert.

Heidelberg hat den Einfluß des Verbrennungsraumes an der eben erwähnten Maschine untersucht, wobei er halbkugelförmigen, flachen und zwischenliegenden Kolbenböden (Kugelzentrum über der Düse) benutzt hat. Die Ergebnisse der Versuche zeigt Abb. 135. Für jede Form des Kolbenbodens wurde der Enddruck der Verdichtung auf 22 at, der Druck in der Düse auf 200 at und der Anfang der Brennstoffförderung der Pumpe auf 40° vor dem oberen Totpunkt eingestellt. Der Zünddruck bei Vollast stieg auf 38 bis 40 at.

Aus den Versuchen zieht Heidelberg den Schluß: „Die Versuche zeigen den großen Einfluß der Gestalt des Verbrennungsraumes auf den Verbrauch; je mehr sich der Verdichtungsraum der Kugel nähert, um so besser wird die Verbrennung.“

Diese Schlußfolgerung bezieht sich auf dieselbe Gestalt der Verbrennungskurve und auf denselben Ablenkungswinkel des Brennstoffstrahles und darf nicht

als allgemein gültig für beliebige Anordnung der Düse und Verbrennungsraumform betrachtet werden. So ist bei der MAN-Maschine (vgl. Abb. 228, Kap. 7) gerade die Ausführung II des Kolbenbodens benutzt, wobei aber der Brennstoffstrahl nicht unter 45° , wie bei den Versuchen von Heidelberg, sondern unter 60° zu der Zylinderachse gerichtet ist.

Aus den Versuchen von Hintz¹ ersieht man, daß auch mit Gleichdruckverbrennung und flachem Brennraum günstige Ergebnisse erzielt werden können.

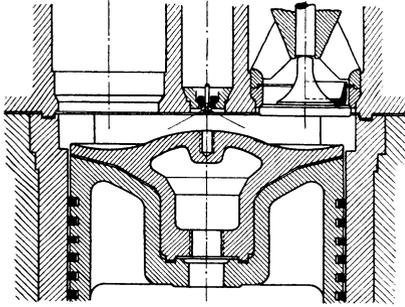


Abb. 136. Kolbenbodenausführung nach Krupp.

Der Verbrennungsraum der Krupp'schen Flachkolbenversuchsmaschine ist in Abb. 136 gezeigt. Die Form des Bodens und der Kegelwinkel des Spritzkegels der Düse sind so gewählt, daß der Brennstoff den Kolbenboden berührt und sich weit in den Verdichtungsraum verteilt. Daß bei dieser Ausführung kein Ruß in der Auspuffleitung bemerkt wurde, erklärt sich damit, daß wahrscheinlich die ersten Brennstoffstrahlen die kalten Wände des Zylinders nicht treffen, da sie durch Berührung mit dem heißen Kolben bereits genügend erhitzt sind und vorher verbrennen.

Beide Maschinen haben Vierlochdüsen, die eine Maschine (335 mm Durchmesser, 500 mm Hub, 200 Uml./min) von 0,4 mm Durchmesser, die andere (420 mm Durchmesser, 650 mm Hub, 200 Uml./min) von 0,55 mm Durchmesser. Der Zündbeginn entspricht 4° Kurbelwinkel vor Totpunkt, der Einspritzbeginn ungefähr bei 40° vor oberem Totpunkt (vgl. Abb. 137).

In dieser Abbildung entspricht a dem Druckverlauf bei Vollast. Wir ersehen, daß das Diagramm sich dem Gleichdruckdiagramm nähert, der Verdichtungs-

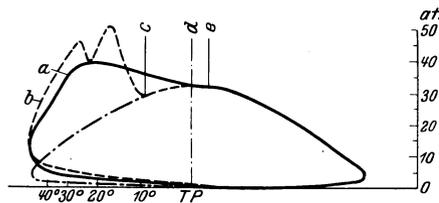


Abb. 137. Arbeitsdiagramm bei den ersten und weiteren Zündungen nach Krupp.

druck beträgt 34 at, wobei der Zünddruck nur auf 37,5 bis 38,5 at steigt. Der Wirkungsgrad der Maschine ist keinesfalls schlechter als bei der kompressorlosen Maschine mit gemischtem Verfahren, was unsere wiederholte Behauptung, daß in den praktischen Grenzen der bis heute bekannten Motoren beide Verfahren gleichwertig sind, bestätigt.

Sehr belehrend ist der Verbrennungsvorgang beim Anfahren der kalten Maschine (Linienzug b). Die Zündung beginnt bei 12° nach o. T., und da bis zum Einsetzen der Zündung eine große Brennstoffmenge eingeführt ist, so entsteht eine Verpuffung mit einer Drucksteigerung bis auf etwa 34 at.

Um die Erhöhung des Zündverzuges zu erklären, betrachten wir die Gleichung (90a). Setzt man den Wert r_i aus (89) in die Gleichung (90a) ein, dann ist bei demselben T_{r1} und T_z , welcher Fall hier eintritt, der Zündverzug t_s nur eine Funktion von der Verdichtungstemperatur T_v . Eine nähere Untersuchung dieser Funktion zeigt, daß t_s mit Zunahme von T_v sinkt.

¹ Z. V. d. I. 1926, S. 679.

Es folgt hieraus, daß wenn — nach Erfahrung — der Zündverzug bei der kalten Maschine größer ist, bei heißer Maschine die Temperatur T_v zunimmt. Zum Teil steigt T_v bei Vollast im Beharrungszustand der Maschine durch Steigerung der Anfangstemperatur der Verbrennungsluft, doch entspricht diese Steigerung nicht der zweifachen Verkleinerung des Zündverzuges. Man muß also entweder eine andere Quelle für die Temperatursteigerung T_v annehmen oder aber die Verkleinerung des Zündverzuges bei Vollast der Steigerung der Brennstofftemperatur T_{f1} zuschreiben.

Da aber diese nicht zunimmt, so gilt die erste Annahme, und es ist nicht schwer, die Wärmequelle in dem ungekühlten Kolbenpilz zu finden, der als Wärmespeicher zu betrachten ist. Er überträgt seine Wärme hauptsächlich an den Brennstoff, der den Boden berührt, und verkürzt somit den Zündverzug. Dabei wird der Kolbenboden durch diese Wärmeabgabe gekühlt, woraus die bekannte Tatsache abzuleiten ist, daß bei Einspritzmaschinen größere Zylinderdurchmesser ohne Kolbenkühlung möglich sind.

Eine besondere Form des Verbrennungsraumes hat die Ausführung nach Hesselmann (Abb. 138), welche den Zweck verfolgt, den Brennraum möglichst genau der Strahlentwicklung anzupassen. Da der Strahl sich von innen nach außen verbreitert, so muß auch der Verbrennungsraum demgemäß ausgeführt werden. Der Kolbenboden ist deshalb in der Mitte hochgezogen, so daß er kegelförmig ist, und trägt am äußeren Umfang einen Kragen K . Der innere Durchmesser des Kolbenbodens d bis zum Kragen und die Höhe h sind entsprechend der Größe des Raumes und der Neigung des Brennstoffstrahles so bemessen, daß der Strahl eine größere Luftmenge an der Stelle findet, wo er am breitesten ist. Der Kragen hat für kleinere Zylinderdurchmesser den Vorteil, daß er die Brennstofftröpfchen vor der Berührung mit den kalten Wänden schützt. Für größere Durchmesser besteht der Vorteil darin, daß die Länge des Verbrennungsraumes so begrenzt werden kann, daß sie der Reichweite des unter Druck eingespritzten Brennstoffstrahles entspricht.

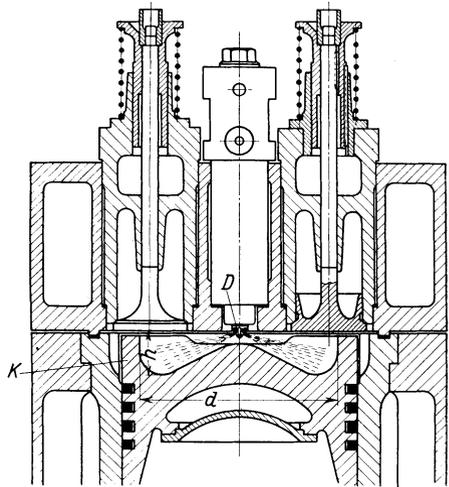


Abb. 138. Kolbenboden nach Hesselmann.

Hier ist noch die Ausführung des Verbrennungsraumes der Price-Zweistrahlmaschine (Abb. 139) zu erwähnen.

Die Ausführung von Price ist durch den stark konzentrierten Verbrennungsraum bemerkenswert und verfolgt hauptsächlich den Zweck, eine gute Wirbelung zu erhalten, zu welchem Zweck überdies ein Verdrängerkolben benutzt ist.

Alle den Verbrennungsraum betreffende Fragen zusammenfassend, können wir folgende Schlüsse ziehen:

1. Die geometrische Form des Verbrennungsraumes hat an und für sich keine besondere Bedeutung.

2. Diese Form muß möglichst dem Strahlbild angepaßt werden.

3. Sie muß freie Verbreitung des Strahles ermöglichen und möglichst Luftschichten vermeiden, die vom Strahl nicht berührt werden.

4. Sie muß die Brennstoffstrahlen vor dem Anprallen auf die kalten Wände schützen.

Wirbelung und rotierende Luftbewegung. Die Anpassung des Verbrennungsraumes an die Brennstoffstrahlen bezweckt innige Mischung des Brennstoffes

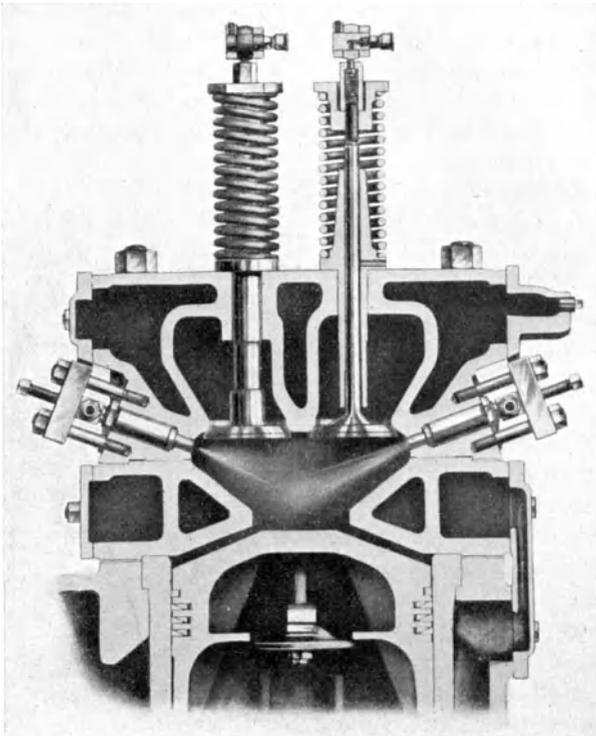


Abb. 139. Brennraum nach Price.

mit der Luft auf dem Wege des Strahles. Da aber der Strahl höchstens $\frac{1}{3}$ des Verdichtungsraumes ausfüllt, so würden $\frac{2}{3}$ des Rauminhaltes zum Verbrennungsprozeß nicht herangezogen. Erst nachdem die erste Zündung mit einem Druckanstieg entstanden ist, wird die ganze Luft-, Abgas- und Brennstoffmasse kräftig durchgewirbelt und werden damit die für die weitere Verbrennung nötigen Bedingungen geschaffen.

Die Wirbelung ist von einer großen Bedeutung für die rasche Verbrennung, leider verläuft sie — soweit heutzutage festgestellt werden kann — nicht gesetzmäßig und ist deshalb irgendeiner Berechnung oder Beherrschung nicht zugänglich. Um es

also nicht auf den Zufall ankommen zu lassen, muß die Wirbelung durch gesetzmäßige Mischung und eine planmäßige Heranführung des unverbrannten Brennstoffes an die frische Luft und umgekehrt ersetzt werden. Jedenfalls muß man die Wirbelung, d. h. die chaotische Bewegung der Luft und Brennstoffteilchen, von der gesetzmäßigen Einführung des Brennstoffes in die Luft streng unterscheiden.

Als Beispiel eines kompressorlosen Motors mit künstlicher Wirbelung soll der in dem Kapitel 4 beschriebene Verdrängungsmotor erwähnt werden. Bei dieser Maschine¹ mit einem Aufsatz auf dem Kolben (dem „Verdränger“) wird die Luft am Ende der Verdichtung durch drosselnde Wirkung des Verdrängers in wirbelnde Bewegung versetzt, was jedenfalls zu einer schnelleren Zündung beiträgt.

¹ Z. V. d. I. 1922, Nr. 51/52.

Die Verdrängermaschinen haben keine Verbreitung gefunden, weil sich diese Wirbelung nicht beherrschen läßt und deshalb zufällige und unsichere Ergebnisse die Folge sind. „Eine wichtige Aufgabe“, schreibt Schmidt, „war, die Abmessungen des Ringspaltes zwischen Verdränger und Hals des Brennraumes durch Versuch zu ermitteln; denn ein weiterer Stromquerschnitt erzeugt eine kräftige, aber zu schnell verpuffende Wirbelung, während bei der zu starken Einschnürung der Drosselverlust des Luftstromes rasch steigt, die Wirbelung daher nur langsam wächst und nicht ausreicht, um den Brennstoff wirksam zu zerreißen und zu verteilen.“

Es hat sich außerdem erwiesen, daß sich bei schnellgehenden Maschinen die Verdränger sehr erwärmen und auf die Dauer nicht haltbar sind.

Die Frage der besseren Mischung durch relative Bewegung des Brennstoffstrahles und der Luft löst Hesselmann in der Weise, daß er bei Viertaktmaschinen die Luft durch das entsprechend abgeschirmte Einlaßventil annähernd tangential zum Zylinderumfang eintreten läßt (Abb. 140–143). Während des Verdichtungs-hubes verschwinden die Wirbel, und es bleibt nur eine ruhige Drehbewegung übrig.

Die Geschwindigkeit dieser Drehbewegung muß so berechnet werden, daß die Luft sich während der Einspritzdauer um $\frac{360^\circ}{m}$ um die

Zylinderachse verdreht; es bedeutet hier m die Anzahl der Düsen.

Geht die Bewegung schneller, dann werden sich die Abgase mit der unverbrannten Luft mischen, woraus Nachbrennen entsteht; geht dagegen die Bewegung zu langsam, dann entsteht wegen der schlechten Mischung wiederum Nachbrennen. Beides verschlechtert den Brennstoffverbrauch, so daß man durch Versuche diejenige Schirmlage finden kann, die dem Minimum des Brennstoffverbrauches entspricht.

Die Geschwindigkeit der Drehbewegung der Luft hängt auch von der Schirm-lage ab, welche die Richtung des Lufteintrittes kontrolliert: es gibt eine Stelle, wo der Verbrennungsvorgang am besten vor sich geht; diese Stelle muß daher für jede Maschine durch Versuche festgestellt werden.

Die zusätzliche regelmäßige Luftbewegung beeinflusst weniger den Zünd-
verzug, hat aber eine große Bedeutung für den Gang der Verbrennung
selbst, denn sie beschleunigt die Verbrennung und vermindert das Nach-
brennen.

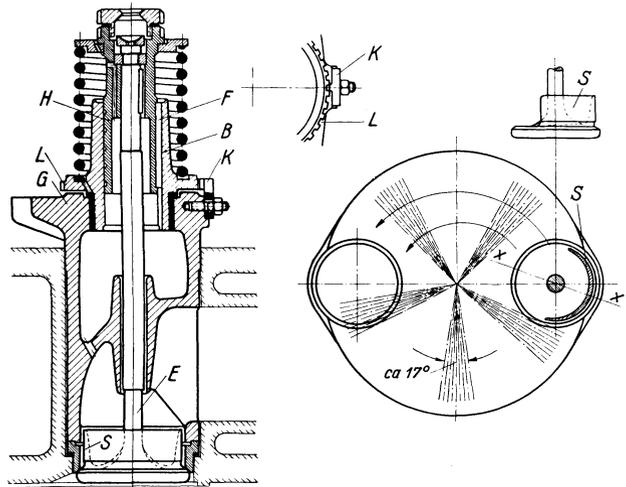
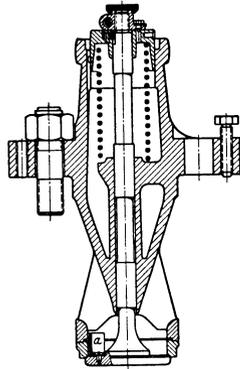
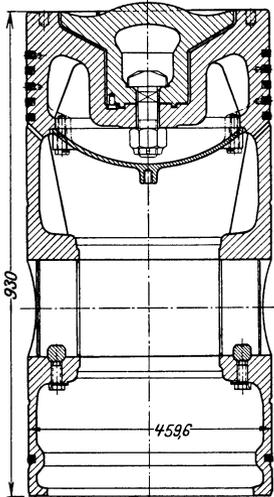


Abb. 140 bis 143. Schirmanordnung nach Hesselmann.

Auch Krupp benutzt Schirme (Abb. 144 bis 146) zur Erzeugung der künstlichen Luftbewegung. Die Versuche, die bei Krupp¹ angestellt wurden, haben gezeigt, daß die beim Saughub eingeleitete drehende Bewegung der Zylinderluft bis in die Brennperiode hinein bleibt. Auch hier hat sich herausgestellt, daß der Brennstoffverbrauch von der mittleren Einströmrichtung abhängt.

Aus Abb. 147, welche die Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit von der mittleren Einströmrichtung bis 180° Überdeckung des Schirmes, und Abb. 148, welche den entsprechenden Brennstoffverbrauch darstellen, ersieht man, daß



die vier kleinsten Verbrauchszahlen einer ganz bestimmten Luftgeschwindigkeit entsprechen, nämlich 8 bis 9 m/sek. Ungefähr dieselbe Geschwindigkeit findet auch Hesselmann.

Ist der Winkel zwischen zwei Strahlen

$$\alpha^0 = \frac{360^0}{m}$$

der Kurbelwinkel der Einspritzung β^0 und die Kolbengeschwindigkeit gleich c , dann muß die

Drehgeschwindigkeit v der Luft gleich

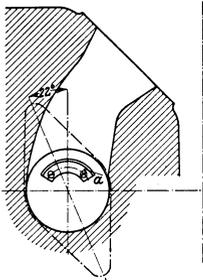
$$v = \frac{\alpha}{\beta} c \quad (106)$$

sein, eine Formel, die den Ergebnissen der Versuche von Hesselmann genau entspricht.

Die Untersuchungen der Diagramme haben gezeigt, daß an den ungünstigen Stellen, wo der Brennstoffverbrauch steigt, das Diagramm eine weniger steil abfallende Ausdehnungslinie und einen höheren Enddruck der Ausdehnung hat, was stärkerem Nachbrennen zuzuschreiben ist.

Bei den kompressorlosen Zweitakt-Junkersmotoren wird die rotierende Luftbewegung durch tangentielle Anordnung der Spülschlitze erreicht (vgl. Abb. 210, Kapitel 7).

Abb. 144 bis 146. Kolbenboden und Schirmanordnung nach Krupp.



Es wurde auch versucht, die Mischung durch ungesetzmäßige Bewegung (Wirbelung) dadurch zu erhöhen, daß man entgegengerichtete Düsen benutzte und die Brennstoffstrahlen zusammentreffen ließ. Diese Versuche haben aber keine guten Ergebnisse gebracht, weshalb die Fulton-Iron-Werke z. B. den entgegengerichteten Strahlen getrennte Bahnen gab.

Die meisten kompressorlosen Einspritzmotoren arbeiten aber ohne künstliche Luftbewegung. Bei dem Hohlkolben von Deutz prallen nach Behauptung der

¹ Z. V. d. I. 1925, S. 676.

Firma die Brennstofftröpfchen teilweise vom Kolbenboden ab und füllen den Verbrennungsraum gut aus. Es ist aber richtiger anzunehmen, daß die Drucksteigerung (Vorverpuffung) eine Wirbelung erzeugt, die eine genügende Mischung sichert; da die Temperatur des Brennstoffs hierbei hoch ist, so geht die Verbrennung ziemlich gut vor sich.

Wir kommen also zum Schluß, daß:

1. eine zusätzliche Luftbewegung nicht unbedingt nötig ist,
2. nicht die wirbelnde Bewegung, sondern eine gesetzmäßige (vgl. Gl. (106))

Bewegung der Luft die Verbrennung verbessert.

Damit ist die zweite der oben gestellten Fragen beantwortet und wir gehen zur Untersuchung der letzten Hauptfrage über.

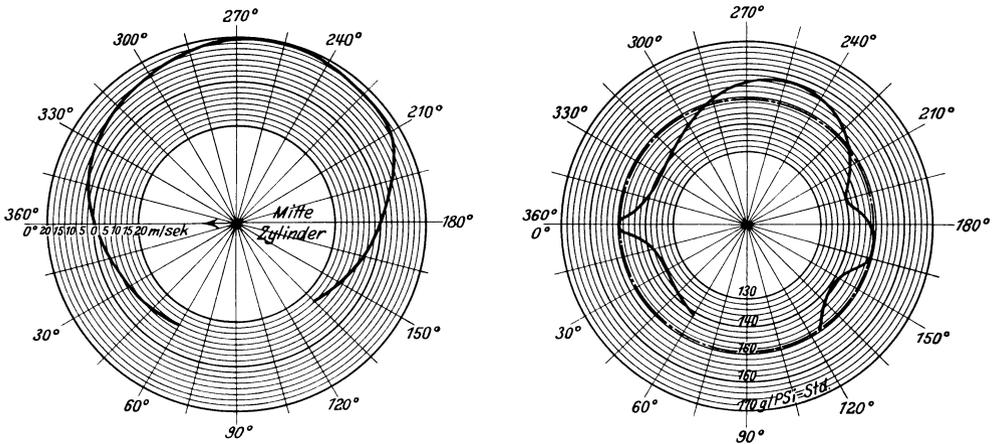


Abb. 147 u. 148. Abhängigkeit des Luftgeschwindigkeits- bzw. des Brennstoffverbrauchs von der mittlern Einströmrichtung (nach Hintz).

Düse und Brennstoffventil. Das Brennstoffventil und die Düse gehören zu den wichtigsten Bestandteilen der Einspritzmaschine. Wir haben gezeigt, daß für eine bessere Mischung des Brennstoffes mit der Luft der Neigungswinkel der Düsenlöcher dem Verdichtungsraume angepaßt werden soll. Der Streuwinkel des Brennstoffkegels wird von 90° bis 135° gewählt.

Wenn also die Richtung des Strahlkegels einigermaßen durch die Form des Kolbenbodens vorherbestimmt ist, so treten beim Entwerfen der Düse mehrere andere Fragen auf, und zwar 1. Soll eine Mehr- oder eine Einlochdüse bzw. eine größere oder kleinere Lochzahl bei dem gegebenen Gesamtquerschnitte der Düse gewählt werden? 2. Welcher Öffnungswinkel und welche Durchschlagkraft soll dem Strahle gegeben werden? 3. Welche Länge der Düsenlöcher soll gewählt werden? 4. Was für ein Einspritzdruck ist zu wählen?

Für die Berechnung des Gesamtquerschnittes gilt die Formel (83):

$$w \cdot f \cdot t = \frac{\mu}{\gamma} G. \quad (83)$$

Für eine gegebene Belastung ist die je Arbeitsspiel einzuspritzende Brennstoffmenge G unveränderlich. Ist ferner die Anfangsgeschwindigkeit w_0 so bestimmt, daß der Durchschlagweg der Brennstofftröpfchen (vgl. Gl. (93)) dem gewählten Verbrennungsraum und Verfahren entspricht, dann bleibt die Möglichkeit,

entweder den Gesamtquerschnitt f durch Verkürzung der Einspritzzeit t zu vergrößern oder umgekehrt.

Die Geschwindigkeit w_0 hängt, wie aus der Gleichung (88) zu ersehen ist, von dem Pumpenüberdruck ab. Wie man aus den Versuchen von Hintz¹ und Eichelberg² schließen kann, verbessert sich die Verbrennung bei Zunahme des Pumpendruckes: Abb. 133 zeigt deutlich, daß Enddruck der Expansion und Brennstoffverbrauch mit Abnahme des Pumpendruckes steigen. Die Verbesserung der Verbrennung bei zunehmendem Druck dürfte nicht nur auf die Erhöhung der Geschwindigkeit des Brennstoffstrahles und der hieraus entstehenden besseren Mischung zurückzuführen sein, sondern auch auf das schnellere Einspritzen.

In der Tat: bei Verkleinerung der Geschwindigkeit w_0 vergrößert sich die Einspritzzeit, was auch den Verbrennungsgang schädlich beeinflussen dürfte. Um diese Wirkung klarzustellen, werde eine Maschine:

$$\text{für } (p_b - p) = 320 - 25 \text{ at} = 285 \text{ at}, \quad w_0 = 250$$

und

$$\text{für } (p_b - p) = 65 - 35 \text{ at} = 30 \text{ at}, \quad w_0 = 80$$

untersucht. Die Maschine möge $D = 420$ mm, $s = 650$ mm, 200 Uml./min haben und mit 4 Düsen von 0,55 mm ausgeführt sein, worauf

$$f = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4} \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = \sim 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

und

$$N_i = \frac{\pi \cdot 42^2}{4} \cdot \frac{0,65 \cdot 200}{30} \cdot \frac{6,5}{300} = 130 \text{ PS}_i$$

folgt. Der Brennstoffverbrauch je Arbeitsspiel ist bei Annahme eines Brennstoffverbrauches von 140 g/PS_ih:

$$G = \frac{N_i \cdot 0,140}{60 \cdot 100} \sim 3 \cdot 10^{-3} \text{ kg.}$$

Wir erhalten also für 320 at Pumpendruck

$$t = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{900 \cdot 250 \cdot 10^{-6}} = 0,0135,$$

was mit

$$1'' = \frac{360^0 n}{60} = 1200^0$$

die Einspritzzeit in Kurbelwinkelgrad bestimmt:

$$\alpha^0 = 16^0.$$

Für 65 at Pumpendruck ist hingegen:

$$\alpha^0 = 50^0.$$

Die Einführung des Brennstoffes geht also in dem letzten Falle dreimal langsamer vor sich, so daß die Verbrennungslinie, die im ersten Fall eine Verbrennung mit großer Temperaturerhöhung in der Nähe des Totpunktes zeigt, im zweiten Fall einer verlangsamten Verbrennung mit großer Endtemperatur der Ausdehnung entspricht.

¹ Z. V. d. I. 1925, S. 675.

² Z. V. d. I. 1924, S. 1051.

Es folgt hieraus die bekannte Forderung, den Brennstoff möglichst rasch einzuführen: die Gefahr einer Frühzündung entsteht kaum, denn der Zündverzug ist ziemlich groß und die Zeit für das Eindringen des Strahles in die frische Luft ist auch nicht klein.

Eichelberg ist auf Grund seiner Versuche zu dem Schluß gekommen, daß die Einspritzzeit bei den Einspritzmotoren möglichst zu verkürzen ist. Die Ergebnisse seiner Versuche¹ an einem ortsfesten Zweitaktmotor von 600 mm Zylinderdurchmesser und 840 mm Hub (Abb. 149) zeigen, daß unter denselben Bedingungen und bei demselben Pumpendruck der Brennstoffverbrauch bei größerem Gesamtquerschnitt der Düse bedeutend sinkt.

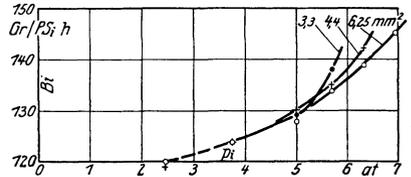


Abb. 149. Brennstoffverbrauch bei verschiedenen Düsenquerschnitten nach Eichelberg.

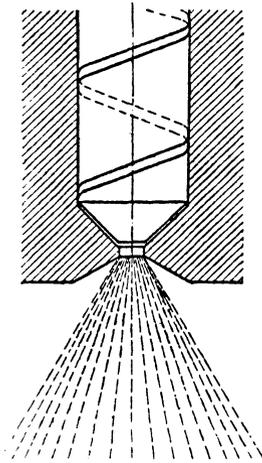


Abb. 150. Einlochdüse.

Durch Erhöhung des Düsenquerschnittes von 3,3 auf 6,25 mm² (8 Löcher zu je 1 mm) wird die Einspritzzeit von 20^o auf 10^o Kurbelwinkel herabgesetzt. Die Forderung, die Geschwindigkeit möglichst hoch und die Einspritzzeit möglichst klein zu halten, bestimmt also die Größe des Gesamtquerschnittes *f*, den wir auf ein oder mehrere Löcher verteilen können.

Ausführungen mit Einlochdüsen in der Form, wie sie Abb. 150 zeigt, findet man auch bei sehr kleinem Zylinderdurchmesser selten. Diese Düse mit kegelförmigem Schleier hat, nach Hesselmanns Versuchen, keinen Erfolg gegeben, weshalb man entweder zu Mehrlochdüsen (Abb. 151) oder zur Anwendung von mehreren Einlochdüsen überging.

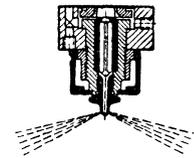


Abb. 151. Mehrlochdüse.

Die Einlochdüsen sind meistens mit dem bei Glühkopfmotor üblichen Drallkörper versehen. Die in Abb. 152 gezeigte Düse gehört zu einer liegenden Zweizylinder-Viertakt-Ölmaschine von 200 PS_e (Zylinderdurchmesser 430 mm, Hub 700 mm, 200 Uml./min, mittlerer effektiver Druck 4,47 at) der De La Vergne Machine Co., New York, U. S. A.

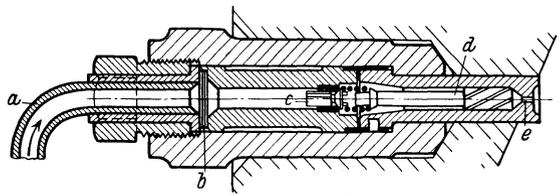


Abb. 152. Einlochdüse der De la Vergne-Maschine.

Die Maschine arbeitet nach dem Price-Verfahren. Der Brennraum besteht aus zwei geneigten Kegeln, in deren Spitzen die zwei Brennstoffventile angeordnet sind. Der Brennstoff tritt durch das starke Kupferrohr *a* zu, fließt durch ein Filter *b* und Rücklagventil *c* in die zuerst ring- und später spiralförmigen Kanäle des Körpers *d* und hierauf durch die Düse *e*. Einige An-

¹ Z. V. d. I. 1926, S. 1087.

gaben über die Steuerung, Düsenabmessung, Pumpendrucke finden sich im Kapitel 7. — Es sei hier nur betont, daß trotz der Wirbelung durch die zwei entgegengerichteten Strahlen und die zusätzliche Wirbelung des Verdrängerkolbens oder vielleicht durch diese Wirbelung der Brennstoffverbrauch bei Vollast 190 g/PS_eh beträgt gegenüber 170 g bei modernen Motoren mit Mehrlochdüsen.

Was die Anzahl der Löcher betrifft, so haben die Versuche ganz „überraschende“ Ergebnisse mitgebracht. Hesselmann schreibt: „Bei Brennern mit 4 bis 8 Löchern, die innerhalb weiter Grenzen verändert wurden, habe ich die besten Ergebnisse unabhängig vom Querschnitt mit 5 Löchern im Brenner erzielt. Es ist kaum ein Zufall, daß Vickers gleichfalls dieser Lochzahl den Vorzug zu geben scheint.“ Ferner ist die Maschinenfabrik Krupp zu denselben Erfahrungen gekommen: „Die Düsen haben je vier Bohrungen von 0,4 mm Durchmesser bei den kleinen und 0,55 mm bei den größeren Zylindern. Kleinere und entsprechend mehr Bohrungen bei gleichem Gesamtschnitt brachte überraschenderweise für beide Zylinderarten keine bessere, sondern schlechtere Verbrennung.“ Da Hesselmann auch bei Einblase-Dieselmotoren dieselbe Erscheinung beobachtet hat und fand, daß mit acht Löchern die besten Ergebnisse erreicht wurden und alle Versuche mit größerer Lochzahl bzw. entsprechend kleinen Lochweiten immer einen vergrößerten Brennstoffverbrauch zur Folge hatten, so scheint es sich hier nicht um einen Zufall zu handeln.

Zur Klärung gehen wir auf die Gleichungen (87), (88), (90) und (91) zurück und eliminieren aus (93) den Wert t . Wir erhalten:

$$s = a \cdot r \cdot \ln(1 + w_0 \cdot b),$$

worin a und b bei gegebener Brennstofftemperatur und gegebenem Verdichtungsgrad als unveränderliche Beiwerte betrachtet werden können. Aus dieser Gleichung ersieht man, daß je feiner die Zerstäubung (r) ist, um so kleiner der Weg s des Brennstofftröpfchens ist.

Je größer die Anzahl der Löcher ist, desto besser wird der Brennstoff im Verbrennungsraum verbreitet, d. h. desto größer wird das Volumen der Luftmasse, in welche die Strahlen eindringen. Da aber für gute Mischung die maximale Luftmenge erfaßt werden muß, so ist für die Güte der Mischung weder die Gesamtstrahlbreite noch die Durchschlaglänge, sondern deren Produkt maßgebend.

Je größer die Anzahl der Löcher ist, desto feiner ist die Zerstäubung und desto kleiner ist der Weg, d. h. die maximale Gesamtbreite der Strahlen entspricht der minimalen Länge, und umgekehrt. Es ist deshalb natürlich, daß es eine bestimmte Anzahl Löcher von bestimmtem Durchmesser gibt, die einer besten Mischung entspricht.

Man darf dabei nicht die große Bedeutung des Zündverzuges vergessen.

Man kann sich vorstellen, daß von einem gewissen Lochdurchmesser von z. B. 0,3 bis 0,4 mm an die Lochwände durch zusätzliche, nicht unbedeutende Reibung die Zerstäubung verbessern und so den Weg s verkleinern. Bei einer größeren Zerstäubung ist der Zündverzug kleiner, die Entzündung stellt sich also ein, wenn die Tröpfchen sich noch sehr nahe bei der Düse befinden, wo sie sehr wenig Luft finden. Derselben Meinung ist auch Hesselmann: „Ich vermute, daß ein großer Teil des feinen Ölnebels in die hochverdichtete Luft überhaupt nicht eindringen kann, sondern in der Nähe des Brenners zurückbleibt, wo nicht genug Luft vorhanden ist.“

Wenn also die Zahl der Löcher einerseits möglichst groß sein muß, um eine bessere Verbreitung der Strahlen zu erzielen, so dürfen andererseits die Löcher nicht zu klein sein, damit genügende Länge der Strahlen erhalten wird. Weder die erste noch die zweite Forderung dürfen übertrieben werden.

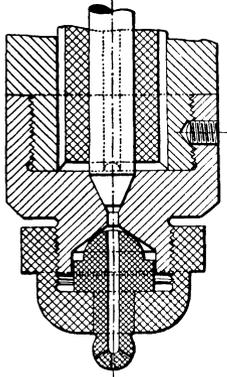


Abb. 153. Düsenausführung.

Zur Vermeidung der Strahlkontraktion müssen die Übergänge der mittleren Bohrung zu den Düsen abgerundet werden.

Die offene Einlochdüse ist, wie aus Abb. 152 zu ersehen ist, den Ausführungen an Glühkopfmotoren ähnlich.

Bei den offenen Mehrlochdüsen (Abb. 154) der MAN wird der Brennstoff durch ein dickwandiges Rohr in die Brennstoffdüse gedrückt, wobei keine Brennstoffnadel vorhanden ist. Diese Ausführung hat den Vorteil, daß bewegte Ventilmassen nicht vorhanden sind; nach Erfahrung der MAN lassen sich infolgedessen bei allen Drehzahlen stoßfrei verlaufende Zündungen erzielen. Die aus dem Brennstoff ausgeschiedene Luft wird dabei selbsttätig abgeführt, doch verursachen andererseits die Schwingungen der Ölsäule Nachtropfen von Öl.

Die meisten Einspritzmotoren werden mit geschlossenen Düsen ausgeführt. Im allgemeinen wird das Nadelventil (Abb. 155) durch eine starke Feder auf den konischen Sitz, der vor den Düsenlöchern angebracht ist, gepreßt. Die Nadel muß möglichst schnell geöffnet werden, aber noch schneller geschlossen werden

Die Düsen werden in Einloch- und Mehrlochdüsen, in offene und geschlossene Düsen und die letzteren wieder in Düsen mit selbsttätiger oder zwangläufiger Öffnung mit oder ohne Akkumulatoren eingeteilt.

Abb. 153 stellt die Düsenausführung schematisch dar. Die Löcher der Düse müssen möglichst genau unter demselben Winkelabstand voneinander und mit derselben Neigung gebohrt werden. Die Mittellinien der Bohrungen sollen sich auf der Achse der Düse schneiden.

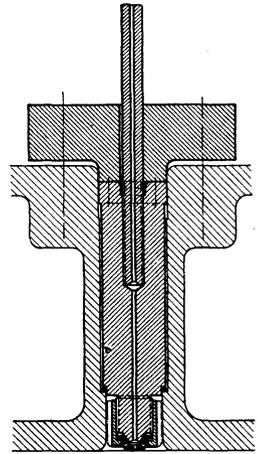


Abb. 154. Offene Düse der MAN.

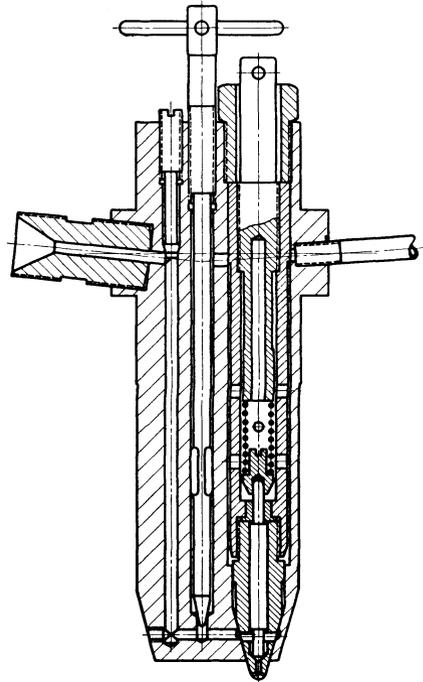


Abb. 155. Selbsttätig schließende Düse nach MAG.

und zwar sofort nach Sinken des Pumpendruckes, um Nachtropfen zu verhindern; aus demselben Grund muß sie den Nadelkegelsitz vollkommen abdecken. Die geschlossene Düse gestattet, wie Versuche gezeigt haben, Anordnung langer Leitungen bis zu 10 m zwischen Pumpe und Einspritzventil.

Die Linke-Hofmann-Werke verlegen (vgl. Abb. 252 bis 254, Kapitel 7) die Düsenlöcher in den Nadelkegel. Beim Schluß der Nadel wird der Brennstoff durch die Nadel an die Düse gepreßt, womit nach Meinung der Firma das Nachtropfen vermindert wird. Diese Firma versucht auch Verkürzung des Düsenloches (Kapitel 7, Abb. 255), was nach ihrer Meinung wahrscheinlich das Nachtropfen noch weiter herabsetzen wird.

Um die Vorzüge der offenen und geschlossenen Düsen zu vereinigen, führt Hesselmann ein membranbelastetes Ventil mit ebenem Ringsitz aus (Abb. 156 bis 160).

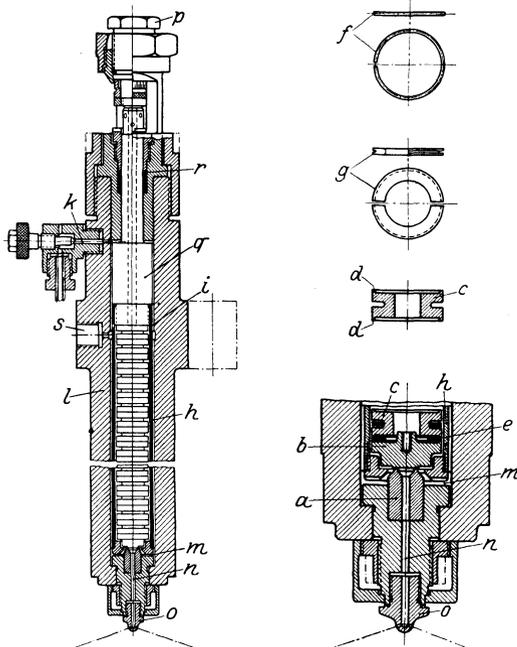


Abb. 156 bis 160. Brennstoffventil nach Hesselmann.

Der Ventil Sitz *a* und der Ventilkopf *b*, beide aus sehr hartem Stahl, sind durch eine ebene Ringfläche von 1 bis 1,5 mm Sitzbreite gedichtet. Der Ventilkopf ist durch die Membranplatten *c* belastet, die mit den aufgeschliffenen Kragen *d* aufeinanderliegen. Die Luftblasen können durch Entlüftungslöcher *i* durch das Entlüftungsventil *k* entweichen. Der Brennstoff tritt in *s* ein, gelangt zwischen Ringraum des Körpers *c* und Büchse *h*, welche die Membrane zusammenhält, in den Raum *m* unterhalb des Ventilkopfes *b*, hebt diesen unter Überwindung der Membranspannung ab und gelangt durch den ringförmigen Ventil Sitz in die Bohrung *n* und die Düse *o*. Die Druckschraube *p* bewirkt durch

Vermittlung des Druckstückes *g* die nötige Spannung der Membrane (Näheres vgl. Kapitel 7).

Zusammenfassend können wir folgende, die Düse betreffenden Regeln feststellen:

1. Mehrlochdüsen sind für das Einspritzverfahren besser geeignet.
3. Die Lochzahl muß für bessere Verteilung des Brennstoffes größer sein, aber der Lochdurchmesser darf nicht zu klein gewählt werden, um die Durchschlagkraft des Brennstoffstrahles nicht zu vermindern.
3. Die Löcher müssen gleichmäßig verteilt und ihre Richtung dem Verbrennungsraum angepaßt werden, so daß die verbreiterten Strahlen nicht gegeneinander stoßen, sondern möglichst gleichmäßig den Verbrennungsraum ausfüllen.

4. Der Gesamtquerschnitt der Löcher muß so gewählt werden, daß der Brennstoff möglichst schnell eingeführt wird.

Selbsttätiges und zwangläufiges Öffnen des Düsenbrennstoffventils. Bei den geschlossenen Düsen wird die Nadel entweder selbsttätig oder zwangläufig geöffnet. Die erste Ausführung hat sich hauptsächlich in Deutschland, die zweite in England und in den Vereinigten Staaten von Amerika eingeführt.

Die selbsttätige Nadel wird unter Einfluß des auf den Ringquerschnitt der Nadel wirkenden Öldruckes geöffnet. Bei einem Pumpendruck von p^{at} und D_1 bzw. D_2 cm äußerem und innerem Nadeldurchmesser ist der die Nadel öffnende Druck:

$$P = p^{\text{at}} \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4} \text{ kg/cm}^2.$$

Da die Nadel sich öffnen muß, bevor die Pumpe den höchsten Druck erzeugt hat, soll der Federdruck F

$$F < P$$

sein. Die Federdehnung ist durch den höchsten Nadelhub gegeben, der zwischen 0,75 mm bis etwa 2 bis 2,5 mm schwankt.

Bei der Ausführung des Brennstoffventils ist besonders darauf zu achten, daß der Brennstoffnadelkolben möglichst genau eingeschliffen ist und gegen den Brennstoffdruck gut abdichtet. Da auch bei bester Ausführung Undichtigkeit durch den Kolben nicht zu vermeiden ist, so muß ein Brennstoffüberlaufrohr vorgesehen werden, das die austretende Brennstoffmenge in den Behälter oder in die Saugleitung der Pumpe zurückführt.

Die selbsttätigen Ventile werden also direkt vom Pumpendruck gesteuert. Der Beginn der Förderung der Pumpe muß daher dem Beginn des Einspritzens so zugeordnet werden, daß die Entzündung in dem gewünschten Augenblick stattfindet.

Wie wir erwähnt haben, verläuft das Einspritzen in den Zylinder mit einem sogenannten Einspritzverzug gegenüber dem Anfang der Drucksteigerung in der Pumpe. Dieser Einspritzverzug entsteht außer durch die Ausdehnung der Brennstoffleitung bei der offenen Düse noch durch die Zusammendrückbarkeit des Öles und bei geschlossener Düse infolge der Zeit, die für die Förderung der für den Nadelhub nötigen Brennstoffmenge verloren geht. Von dem Augenblick des Einspritzbeginnes an bis zum Anfang der Verbrennung geht noch eine weitere Zeitspanne, die als Zündverzug bezeichnet wurde, verloren. Die Brennstoffförderung muß deshalb vor dem Totpunkt anfangen und jedenfalls um einen Winkel, welcher dem Einspritz- und Zündverzug entspricht, der Zündung voreilen.

In England und in U. S. A. wird dagegen die Brennstoffnadel zwangläufig durch Hebel und Brennstoffnocken gesteuert. Abb. 161 zeigt das gesteuerte Brennstoffventil der Firma Doxford & Sons, Sunderland, das ich in meiner früheren Arbeit beschrieben habe. Die Brennstoffspindel ist dreiteilig. Die Nadel liegt im Ventilkörper. Der Brennstoff wird nicht nur zu dem untersten Teile der Nadel, sondern durch eine Rohrabzweigung auch dem links angeordneten Plunger zugeführt. Die unter Druck stehende Fläche des Plungers ist etwas größer, als die entsprechende Fläche der Nadel, so daß diese unter dem entstehenden Überdruck stets geschlossen wird. Die mittlere Zwischenspindel erhält die Be-

wegung von dem Brennstoffnocken durch einen Hebel, wobei, wie leicht einzusehen ist, die für Öffnen der Nadel nötige Kraft sehr gering ist. Der Hub der Brennstoffnadel wird durch den beweglichen Teil, der bei Drehung der Regulierwelle verstellt wird, gesteuert.

In dem nächsten Kapitel werden mehrere Ausführungen der selbsttätigen und zwangläufigen Brennstoffventile dargestellt.

Der Unterschied zwischen der selbsttätigen und zwangläufigen Brennstoffeinführung besteht darin, daß bei der ersten der Brennstoff während des Förderhubes der Pumpe direkt in den Zylinder eingeführt wird, während bei der zweiten der Brennstoff während des Förderhubes vorgelagert wird und alsdann im passenden Augenblicke eingespritzt wird. Die nötige Arbeit der Pumpe bleibt in beiden Fällen dieselbe, nur muß im ersten Falle die Pumpe eine kurze, der Einspritzart entsprechende Förderzeit haben, hingegen kann im zweiten Falle die Förderzeit eine mehrfache der Einspritzzeit sein.

Die kurzfördernden Pumpen für kleine Motoren sind im vorigen Kapitel

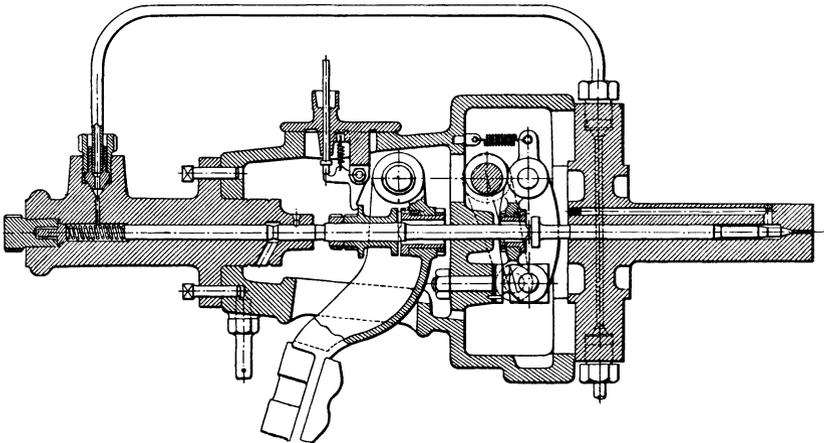


Abb. 161. Brennstoffdüse nach Doxford.

beschrieben worden. Der Beginn der Förderung bei den kleinen Motoren kann plötzlich durch den Nocken eingeleitet werden. Bei größeren Ausführungen (vgl. Kapitel 7) wird die Fördergeschwindigkeit unveränderlich gewählt und der Anfang der Förderung durch Schließen des Saugventils eingestellt. Der Schluß der Förderung kann dadurch erzielt werden, daß der Kolben seine Bewegung plötzlich ändert, nachdem er die höchste Stelle durch den Höchstpunkt der Nocken erreicht hat. Bei größeren Ausführungen wird der Schluß der Förderung wiederum durch Öffnen des Saugventils oder aber durch Öffnen eines besonderen Absteuerventils erzielt.

Der Anfang der Förderung und damit der Anfang der Verbrennung bleibt bei allen Belastungen und bei denselben Drehzahlen derselbe, dagegen wird der Schluß der Förderung bei sinkender Belastung durch früheres Öffnen des Absteuerventils erreicht, womit die Regulierung bei unveränderlicher Drehzahl erzielt wird.

Was die Regulierung bei veränderlichen Drehzahlen anbetrifft, so ist sie etwas verwickelter. In der Tat: wir können die Abhängigkeit der Stoffmenge g

je Arbeitsspiel von der Drehzahl, wie folgt, schreiben:

$$g = C \cdot \frac{fw\alpha}{n},$$

wo α die Kurbelwinkeldrehung entsprechend der Öffnungszeit der Düse bzw. Förderzeit der Pumpe, n die Drehzahl je Minute und C eine Konstante bedeuten. Bei kleinerer Drehzahl und derselben Brennstoffmenge muß bei unveränderlichem Überdruck und Düsenquerschnitt auch der Winkel α^0 verkleinert werden, was leicht durch früheres Öffnen des Absteuerventils auszuführen ist. Wird dabei der Anfang der Förderung bei derselben Kurbellage wie bei größeren Drehzahlen erfolgen, dann wird die Zündung früher eingeleitet werden. Man muß deshalb nicht nur die Dauer der Förderung, sondern auch ihren Anfang durch verschiedene Vorrichtungen an der Pumpe einstellen.

Bei zwangläufig betätigter Brennstoffnadel kann der Einspritzanfang sowie die Dauer des Einspritzens unabhängig von der Pumpe reguliert werden, wobei diese nur eine bestimmte Brennstoffmenge mit einem bestimmten Druck fördern darf. Die Pumpe akkumuliert in diesem Falle den Brennstoff.

Eichelberg unterscheidet die Einspritzung mit Vorrat- von derjenigen mit Füllungsakkumulierung.

Bei der Vorratakkumulierung wird der Brennstoff in einem Akkumulator gespeichert und aus diesem den gesteuerten und geregelten Brennstoffventilen zugeführt. Diese Ausführung hat Vickers in seinen ersten Maschinen verwendet (vgl. Kapitel 7).

Bei der Füllungsakkumulierung besteht der Akkumulator aus einem mit Brennstoff gefüllten Gefäß, z. B. der Brennstoffleitung, das zwischen dem Druckventil der Brennstoffpumpe und dem besonderen Absperrventil liegt das der Brennstoffnadel vorgeschaltet und allein gesteuert wird. Die Mengeregelung wird durch die Brennstoffpumpe besorgt, die Steuerung durch das Absperrventil; die Brennstoffnadel arbeitet selbsttätig.

Abb. 162 stellt ein Akkumulatorventil dar, das Eichelberg an einem Viertaktmotor von 580 mm Zylinderdurchmesser und 810 mm Hub untersucht hat. Der Brennstoff wird während des Arbeitsspieles in das Ventil gefördert, wo er unter Anhub des Akkumulatorkolbens vorgelagert wird. Die Brennstoffnadel wird durch eine Feder geschlossen und außerdem durch einen Hebel festgehalten. Dieser Hebel wird gesteuert; sobald er die Nadel freilegt, hebt der Brennstoff unter Druck des Akkumulatorkolbens die Nadel an und spritzt den Brennstoff in den Zylinder ein. Nach Schluß des Ausstoßens schließt sich die Nadel unter

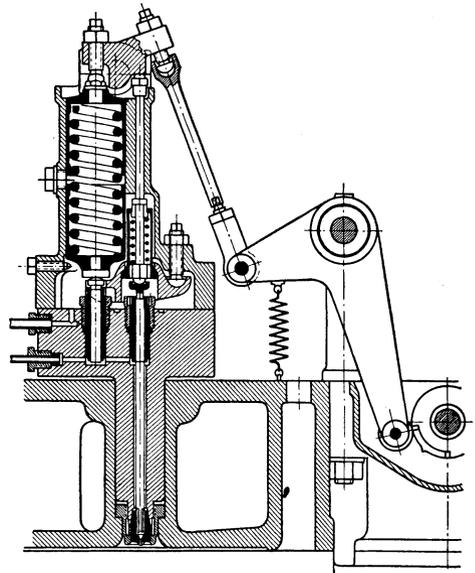


Abb. 162. Akkumulatorventil nach Eichelberg.

dem Druck ihrer Feder und wird später außerdem durch den Steuerhebel mit großem Dichtungsdruck auf ihren Sitz gepreßt.

Eine besondere Art der Akkumulatorpumpe ist von Arschauloff vorgeschlagen (Abb. 163).

Sie besteht aus einer Verdrängerpumpe *a* mit einer Differentialkolbenübertragung. Der Raum unter dem Kolben *b* steht durch die Leitung *c* in Verbindung mit dem Verbrennungszylinder. Der Brennstoff wird von einer üblichen Pumpe durch ein Rückschlagventil *d* der Verdrängerpumpe zugeführt und drückt die Kolben *a* und *b* nach unten. Der Querschnitt des Zylinders *b* ist rd. 12mal größer als der Querschnitt des Zylinders *a*. Wenn der Druck während der Verdichtung auf 23 bis 24 at steigt (der Enddruck der Verdichtung ist etwa 27 at),

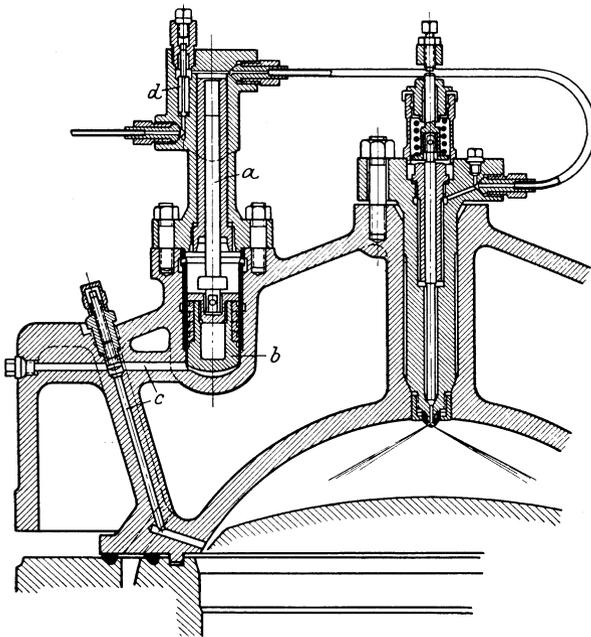


Abb. 163. Akkumulatorventil nach Arschauloff.

so nimmt der Brennstoffdruck im Kolben *a* um das 12fache zu und beträgt 270 bis 300 at, so daß das Brennstoffventil bei diesem Druck gehoben wird. Der Kolben *b* wird alsdann nach oben gedrückt und der Brennstoff in den Verbrennungsraum eingespritzt.

Brennstoffpumpe. Was die Brennstoffpumpe anbetrifft, so ist ihre Ausführung der Ausführung der Einblasemotoren sehr ähnlich. Eine besondere Untersuchung der Pumpe in Anwendung auf den kompressorlosen Motor ist deshalb überflüssig, insbesondere da wir in dem nächsten Kapitel mehrere Pumpenausführungen eingehend beschreiben, bzw. Ausführungszeichnungen geben werden.

Wir müssen nun betonen, daß in Anbetracht der großen Druckverhältnisse die Pumpe sehr stark gebaut werden muß, und daß der Kolben außerordentlich gut in den Zylinder eingeschliffen sein muß, um eine absolute Abdichtung zu erzielen. Entsprechend der kurzen Förderzeit bei der selbsttätigen Ventilöffnung sollen die Pumpennocken den Plunger möglichst schnell, sogar stoßartig aufheben und die Absteuervorrichtung das Absteuer- bzw. Überströmventil ebenfalls augenblicklich öffnen bzw. schließen.

Konstruktive Schwierigkeiten. Wenn nun die kompressorlosen Maschinen und besonders die Einspritzmaschinen eine Vereinfachung, Verbilligung und bessere Betriebsicherheit gegenüber den Einblasemotoren durch Weglassen des Verdichters erzielen, so ist doch andererseits zuzugeben, daß die konstruktive Durchführung des Einspritzverfahrens große Schwierigkeiten verursacht.

Diese sind darauf zurückzuführen, daß der Brennstoff keine ideale, sondern

eine elastische Flüssigkeit ist. Die Elastizität des Brennstoffes verursacht, wie oben erwähnt, den Einspritzverzug, der von der Menge des zu fördernden Brennstoffes und von der Menge des in der Leitung sich befindlichen Brennstoffes abhängt. Bei kleinerer Belastung, insbesondere wenn die in der Leitung befindliche Brennstoffmenge groß ist, kann es auch vorkommen, daß die geringe Fördermenge nicht ausreicht, um die Kompressibilität des Brennstoffes und die Erweiterung der Leitung auszugleichen. Undichtigkeit der Druckleitung und der Brennstoffnadel steigern noch diese Störungen. Ferner stellen sich auch Schwingungsvorgänge in der Leitung ein, welche die Arbeit der Pumpe unter Umständen verschlechtern können.

Eichelberg hat in der oben zitierten Arbeit den Einfluß dieser Schwingungserscheinungen studiert; Abb. 164 zeigt den Verlauf der Druck- bzw. Geschwindigkeitswellen in der 10 m langen Leitung (3 mm weit) der Pumpe eines 50-PS-Viertakteinspritzmotors ($n = 350$ Uml./min) mit selbsttätigem Brennstoffventil. Der Pumpenkolben von 20 mm Durchmesser soll innerhalb 0,015 sek, einem Kurbelwinkel von 27° entsprechend, die nötige Brennstoffmenge liefern. Die Kolbengeschwindigkeit der Pumpe steigt von 0,12 m/sek auf 0,40 m/sek (untere Gerade). Die Brennstoffnadel soll bei 300 at die Düse mit 4 Löchern zu je 0,35 mm öffnen, wobei eine Strahleinschnürung von 60% angenommen ist.

Die mittleren Flächen zeigen den Druckanstieg bzw. den Geschwindigkeitsanstieg (Druck- bzw. Geschwindigkeitswelle). Die Eröffnung der Nadel zeigt, daß zum Schluß der Einspritzzeit noch nicht die ganze Brennstoffmenge eingespritzt ist, weshalb Nachtropfen und Nacheinspritzen entsteht. Mit der Länge der Leitung nimmt die Dauer des Nachtropfens zu.

Eine weitere Schwierigkeit der selbsttätigen Einspritzung besteht in der Ausführung der Pumpe und der Beherrschung der hohen Druckverhältnisse und kurzen Förderzeit.

Wenn die zwangläufige Einspritzung von diesen Mängeln frei ist, so fordert sie außer der Akkumulierung noch eine besondere Steuerung des Brennstoffventils, was die Konstruktion verwickelt macht.

Es ist selbstverständlich, daß durch Anordnung von je einer Pumpe für jeden Zylinder möglichst nahe an dessen Brennstoffventil die Länge der Leitung wie auch der Durchmesser verkleinert werden kann, und es wird aus dem folgenden Kapitel ersichtlich, daß diese Anordnung sich tatsächlich mehr und mehr einbürgert.

Eine weitere Schwierigkeit des Einspritzverfahrens besteht in den engen Düsenöffnungen, die durch Verunreinigungen des Brennstoffes verstopft wer-

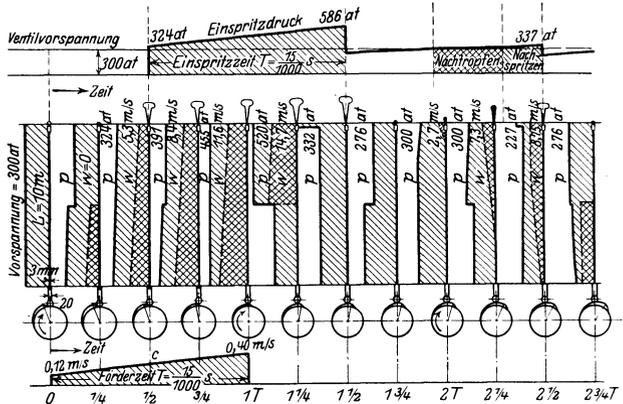


Abb. 164. Druckverhältnisse und Geschwindigkeiten in der Brennstoffleitung nach Eichelberg.

den können. Es ist deshalb eine außerordentlich gute Filtrierung des Brennstoffes vor Eintritt in die Pumpe unentbehrlich. Die Rohrleitung von der Pumpe bis zu dem Brennstoffventil muß sehr sorgfältig gereinigt werden; am besten mittels Durchlassen von reinem Öl.

Außer den Verstopfungen von außen ist noch Verstopfung von innen möglich, die hauptsächlich vom Nachtropfen verursacht wird. Es setzen sich an den Düsenöffnungen Koksteilchen an, die sich bei den kompressorlosen Motoren nicht vermeiden lassen. Insbesondere bei stark asphalthaltigem Brennstoff bilden sich rohrförmige Krater von oft mehr als 10 mm Länge, die manchmal von selbst abfallen, worauf sich die Verbrennung wieder verbessert.

Die Gefahr durch Verstopfung ist in Wirklichkeit für Einzylindermaschinen nicht so groß, da im schlimmsten Falle der Motor nicht die nötige Arbeit leisten würde. Sie steigt aber bei den mehrzylindrigen Maschinen, wo bei Unterleistung eines Zylinders die fehlende Arbeit sich auf andere Zylinder verteilt und unter Umständen Überlastung verursachen kann. Es ist deshalb bei den kompressorlosen Maschinen die im Kapitel 3 erwähnte Vorrichtung zur Vermeidung der Überlastung noch nötiger als bei den Einblasemaschinen.

Wenn also ein kompressorloser Einspritzmotor im Betriebe einfacher und wirtschaftlicher als der Einblasemotor ist, so bietet er jedoch in konstruktiver Durchbildung und Ausführung entschieden mehr Schwierigkeiten, als der bereits, gut durchgebildete, allgemein bekannte Einblase-Dieselmotor. Es folgt hieraus, daß für Herstellung eines guten kompressorlosen Dieselmotors nicht nur reiche Erfahrungen in der Ausführung der klassischen Dieselmotoren, sondern auch eine hinreichende Beherrschung der sämtlichen Schwierigkeiten, die dem kompressorlosen Dieselmotor eigen sind, unentbehrlich sind. Ein fehlerhaft ausgeführter kompressorloser Dieselmotor wird mehr Mühe und Betriebsstörung verursachen, als ein fehlerhafter klassischer Dieselmotor und noch mehr als ein sogar schlecht ausgeführter Semi-Dieselmotor.

Ich muß dieses besonders betonen, um Mißverständnisse zu vermeiden: theoretisch, grundsätzlich unterscheidet sich der Semi-Dieselmotor von den kompressorlosen Dieselmotoren kaum, aber in Wirklichkeit ist der erstere eine einfache, billige Maschine, die jedes Werk schlechter oder besser ausführen kann, dagegen ist die letztere eine hoch komplizierte, außerordentlich feine und präzise Maschine, welche nur nach besonderen Erfahrungen im Dieselmotorenbau, nicht aber im Semi-Dieselmotorenbau ausgeführt werden kann.

7. Bauarten der kompressorlosen Dieselmotoren.

Bei der Beschreibung der verschiedenen Ausführungsformen der kompressorlosen Dieselmotoren werden wir diese in folgende vier Gruppen einteilen:

A. Kompressorlose Dieselmotoren mit Einspritzverfahren und selbsttätigen Ventilen, wobei in dieser Gruppe auch die Motoren mit offener Düse eingeschlossen sind;

B. Kompressorlose Dieselmotoren mit Einspritzverfahren und zwangsläufigen Ventilen;

C. Kompressorlose Dieselmotoren mit Vorkammerverfahren, bzw. mit Kurbelkastenspülung;

D. Kompressorlose Fahrzeugdieselmotoren.

Die nachstehenden Beschreibungen erschöpfen selbstverständlich nicht die Ausführungen sämtlicher Firmen, die kompressorlose Dieselmotoren bauen: es sind hauptsächlich die Ausführungen derjenigen Firmen gewählt worden, die seit lange Dieselmotoren bauen und anerkannterweise die Veröffentlichung ihrer Bauarten erlaubt haben.

Die größte Aufmerksamkeit wird der Beschreibung derjenigen Sondereile der kompressorlosen Maschinen, die sich von den entsprechenden Teilen der klassischen Einblasdieselmotoren unterscheiden, gewidmet und zwar: dem Kolben, dem Brennstoffventil, der Düse und der Brennstoffpumpe. Auch Versuchsergebnisse werden nach Möglichkeit für jede Bauart angegeben.

A. Kompressorlose Dieselmotoren mit Einspritzverfahren und selbsttätigen Ventilen.

Die **Güldner-Motoren-Gesellschaft, Maschinenfabrik, Aschaffenburg**, wie bekannt zu den ältesten Firmen, die Dieselmotoren bauen, gehörend, hat im Jahre 1924 ihre Einblasmotoren auf kompressorlosen Betrieb umgebaut.

Güldner baut kompressorlose Dieselmotoren in drei Größen: 55 PS bei 220 Uml./min, 75 PS bei 215 Uml./min und 100 PS bei 200 Uml./min je Zylinder, und in Ein-, Zwei-, Drei-, Vier- und Sechszylinderausführung, so daß bei der angegebenen Minstdrehzahl eine Leistung von 55 PS bis 600 PS und bei 10% Drehzahlerhöhung eine größte Leistung bis 660 PS je Maschine erhalten wird. Es werden auch größere Typen in Sechszylinderausführung für Leistungen von 660 bis 750 PS bei 180 bis 200 Uml./min, bzw. 800 bis 1000 PS bei 167 bis 200 Uml./min gebaut.

Bei den kompressorlosen Standardmotoren ist die alte Bauweise (vgl. Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen von Hugo Güldner, S. 567) sowie die einfache äußere Gestalt beibehalten worden. Die niedrige Grundplatte, die A-förmigen Ständer in üblichem Abstand voneinander, die Steuerstangen und die Anordnung der Steuerwelle unter der Plattform usw. sind ohne Änderung geblieben.

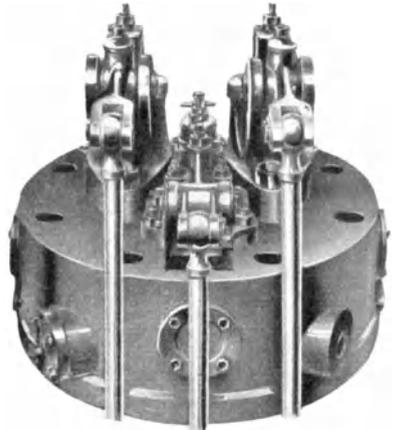


Abb. 165. Zylinderdeckel des kompressorlosen Güldner-Motors.

Die drei Ventile des Zylinderdeckels sitzen in einem leicht auszubauenden Laternengehäuse (Abb. 165). Die Ventilkegel sind in besonderen Geradführungsbahnen axial geführt, wodurch ein seitliches Zwängen oder Verkanten der Kegel verhindert und ein zuverlässiges Dichthalten dauernd gesichert wird. Bei den großen Maschinen sind die Auslaßventile durch Wasser gekühlt.

Das im Mittelpunkt des Verbrennungsraumes liegende Einspritzventil, das später noch ausführlicher beschrieben wird, ist ohne Steuerung und wird durch den Förderdruck der Brennstoffpumpe im geeigneten Augenblick aufgedrückt,

wobei der Brennstoff durch eine Düse mit feinen Bohrungen unmittelbar in den Verbrennungsraum hineingetrieben wird. Der Zerstäubungsdruck in der Ölpumpe erreicht 250 at. Die Brennstoffpumpe besteht aus einem einfachen glatten Zylinder, in dem sich der sauber geschliffene Brennstoffkolben ohne jede weitere Dichtung bewegt. Die Brennstoffpumpe wird bei Einzylindermotoren direkt von der Steuerwelle angetrieben (Abb. 166).

Die stehende Regulatorwelle wird von der Hauptwelle in üblicher Weise durch ein in Öl laufendes Schraubenräderpaar angetrieben und treibt ihrerseits die im Gestellbalken horizontal gelagerte, vom Maschinenboden bequem erreichbare Steuerwelle an. Von der Steuerwelle werden die drei Gestänge für Auspuff-, Saug- und Anlaßventile, betätigt. Der gedrängte Zusammenbau der Brennstoffpumpe, des Regulatorantriebes und der Steuerung ermöglicht bequeme Anordnung eines Zentralschaltwerkes.

Der Kolbenboden (Abb. 167) ist aus einer besonders geeigneten Eisengattung gegossen, da, wo der Kolbenbolzen sitzt, exzentrisch geschliffen und mit 6 bis 7 selbstspannenden Kolbenringen versehen. Der Kolben hat einen eingesetzten Stahlboden, der an der Verbrennungsseite eine kegelförmige Fläche bildet und durch Abrundungen sanft in die Abrundungen der Kolbenwände übergeht, so daß ein gut ausgebildeter Verbrennungsraum entsteht.

Der Winkel des Bodenkegels beträgt rd. 150° , und da die Düsenlöcher

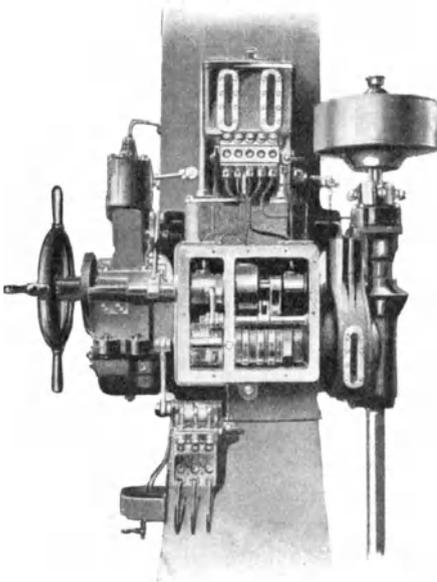


Abb. 166. Anordnung der Brennstoffpumpe und der Steuerwelle.

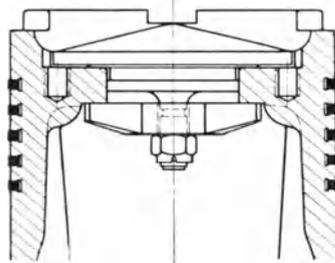


Abb. 167. Kolbenboden des Guldner-Motors.

unter einem Winkel von 125 bis 130° gebohrt sind, so paßt sich die Ausbreitung der Brennstoffstrahlen dem Verbrennungsraum vorzüglich an. Es wird in dieser Weise die Verbrennungsluft gut durch die Brennstofftröpfchen umgespült, weshalb eine gute Mischung und rasche Entzündung zu erwarten ist.

Die kompressorlosen Guldner-Dieselmotoren arbeiten nach dem reinen Einspritzverfahren mit ungesteuertem Brennstoffventil, das durch den Förderdruck der Brennstoffpumpe im geeigneten Augenblick geöffnet wird. Die Düse, die in den Verbrennungsraum hineinragt, weist 5 bis 7 Löcher von etwa 0,3 bis 0,5 mm Durchmesser auf. Die Löcher sind unter einem Winkel von 125 bis 130° gebohrt, so daß der Strahl an der gewünschten Stelle

des Kolbenbodens aufprallt. Die Düse (Abb. 168) ist geschlossen, so daß selbst lange Rohrleitungen zwischen Pumpe und Ventil ohne Einfluß auf die Verbrennung sind. Es können Rohrleitungen bis 10 m verwendet und alle Brennstoffpumpen auf der Fundamentplatte neben der Kurbelwelle vereinigt werden. Die Düse ist mittels einer kräftigen Überwurfmutter an dem Gehäuse festgeschraubt und trägt gleichzeitig den Nadelsitz.

Die Nadel aus Spezialstahl ist gehärtet und in einer Spezialgußbüchse geführt. Sie muß sorgfältig in dieselbe eingeschliffen werden, um zuverlässig gegen einen Druck von 250 bis 300 at zu dichten und um sich leicht bewegen zu können. Der Öldruck wird mit Hilfe einer kräftigen, genau hergestellten Druckfeder eingestellt. Die Feder kann während des Betriebes eingestellt werden. Da auch der Nadelhub einen gewissen Einfluß auf die Ausflußzeit ausübt, hat das Ventil eine verstellbare Hubbegrenzung. Der Hub beträgt gewöhnlich nur wenige Zehntel Millimeter. Zur Entlüftung der Brennstoffleitung ist oben ein Nadelventil vorgesehen. Der Brennstoff, den die Brennstoffnadel durchläßt, sammelt sich im Federraum und gelangt durch eine Bohrung in die Überlaufleitung, von wo er in einen Behälter fließt.

Die Brennstoffpumpen der kastenförmigen Güldner-Dieselmotoren (Abb. 169) sind an der Schwungradseite auf der Grundplatte befestigt und werden von der Kurbelwelle aus mittels Stirnräder angetrieben. Die Pumpen für alle Zylinder sind in einem gemeinsamen Gußeisengehäuse untergebracht. Eine in Bronzelagern gelagerte, kräftige Nockenwelle betätigt mittels Rollen und Lenker die Pumpenplunger und die Steuerung der Pumpen. Die Führungsbüchsen

des Plungers, das Saugventil, das Druckventil und das Absteuerventil sitzen ebenfalls in einem gemeinsamen Flußeisenblock. Die Steuerung der Überströmventile wird vom Lenker abgeleitet, und das Überströmventil wird durch Zwischenschaltung eines Stößels betätigt. Der Beginn der Brennstoffförderung ist stets der gleiche, während das Ende der Förderung durch früheres oder späteres Öffnen des Überströmventils je nach Belastung gesteuert wird.

Um die Fördermenge zu verändern, greift zwischen Stößel und Absteuerventil ein Keil ein, der vom Regulator verstellt wird. Diese Regulierung hat den Vorteil, daß keinerlei Rückdruck auf den Regulator ausgeübt wird, sofern der Keil selbstsperrend ist. Bei Mehrzylindermaschinen ist zwischen Regu-

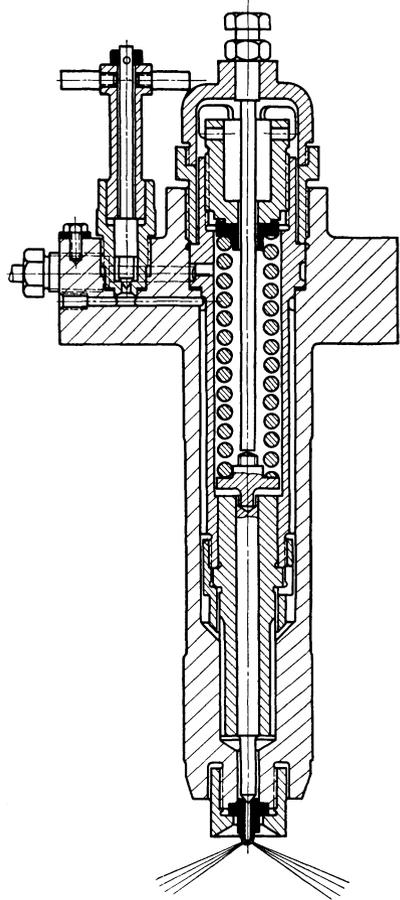


Abb. 168. Brennstoffventil des Güldner-Motors.

lierwelle und Keil eine Feder eingeschaltet. Wird ein Keil festgehalten, so kann sich trotzdem der Regulator einstellen, indem die zwischengeschaltete Feder an dem festgehaltenen Keil zusammengedrückt wird. Gibt der Nocken diesen Keil frei, so wird der Keil durch die Feder in die richtige Lage gebracht.

Zum Entlüften bzw. Aufpumpen der Rohrleitungen bis zum Brennstoffventil ist unterhalb jeden Lenkers ein Winkelhebel angeordnet, welcher mit einem Ende aus dem Gehäuse herausragt und ein Loch zum Einstecken eines Hebels hat. Der Winkelhebel kann durch die Stellschraube so umgestellt werden, daß das

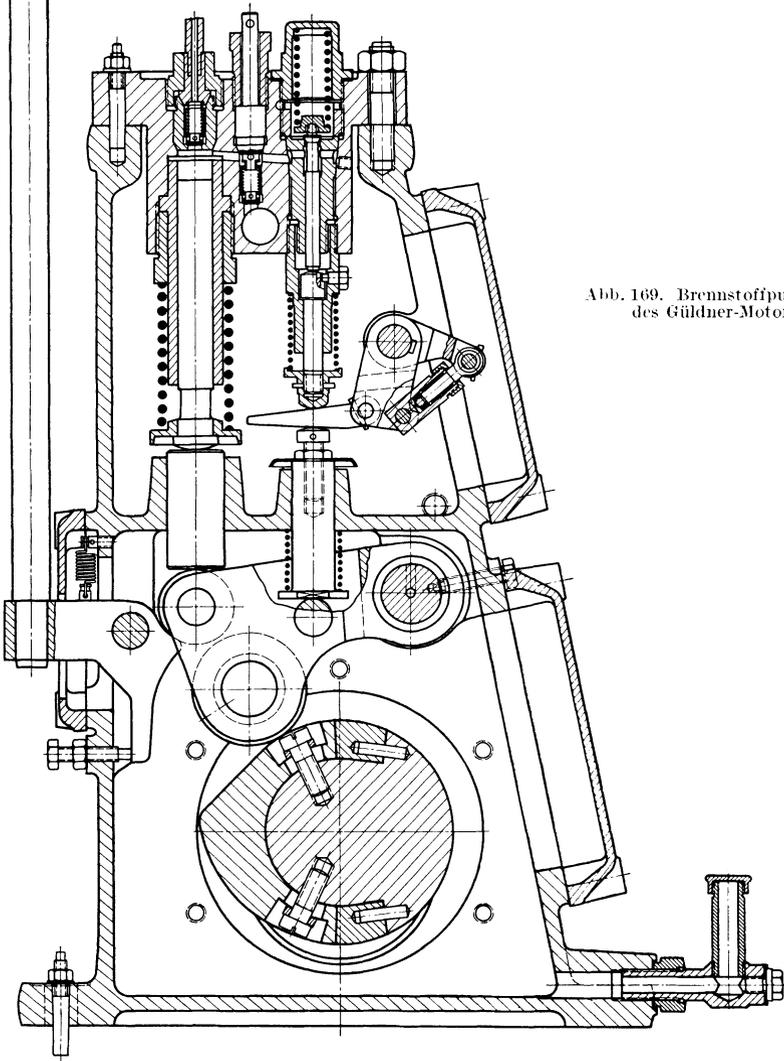


Abb. 169. Brennstoffpumpe
des Gildner-Motors.

nötige Spiel zwischen Rolle und Nocken eingestellt wird, womit auch der Einspritzzeitpunkt bzw. der Zündzeitpunkt verlegt werden kann.

Die Saug- und Druckventile sind gleich. Um jede Pumpe und damit jeden Zylinder für sich abstellen zu können, ist über jedem Saugventil ein Verschlußkegel angeordnet. Durch Heben dieses Kegels wird der Pumpendruckraum mit dem Saugkanal verbunden.

Die Pumpe ist staubdicht geschlossen, die Nocken laufen im Ölbad, während die Lenker von einer Schmierpresse aus das nötige Schmieröl erhalten.

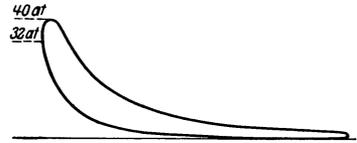


Abb. 170. Indikatorgramm des Güldner-Motors.

In Abb. 170 ist das Indikatorgramm eines Güldner-Dieselmotors gegeben, aus dem man ersieht, daß der Verdichtungsdruck etwa 32 at und der Verbrennungsdruck rd. 40 at entspricht. Stauß hat aus zahlreichen Indikatorgrammen festgestellt, daß der höchste Verbrennungsdruck zwischen rd. 34 at bei Leerlauf und 43 at bei Höchstleistung schwankte. Bei diesen verhältnismäßig kleinen Drucksteigerungen dürfte die Maschine ruhig arbeiten und einen weichen Gang haben, was auch bei den Versuchen festgestellt wurde.

Die nachstehende Zahlentafel 15 gibt die Ergebnisse der Versuche von Stauß an einem Einzylinderdieselmotor von 60 PS_e (Zylinderdurchmesser = 325 mm, Hub = 510 mm) bei 250 Uml./min wieder. Wir bemerken hier die bei den kompressorlosen Motoren auch sonst übliche Eigenschaft, eine Überlastung bis auf 35% zu ermöglichen und bei Belastungen von rd. 40% der Normalleistung bis 135% mit ungefähr demselben Brennstoffverbrauch je PS_eh zu arbeiten.

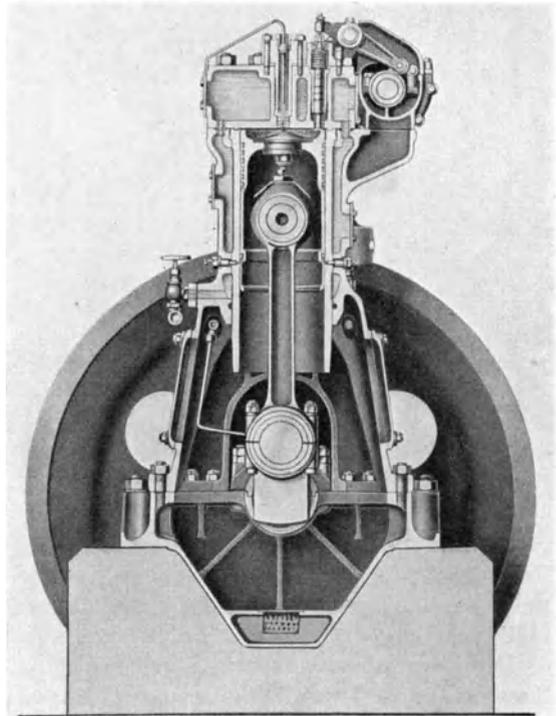


Abb. 171. Güldners Kastenmotor.

Abb. 171 stellt den Durchschnitt eines kastenförmigen kompressorlosen Güldner-Motors dar.

Zahlentafel 15.

Belastungsgrad	25%	50%	75%	100%	120%	135%
Leistung PS	22,3	33,4	48,4	62,8	73,5	80,08
Brennstoffverbr. . g/PS _e h	192,5	170,—	160,5	160,8	166,—	172,7

Die Motorenfabrik Deutz A.-G., Köln-Deutz, stand während der Dauer des Dieselpatentes außerhalb des Konzernes der Dieselfirmen und hat neben den Gas-

Benzin- und Petroleummaschinen auch Glühkopfmotoren gebaut. Der geschichtliche Übergang von der Glühkopfmotore über die ungekühlte Vorkammer zur Vorkammer-Dieselmotore mit Selbstentzündung bzw. vom Einspritzverfahren mit Luftverdrängung zwecks Brennstoffdurchwirbelung zum reinen Druckeinspritzverfahren dieser Fabrik fällt mit der allgemeinen Wendung im Bau der kompressorlosen Dieselmotoren zusammen, weshalb hier auch einige veraltete Ausführungen kurz beschrieben werden, um hauptsächlich den Einfluß der Glühkopfmotoren auf die Entstehung der kompressorlosen Maschinen hervorzuheben.

Die in Abb. 172 bis 174 dargestellte Glühkopfmotore in Zweitaktausführung

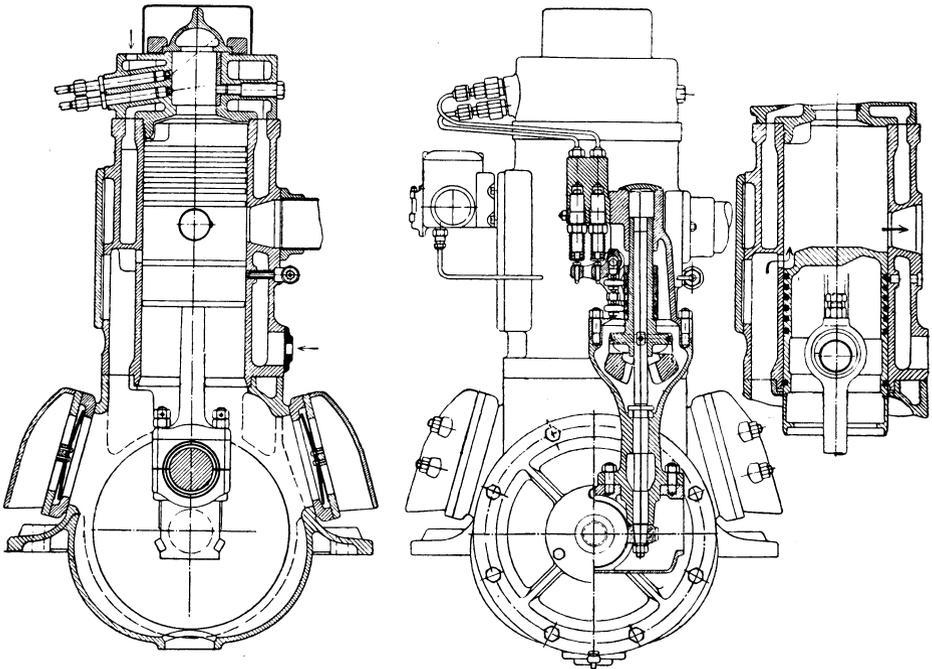


Abb. 172 bis 174. Deutzer Zweitakt-Semidieselmotore mit Kurbelkastenspülung.

mit Kurbelkastenspülung, die mit 10 at Verdichtungsdruck arbeitet und für die Selbstzündung des Brennstoffes außer der Temperaturerhöhung durch Verdichtung noch die Mitwirkung der zur Rotglut erwärmten Wände des Glühkopfes bedarf, verdient deshalb besondere Beachtung, weil man aus dieser Ausführung das künftige Prinzip der Vorkammer schon ersehen kann. Die Maschine hat zwei Brennstoffdüsen, von denen jede durch eine besondere Brennstoffpumpe gespeist wird. Die obere Düse richtet den Brennstoffstrahl gegen die Innenwand der Glühhaube, dagegen die untere gegen eine heiße Platte im sonst gekühlten Teil des Glühhalses, die eine Temperatur zwischen der Glühkopftemperatur und der Temperatur der gekühlten Wand hat. Beide Pumpen werden von demselben Regulator so beeinflusst, daß beim Leerlauf hauptsächlich die obere Düse, bei voller Belastung hauptsächlich die untere Düse Brennstoff einspritzt. In dieser Weise bleibt die Temperatur der Glühhaube unabhängig

von der Belastung beinahe unverändert. Wir haben in dem Kapitel 5 gesehen, daß dieses Prinzip in verschiedenen anderen Ausführungen noch immer angewandt wird, wobei statt zwei Düsen eine Düse mit verstellbarem Einspritzwinkel oder verstellbarer Strahllänge angebracht ist. Zur Erhitzung der Glühhaube bei Ingangsetzen dient eine Heizlampe.

Aus dieser Maschine ist mit Anwendung des Vorkammervfahrens, ungefähr nach dem Prinzip der Leissnerschen Maschine, aber mit Anwendung der ungekühlten Vorkammer eine Mitteldruck-Vorkammermaschine entstanden. Die Verdichtung der Luft geht bis auf 16 bis 17 at, weshalb die Vorkammer ziemlich klein gehalten wird. Ihre Wärme genügt für die Vorwärmung des eingespritzten

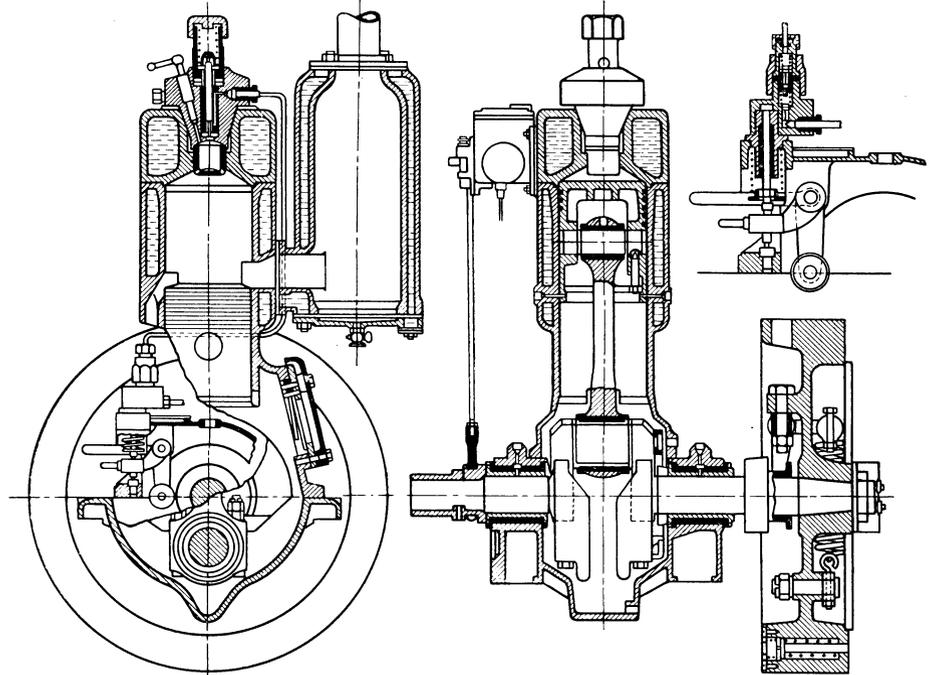


Abb. 175 bis 177. Deutzer Kastenspül-Zweitakt-Vorkammer-Dieselmotor (Quer- und Längsschnitt und Brennstoffpumpe).

Brennstoffes. Zum Anlassen ist eine Vorwärmung der Kammer unentbehrlich, die mittels einer Heizlampe besorgt wird.

Der weitere Umbau der Maschine hat zu dem modernen kompressorlosen Kastenspül-Zweitakt-Vorkammer-Dieselmotor (Abb. 175 bis 177) geführt, der in drei Größen gebaut wird (vgl. Zahlentafel 16).

Zahlentafel 16. Deutz-Kurbelkastenspül-Vorkammermotore.

Durchm. mm	Hub mm	Uml./min	Leistung PS			
			1 Zyl.	2 Zyl.	3 Zyl.	4 Zyl.
125	170	650—700	7	15	—	—
150	220	520—550	12	25	—	—
200	300	430	25	50	75	100

Der mittlere eff. Druck beträgt in diesen Motoren rd. 2,7 bis 2,8 at.

Die Vorkammer hat ein Volumen, das $\frac{1}{4}$ des ganzen Verdichtungsraumes ausmacht, und ist mit dem Verdichtungsraum durch 12 Löcher von je 4 mm Durchmesser verbunden. Die Vorkammer schließt sich dicht an den wassergekühlten Deckel an, so daß sie während der Arbeit der Maschine nur mäßig erhitzt ist. Der Brennstoff wird in die Vorkammer durch ein selbsttätiges Brennstoffventil eingespritzt. Die Düse ist durch eine Nadel verschlossen, die durch eine Feder auf die Düsenöffnung gedrückt wird. Die Nadel und damit die Düse öffnen sich in bekannter Weise nur, wenn der Brennstoff durch die Brennstoffpumpe auf einen Druck von 60 bis 80 at gebracht wird. Hierdurch wird erreicht, daß der Brennstoff dem Zylinder unter einem bestimmten und gleichbleibenden Druck zugeführt, außerdem ein Nachtropfen aus der Düse vermieden wird. Die Brennstoffeinspritzung in die Vorkammer fängt ungefähr bei der Kurbelstellung 20° vor oberem Totpunkt an und schließt etwa 5° nach dem Totpunkt, so daß jedenfalls der größte Teil des Brennstoffs vor dem Totpunkt eingespritzt wird und der Zündverzug so bemessen ist, daß ganz kurz von dem oberen Totpunkt ein Teil des Brennstoffes in der Vorkammer sich entzündet und eine Drucksteigerung hervorruft. Durch diesen Überdruck, der bei Vollast 3 bis 6 at beträgt, werden die noch unverbrannten Brennstoffteilchen in den Zylinder geschleudert und verbrennen dort in der hochverdichteten Luft. Der Verdichtungsdruck im Zylinder beträgt rd. 30 at, der Verbrennungsdruck in der Vorkammer steigt ungefähr auf 33 bis 36 at.

Abb. 177 stellt die einfache Brennstoffpumpe dar. Der Pumpenhebel wird durch den konischen Brennstoffnocken, der durch den Regulator längs der Welle verstellt wird und dadurch den Hub der Pumpe ändert, betätigt und drückt auf den Pumpenplunger. In dem Pumpenkörper sind nur Saug- und Druckventil, dagegen kein Überströmventil vorhanden.

Für das Anlassen genügt, wie bekannt, die Verdichtungstemperatur in der Vorkammer nicht, weshalb eine Zündpatrone benutzt wird.

Neuerdings wendet Deutz eine zusätzliche Hilfsdüse an, die die ersten Brennstoffladungen in den Arbeitszylinder statt in die Vorkammer spritzt. Auf diese Weise wird die Zündpatrone gespart. Kleinere Motoren werden, wie üblich, von Hand angelassen; für die größeren ist ein Druckluftanlasser vorhanden.

Der Brennstoffverbrauch dieser Maschinen ist ebenso hoch, wie bei den Semi-Dieselmotoren; er beträgt bei einem Heizwert von 10000 kcal:

Belastungsgrad . .	120%	100%	75%	50%
g/PS _e h	260	250	265	310

was der Wirkung der beschränkten Luftmenge und folglich des mäßigen indizierten Druckes zuzuschreiben ist.

Die Motorenfabrik Deutz wendet das Vorkammerverfahren nur für die stehende Zweitaktmaschine mit Kurbelkastenspülung bis 40 PS Zylinderleistung und für die liegende Viertaktmaschine an, dagegen gibt sie für höhere Leistungen der stehenden Motoren dem Einspritzverfahren den Vorzug. Diese Motoren werden als Viertakter gebaut.

Als Vorläufer der eigentlichen Einspritzmotoren müssen die Brons-Motoren (1919) und die Verdränger-Motoren (1922) der Motorenfabrik Deutz erwähnt werden. Die ersten sind in Kapitel 6, die zweiten im Kapitel 4 beschrieben.

Die Zahlentafel 17 entnehmen wir dem Berichte des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule in Aachen über die Versuche einer kompressorlosen Verdränger-Dieselmachine Deutz (Leistung: 60 PS_e, $n = 215$ Uml./min, Zylinderdurchmesser = 370 mm, Hub = 600 mm), vorgenommen in der Motorenfabrik Deutz A.-G. am 5. Mai 1922.

Zahlentafel 17.

Uml./min	209	214	216	217	218	220
Leistung PS _e	75	60	45	32	21	2,5
„ PS _i	91	78	63	50	39	17,5
Brennstoffverbr. . . g/PS _e h	202	187	192	208	252	1240
Abgastemperatur . . °C	440	379	312	253	220	156

Aus dem Diagrammsatz Abb. 178 bis 181 ersehen wir, daß der Verdichtungsdruck 24 at und der Zünddruck 44 at betrug.

Sehr belehrend ist die allgemeine Beurteilung der Maschine, welche wir hier wiedergeben.

Der Fortfall des Einspritzluftkompressors für die höchstwertige motorische Ausnutzung von Schwerölen ist eine von der untersuchten Maschine gelöste Aufgabe. Der technische Fortschritt, der dadurch erreicht wurde, besteht nicht nur in der Vereinfachung der Maschine und ihres Betriebes, sondern es bedeutet das Verlassen des Luftspritzverfahrens an sich einen wesentlichen Vorteil, da die Kühlung der komprimierten Verbrennungsluft durch die Einspritzluft vermieden und dadurch ein die Verbrennung ungünstig beeinflussendes Moment ausgeschaltet wird. Es genügt infolgedessen für die Selbstentzündung ein Kompressionsdruck von rd. 24 at. Als Nachteil des kompressorlosen Betriebes gegenüber dem Luftspritzverfahren ist die Steigerung des normalen Höchstdruckes im Zylinder zu erwähnen. Es steht jedoch dem Konstrukteur anheim, den Höchstdruck durch verspätetes Brennstoffeinspritzen allerdings auf Kosten des Brennstoffverbrauches herabzusetzen. Wie oben erwähnt, läßt sich leicht durch Spätereinspritzen der Höchstdruck beträchtlich herabsetzen (34 at), also unter den beim Luftspritzverfahren üblichen Höchstdruck. Wo das günstigste Kompromiß zwischen Brennstoffverbrauch und Höchstdruck für normale Betriebsmaschinen liegt, wird die Erfahrung lehren müssen. Jedenfalls läßt der bei einem Höchstdruck von 44 at erreichte Brennstoffverbrauch von nur 187 g für die PS_e-Stunde den Weg zu niedrigeren Höchstdrücken offen.

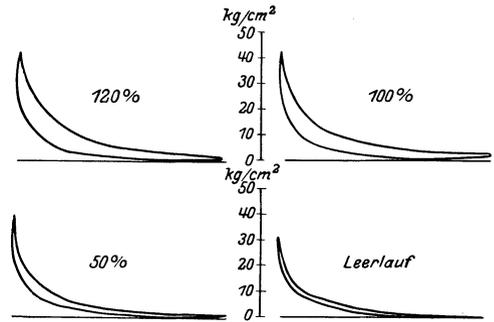


Abb. 178 bis 181. Diagrammsatz des Deutzer Verdränger-Motors.

In der nachstehenden Zahlentafel 18 (S. 194) sind die Ausführungstypen der Deutzer kompressorlosen Einspritzmotoren gegeben.

Abb. 182 zeigt den Querschnitt der Deutz-Einspritzmotoren. Grundplatte und Gestell des Motors sind zu einem allseitig öldicht verschlossenen, starken und geräumigen Kasten vereinigt, in dem Kurbel-, Nocken- und Pumpenwelle gelagert sind. Die mit Weißmetall ausgegossenen Lagerschalen bleiben dabei

Zahlentafel 18.

Durchm. mm	Hub mm	Uml./min	Leistung PS _e			
			2 Zyl.	3 Zyl.	4 Zyl.	6 Zyl.
280	450	{ 250 300	80	120	160	275
			100	150	200	330
360	580	{ 215 250		240	300	450
				270	350	525
460	740	{ 187 215				800
						900

durch große Deckelöffnungen des Kastens bequem zugänglich. Auf den Kasten sind die Zylinder aufgesetzt. Oberhalb des Steuerkastens mit der parallel zur Kurbelwelle angeordneten und durch Stirnräder angetriebenen Nockenwelle sind

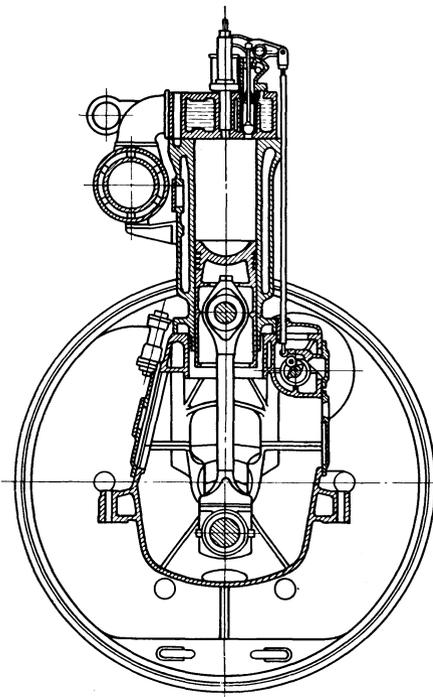


Abb. 182. Deutzer Einspritzmotor.

Brennstoffpumpenaggregate mit den in einem gemeinschaftlichen Stahlblock vereinigten Einzelpumpen angebracht. Ein Schnellschlußregler, der auf das Überströmorgan der Brennstoffpumpe einwirkt, erhält seinen Antrieb vom Ende der Steuerwelle aus durch Kegelräder. Der Kasten ist durch lange Ankerschrauben mit der Grundplatte verbunden, so daß er von Biegebungsbeanspruchungen der Kolbenkräfte vollkommen entlastet ist und daher verhältnismäßig geringe Wandstärken erhalten kann. Parallel zur Zylinderachse führen Ventilstangen zum Zylinderkopf, wo sie die Ventilschwingehebel und dadurch die Ventile betätigen.

Wie aus der schematischen Zeichnung Abb. 134 (Kap. 6) zu ersehen ist, sind die Deutzer Einspritzmaschinen mit Hohlkolben und geschlossenen Selbststeuereisen versehen.

Die Brennstoffpumpe hat zwei selbsttätige Druckventile, ein selbsttätiges Saugventil und ein gesteuertes Überströmventil.

In Zahlentafel 19 sind die Ergebnisse der Versuche von Maier von Ende 1923 an einem kompressorlosen Vierzylinder-Dieselmotor von 380 PS_e bei 250 Uml./min (Zylinderdurchmesser 360 mm, Hub 560 mm) zusammengestellt.

Das Hubvolumen des Zylinders beträgt 59037 cm³, das Volumen des Verdichtungsraumes 5660 cm³, so daß der Verdichtungsgrad 1:11,43 ist. Dementsprechend ist der Verdichtungsdruck gleich 25,4 at.

Wisser hat 1924 eine ähnliche Maschine untersucht und einen mechanischen Wirkungsgrad von 0,842 festgestellt. Bei einem Verdichtungsdruck von 27 bis 29 at betrug der Zünddruck 36 bis 42 at.

Zah lentafel 19.

Belastungsgrad	130%	120%	100%	75%	50%	25%
Leistung PS	493	472	380	266	185	91
Uml./min	239,8	248,3	251,5	253,3	254,7	258,5
Mittlerer eff. Druck . . at	7,83	7,24	5,76	4,—	2,77	1,84
Brennstoffverbr. . g/PS _{eh}	188	188	168	170	175	223

Ferner hat Langer 1927 eine Sechszylinder-Viertaktmaschine (460 mm Zylinderbohrung und 740 mm Kolbenhub (Abb. 183) untersucht. Die Düse

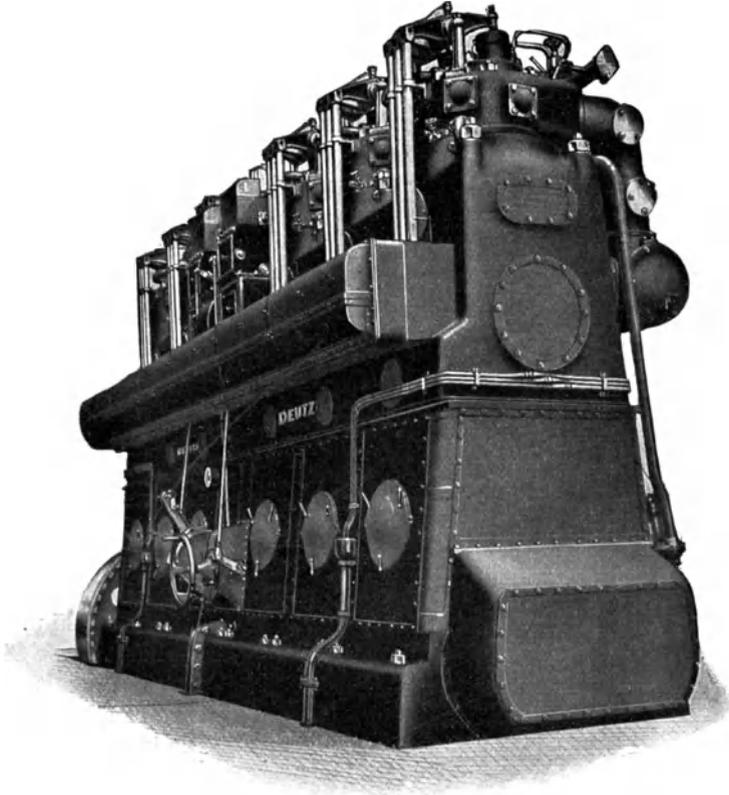


Abb. 183. Kompressorloser 6 Zyl.-Einspritzmotor (Durchm. = 460 mm, Hub = 740 mm, $n = 215$ Uml./min.).

dieser Maschine hat vier Löcher von je 0,6 mm Durchmesser mit 55° Neigung gegen die Zylinderachse. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in der Zah lentafel 20 zusammengestellt.

Zah lentafel 20.

	I		II					III				
Uml./min . . .	178,5	182	182	182	182,4	182,5	181,5	212	215	216	216,3	216
PS _e	803	891	971	818	608	407	210	1083	1000	709	502	250
PS _l	996	1089	1178	1012	798	618	405	1310	1207	942	718	447
Brennstoffverbr. g/PS _{eh}	161	164	169	165	165	178	219	174	173	170	184	229
Abgastemp. °C	408	449	484	422	314	237	160	508	468	346	281	179

Die Gruppe II der Zahlentafel 20 entspricht normaler Einspritzung bei normaler Drehzahl (182 Uml./min), die Gruppe III derselben Einspritzung bei erhöhten Drehzahlen (215 Uml./min) und die Gruppe I einem früheren Einspritzbeginn.

Die nähere Untersuchung der Indikatordiagramme der Gruppen II und III zeigt, daß bei größerer Drehzahl und derselben Belastung die Hauptverbrennung sich weiter in den Ausdehnungshub verschiebt (53° statt 46° bei voller Belastung). Das erste beweist, daß die absolute Zeit der Verbrennung ungefähr dieselbe ist, was unsere Annahme im Kap. 2 bestätigt. Aus dem Brennstoffverbrauch kann man schließen, daß bei derselben Verbrennungsgeschwindigkeit die Annäherung der Verbrennung an den Totpunkt durch Umlaufzahlverminderung zur besseren Brennstoffausnutzung führt. Auch eine Annäherung der Verbrennung an den oberen Totpunkt durch frühere Einspritzung zeigt einen höheren Zünddruck (45,5 at) und einen kleineren Brennstoffverbrauch.

Die Waggon- und Maschinenbau-Aktiengesellschaft Görlitz (Wumag) hat bereits im Jahre 1908, nach Ablauf der Dieselpatente, den Bau von Dieselmotoren aufgenommen.

Die Wumag baut seit 1925 kompressorlose Dieselmotoren nur nach dem reinen Einspritzverfahren, und zwar in Zweitakt- und Viertaktausführung.

Die kompressorlosen Zweitakt-Dieselmotoren haben, wie aus der Abb. 184, welche einen Zweizylinder-80-PS_e-Dieselmotor darstellt, zu ersehen ist, die ganz

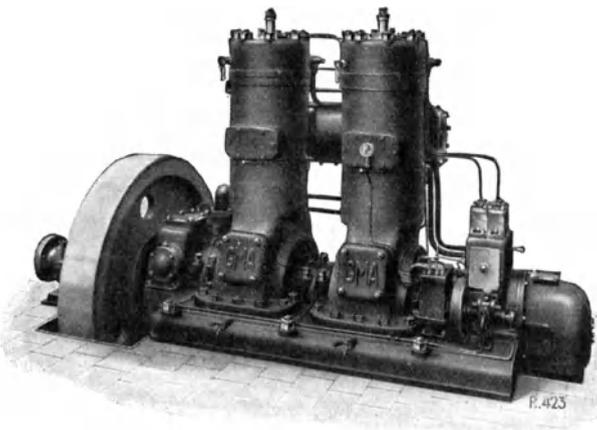


Abb. 184. Kompressorloser Zweitakt-Kastenspül-Motor der Wumag (80 PS) (Durchm. = 270 mm, Hub = 380 mm, $n = 350$ Uml./min).

einfache Gestalt der Glühkopfmachine, denen sie übrigens sehr nahe kommen und von denen sie sich nur durch den Verdichtungsgrad unterscheiden.

Die Zweitaktmotoren (vgl. Abb. 185 u. 186) sind ähnlich wie die Glühkopfmotoren mit Kurbelkastenspülung ausgeführt. Die in die Kurbelkammer eingesaugte Luft wird auf etwa 0,3 at verdichtet und durch die Spülschlitze in den Zylinder eingeführt.

Im Gegensatz zu den Glühkopfmotoren wird die Luft auf etwa 30 at verdichtet, so daß selbstverständlich weder beim Anlassen noch bei dem Gang der Maschine eine künstliche Erwärmung des Verbrennungsraumes nötig ist. Der an der inneren Seite konisch ausgebildete Deckel bildet zusammen mit dem konkaven Kolbenboden einen gut konzentrierten Verbrennungsraum, wobei der eingespritzte Brennstoff sich über den ganzen Verbrennungsraum verbreitet. Der in den Verdichtungsraum eingespritzte Brennstoff verbrennt mit einer Drucksteigerung von 8 bis 10 at.

Für jeden Zylinder ist eine besondere Brennstoffpumpe mit Überströmregulierung vorgesehen. Beide Organe sind jeweils in einem Gehäuse vereinigt

und werden durch Nocken von der Kurbelwelle angetrieben. Das Überströmventil wird durch Hebel von einem Hartungschen Regler verstellt. Die Pum-

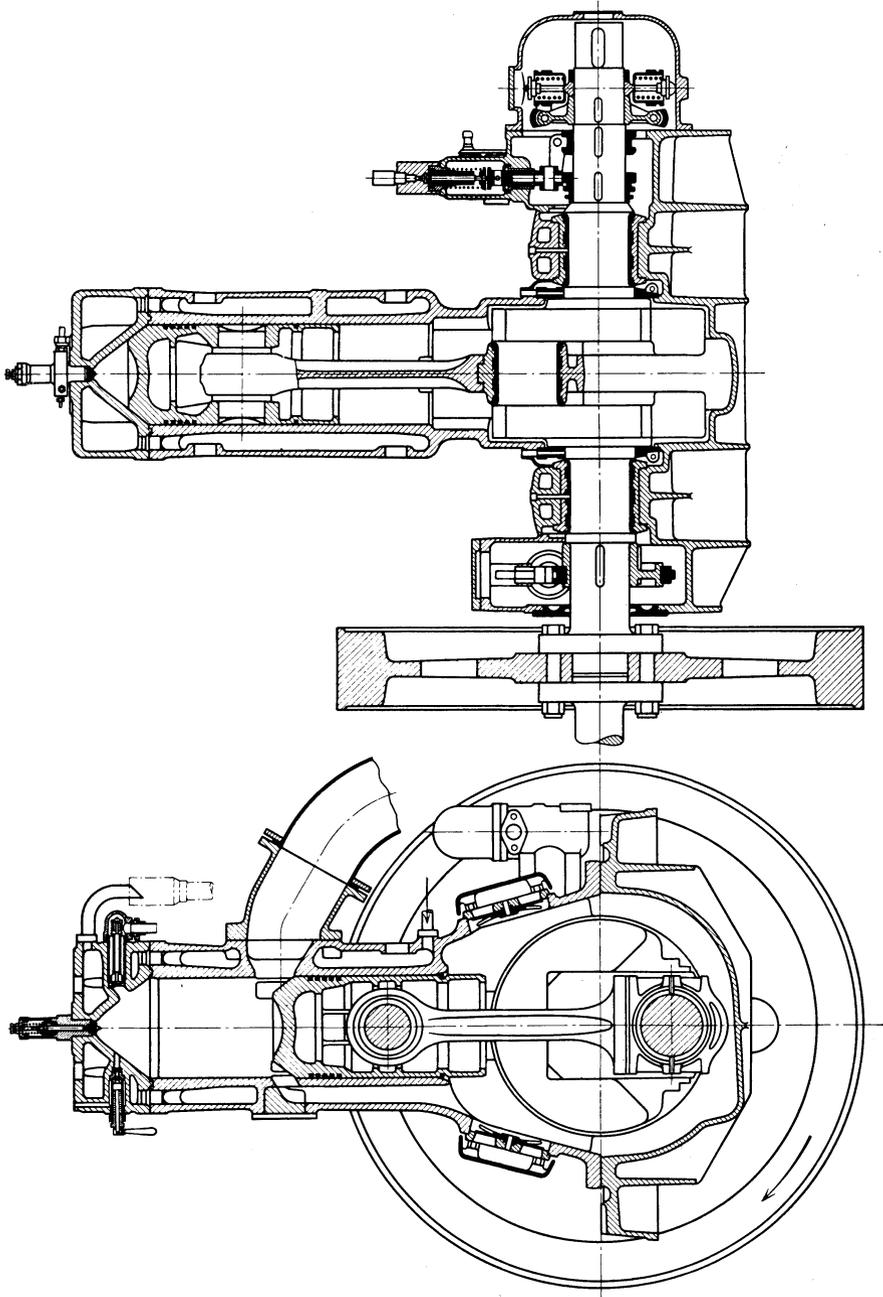


Abb. 185 und 186. Zweitakt-Motor mit Kurbelkastenspülung der Wumag.

penleistung ist ein Vielfaches des Brennstoffhöchstbedarfes, so daß der größere Teil des Öles durch das Regulierventil in den Tank zurückfließt. Der zur

Verbrennung bestimmte Brennstoff gelangt durch das Druckventil der Brennstoffpumpe und durch die Brennstoffleitung in das Brennstoffventil im Zylinderkopf. Die Brennstoffdruckleitung ist zur Vermeidung des Nachtropfens und des steten hohen Druckwechsels durch eine von einer Feder auf den Sitz der Düse gedrückte Nadel, die also in das Brennstoffventil eingebaut ist, abgesperrt. Diese Nadel wird durch den Pumpendruck gehoben, sie wird also selbsttätig gesteuert.

Die Düse ist eine Mehrlochdüse, die eine gute Zerstäubung des Brennstoffes und seine gleichmäßige Verteilung im Brennraume gewährleistet. Die Düsen-

bohrungen sind so verteilt und der Kolbenboden ist so ausgebildet, daß die austretenden Brennstoffstrahlen bis zum Kolbenboden gleichlang sind, wodurch nach Meinung der Firma eine vollkommen gleichmäßige Verteilung des Öles in der verdichteten Luft erreicht wird.

Der Pumpendruck beträgt, wie bei allen Einspritzmotoren, ungefähr 300 at. Das Einspritzen des Brennstoffes fängt bei der Kurbellage 20° vor Totpunkt an und endet 5° nach dem Totpunkte.

Unabhängig von Zweitaktmotoren hat die Waggon- und Maschinenbau-Aktiengesellschaft, Görlitz (Wumag) (GMA) nun eine neue Motortype durchgebildet, die in einfachwirkendem Viertakt mit ungekühltem Kolben unter Verwendung des kompressorlosen Einspritzverfahrens arbeitet. Diese neue

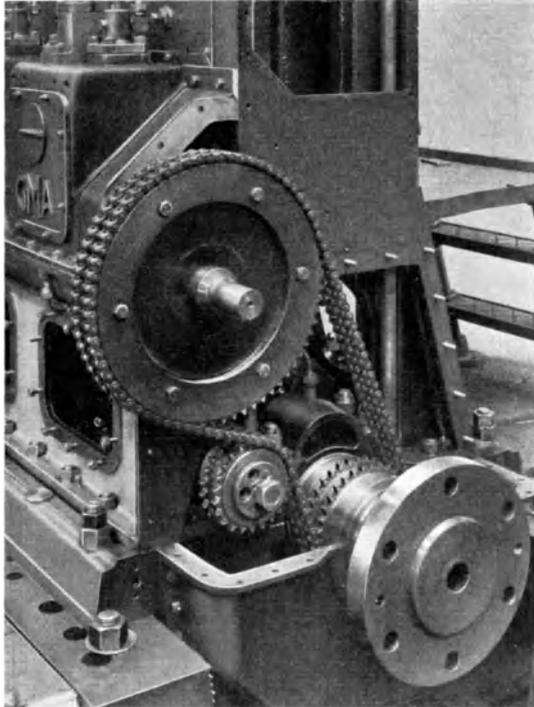


Abb. 187. Kettenübertragung von der Motorwelle zu der Steuerwelle.

Motortype wird in Größen von 60 bis 1200 PS als Zwei-, Vier-, Sechs-, Achtzylindermaschine gebaut. Bei den GMA-Motoren werden zwei oder drei Arbeitszylinder in einem einzigen Block vereinigt und aus solchen Blockeinheiten werden die Vier-, Sechs-, Achtzylindermotoren zusammengesetzt. Durchgehende Zuganker von den Zylinderköpfen bis unter Kurbellager der Grundplatte entlasten die Zylinderblöcke und den Kurbelkasten von den Triebwerksdrücken.

Die Steuerwelle liegt vorn an dem Kurbelkasten ungefähr auf der halben Höhe der Maschine und wird von der Schwungradseite aus angetrieben, nicht wie üblich durch ein Zahnradvorgelege, sondern durch nachstellbare Präzisionsrollenbuchsenketten (Abb. 187), die nach Behauptung der Firma durch einen geräuschlosen Gang und geringen Kraftverlust, sowie billigsten Ersatz ausgezeichnet sind.

Die von der Steuerwelle angetriebenen Brennstoffpumpen sind an jedem Zylinder getrennt angeordnet, so daß die Brennstoffleitungen zu den Einspritzventilen so kurz und übersichtlich wie nur möglich ausfallen; besondere Vorrichtungen an der Brennstoffpumpe gestatten das Ausschalten jedes beliebigen einzelnen Zylinders während des Betriebes, sowie das Absperren des Brennstoff-

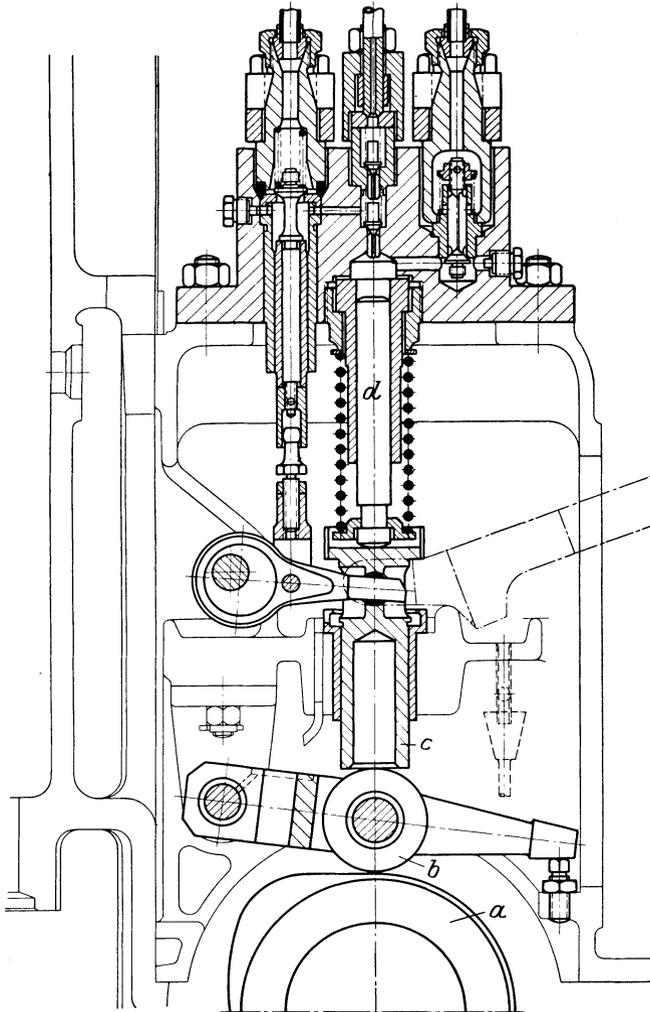


Abb. 188. Brennstoffpumpe des Wumag-Motors.

zuflusses zu dieser Pumpe, so daß die Ventile und Druckleitungen dieser Pumpe zwecks Reinigung oder Ersatz ohne Abstellung der übrigen Maschinen ausgebaut werden können. Das Triebwerk des Motors kann durch große abschraubbare Fenster von beiden Seiten völlig freigelegt werden. In diesen Fenstern befinden sich noch kleine, leicht zu öffnende Schaulöcher für die oberflächliche Beobachtung des Triebwerks.

Die Brennstoffpumpe (Abb. 188) besteht, wie bei Zweitaktmotoren, aus einem

Plunger, zwei hintereinander angeordneten Druckventilen, einem Saugventil und einem Regulierventil. Der Brennstoffnocken *a* betätigt die Nockenrolle *b*, die auf einem Lenker befestigt ist und durch das Führungsstück *c* den Pumpenplunger *d* hebt. Der Stift, welcher rechts von dem des Lenkers angeordnet ist, kontrolliert das Spiel zwischen Nockenrolle und Brennstoffnockengrundkreis, womit der Zündungsanfang verändert werden kann. Der Brennstoffnocken öffnet die Brennstoffnadel 20° vor Totpunkt und schließt bei voller Belastung 5° nach Totpunkt. Das Einspritzen wird durch das Regulierventil scharf ab-

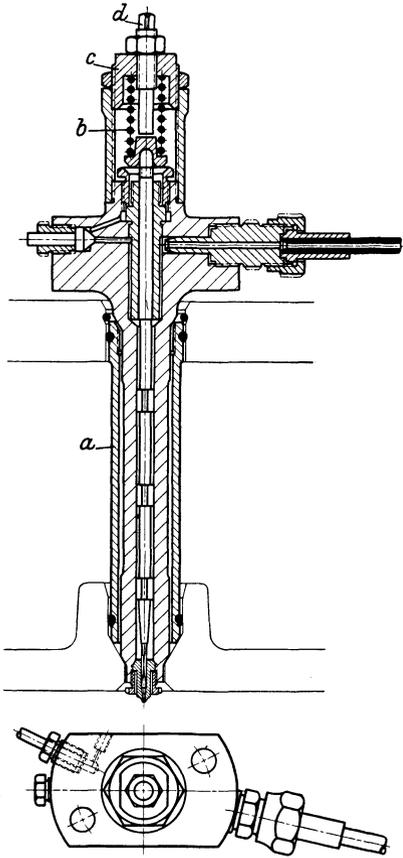


Abb. 189 u. 190. Brennstoffventil (Wumag).

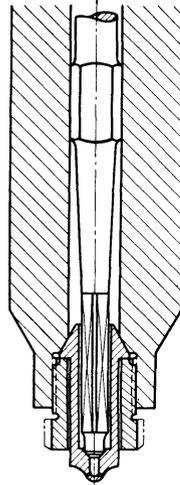


Abb. 191. Düse (Wumag).

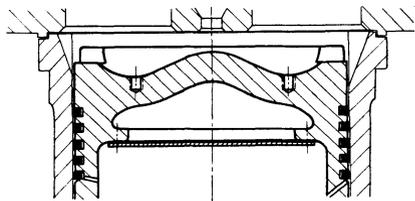


Abb. 192. Kolbenboden (Wumag).

geschnitten, wobei der Zeitaugenblick des Öffnens des Regulierventils durch den Regulator in üblicher Weise gesteuert wird.

Das Brennstoffventil wird nicht gesteuert, sondern durch den Druck der Brennstoffpumpe betätigt, der auf 280 bis 300 at steigt. In dem Ventilkörper *a* (Abb. 189 u. 190) sitzt die lange Nadel und die auswechselbare Führungsbüchse, in welche die Nadel packungslos eingeschliffen ist. Die Nadel wird durch die starke Feder *b* geschlossen, die durch die Spanschraube *c* mehr oder weniger gespannt wird. Der Nadelhub beträgt nur einige Zehntel Millimeter und kann durch die Schraube *d* reguliert werden. Abb. 191 zeigt die Einspritzdüse in

größerem Maßstabe. Die Düse hat 3 bis 6 Löcher von 0,3 bis 0,4 mm Durchmesser. Die Löcher sind unter 60° gegen die Senkrechte geneigt, der Ausführung des Kolbenbodens entsprechend.

Der Kolbenboden (Abb. 192) hat die bei den kompressorlosen Motoren sonst übliche Form. Der Abstand zwischen dem Kolbenboden und dem flachen Zylinderdeckel ist am kleinsten in der Mitte gegenüber der Brennstoffdüse; er

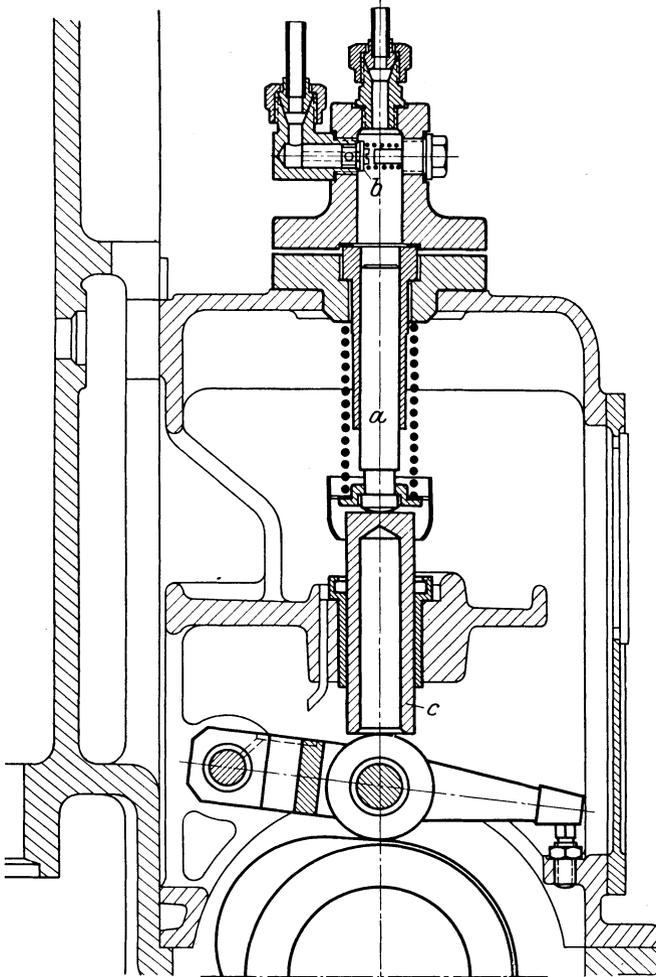


Abb. 193. Öldrucksteuerung nach Wumag.

verbreitert sich von hier aus in der Richtung der Zylinderwände, wobei sich aber in der Nähe der Zylinderwände der Kolbenboden wieder hebt, so daß die aus den Düsenlöchern heraustretenden Brennstoffstrahlen sich gut ausbreiten können und nicht gegen die kalten Zylinderwände prallen.

Luftansaug- und Auspuffventile werden durch Drucköl angetrieben, wodurch die geräuschvolle Hebel- und Stoßstangenübertragung entfällt. Durch diese Anordnung wird nach Behauptung der Firma nicht nur geräuschloser Gang erzielt,

sondern es werden auch die der Abnutzung unterliegenden Zapfen und Gelenke vermieden, und der Motor erhält das Aussehen einer einfachen Zweitaktmaschine.

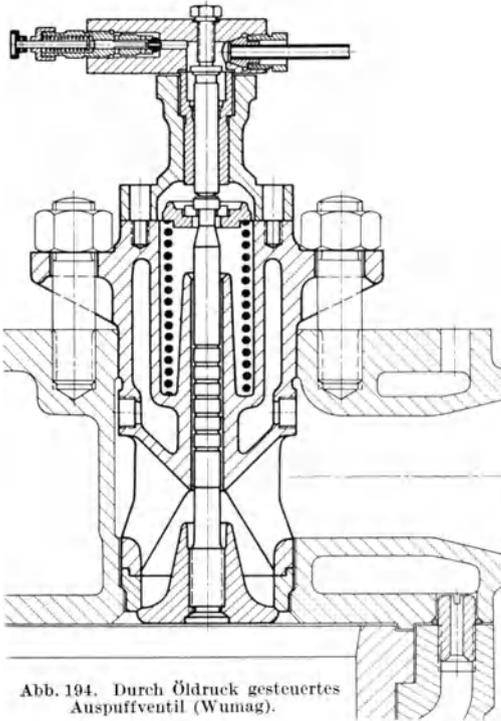


Abb. 194. Durch Öldruck gesteuertes Auspuffventil (Wumag).

Abb. 193 stellt den Antrieb der Öldrucksteuerung dar. Für jedes Ein-, Aus- bzw. Anlaßventil ist eine besondere Ölpumpe, welche durch je einen auf der Steuerwelle angebrachten Nocken betätigt wird, vorhanden. Der Nocken bewegt durch einen Lenker und ein Führungsstück *c* den Kolben *a* der Öldruckpumpe. Das Öl wird durch das Saugventil angesaugt und direkt dem Ein- bzw. Auslaßventil (Abb. 194) zugeführt. Der Öldruck wirkt auf das Kolbchen und öffnet das Auspuffventil. Bei Rückwärtsgang des Pumpenkolbens *a* (Abb. 193) wird das Auspuffventil (Abb. 194) durch den Federdruck geschlossen, wobei das Öl durch *b* wieder dem Kolben *a* zufließt.

Abb. 195 stellt einen kompressorlosen GMA-Vierzylinder-Viertakt Dieselmotor von 450 PS

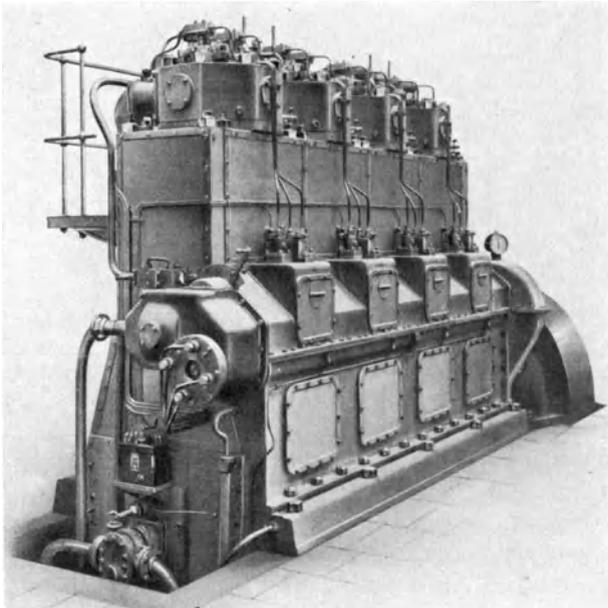


Abb. 195. 4-Zyl.-Viertakt-Einspritzmotor von 450 PS der Wumag (Durchm. = 400 mm, Hub = 560 mm, $n = 275$).

Leistung bei 275 Uml./min dar. Der Zylinderdurchmesser beträgt 400 mm, Kolbenhub 560 mm, was einem mittleren effektiven Druck von 5,24 at entspricht.

In Abb. 196 bis 198 sind Quer- bzw. Längsschnitt und Vorderansicht der Maschine gegeben.

Die Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Winterthur, baut kompressorlose Dieselmotoren nach dem Einspritzverfahren in liegender und stehender Ausführung.

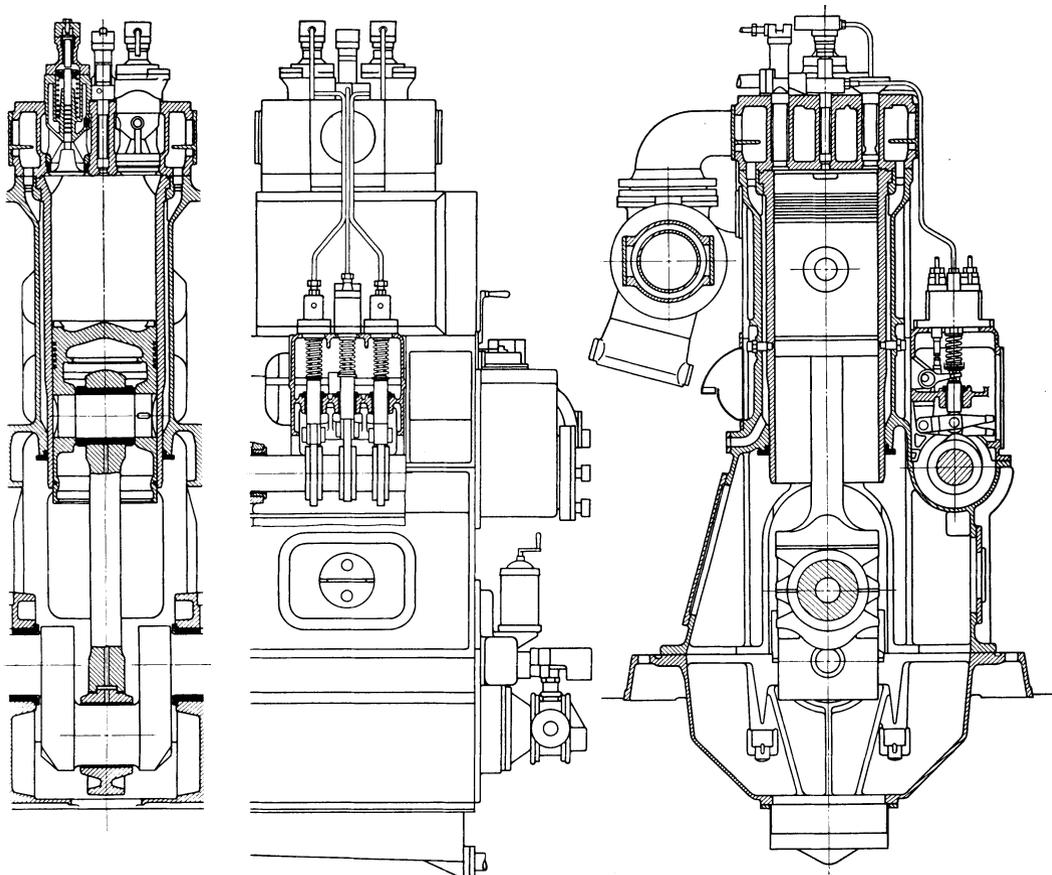


Abb. 196 bis 198. Längsschnitt und Ansicht bzw. Querschnitt des Motors nach Abb. 195.

Die stehenden SLM-Motoren mit direkter Einspritzung werden vorläufig für Zylinderleistungen von 30 bis 150 PS_e gebaut. Sämtliche Typen sind einfachwirkende Viertaktmotoren. Die größten Einheiten sind mit Kreuzkopf und Gleitbahn versehen. Abb. 198 bis 200 zeigt im Schnitt die Bauart der größeren mit Kreuzkopf versehenen Einheiten und zwar einen 600-PS-Vierzylindermotor.

Auf einer kräftigen Grundplatte werden die A-förmigen Gestelle aufgeschraubt. Zwischen den Zylinderbüchsen und Kühlmantel sind geräumige Kühlräume vorgesehen. Die Zylinderdeckel, bei deren Ausführung den auftretenden Wärmespannungen durch reichlich bemessene Kühlräume und sorgfältige Materialver-

teilung Rechnung getragen wurde, werden durch kräftig bemessene Schrauben auf die Zylinderbüchsen gepreßt.

In den Zylinderdeckeln befinden sich Bohrungen, in welche die Ein-, Aus- und Anlaßventile sowie das Einspritzventil untergebracht werden. Die übliche

Kühlung der Auslaßventile selbst ist durch eine einfachere, kräftige Kühlung des Ventilkorbes ersetzt worden. In der Mitte des Verbrennungsraumes (Abb. 201) ist das Einspritzventil in eine vom Kühlwasser kräftig bespülte Büchse eingebaut, eine Konstruktion, die eine Verschmutzung der Einspritzorgane durch übermäßige Erhitzung verhindert. Der Brennstoff wird unter einem Druck von 200 bis 250 at zur Einspritzdüse gedrückt. Die Düsenlöcher sind unter etwa 65° gegen die Zylinderachse geneigt.

Der Kolbenboden hat eine konkave Form, die so ausgeführt ist, daß die Brennstoffstrahlen nach Abprallen von dem Boden sich gut mit der Luft vermischen.

Die Steuerwelle mit den Nocken für Ein- bzw. Auslaßventile und für die Brennstoffpumpe ist in eine trogförmige, völlig verschlossene Verschalung eingebaut, welche die Steuerwellenlager enthält (Abb. 202). Ein reichliches Ölbad, in das alle oben genannten Nocken

eintauchen, sorgt für ausreichende Schmierung der Lager, Nocken usw.

Jeder Zylinder hat eine eigene Brennstoffpumpe, die von einem auf der Steuerwelle sitzenden Nocken angetrieben wird. Der Pumpenplunger wird von dem Nocken durch einen Lenker gehoben und fördert den Brennstoff durch zwei

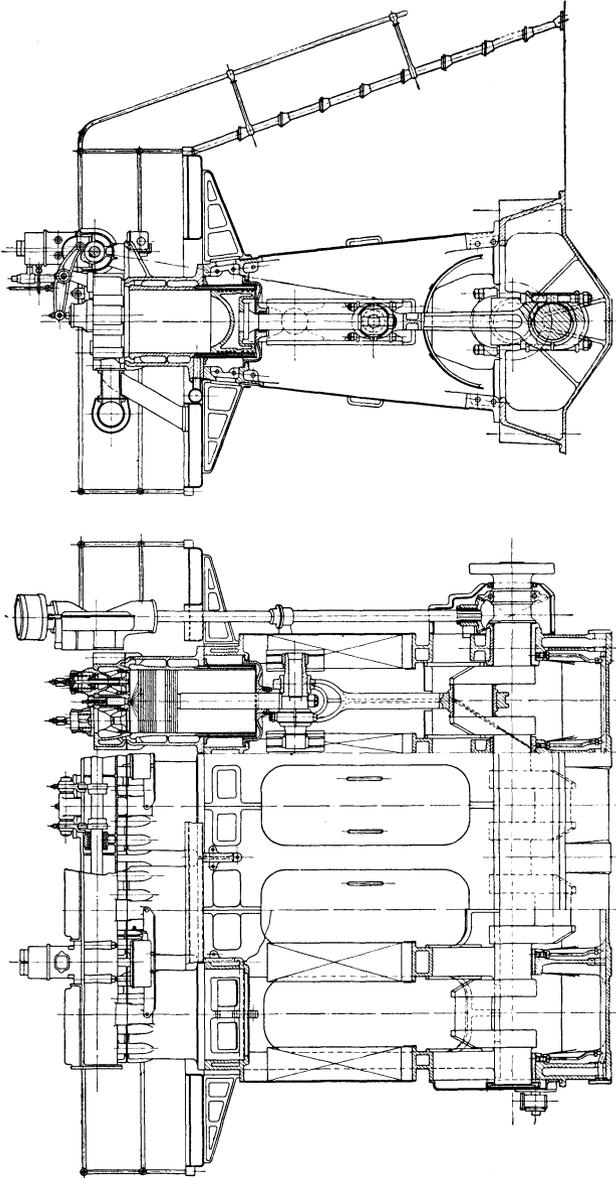


Abb. 199 u. 200. Vierzylinder-Einspritzdieselmotor der S.L.M.

hintereinander liegende Druckventile zu der Einspritzdüse. Der Brennstoff tritt, nachdem er einen Vorwärmer und einen Filter passiert hat, durch das Saugventil in die Pumpe ein. Für Regulierung der Brennstoffmenge ist ein Umlauf angebracht, der den Überschuß an Brennstoff am Ende des Druckhubes des Pumpenplungers wieder in die Saugleitung überführt. Der Augenblick des Öffnens dieses Umlaufventils wird durch den Regulator geregelt. Der Lenker stützt sich auf eine Stellschraube, durch deren Verdrehung der Einspritzbeginn verschoben werden kann.

Die SLM-Motoren arbeiten, wie gesagt, nach dem reinen Einspritzverfahren. Sie verdichten also die Luft auf einen Druck von 24 at. Der Verbrennungsdruck steigt fast bei allen Belastungen auf 37 at, wie aus dem Diagrammsatz (Abb. 203 bis 207), der von einem Motor von 200 PS Leistung bei

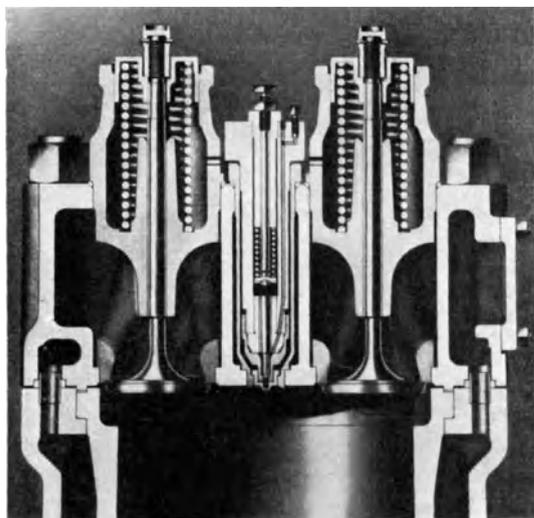


Abb. 201. Schnitt durch den Zylinderdeckel des S L M-Einspritzmotors.

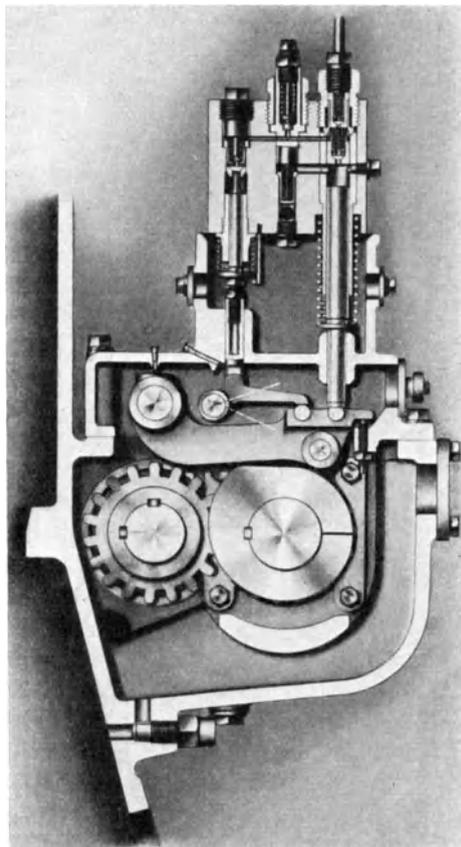


Abb. 202. Schnitt durch die Brennstoffpumpe und Steuerwelle (S L M).

375 Uml./min (Zylinderdurchmesser 280 mm, Kolbenhub 400 mm) herrührt, zu ersehen ist.

Die Brennstoffpumpe beginnt den Förderhub bei 32° vor Totpunkt und beendet ihn etwa 5° nach Totpunkt. Die Diagramme zeigen eine Verbrennung bei konstantem Druck mit Vorverpuffung, wobei die Menge des im Verpuffungsverfahren verbrannten Brennstoffes bei Belastungen von 25% bis 110% fast unveränderlich bleibt. Bei 110% bzw. 100% Belastung geht das Nachbrennen, wie es bei Dieselmotoren üblich ist, weit in den Ausdehnungshub hinein und scheint erst am Ende der Ausdehnung beendet zu werden. Bei kleineren Belastungen erkennt man den kennzeichnenden Druckabfall und das nachfolgende scharfe

Nachbrennen, das der ungenügenden Erwärmung des während der Verpuffung nicht verbrannten Brennstoffes zuzuschreiben ist.

Die nachfolgende Zahlentafel 21 gibt die Versuchsergebnisse eines vertikalen kompressorlosen Dieselmotors wieder, der in 6 Zylindern von 370 mm

Zahlentafel 21.

Belastungsgrad	25 %	50 %	75 %	100 %	120 %
Leistung PS _e	150	225	300	450	540
Mittlerer eff. Druck at	1,2	2,4	3,6	4,8	5,8
Drehzahl min ⁻¹	256	254	252	250	248
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	252	188	178	173	178
Auspufftemperatur °C	—	215	276	347	420
Mechanischer Wirkungsgrad	0,52	0,70	0,75	0,785	0,80

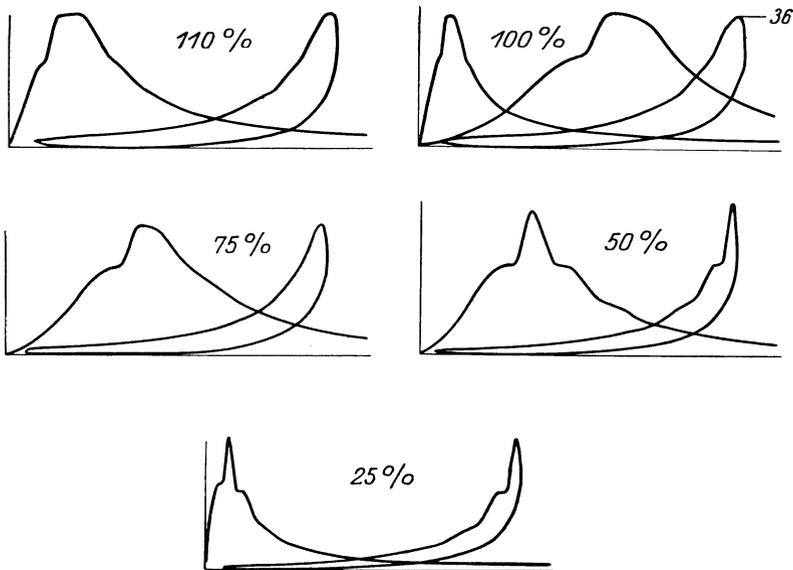


Abb. 203 bis 207. Diagrammensatz bei verschiedenen Belastungen der S L M-Motoren.

Zylinderdurchmesser und 520 mm Kolbenhub bei 250 Uml./min normal 450 PS leistet.

Die Versuche zeigen einen ziemlich kleinen Brennstoffverbrauch auch bei Überlastung. Durch Erhöhung des Verbrennungsdruckes wäre es leicht möglich, einen Brennstoffverbrauch unter 170 g/PS_e zu erzielen.

Der Verlauf der Auspufftemperaturen sowie der Betrag der Kühlwasserwärme ist ganz normal und entspricht den mittleren Größen, die wir am Schluß des Kapitels 2 zusammengestellt haben.

Die Junkers-Motorenbau G. m. b. H., Dessau, hat nach dem Weltkriege die bekannten Zweitakt-Gegenkolben-Junkersmaschinen gründlich umgebaut und ist in Zusammenarbeit mit ihrer Lizenznehmerin, William Doxford & Sons Ltd., Sunderland, zu dem kompressorlosen Verfahren übergegangen. In einer anderen Arbeit¹ haben wir die Motoren der letzteren Firma beschrieben; auch

¹ Vgl. Fußnote S. 25.

werden nachstehend bei der Beschreibung der Einspritzmotoren mit zwangsläufiger Brennstoffnadelöffnung einige Ausführungen dieser Firma gebracht. Es werde hier nur das Arbeitsschema der Junkers-Einspritzmotoren in Anwendung auf die kleinen Dieselmotoren erklärt. Die Beschreibung der Kleinmotoren und Ergebnisse einiger Versuche werden am Schluß dieses Kapitels gegeben.

Aus dem in Abb. 208 bis 209 dargestellten Schema ist ersichtlich, daß die Firma offene Düsen benutzt, wobei bei kleinen Zylindern eine, bei größeren zwei entgegengerichtete Düsen angebracht sind. Die Düse richtet den Brennstoff in den Verbrennungsraum radial zum Zentrum, aber durch die Luftdrehung werden die Brennstoffstrahlen tangential abgelenkt, so daß sie die Luft durchdringen, ohne dabei unnötige Wirbelung hervorzurufen.

In Abb. 210, die den Schnitt durch die Spülschlitze darstellt, sind die tangential angeordneten Lufteintrittskanäle, welche die Luft in Drehung versetzen, gezeigt. Abb. 211 stellt einen Schnitt durch den Verbrennungsraum eines Zweizylindermotors, 2 H × 160, dar, der nur mit einer Düse ausgerüstet ist.

Die Brennstoffmengen werden nur durch den Kolbenhub der Pumpe geregelt, und zwar durch einen beweglichen Nocken, welcher unter dem Einfluß des Reglers steht. Der Beginn des Einspritzens bleibt stets unveränderlich, dagegen ist das Ende des Einspritzens, sowie die Menge des eingespritzten Brennstoffes veränderlich.

In dem Kapitel 3 haben wir das Arbeitsdiagramm dieses Motortypes (vgl. Abb. 40) gegeben. Wir geben hier die Ergebnisse der Versuche von Neumann

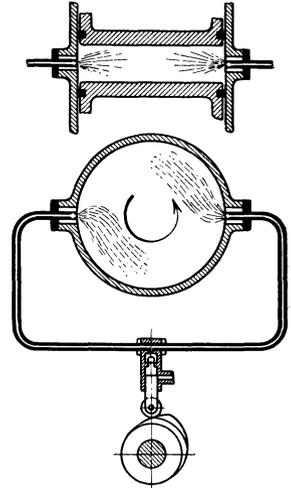


Abb. 208 u. 209. Einspritzschema des kompressorlosen Junkers-Motors.

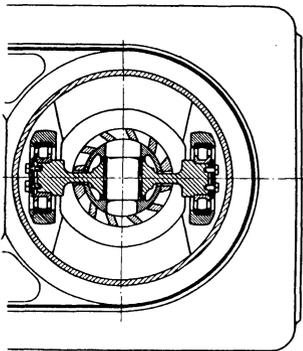


Abb. 210. Schnitt durch die Spülschlitze (Junkers).

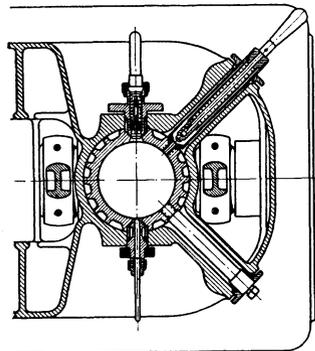


Abb. 211. Schnitt durch die Düse (Junkers).

an einem Zweizylindermotor, 120 PS_e bei 375 Uml./min (Zylinderdurchmesser 160 mm, Kolbenhub 560 mm) und einem Einzylindermotor, 25 PS_e bei 500 Uml./min (Zylinderdurchmesser 110 mm, Kolbenhub 385 mm) wieder.

Der Verdichtungsdruck in beiden Maschinen beträgt 41 at, der Zünddruck schwankt zwischen 63,5 bis 68,5 at.

Zah lentafel 22.

Belastungsgrad.	110 %	100 %	75 %	50 %	25 %
Drehzahl	376	377	385	389	391
Mittlerer eff. Druckat	7,05	6,40	4,80	3,21	1,61
PS _e	133	121	93	63	31
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	170	169	167	182	227

Zah lentafel 23.

Belastungsgrad.	110 %	100 %	75 %	50 %	25 %
Drehzahl	502	506	510	515	514
PS _e	27	25	19	13	6,5
Mittlerer eff. Druckat	6,68	6,12	4,60	3,08	1,53
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	193	191	201	228	322

Neumann hat auch einen größeren Zweizylindermotor (Zylinderdurchmesser 200 mm, Kolbenhub 700 mm, Leistung 200 PS bei 325 Uml./min) untersucht und für Vollast einen Brennstoffverbrauch von 157 g/PS_eh festgestellt.

Es ist bemerkenswert, daß bei den neueren Junkersausführungen der Kolbenhub des unteren Kolbens größer als der des oberen ist, wodurch die Massen besser ausgeglichen werden. So hat z. B. die 2 HK × 160-Maschine 320 mm Kolbenhub für den oberen Kolben und 240 mm für den unteren, also zusammen 560 mm.

Die Dingersche Maschinenfabrik A.-G., Zweibrücken, Rheinpfalz, hat im Jahre 1925 den Bau liegender Dieselmotoren mit Luftverdichter aufgegeben und baut ausschließlich kompressorlose Dieselmotoren nach reinem Einspritzverfahren.

Abb. 212 stellt einen

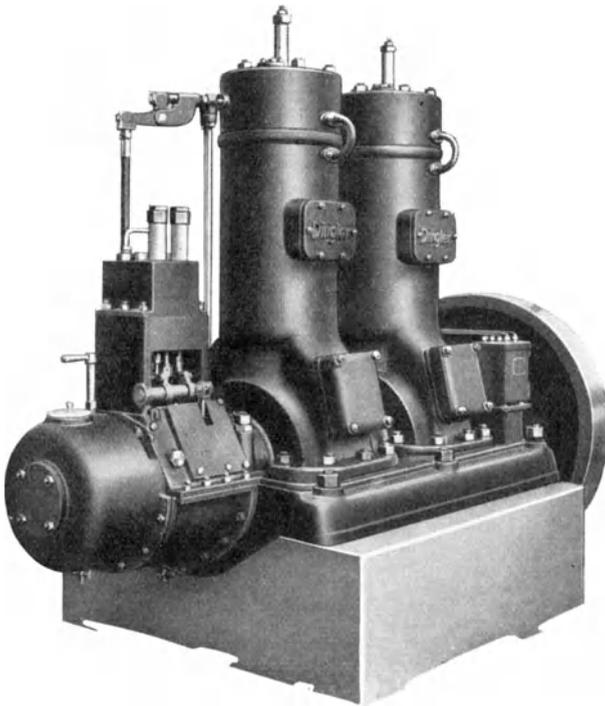


Abb. 212. Kompressorloser Zweitaktmotor mit Kurbelkastenspülung der Dingerschen Maschinenfabrik.

kompressorlosen Zweitakt-Zweizylinder-Motor mit Kurbelkastenspülung dar, der sich in der äußeren Gestalt kaum von einem Glühkopfmotor unterscheidet. Die Brennstoffpumpe wird direkt von der Kurbelwelle angetrieben und von einem auf der Kurbelwelle sitzenden Regulator beeinflusst. Die Abmessungen, Leistungen und der Brennstoffverbrauch sind in Zah lentafel 24 gegeben.

Außer den Zweitaktmotoren baut Dingler auch Viertakt-Einspritzmotoren, die in Kastentypus ausgeführt werden.

Zahrentafel 24.

Typ	Zyl.- Durchm. mm	Hub mm	Drehzahl	Leistung PS _e	Mittlerer eff. Druck	Brennstoffverbrauch g/PS _e h			
						1/1	3/4	1/2	1/4
2,0	150	200	350—500	7—10	2,55	225	235	255	310
2,4	165	240	350—500	10—15	2,55	215	225	245	295
2,8	200	280	300—450	15—22	2,55	205	215	230	280

Die Steuerwelle mit den Steuernocken liegt vorn auf dem Kasten und wird von der Kurbelwelle durch Zahnradvorgelege angetrieben. Oberhalb des Kastens

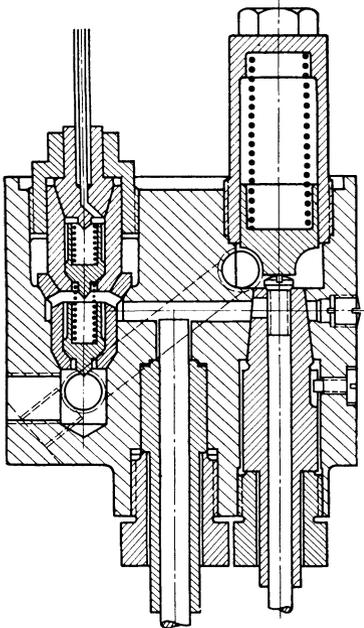


Abb. 213. Brennstoffpumpe (Dingler).

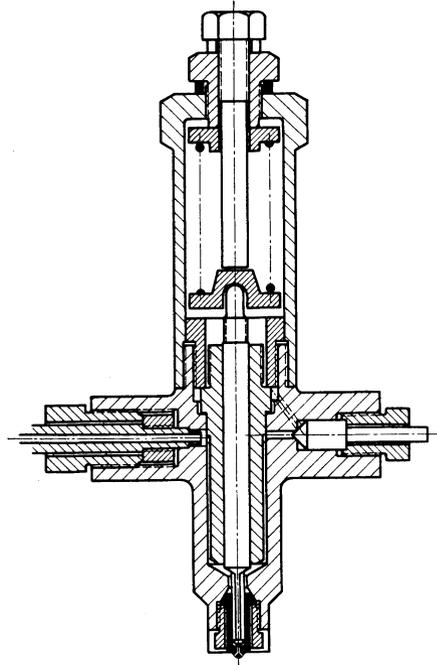


Abb. 214. Brennstoffventil (Dingler).

ist eine Brennstoffpumpe nach bekannter, bewährter Konstruktion angeordnet (Abb. 213).

Die Pumpe hat selbsttätige Saug- und Druckventile und fördert das Mehrfache der theoretisch berechneten Menge. Der überschüssige Brennstoff wird durch das Überströmventil (oben rechts) in die Saugleitung zurückgeführt. Das Überströmventil wird durch ein Gestänge, das vom Plungerantrieb aus bewegt wird, gesteuert, wobei der Stützpunkt dieses Gestänges exzentrisch gelagert ist und vom Regler so verstellt werden kann, daß bei Leerlauf das Überströmventil früher, bei Vollast später öffnet.

Der Verbrennungsraum wird, wie üblich, durch den schwach nach unten gewölbten Kolbenboden und den ebenen Zylinderdeckel gebildet. Die Brennstoffnadel wird durch den Pumpendruck selbsttätig gehoben (Abb. 214) und der Brennstoff durch mehrere Löcher von 0,3 bis 0,4 mm Durchmesser eingespritzt. Der Druck der Brennstoffventilfeder kann genau eingestellt werden.

Einige Angaben über die Viertakt-Einspritzmotoren dieser Firma sind in Zahlentafel 25 zusammengestellt.

Zahlentafel 25.

Typ	Zyl.- Durchm. mm	Hub mm	Drehzahl	Leistung	p_e	Brennstoffverbrauch g/PS _{eh}			
						$\frac{1}{1}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
3,0	225	300	300—475	19—20	4,75	180	188	200	245
3,6	260	360	275—375	25,5—37,5	4,75				
4,4	290	440	214—325	35—54	5				
5,0	340	500	200—275	52—72	5,3	175	182	195	240
5,6	400	560	200—250	82—100	5,2				

Die Leobersdorfer Maschinenfabrik A.-G., Leobersdorf bei Wien, baut ihre sämtlichen kompressorlosen Dieselmotoren nach dem Einspritzverfahren.

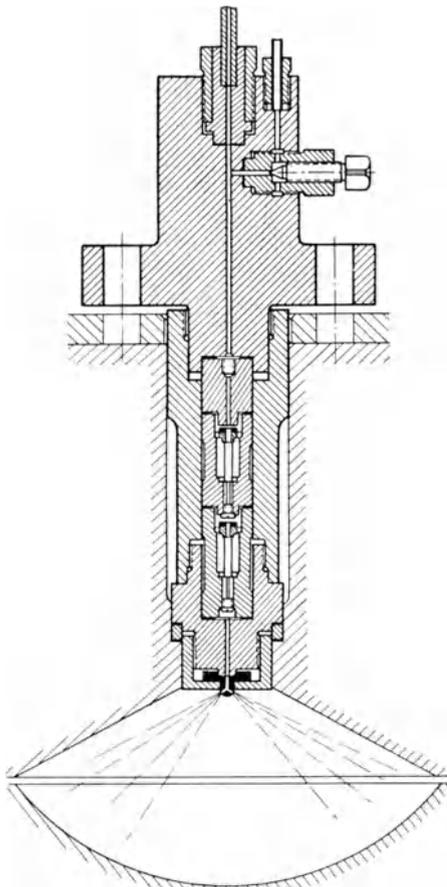


Abb. 215. Brennstoffventil und Verbrennungsraum der Leobersdorfer Motoren.

Die kennzeichnenden Eigenschaften dieser Motoren bildet die offene Düse und eine besondere Gestalt des Verbrennungsraumes (Abb. 215), der aus einem stumpfen Kegel des Deckels mit einer abschließenden Kugelkalotte des Kolbenbodens besteht. In der oberen Stellung des Kolbens bildet also der Verbrennungsraum einen Kugelabschnitt, in dessen Zentrum ungefähr die Düse liegt, so daß alle Brennstoffstrahlen dieselbe Länge und dieselbe Durchschlagkraft haben.

Die Düsenlöcher sind unter 45° gegen die Zylinderachse geneigt, und da der Kegel des Deckels einen Winkel von 120 bis 130° bildet, so nähern sich die Brennstoffstrahlen mehr der Deckeloberfläche als der Zylinderachse und werden von den heißen Deckelwänden zusätzlich erwärmt, was bekanntlich zu einer einwandfreien Zündung beiträgt.

Die Leobersdorfer kompressorlosen Dieselmotoren arbeiten mit einer offenen Düse. Der in den starkwandigen Ventilgehäuseblock gebohrte Brennstoffzufuhrkanal hat einen möglichst kleinen Innendurchmesser, so daß eine Ausdehnung des Rohres unter dem Brennstoffdruck ausgeschlossen ist. Um die Wirkung der großen Brennstoffmassen und ihrer Elastizität zu beseitigen und damit jegliches Nachtropfen zu verhindern, sind in dem Brennstoffventilkörper ein oder zwei Rückschlagventile angebracht. Diese Ventile liegen ganz nahe der Düsen-

Einige Angaben über die Viertakt-Einspritzmotoren dieser Firma sind in Zahlentafel 25 zusammengestellt.

mündung und öffnen erst bei einem bestimmtem Druck. Die Düsen sind allgemein mit 4 und 5 Löchern versehen.

Bei den ersten Ausführungen des stehenden Viertakt-Vierzylindermotors mit 350 mm Zylinderdurchmesser, der bei 300 Uml./min 320 PS_e leistet, wurde die Brennstoffpumpe jedes Zylinders auf dessen Zylinderdeckel gesetzt, um die Anwendung längerer Brennstoffdruckrohre zu vermeiden. Aus Abb. 215 ist ersichtlich, daß der obere Teil des Brennstoffventilkörpers für Anbau eines Plungers

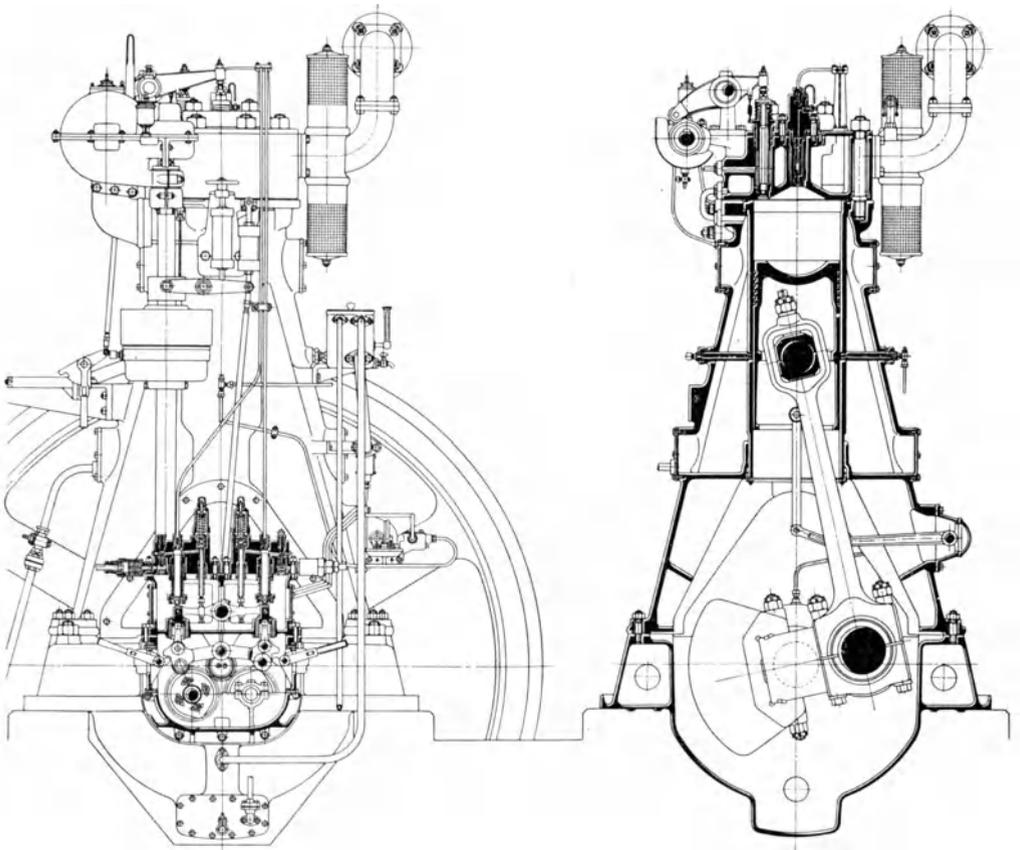


Abb. 216 u. 217. Seitenansicht und Schnitt eines Leobersdorfer 200 PS_e-4 Zyl.-Viertakt-Einspritzmotors (Durchm. = 290 mm, Hub = 450 mm, $n = 300$).

groß genug ist. Das Saugventil ist in einer Erweiterung des Ventilkörpers angeordnet und wurde durch eine lange Regulierwelle gesteuert.

Die weiteren Versuche in Zusammenhang mit Einbau der Rückschlagventile in unmittelbarer Nähe der Düsen haben festgestellt, daß bei dieser Ausführung auch lange Leitungen ohne schädlichen Einfluß sind. Die Brennstoffpumpe wurde deshalb bei anderen Typen an der Stelle des Luftverdichters angeordnet und direkt von der Kurbelwelle angetrieben.

Abb. 216 u. 217 stellen den Schnitt und die Seitenansicht eines Vierzylindermotors von 200 PS_e bei 300 Uml./min (Zylinderdurchmesser = 290 mm,

Hub = 450 mm) mit seitlich angebauter Brennstoffpumpe dar. Die Pumpenplunger sind symmetrisch zur Kurbelwelle angeordnet, so daß zwei Nockenwellen vorhanden sind, die von einem Stirnrad an der Kurbelwelle angetrieben werden. Die beiden Lenker der Pumpen haben einen gemeinsamen, in der Längsachse des Motors liegenden Stützpunkt. Die Pumpen haben je ein Druckventil und je ein durch den Regulator gesteuertes Überströmventil. Die Brennstoffpumpe hat kein Druckventil, da dieses in allernächster Düsennähe in den Zylinderdeckel hinein verlegt wurde.

Diese Typenreihe wird als normale Stationärmaschine mit Bohrungen von 290 mm bis 490 mm und Zylinderleistungen von 50 bis 140 PS_e, bzw. 850 PS_e Maschinenleistung als serienmäßig gebauter Typus ausgeführt. Die Drehzahl

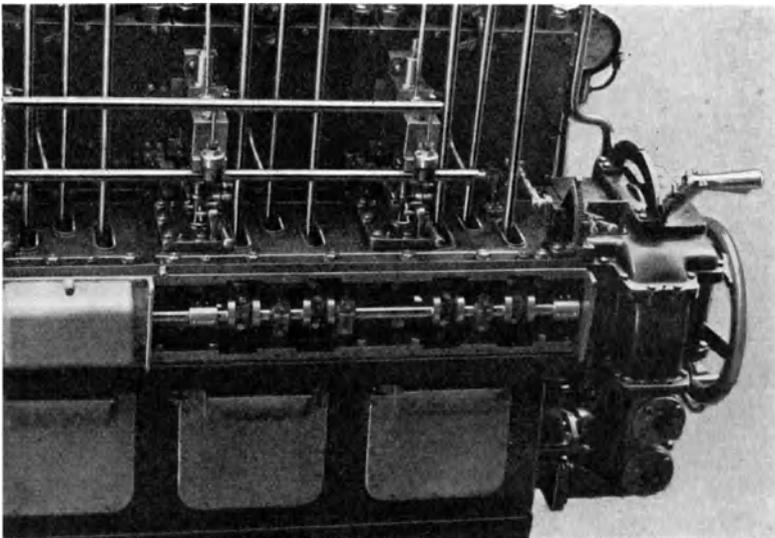


Abb. 218. Anordnung der Steuerwelle und Brennstoffpumpen (Leobersdorfer Maschinenfabrik).

beträgt — bei 220 bis 350 mm Zylinderdurchmesser — 300 Uml./min, 215 bis 187 Uml./min bei größeren Zylindern.

Eine weitere Ausführungsart stellt der Typus der umsteuerbaren Viertaktmotoren (Zylinderdurchmesser 210 mm, Hub 280 mm, Zylinderleistung 25 PS_e bei 500 Uml./min) dar, die in üblicher Kastenform gebaut werden.

Abb. 218 zeigt die Anordnung der Steuerwelle am Kasten und der Brennstoffpumpen oberhalb des Kastens, wobei für jeden Zylinder eine besondere Pumpe vorgesehen ist. Abb. 219 u. 220 stellen den Querschnitt und die Seitenansicht dieser Maschine dar.

Die Leobersdorfer Motoren haben einen Verdichtungsdruck von 28 bis 30 at und einen Zünddruck von 38 bis 42 at. Die Brennstoffförderung beginnt 10 bis 15° vor und endet 10 bis 15° nach dem oberen Totpunkt. Der Pumpendruck ist ungefähr 320 at. Der Durchmesser der Düsenlöcher schwankt von 0,25 bis 0,4 mm.

Die nachstehende Zahlentafel 26 gibt die Versuchsergebnisse eines 25-PS_e-Motors (Zylinderdurchmesser 220 mm, Hub 390 mm, $n = 300$ Uml./min wieder.

Zahlentafel 26.

Belastungsgrad	120%	100%	75%	50%	25%	Leer
Drehzahl Uml./min	295	297	294	304	312	313
Nutzleistung PS _e	29,9	25,3	18,8	13	6,7	—
Ind. Leistung PS _i	34,6	30,0	23,6	18,05	11,7	5
Mittel. eff. Druck p_e at	6,15	5,16	3,8	2,62	1,3	—
Mittel. ind. Druck p_i at	7,11	6,18	4,8	3,6	2,27	0,97
Auspufftemperatur °C	372	313	245	195	148	102
Ölverbrauch g/PSch	178,5	173	175	186,5	249	—

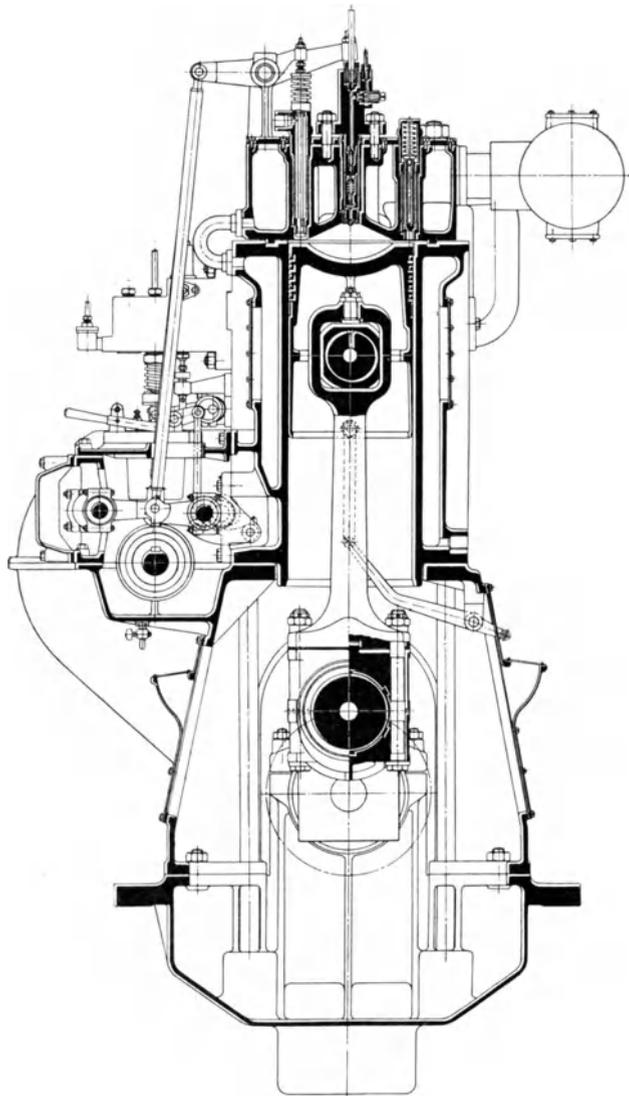


Abb. 219. Querschnitt eines Leobersdorfer umsteuerbaren Einspritzmotors.

Abb. 221 bis 227 geben einen Diagrammsatz des Leobersdorfer kompressorlosen Dieselmotors bei $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$ Vollast und 15% bzw. 26% Überlastung wieder. Der Motor hat folgende Charakteristik:

Zylinderdurchmesser	250 mm.
Kolbenhub	420 mm.
Uml./min.	300
Zylinderanzahl	1

Förderung der Brennstoffpumpe:

Anfang . . . 10° vor oberem Totpunkt

Schluß . . . 15° nach oberem Totpunkt

Verdichtungsdruck bei Leerlauf der heißen Maschine 30 at.

Brennstoffverbrauch:

Belastungsgrad .	126%	120%	100%	75%	50%	25%	12 $\frac{1}{2}$ %
g/PS _e h	180	175	170	171	192	238	394

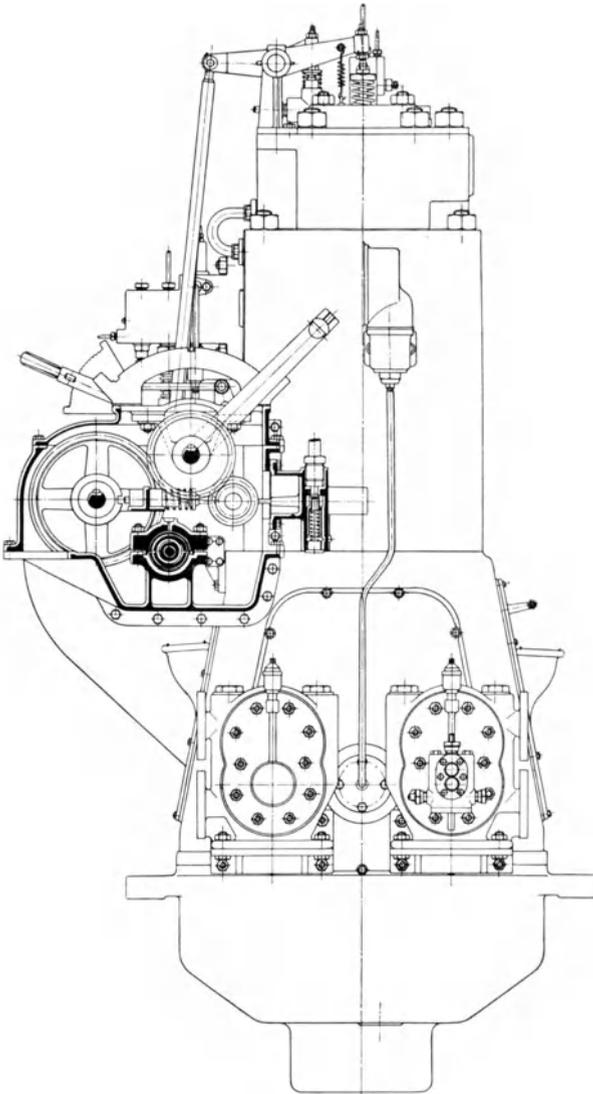


Abb. 220. Seitenansicht eines Leobersdorfer umsteuerbaren Einspritzmotors.

Die Maschinenfabrik Augsburg - Nürnberg, Augsburg, kurz MAN, ist bekanntlich die älteste Dieselmotorenfabrik: hier wurde der Dieselmotor geboren, von Kinderkrankheiten gesund gepflegt und zu riesigen Einheiten bis zu 15000 PS_e entwickelt.

Die kompressorlosen Motoren dieses Werkes sind so eingehend in der in- und ausländischen Fachliteratur beschrieben worden, daß wir hier nur kurz auf die Besonderheiten der MAN-Ausführungen hinweisen wollen.

Die MAN baut kompressorlose Dieselmotoren mit Einspritzung und offener Düse und benutzt die Hohlkolbenausführung, wie sie in Abb. 228 schematisch dargestellt ist. Der Brennstoff wird durch die Brennstoffpumpe gefördert und geregelt.

Der Plunger der Pumpe (Abb. 229) wird stoßartig mittels eines von der Nockenscheibe bewegten Stößels gehoben und durch eine Feder heruntergezogen. Ein Regulier-

ventil verbindet beim Öffnen die Druckleitung mit der Saugleitung und unterbricht diese Verbindung beim Schließen. Um das Ventil vom Brennstoffdruck

zu entlasten, wird es von oben durch Federspannung belastet. Öffnungszeit und -dauer des Überströmventils wird durch den Stößel bestimmt und durch Verdrehung des exzentrisch gelagerten Drehpunktes des Absteuerhebels geändert, wobei diese Verdrehung vom Regulator sowie auch von Hand bewirkt werden kann.

Die Gefahr der pulsierenden Wirkung des Brennstoffes in den langen Röhren und der Elastizität des Brennstoffes und der Leitung wird möglichst durch Verkürzung der Leitung, durch Verkleinerung der lichten Weite und durch dicke

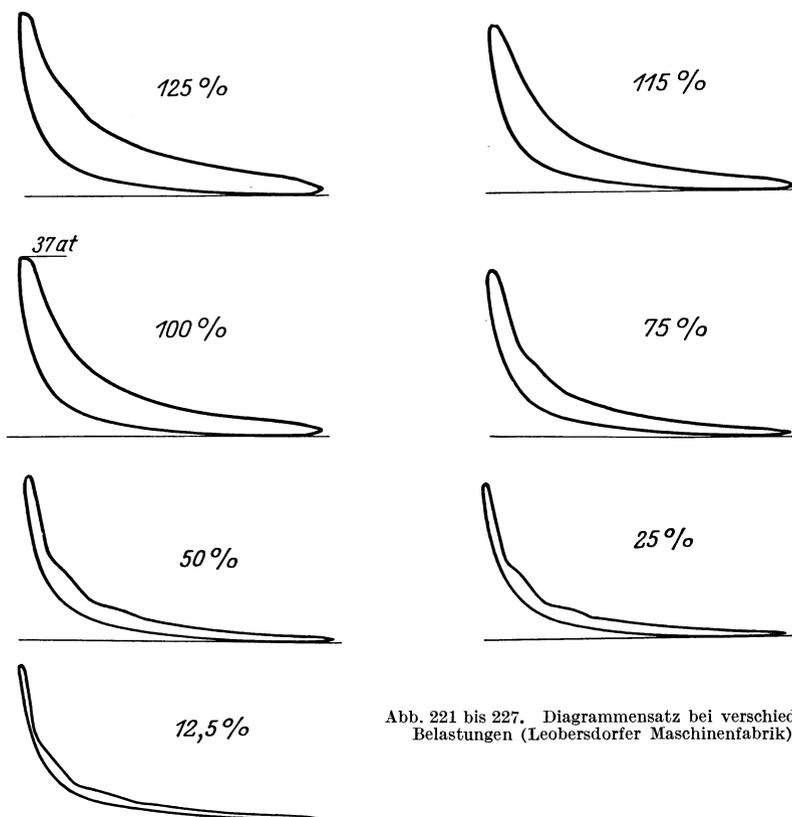


Abb. 221 bis 227. Diagrammensatz bei verschiedenen Belastungen (Leobersdorfer Maschinenfabrik).

Rohrwände beseitigt. Die Pumpen, je eine für jeden Zylinder, sind oberhalb der Steuerwelle gelagert (Abb. 230), so daß die Leitung ganz kurz ist.

Zur Vermeidung der Verdampfung des Öls vor der Düse, was selbstverständlich große Schwierigkeiten mit sich bringen würde, ist das Rohr bis an die Düse wassergekühlt. Abb. 231 zeigt die wassergekühlte Kammer, die leicht ausgebaut werden kann und in der das Rohr mit der Düse sitzt. Das Ausbauen einer solchen Düse während des Ganges des Motors bei Ausschaltung des entsprechenden Zylinders und der Einbau einer anderen Düse dauert, wie durch Versuche festgestellt ist, etwa 4 Minuten, falls zwei Arbeiter diese Arbeit besorgen.

Die konstruktive Ausbildung der kompressorlosen MAN-Dieselmotoren ist teilweise aus den Abb. 232 bis 233 des kompressorlosen Sechszylinder-Dieselmotors von 700 PS_e bei 250 Uml./min (Zylinderdurchmesser 425 mm, Kolben-

hub 600 mm), teilweise aus der Abb. 230, die einen Sechszylindermotor von 350 PS_e bei 375 Uml./min darstellt, zu ersehen. Diese Bauart ist eine Weiterentwicklung der Unterseebootmotoren, die übrigens in meiner früheren Arbeit¹ beschrieben wurden und durch die sog. Zugankerkonstruktion gekennzeichnet sind. Die Zuganker sind möglichst nahe den Lagern eingebaut und übertragen die Zugkräfte, so daß Grundplatte und Zylinderblock davon entlastet sind.

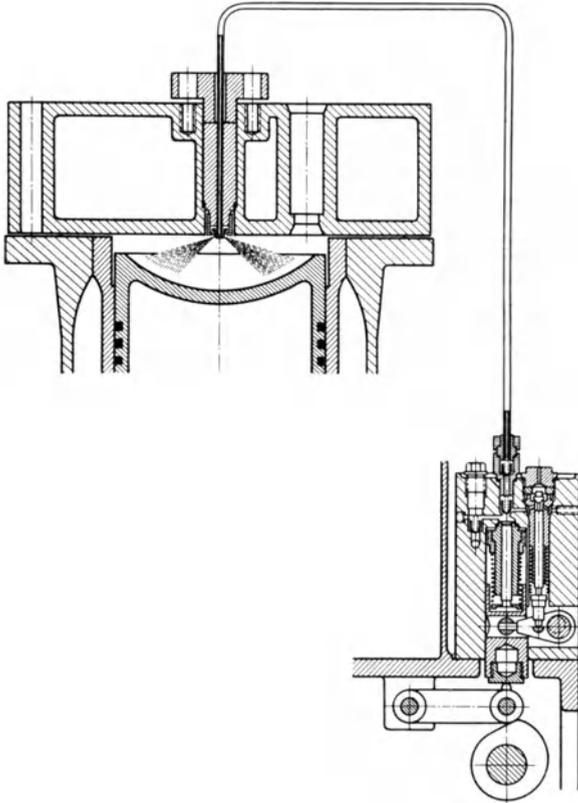


Abb. 228. Schema der Brennstoffeinspritzung der MAN-Motoren.

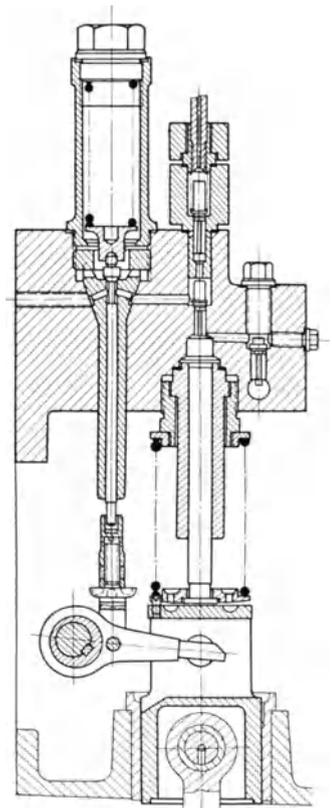


Abb. 229. Brennstoffpumpe der MAN-Einspritzmotoren.

Die Steuerwelle wird durch Stirnradvorgelege von der Hauptwelle angetrieben; sie trägt auch die Brennstoffpumpennocken.

Die Verdichtung beträgt bei den MAN-Motoren etwa 30 at und der Zünddruck steigt bis rd. 40 at.

In der nachstehenden Zahlentafel sind die Ergebnisse der Versuche an einem Sechszylinder-Viertaktmotor von 345 mm Zylinderdurchmesser, 500 mm Kolbenhub, 180 Uml./min, 300 PS_e Leistung wiedergegeben.

Diese Versuche bestätigen die theoretischen Annahmen und Ergebnisse unserer Beweisführung über die Wirkung der Drehzahlerhöhung, sowie des mittleren Arbeitsdruckes, wie in Kap. 2 gezeigt wurde.

¹ Vgl. Fußnote S. 25.

Zahlentafel 28.

Gruppe	$n \sim 250$ Uml./min					
	120	100	75	50	25	
Belastungsgrad %	503	407	302	198	107	
Effek. Leistung PS _e	579	475	375	267	178	
Indiz. " PS _i	6,46	5,14	3,88	2,52	1,37	
Mittl. eff. Druck at	7,44	6,00	4,82	3,40	2,29	
Mittl. ind. Druck at	171	167,7	170,6	181,7	225,8	
Brennstoffverbr. . . . g/PS _e h	536	437	345	257	185	
Auspuff °C						
In Kühlwasser abgeführte Menge kcal/PS _e h						rd. 600

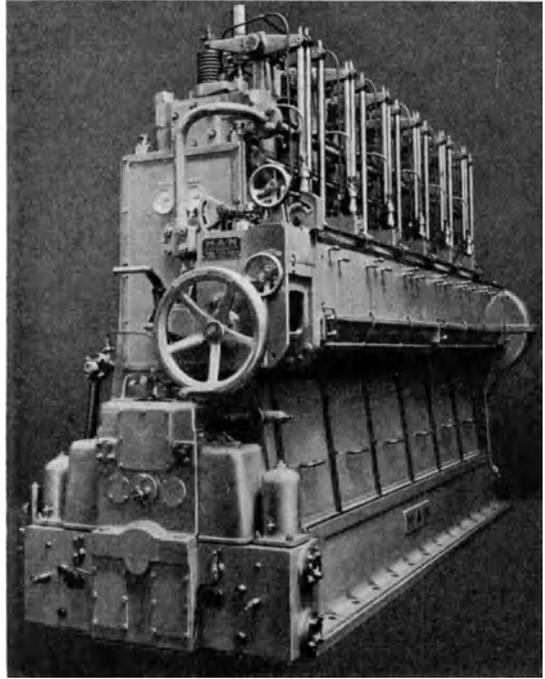


Abb. 230. 6 Zyl.-350 PS_e-MAN-Einspritzmotor.

Zahlentafel 27.

Gruppe	$n \sim 200$ Uml./min					
	120	100	60	33		
Belastungsgrad %	400	340	219	121		
Effek. Leistung PS _e	457	397	281	174		
Indiz. " PS _i	6,37	5,36	3,56	1,94		
Mittl. eff. Druck at	7,28	6,27	4,50	2,81		
Mittl. ind. Druck at	172,6	167,5	173,8	195,8		
Brennstoffverbr. . . . g/PS _e h	447	389	286	192		
Auspuff °C						
In Kühlwasser abgeführte Menge kcal/PS _e h						rd. 600

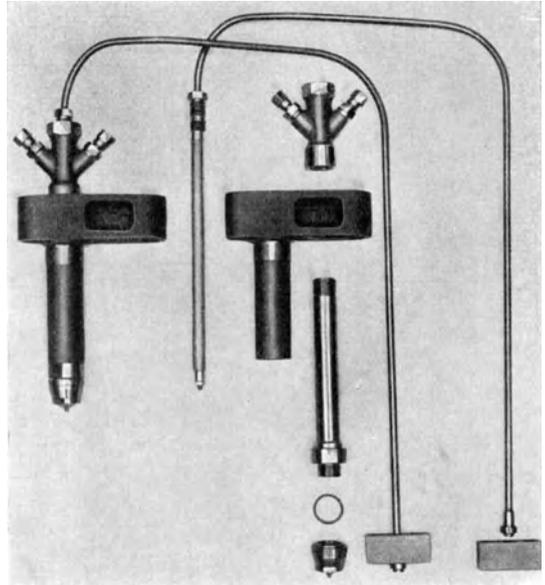


Abb. 231. Wassergekühltes Brennstoffventil der MAN-Einspritzmotoren.

Zahlentafel 29.

Gruppe	$n \sim 300$ Uml./min			
	Belastungsgrad %	120	100	66
Effek. Leistung PS _e	612	514	342	181
Indiz. „ PS _i	699	597	426	271
Mittl. eff. Druck at	6,55	5,43	3,68	1,92
Mittl. ind. Druck at	7,49	6,32	4,58	2,86
Brennstoffverbr. g/PS _e h	183	173	176	206
Auspuff °C	630	504	366	251
In Kühlwasser abgeführte Menge kcal/PS _e h				rd. 600

Abb. 234 stellt den doppeltwirkenden kompressorlosen 10-Zylinder-Zweitakt-dieselmotor dieser Firma dar. Der Motor leistet bei 215 Uml./min (Zylinder-

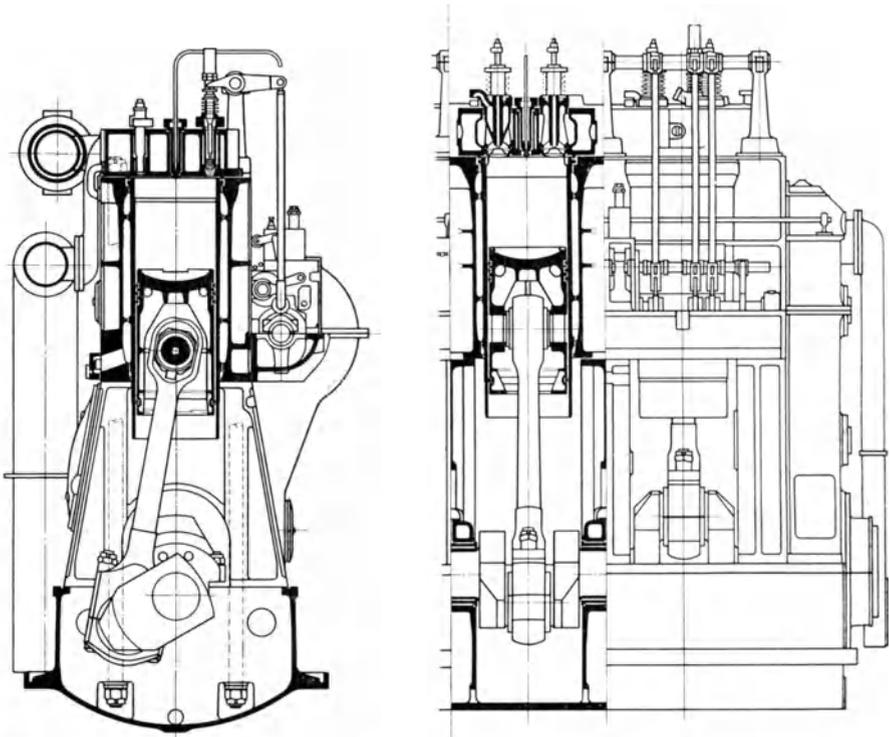


Abb. 232 u. 233. Quer- und Längsschnitt eines 6 Zyl.-700 PS_e-MAN-Motors (Durchm. = 425 mm, Hub = 600 mm, $n = 250$).

durchmesser = 600 mm, Kolbenhub = 900 mm) rd. 11 700 PS_e, was einem mittleren eff. Druck von 4,8 at entspricht. Da die Spülpumpe durch einen besonderen Motor getrieben wird, so kann man mit einem mechanischen Wirkungsgrad von 0,87 rechnen. Der mittlere ind. Druck ist also gleich 5,5 at, er ist an und für sich sehr klein, darf aber wegen Erhöhung der Drehzahl bis auf die äußerste Grenze ($Dn = 129!$) nicht erhöht werden.

Über die kompressorlosen Fahrzeugmotoren der MAN wird im nächsten Kapitel ausführlich berichtet.

Fried. Krupp, A.-G., Essen, gehört ebenfalls zu den ersten Firmen, die das Dieselpatent erworben haben. Die vielseitigen Ausführungsformen dieser Firma haben wir in unseren früheren Arbeiten ausführlich behandelt.

Was die kompressorlosen Dieselmotoren anbetrifft, so wurden bereits im vorigen Kapitel der Pilzkolben wie auch die Anordnung für die Luftbewegung dargestellt. Hier folge nur eine allgemeine Beschreibung der Konstruktion der Kruppschen kompressorlosen Motoren, sowie auch der anderen besonders wichtigen Teile.

Die Kruppschen kompressorlosen Motoren sind durch geschlossene Düse und selbsttätiges Nadelventil gekennzeichnet. Das Nadelventil (Abb. 235) ist durch Federdruck belastet und wird, wie bereits früher erklärt wurde, durch Pumpendruck geöffnet. Ein Sechszylinder-Viertaktmotor von 520 PS_e bei 214 Uml./min

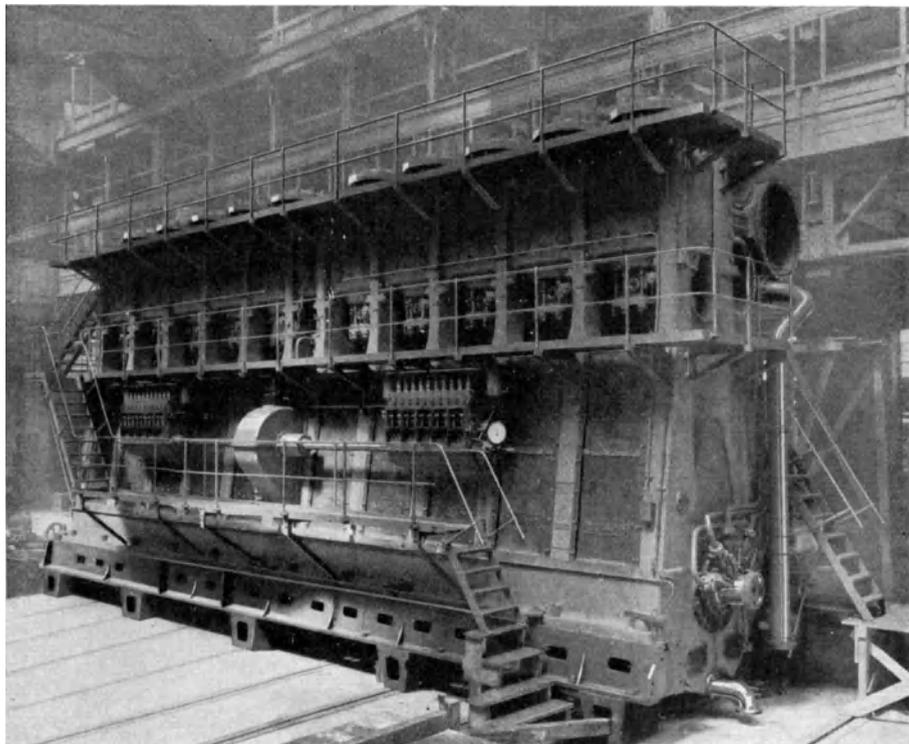


Abb. 234. Doppelwirkender Zweitakt-MAN-11700 PS_e-Motor (Durchm. = 600 mm, Hub = 900 mm, $n = 215$ Uml./min).

(Zylinderdurchmesser 400 mm, Kolbenhub 630 mm) hat eine Vierlochdüse von 0,6 mm Durchmesser, deren Öffnungen um 60 bis 70° gegen die Zylinderachse geneigt sind.

Die Brennstoffpumpe (Abb. 236) liegt neben dem Deckel, um von der dort angeordneten Steuerwelle direkt angetrieben zu werden. Der Pumpenplunger hat einen unveränderlichen Hub und fördert stets dieselbe Brennstoffmenge; die Brennstoffförderung der Pumpe beginnt 45° vor dem oberen Totpunkt und schließt etwa 20 bis 30° nach dem oberen Totpunkt. Der Beginn der Ein-

führung bleibt derselbe, der Schluß der Einführung hängt von dem früheren oder späteren Öffnen des Überströmventils ab, das vom Regler eingestellt wird.

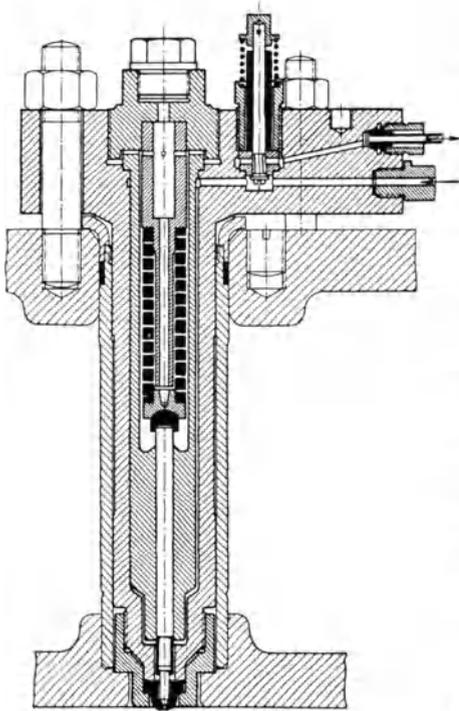


Abb. 235. Brennstoffventil (Krupp).

Neben jedem Brennstoffventil ist ein Brennstoffüberlaufventil angeordnet, das bei Arbeit des Zylinders in geschlossenem Zustande bleibt, dagegen für Ausschaltung eines Zylinders durch Drehen der oberen Welle geöffnet wird und somit das Heben der Nadel unmöglich macht.

Der Pumpendruck beträgt etwa 300 at.

Die nachstehende Zahlentafel 30 gibt die Versuchsergebnisse des 520-PS_e-Motors wieder, die von Romberg ermittelt sind. Romberg hat gelegentlich eine genau ähnliche Einblasluftmaschine untersucht und gefunden, daß bei voller Belastung der Einspritzmaschine die auf 10000 kcal bezogene, in Reibungs- und Hilfsmaschinenleistung (Brennstoff-, Kühlwasserpumpe usw.) verwandelte Wärme 770 kcal, bei der Einblasmaschine

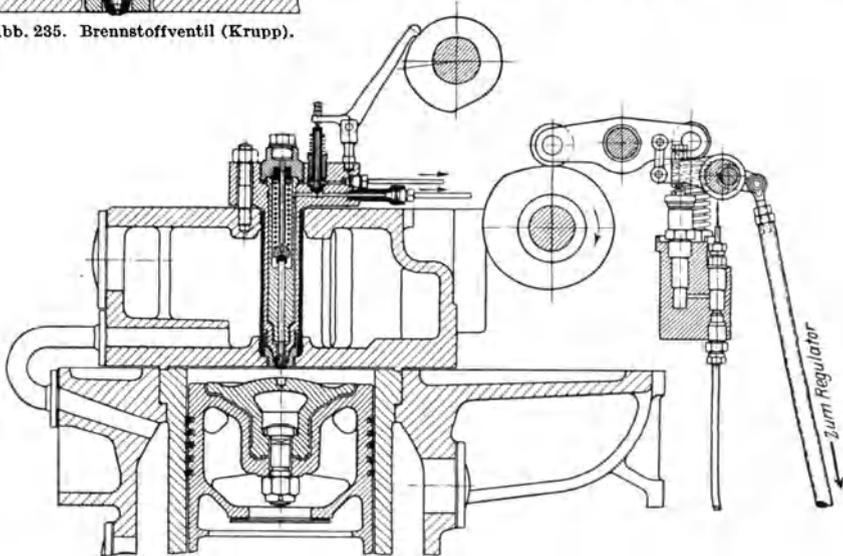


Abb. 236. Verbrennungsraum, Kolbenform und Brennstoffpumpenanordnung der Kruppschen kompressorlosen Motoren.

die in Reibungs- und Hilfsmaschinen- bzw. Kompressorleistung verwandelte Wärme 950 kcal beträgt. Es folgt hieraus, daß die auf die Luftverdichtung ver-

wendete Arbeit rd. 180 kcal auf 10000 kcal, d. h. 1,8% beträgt, was gut mit unseren Berechnungen stimmt.

Die Indikatordiagramme zeigten einen Verdichtungsdruck von 34 at und einen Zünddruck von 38,5 at.

Zahlentafel 30.

Belastungsgrad	110 %	100 %	75 %	50 %	25 %
Effekt. Leistung PS _e	580	523	388	265	133,6
Indiz. „ PS _i	696	627	509	382	249
Mittlerer ind. Druck p_i at	7,03	6,25	5,0	3,7	2,4
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	171	169	172	187	236
Durch Wasser abg. Wärme . . . kcal/PS _e h	475	465	476	519	986

Die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft (AEG), Berlin, ist die erste Firma des Kontinents, die das kompressorlose Verfahren nicht nur auf kleine und mittlere Viertaktmotoren, sondern auch auf die allergrößten doppeltwirkenden Zweitaktmotoren angewandt hat. Zusammen mit Hesselmann, dessen Arbeiten bereits im vorigen Kapitel behandelt wurden, hat die AEG an einem großen, noch näher zu besprechenden Versuchsmotor gezeigt, daß im Gegensatz zur Meinung einiger Fachleute der Anwendung des kompressorlosen Prinzips eigentlich keine Grenzen gesetzt sind.

Die kompressorlosen AEG-Hesselmann-Dieselmotoren arbeiten nach dem reinen Einspritzverfahren mit selbsttätiger Öffnung der Brennstoffspindel und mit künstlicher Drehung der Luft. Wir haben im vorigen Kapitel das Brennstoffventil sowie die Vorrichtung zum Erzeugen der Luftdrehung ausführlich beschrieben. Wir werden hier noch die Brennstoffpumpe und die Filtriervorrichtung kurz nach Saß¹ beschreiben.

Die Brennstoffpumpe (Abb. 237) hat einen in der Büchse *a* gleitenden Stempel *b*, der seinen Antrieb von der Rollenführung *c* mit Rolle *g* vom Brennstoffnocken erhält. Die Feder *f* führt die Rolle zurück; das Spiel zwischen Rolle *g* und Nocken *e* wird durch die Schraube *h* eingestellt. Das Saugventil *l* und das Druckventil sind selbsttätig. Der Schluß des Förderns wird durch zwangläufiges Öffnen des Saugventils durch die Stange *n* und Hebel *o* bewirkt, dessen Drehpunkt auf der vom Regulator verdrehten Büchse *p* exzentrisch gelagert ist. Für Aufpumpen der Ölleitung von Hand dient der Hebel *i* und für Ausschalten jedes einzelnen Zylinders die Nockenwelle *k*.

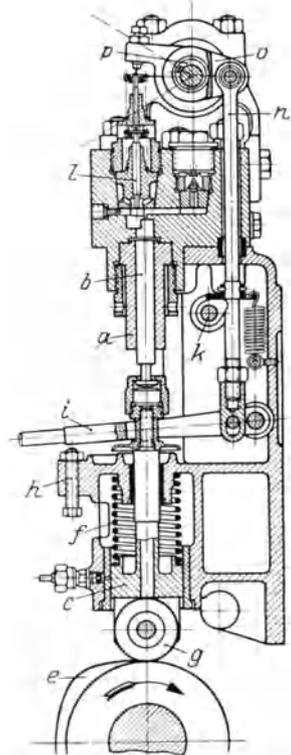


Abb. 237. Brennstoffpumpe (AEG).

Wir haben bereits mehrmals erwähnt, daß gute Filtrierung des Brennstoffes eine der wichtigsten Fragen des Dieselmotorbaues ist; sie ist eine Lebensfrage

¹ Werft Reederei Hafen 1927, H. 9.

für die kompressorlosen Einspritzmotoren, da die Verstopfung der feinen Düsenlöcher unter allen Umständen zu vermeiden ist. Bei den Glühkopfmotoren wird, wie wir schon gesehen haben, vor das Saugventil der Pumpe ein Filter aufgestellt. Diese Fil-

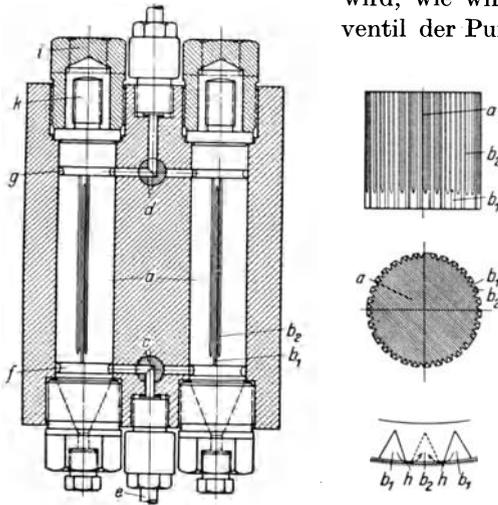


Abb. 238 bis 241. Brennstofffilter nach Hesselmann (AEG).

terierung findet Hesselmann für seine Ausführung ungenügend und setzt deshalb noch zwischen Brennstoffpumpe und Brennstoffventil ein Feinfilter (Abb. 238 bis 241) vor. In das schmiedeeiserne Gehäuse sind zylindrische Stahlkörper a mit eingefrästen Längsrillen b mit einem ganz geringen Spiel eingesetzt.

Der Brennstoff tritt in e ein und geht durch f in die Nuten b_1 , welche oben geschlossen sind, über. Das Öl muß deshalb in die Nuten b_2 durch die engen Durchgänge h dringen und kann erst dann nach g und d weitergedrückt werden.

Bei der Stellung der Winkelhähne c und d kann das rechte Filter für Reinigung abgebaut werden; nach Einbau und Drehen der Hähne kann das linke Filter in derselben Weise ohne Unterbrechen der Arbeit gereinigt werden.

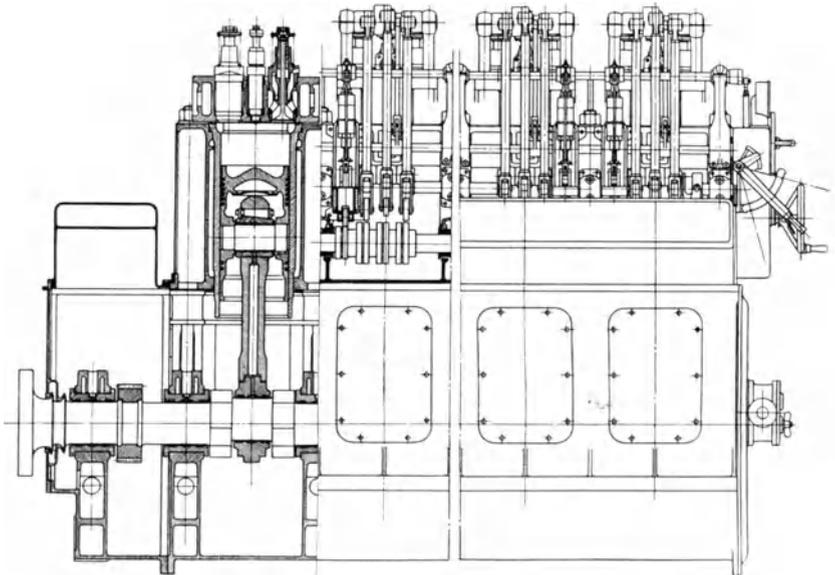


Abb. 242. Umsteuerbarer kompressorloser 500 PS_e-Achtzylinder-Viertaktmotor AEG.

Die kompressorlosen Motoren AEG-Hesselmann von mittleren Zylinderabmessungen sind nach der allgemein eingeführten Kastenform gebaut. In Abb. 242 bis 244 ist ein umsteuerbarer 500-PS_e-Achtzylindermotor (Zylinder-

durchmesser 290 mm, Kolbenhub 360 mm) mit $n = 400$ Uml./min in Längs- bzw. Querschnitten gegeben.

Die Steuerwelle liegt, wie üblich, auf dem Kasten; die Pumpe jeden Zylinders ist oberhalb der Steuerwelle so angeordnet, daß der Pumpennocken direkt auf der Steuerwelle sitzt. Der Zylindermantel ist von Zugspannung durch Ankerbolzen entlastet.

Der Verdichtungsdruck steigt, wie bereits im vorigen Kapitel erwähnt wurde, bis 29 at, der Zünddruck beträgt bei Vollast 40 bis 44 at.

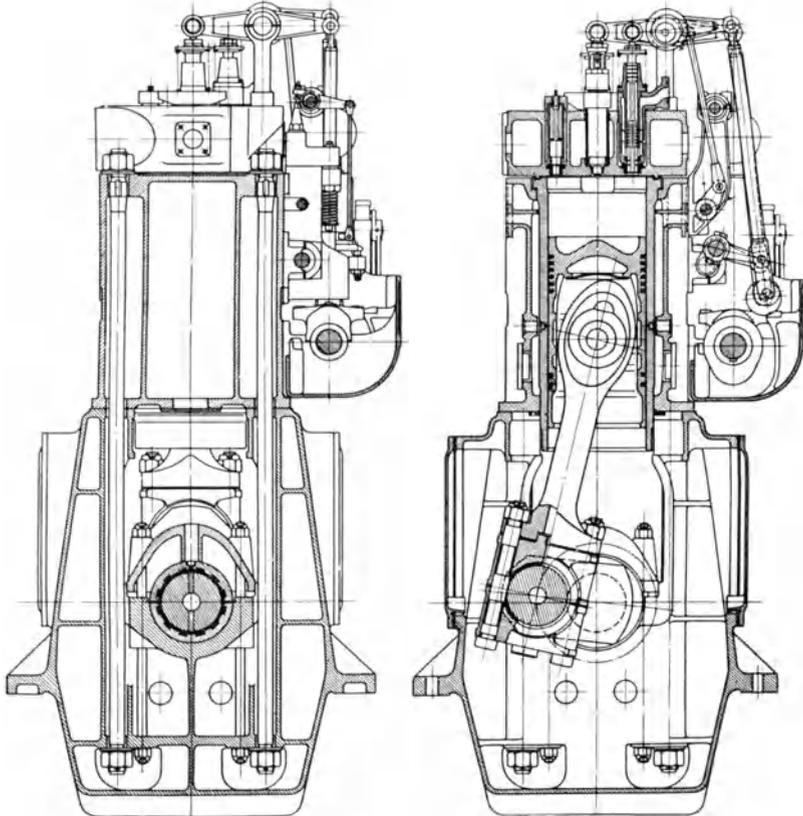


Abb. 243 u. 244. Schnitt durch Ankerbolzen, bzw. durch Zylinder des Motors Abb. 242.

Die Zahlentafel 31 gibt die Versuchsergebnisse eines AEG-Hesselmann-Motors wieder, der in Vierzylinderanordnung (Zylinderdurchmesser 380 mm, Kolbenhub 540 mm) 400 PS_e bei 250 Uml./min leistet.

Zahlentafel 31.

Belastungsrad	110 %	100 %	75 %	50 %	25 %	—
Uml./min	250	252	250	250	250	250
PS _e	443	409	304	211	105	0
Mittlerer eff. Druck at	6,51	6,02	4,47	3,1	1,54	—
Mechanischer Wirkungsgrad . . %	82,4	82,5	80	71,2	57	—
Brennstoffverbrauch . . . g/PS _{eh}	172,5	169,5	170,5	176,5	215	—
Abgastemperatur °C	495	455	304	275	190	120
Abgase			unsichtbar		leicht blau	leicht blaugrau

Es ist sehr interessant, diese Versuchsergebnisse mit denjenigen, welche Hubendick an einem ähnlichen Motor (Zylinderdurchmesser = 380 mm, Kolben-

Zahlentafel 32.
1. Gruppe (a)

Belastungsgrad	160 %	155 %	150 %	140 %	130 %	120 %	100 %	80 %	50 %	25 %
Uml./min	216	216	218	218	220	220	222	223	225	225
PS _e	486	473	450	422	393	364	305	232	155	80
Mittlerer eff. Druck . . . at	8,27	8,04	7,58	7,07	6,57	6,06	5,05	3,82	2,53	1,30
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	—	205	183	177	172	168	168	175	188	227
Abgastemperatur . . . °C	—	—	—	496	458	406	340	274	251	232
Abgase	Rauch	Sichtbare Abgase			unsichtbar				Schwarzer Rauch	

2. Gruppe (b)

Uml./min	222	171	147	92	60
PS _e	305	151	94	28	—
Mittlerer eff. Druck . . . at	5,05	3,27	2,35	1,11	—
Brennstoffverbrauch . g/PS _e h	168	180	195	318	—
Abgase	unsichtbar		Schwarzer Rauch	Grauer Rauch	

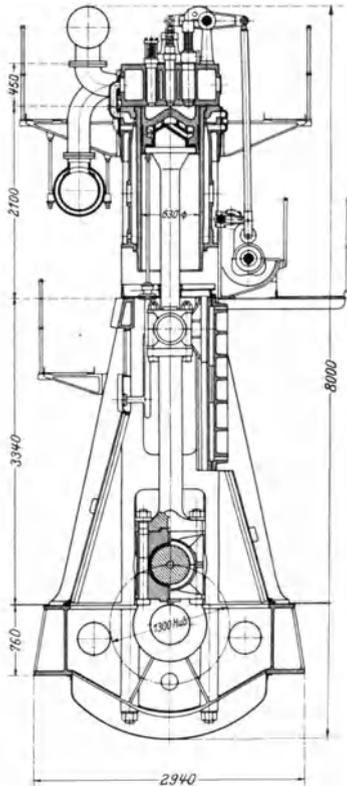


Abb. 245. Schnitt eines Sechszylinder-AEG-Hesselmann-Motors mit Kreuzkopf, 1900 PS_e bei 120 Uml./min.

hub = 540 mm) von 300 PS_e bei 220 Uml./min der Aktiebolaget Bofors, Schweden, festgestellt hat (Zahlentafel 32), zu vergleichen.

Die Versuche beweisen zuerst, daß bei dem mittleren effektiven Druck zwischen 7 at und 3 at die Abgase unsichtbar sind, dagegen tritt über 7 at wegen Luftmangels und unter 3 at wegen Wärmemangels übermäßiges Nachbrennen ein und die Abgase sind nicht rauchfrei. Weiterhin zeigen die Versuche die bemerkenswerte Eigenschaft der kompressorlosen Maschinen, hohe Überlastung zuzulassen, so daß statt eines für die Einblasemotoren üblichen mittleren effektiven Druckes von 5 at bei Vollbelastung für die Einspritzmotoren ein mittlerer effektiver Druck von 6 at gewählt werden kann.

Abb. 245 stellt den Querschnitt eines kompressorlosen Sechszylinder-AEG-Hesselmann-Motors mit Kreuzkopf und gekühltem Kolben dar (Zylinderdurchmesser 630 mm, Kolbenhub 1300 mm). Bei 120 Uml./min und einem mittleren effektiven Druck von 5,9 at ergibt sich eine effektive Leistung von 1900 PS.

Wir kommen nun zu den für den Dieselaufbau epochemachenden Versuchen der AEG am doppelwirkenden Zweitakt-Großdieselmotor, welche die Möglichkeit der einwandfreien Anwendung des Einspritzverfahrens auch für diese Ausführungsart glänzend bestätigt haben.

Die Versuchsmaschine ist eine Einzylindermaschine (Abb. 246 bis 247) von 680 mm Zylinderdurchmesser und 1200 mm Kolbenhub und soll bei 120 Uml./min 1000 PS_e leisten.

Die erste Schwierigkeit bei dem Entwerfen der Maschine bestand in der Verteilung der Brennstoffstrahlen. Aus Abb. 248 geht hervor, daß bei einer normalen Ausführung der Brennstoffstrahl rd. 290 mm lang sein muß, um die Verbrennungsluft gut durchdringen zu können. Dazu ist aber ein sehr hoher Pumpendruck erforderlich; um diesen nicht über 300 bis 320 at zu erhöhen, mußte die Strahllänge bis auf etwa 200 mm verkürzt werden, was dadurch erzielt wurde, daß der mittlere Teil des Kolbens flach und der untere flache Teil des Brennstoffventils nicht mit einer Mehrlochdüse, sondern mit mehreren, rings herum angeordneten Einlochdüsen ausgeführt wurde. Sind die Düsen weit genug von der Zylindermitte untergebracht, so wird dadurch die Strahllänge entsprechend verkürzt.

Was die untere Kolbenseite betrifft, so werden hier mehrere Brennstoffventile mit je einer oder besser mit zwei Düsen rings um die Kolbenstange angebracht (Abb. 249). Die Ventilachsen sind entsprechend der Verbrennungsraumform etwas schräg zur Zylinderachse gerichtet.

Die Brennstoffpumpe der Maschine ist in Abb. 250 bis 251 dargestellt; sie drückt den Brennstoff auf 280 bis 330 at. Die Pumpe hat ein Saugventil *a*, Druckventil *b* und ein Sicher-

Seiliger, Kompressorlose Dieselmotoren.

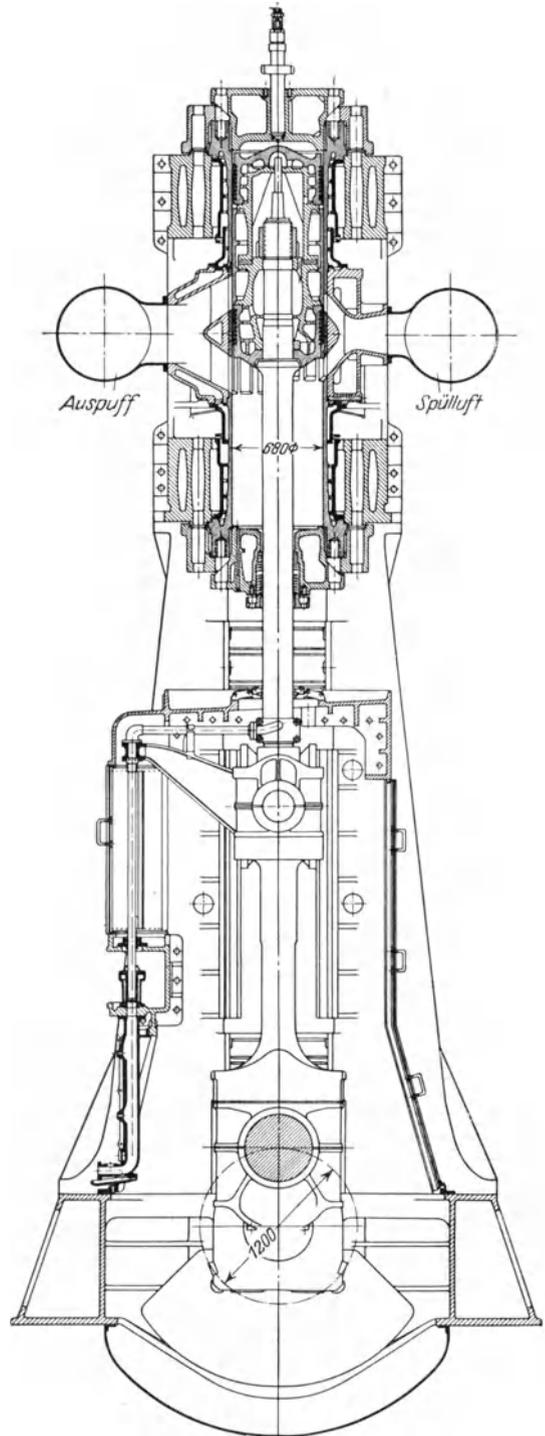


Abb. 246. Querschnitt des AEG doppelwirkenden Versuchsmotors, 1000 PS_e bei 120 Uml./min.

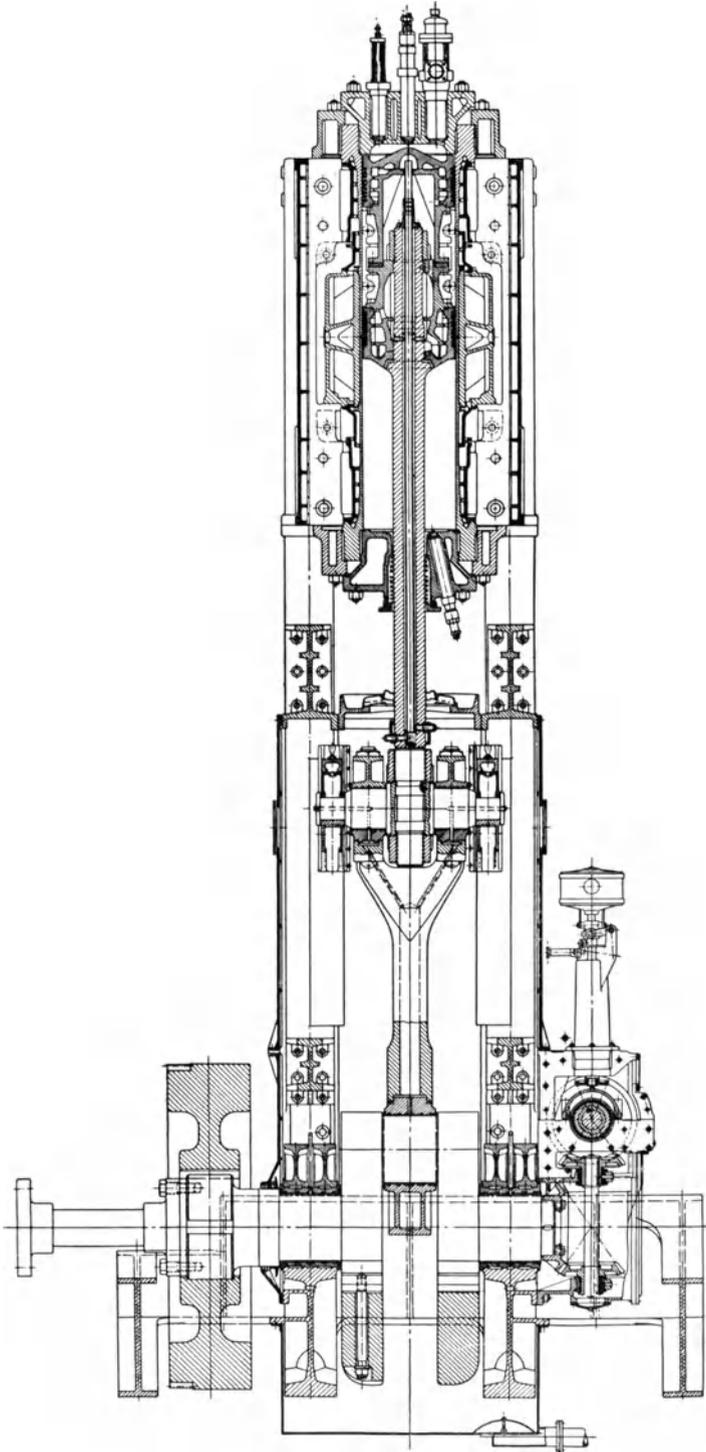


Abb. 247. Querschnitt des AEG doppelwirkenden Zweitakt-Versuchsmotors, 1000 PS_e bis 120 Uml./min.

heitsventil c. Sonst arbeitet die Pumpe in gleicher Weise wie die oben beschriebene.

Die Druckleitung hat mit Rücksicht auf die ÖlkompRESSIBILITÄT einen möglichst kleinen Durchmesser und möglichst dicke Wände, und zwar 8×16 mm für die obere und 5×10 mm für die untere Seite.

Zahlentafel 33.

Belastungsgrad (seemäßig) . . .	110 %	100 %	75 %	50 %	25 %	—
Uml./min	126	121	108	95	78	120
Indiz. Leistung PS _i	1287	1150	893	680	456	165
Effek. „ PS _e	1132	1005	757	518	215	—
Mittlerer ind. Druck p_i at	5,61	5,24	4,53	3,93	3,22	0,75
Mittlerer eff. Druck p_e at	4,94	4,58	3,84	2,99	1,87	—
Mechanischer Wirkungsgrad . . . %	88	87,4	84,8	76,2	58,1	—
Brennstoffverbrauch g/PS _h	173	160,4	159,5	165,1	213,0	—
Abgastemperatur °C	337	228	220	163	112	50

Die Zahlentafel 33 gibt die Ergebnisse der Versuche wieder, die gemäß der Bestimmung der Maschine für Schiffszwecke angestellt wurden.

Es ist bekannt, daß in diesem Falle eine Erhöhung der Belastung nur bei Erhöhung der Schiffsgeschwindigkeit möglich ist und daß sich die Belastung proportional der dritten Potenz der Geschwindigkeit ändert. Es sind deshalb die Belastungsgrade proportional der dritten Potenz der Drehzahlen gewählt:

$$1: \left(\frac{108}{121}\right)^3 : \left(\frac{95}{121}\right)^3 : \left(\frac{78}{121}\right)^3 \\ \sim 100 : 75 : 50 : 25.$$

Bei der Aufstellung der Zahlentafel wurde die Arbeit, welche die Spülluftgebläse erfordert, nicht inbegriffen. Da für die Maschine bei Vollast ungefähr 150 m³/min Spülluft nötig war, so beträgt der dazu nötige Kraftbedarf 75 bis 80 PS_e, weshalb die effektive Leistung und dementsprechend der mechanische Wirkungsgrad um 7 bis 8 % vermindert und der Brennstoffverbrauch entsprechend vergrößert werden muß.

Auch mit diesen Verbesserungen erhalten wir einen Brennstoffverbrauch bei Vollast von 170 g/PS_h, der besten Ausführungen entspricht.

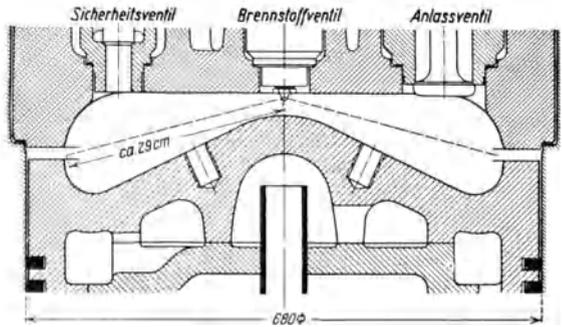


Abb. 248. Oberer Verbrennungsraum des AEG-Versuchsmotors (Abb. 246 u. 247).

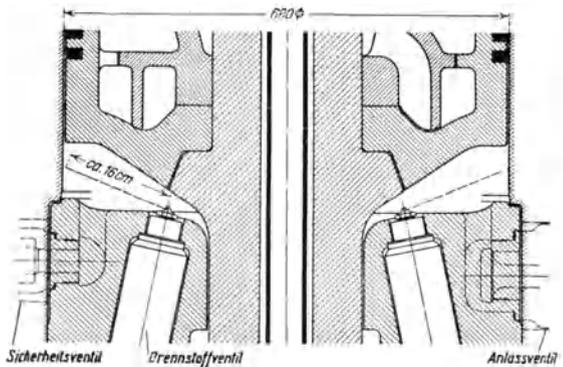


Abb. 249. Unterer Verbrennungsraum des AEG-Versuchsmotors (Abb. 246 u. 247).

Es scheint zuerst, daß der mittlere effektive Druck für die Vollast zu klein gewählt ist. Wenn man aber die Länge der Spülschlitze (22% des Hubes) in Betracht zieht und den mittleren effektiven Druck auf die Länge des Arbeits-teils umrechnet, so erhalten wir statt 4,58 at einen Wert von rd. 6 at, den wir als Normaldruck für kompressorlose Maschinen festgestellt haben.

Was die niedrige Abgastemperatur anbetrifft, so darf man nicht schließen, daß die Temperaturhöhe des Prozesses in diesem Falle unter der Temperaturhöhe bei den Viertaktmotoren liegt. In der Tat: da den Abgasen auch die in

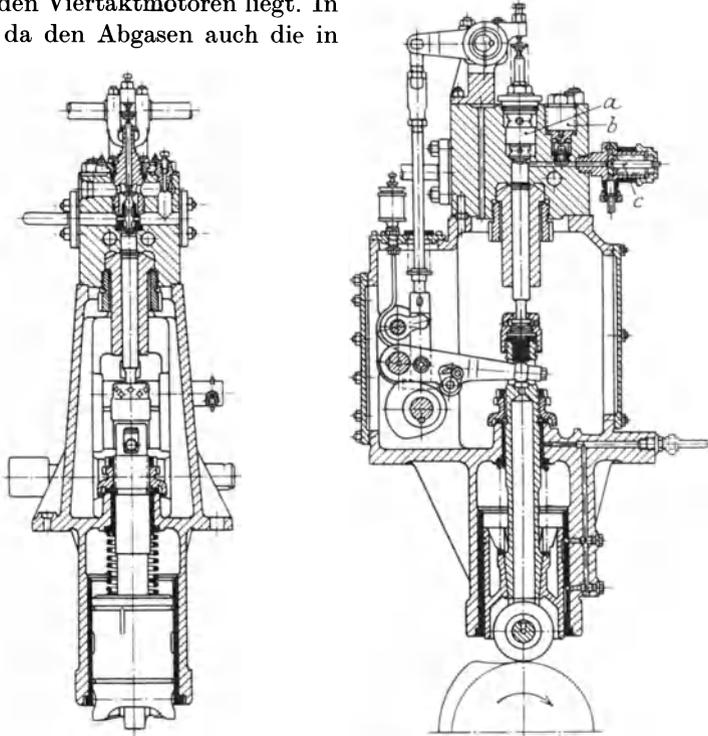


Abb. 250 u. 251. Brennstoffpumpe des AEG-Versuchsmotors (Abb. 246 u. 247).

Überschuß eingeführte Spülluft, welche eine Temperatur von 65°C und ein Gewicht von rd. 50% des Abgasgewichtes hat, zugemischt wird, so wäre die Abgastemperatur ohne abkühlende Wirkung dieser Luft gleich 432°C . Wenn man noch in Betracht zieht, daß die Auspuffschlitze und Auspuffstutzen wassergekühlt sind, so ersieht man, daß die Temperatur am Schluß der Ausdehnung bei den doppelwirkenden Zweitaktmaschinen (630 mm, $n = 120$ Uml./min) verhältnismäßig größer als die bei der Viertaktmaschine (380 mm, $n = 250$ Uml./min) ist. Dieses ist aber ganz natürlich und beweist, daß die Verbrennung auch bei den größten doppelwirkenden-kompressorlosen Zweitakt-Dieselmotoren nach den allgemeinen Gesetzen vorbestimmt werden kann.

Die Linke-Hofmann Werke A.-G., Breslau, bauen kompressorlose Dieselmotoren nach dem Einspritzverfahren mit selbsttätiger Öffnung der geschlossenen Düse in zwei Ausführungen: als Normalläufer und als Mittelläufer.

Die Normalläufer sind wie die früheren Einblasmotoren gestaltet. Jeder

Zylinder hat einen besonderen Ständer. Die Brennstoffpumpe ist auf der Grundplatte neben der Kurbelwelle angeordnet und wird durch ein Zahnradvorgelege

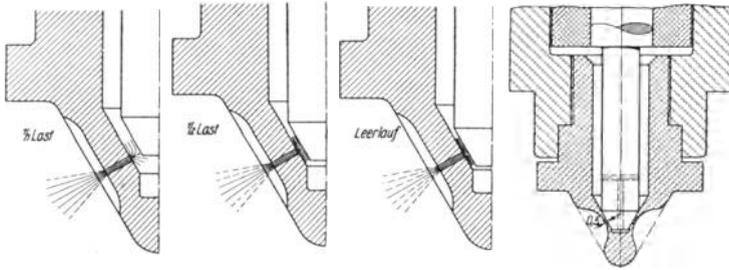


Abb. 252 bis 255. Düse der Linke-Hofmann Werke.

getrieben. Motoren dieser Art werden bis etwa 420 mm Zylinderdurchmesser und 570 mm Hub gebaut, was bei Sechszylinderausführung einer Leistung von 700 PS_e entspricht.

Die Mittelläufer haben ein kastenförmiges Gestell, die Steuerwelle liegt auf dem Kasten und wird durch Stirnvorgelege von der Kurbelwelle angetrieben. Die Brennstoffpumpen sind in einem gemeinsamen Block oberhalb des Kastens angeordnet.

Als Abmessungen seien beispielsweise erwähnt: Zylinderdurchmesser 330 mm, Kolbenhub 440 mm, 45 bis 65 PS_e je Zylinder bei 200 bis 300 Uml./min bzw. Zylinderdurchmesser 395 mm, Kolbenhub 570 mm, 90 PS_e je Zylinder bei 214 Uml./min.

Die Düse (Abb. 252 bis 255) wurde im vorigen Kapitel beschrieben. Um das Verkoken an der Düse zu vermeiden, benutzt die Erbauerin eine wassergekühlte Düse, deren Ausführung in Abb. 256 bis 257 dargestellt ist.

Der Verbrennungsraum hat die Form einer Kugelkalotte, die durch den flachen Deckel und den Kolbenboden gebildet ist.

Zahlentafel 34 enthält die Versuchsergebnisse an einem kompressorlosen Motor von 600 PS_e (420 Zylinderdurchmesser, 570 mm Hub und 214 Uml./min).

Die Firma **Ruston & Hornsby Ltd., Lincoln, England**, ist eine der ältesten Firmen, die mit dem Bau der kompressorlosen Öleinspritzmotoren sich beschäftigt. Sie hat bereits 1891 den Bau der berühmten **Hornsby-Ackroyd-**

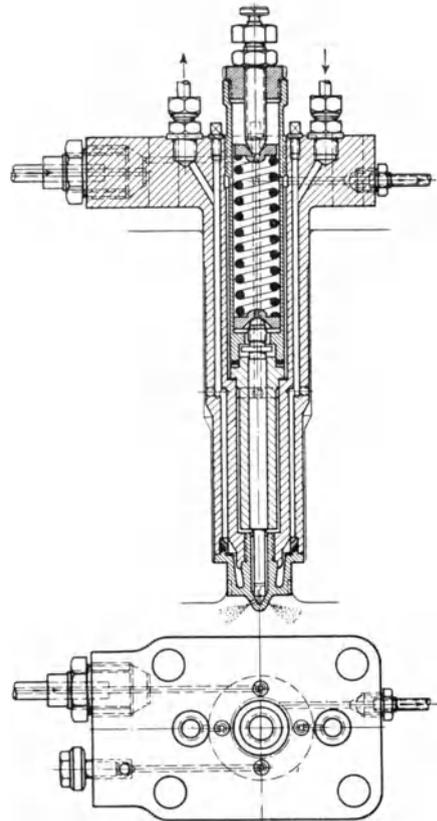


Abb. 256 u. 257. Gekühltes Brennstoffventil der Linke-Hofmann Werke.

Zahlentafel 34.

Belastungsgrad	120 %	100 %	75 %	50 %	25 %
Uml./min	—	214	217	220	—
Mittlerer nutzbarer Kolbendruck at	—	5,35	3,96	2,57	—
Brennstoffverbrauch . . . g/PS _e h	185	166	165	180	215
Mechanischer Wirkungsgrad. . . %	82	82	81	78	60
Auspufftemperatur °C	320	260	200	160	130

Maschine aufgenommen (Glühkopfmotoren), die schon 1913 auf kompressorlose Dieselmotoren umgebaut wurden.

Abb. 258 stellt eine Vierzylinder-Einspritzmaschine (Zylinderdurchmesser 405 mm, Kolbenhub 560 mm) dar, die bei 250 Uml./min 380 PS_e leistet. Eigen-

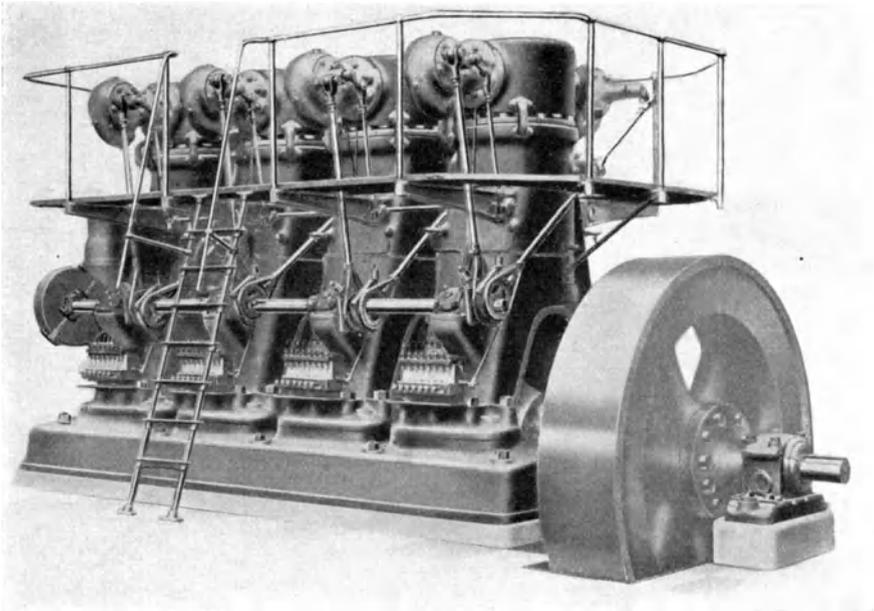


Abb. 258. Kompressorloser Vierzylinder-Motor, Ruston & Hornsby (Durchm. = 405 mm, Hub = 560 mm, $n = 250$).

tümlich ist die Steuerung der wagerecht eingebauten Auspuff- und Saugventile durch Exzenter auf der Steuerwelle. Die Exzenterstangen übertragen die Bewegung durch Wälzhebel, womit sanftes Schließen der Ventile erzielt wird.

Die Brennstoffpumpe, je eine für jeden Zylinder, wird durch Nockenscheiben und Lenker in üblicher Weise angetrieben und liefert eine unveränderliche Brennstoffmenge. Der Beginn der Förderung bleibt unverändert, der Schluß wird durch das Überströmventil von der Regulatorwelle gesteuert. Die Saug- und Druckventile sind selbsttätig und bestehen aus federbelasteten Kugeln; für Saug- und Druckseite sind je zwei in hintereinander angeordnete Kugelventile vorhanden.

Der Zerstäuber (Abb. 259) entspricht normaler Ausführung; er ist mit mehreren Löchern von 0,1 bis 0,6 mm Durchmesser versehen.

Die Firma baut die stehenden Motoren in folgenden drei Typen:

Zahlentafel 35.

Zyl.-Durchm.	Hub	Drehzahl	Leistung je Zyl.
470	635	220	125 PS _e
420	560	250	100 „
300	420	300	50 „

In der Zahlentafel 36 sind die Ergebnisse der Versuche an einer 400 PS-Maschine (Abb. 258) angegeben.

Der Verdichtungsdruck beträgt bei allen Motoren rd. 30 at, der Zünddruck steigt auf 42 at.

Zahlentafel 36.

Belastungsgrad	110%	100%	75%	50%	25%	0%
Drehzahl Uml/min	250	251	251	252	251	250
PS _e	419	383	287	192	95	—
Mittlerer eff. Druck at	5,25	4,75	3,6	2,4	1,2	—
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	185	182	181	205	285	—

Die De la Vergne Machine Co., New York, gehört zu den ältesten Werken Amerikas, welche Verbrennungsmaschinen bauen. Seinerzeit hat sie Glühkopfmotoren, später die klassischen Dieselmotoren gebaut, nunmehr ist sie zu der kompressorlosen Ausführung nach dem Zweistrahl-system übergegangen.

Die Ausführung des

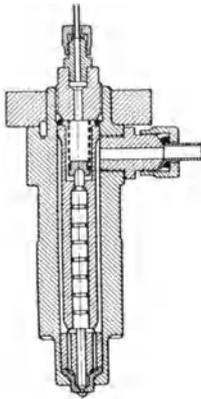


Abb. 259. Brennstoffventil (Ruston & Hornsby).

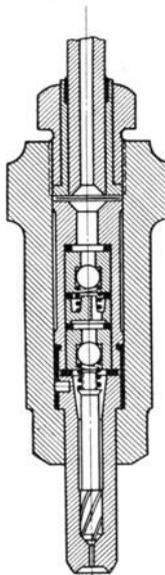


Abb. 260. Brennstoffventil (De la Vergne).

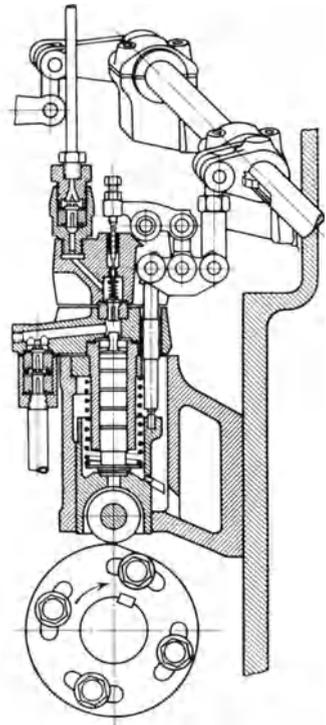


Abb. 261. Brennstoffpumpe (De la Vergne).

doppeltkonischen Verbrennungsraumes, der zwei einander gegenüberliegenden Einlochdüsen und der Einschnürung des Kolbens wurde im vorigen Kapitel beschrieben (Abb. 139).

Abb. 260 stellt das ganz einfache Brennstoffventil mit offener Düse und

Drallkörper dar. Zur Vermeidung der elastischen Wirkung der langen Leitung sind zwei Rückschlagkugelventile hintereinander angeordnet.

Die Brennstoffpumpe (Abb. 261) wird in üblicher Weise von einer besonderen Welle angetrieben; sie hat ein selbsttätiges Saugventil, zwei selbsttätige Druckventile und ein gesteuertes Überlaufventil, dessen Öffnungszeitpunkt vom Regulator geändert werden kann.

Die Ausführung der De-la-Vergne-Maschinen unterscheidet sich durch einige Einzelheiten von der üblichen europäischen Bauart. Die Steuerwelle ist, wie üblich, oben neben dem Deckel angebracht, die Brennstoffpumpen sitzen auf dem Kasten und werden von einer besonderen Brennstoffpumpenwelle getrieben. Die Übertragung von der Kurbelwelle auf die Brennstoffpumpen bzw. Steuerwelle wird von einer geräuschlosen, kalibrierten Kette (Abb. 262) bewirkt. Die Hauptwelle treibt zuerst die Brennstoffpumpenwelle, welche ihrerseits die Steuerwelle treibt.

De la Vergne baut Motoren ungefähr folgender Type:

Zahlentafel 37.

Zyl.-Durchm.	Hub	Drehzahl	Leistung je Zyl.
368	457	277	65 PS _e
432	700	225	100 „
533	875	180	190 „

mit 2 bis 8 Zylindern, was also einer Maschinenleistung von 130 bis 1500 PS_e entspricht.

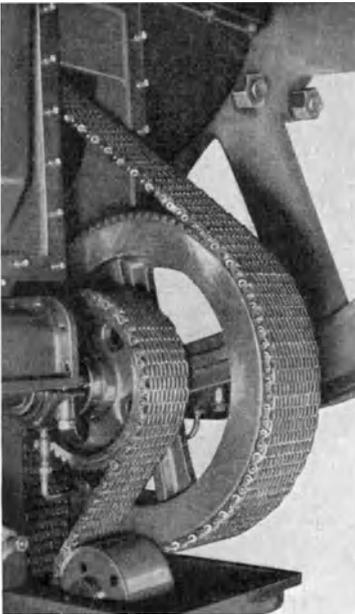


Abb. 262. Kettenantrieb der Pumpen- und Steuerwellen (De la Vergne).

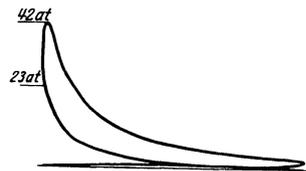


Abb. 263. Indikator diagramm eines De la Vergne-Einspritzmotors.

In Abb. 263 ist ein Indikator diagramm dieser Maschine dargestellt. Man sieht, daß der Verdichtungsdruck etwa 23 at beträgt und der Zünddruck auf rd. 42 at steigt. Der Einspritzdruck der Pumpe beträgt 175 bis 200 at, dementsprechend haben die Düsen eine Bohrung von 0,6 bis 1,5 mm.

Der Brennstoffverbrauch stellt sich bei 100 bis 110% Belastung auf etwa 180 g, bei 75% auf 186 g und bei 50% auf 200 g/PS_eh, ist also ungefähr derselbe wie bei den Einblasemotoren.

Genau nach demselben Prinzip arbeiten die Motoren der **Ingersoll Rand Company** in New York und ihrer europäischen Lizenznehmerin, der **Usine Carels z. Z. Société d'Electricité et de Mécanique (S.E.M.)** Gent (Belgien).

Nach Angaben von Carels soll eine Pumpe sämtliche Zylinder speisen. Sie fördert den Brennstoff zu einem Verteiler, der durch mehrere Öffnungen mit den

verschiedenen Zylindern verbunden ist. Durch Drehung eines Ventils in dem Verteiler wird die Verbindung der Pumpe mit dem einen oder anderen Zylinder hergestellt. Damit soll bei mehrzylindrigen Motoren eine gleichmäßige Verteilung des Brennstoffes auf die Zylinder erzielt werden.

Der Brennstoffverbrauch dieser Maschinen wie auch die Arbeitscharakteristik sind die gleichen wie bei den eben beschriebenen De-la-Vergne-Maschinen.

Abb. 264 stellt die Brennstoffpumpe für liegende Motoren dar. Die Pumpe hat zwei Plunger, der untere saugt den Brennstoff aus einem Behälter an und

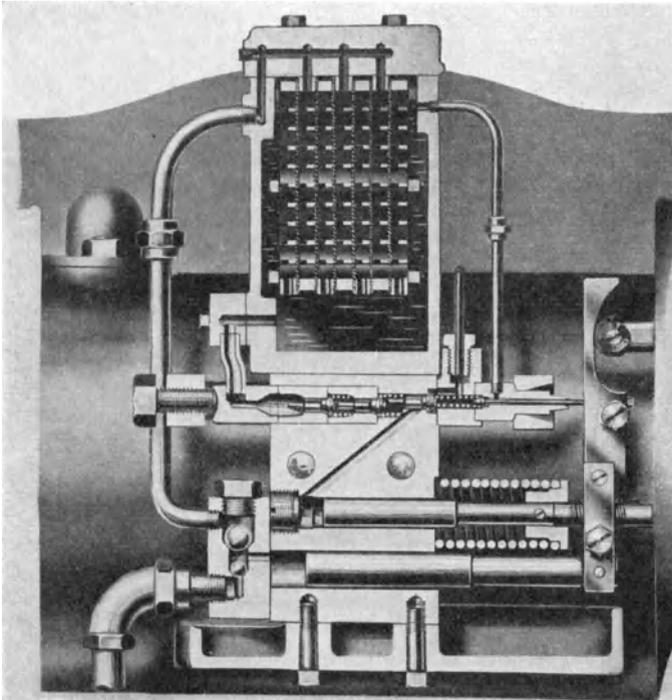


Abb. 264. Brennstoffpumpe und -filter der Carels-Motoren.

drückt ihn in das obere Filter, aus dem der Brennstoff während des Saughubes des zweiten Plungers ausfließt. Bei Rückgang des Plungers schließen die zwei Saugventile, und der Brennstoff wird durch das Druckventil in den Verteiler gefördert. Das Überströmventil verbindet die Druckleitung mit dem Filter.

Nach Mitteilung von Carels wird die Luft auf etwa 25 at verdichtet, wobei der Zünddruck auf rd. 40 at steigt. Die Brennstoffpumpe fördert unter einem Druck von ungefähr 250 at in die zwei Einlochdüsen, welche einen Lochdurchmesser von 0,6 bis 1,5 mm haben. Die Brennstoffförderung beginnt 25 bis 30° vor dem oberen Totpunkt und endet etwa 5° nach dem oberen Totpunkt.

Burgerhouts Machinefabriek en Scheepswerf, Rotterdam (Holland), baut Zweitakt-Dieselmotoren System Nobel mit Lufteinblaseverfahren. Sie hat unlängst die Archauloffs Einrichtung (vgl. Kap. 6, Abb. 163) zur luftlosen Brennstoff-Einspritzung an einem Zylinder eines vierzylindrigen Motors (Zyl.-Durchm.

= 675 mm, Kolbenhub = 1200 mm, Leistung bei 100 Uml./min 2000 PS_e) angebracht¹.

Die Versuche standen unter Leitung des Ingenieurs H. Flasche, dessen Name als vormaliger Ober-Ingenieur der Maschinenfabrik L. Nobel in Petrograd (Abt. Dieselmotorenbau) und als einer der ersten Mitarbeiter des R. Diesel in den Fachkreisen gut bekannt ist.

Die Anordnung der Gesamteinrichtung geht aus der Abb. 265 deutlich hervor. Die Einspritzdruckpumpe, die nicht wie in der Abb. 163 in den Zylinder-

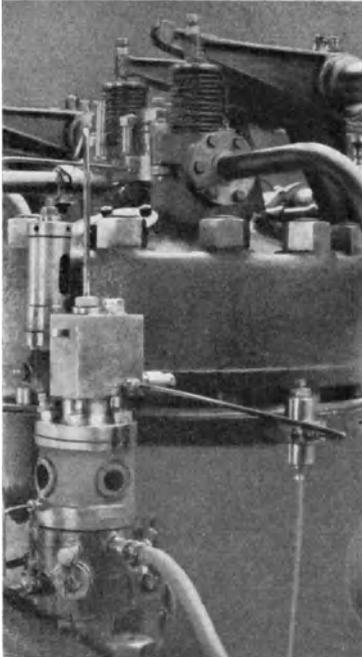


Abb. 265. Anordnung der Archaoulff-Pumpe an einem Bürgerhouts-Motor.

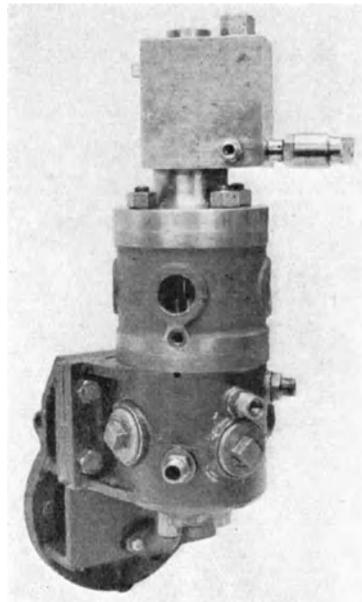


Abb. 266. Archaoulffs Akkumulator-Einspritzpumpe.

deckel eingebaut, sondern unabhängig vom Deckel ausgeführt wurde, ist auf der Abb. 266 dargestellt.

Abgesehen von der Abschaltung der Einblaseluft für den betreffenden Zylinder, welcher nach Archaoulffs Verfahren arbeiten sollte, sowie der vorgenommenen Verminderung der Endverdichtung, waren an der normalen Bürgerhout-Dieselmachine keinerlei Änderungen vorgenommen worden.

Die Endkompression wurde zu rd. 26 at eingestellt.

Die normale Brennstoffpumpe des Motors arbeitete als Speisepumpe und förderte den Brennstoff während des Endes des Expansionshubes des Zylinders in die Oberstufe der neuen Einspritzdruckpumpe. Ein Rückschlagventil in dieser verhindert, daß der Druck beim Druckhub der Einspritzpumpe sich nach der Speisepumpe zu fortpflanzen kann.

¹) Genaue Beschreibung und Schnittzeichnung eines ähnlichen Motors sind in dem Buche „Hochleistungs-Dieselmotoren“ S. 189 wiedergegeben.

Die Wirkungsweise der Archaouloffs Akkumulatorpumpe ist im Kap. 6 beschrieben.

Die Versuche haben gezeigt, daß das Arbeiten der Einspritzvorrichtung unter allen Betriebsverhältnissen einwandfrei war. Keinerlei ungewöhnlich hohe Drücke konnten festgestellt werden, weder beim Anlassen oder Umsteuern, noch bei Langsamfahrt oder Vollast.

Bei Vollast und normaler Drehzahl der Maschine stieg der Höchstdruck, wie aus den Indikatordiagrammen (Abb. 267 bis 268) zu ersehen ist, bis auf 37,5 bis 40 at, was einer Drucksteigerung von rd. 1,4 entspricht.

Die Düse ist eine Mehrlochdüse (7 Löcher je 0,5 mm), deren Bohrungen so gegen die Nadelachse geneigt sind, daß die Brennstoffstrahlen genügend langen Weg finden, ohne den Kolben zu treffen. Sie ist so eingerichtet, daß das Düsenmundstück durchgeblasen wird, damit keinerlei Verstopfung eintreten kann.

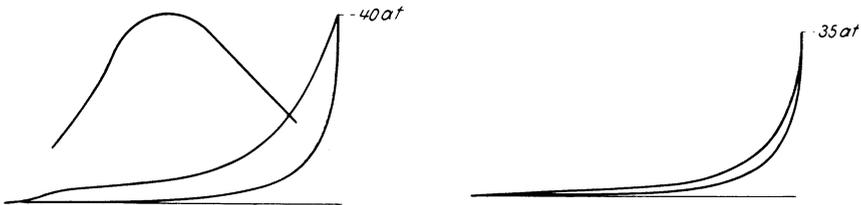


Abb. 267 u. 268. Indikatordiagramm eines Burghouts-Motors mit Archaouloffs Pumpe.

Die Versuche sind noch nicht ganz abgeschlossen und werden nach Mitteilung weiter fortgesetzt.

Zu den kompressorlosen Dieselmotoren gehört auch der Dampfdieselmotor von Still. Dieser Motor ist in meiner früheren Arbeit¹ beschrieben und es war dort gezeigt, daß die Ausnutzung der Abgase für weitere Arbeitsleistung durch Verdampfung des Kühlwassers weder große Zusatzarbeit noch merkbare Brennstoffersparnis bringen kann.

In den neuen Ausführungen der Still-Maschine wird die untere Seite des Kolbens nicht mehr benutzt, sondern es sind besondere Dampfzylinder vorgesehen, so daß der moderne Still-Motor aus einem gewöhnlichen Dieselmotor besteht, der mit einer Dampfmaschine gekuppelt ist.

Abb. 269 bis 271 zeigen den neuen 2500-PS_e-Scott-Still-Motor, der fünf Diesel- und zwei Dampfzylinder hat. Die Maschine hat folgende Charakteristik:

Zahlentafel 38.

Diesel-Zylinder-Durchmesser	690 mm
Diesel-Zylinder-Hub	1150 „
Diesel-Zylinder-Anzahl	5
Dampfzylinder-Durchmesser	600 mm
Dampfzylinder-Hub	1150 „
Dampfzylinder-Anzahl	2
Gesamtleistung	2500 PS _e
Drehzahl	105
Brennstoffverbrauch bei Vollast	172 g/PS _e h

Es ist leicht zu berechnen, daß bei einem mittleren effektiven Druck von nur 5 at — wir haben gezeigt, daß bei kompressorlosen Dieselmotoren dieser

¹ Hochleistungs-Dieselmotoren, S. 202—203, 234.

Wert auf 5,5 und sogar auf 6 at gesteigert werden kann — die sämtlichen fünf Dieselzylinder die verlangten 2500 PS_e leisten. Es scheint also, daß während des Betriebes die Arbeit der Dampfzylinder unbedeutend ist. Vergleichen wir nun den spezifischen Brennstoffverbrauch der Scott-Still-Maschine mit dem anderer kompressorloser Zweitaktmaschinen, z. B. mit Doxford-Maschinen (vgl. weiter), so ersehen wir, daß die erstere 172 g, dagegen die letztere 158 g verbraucht.

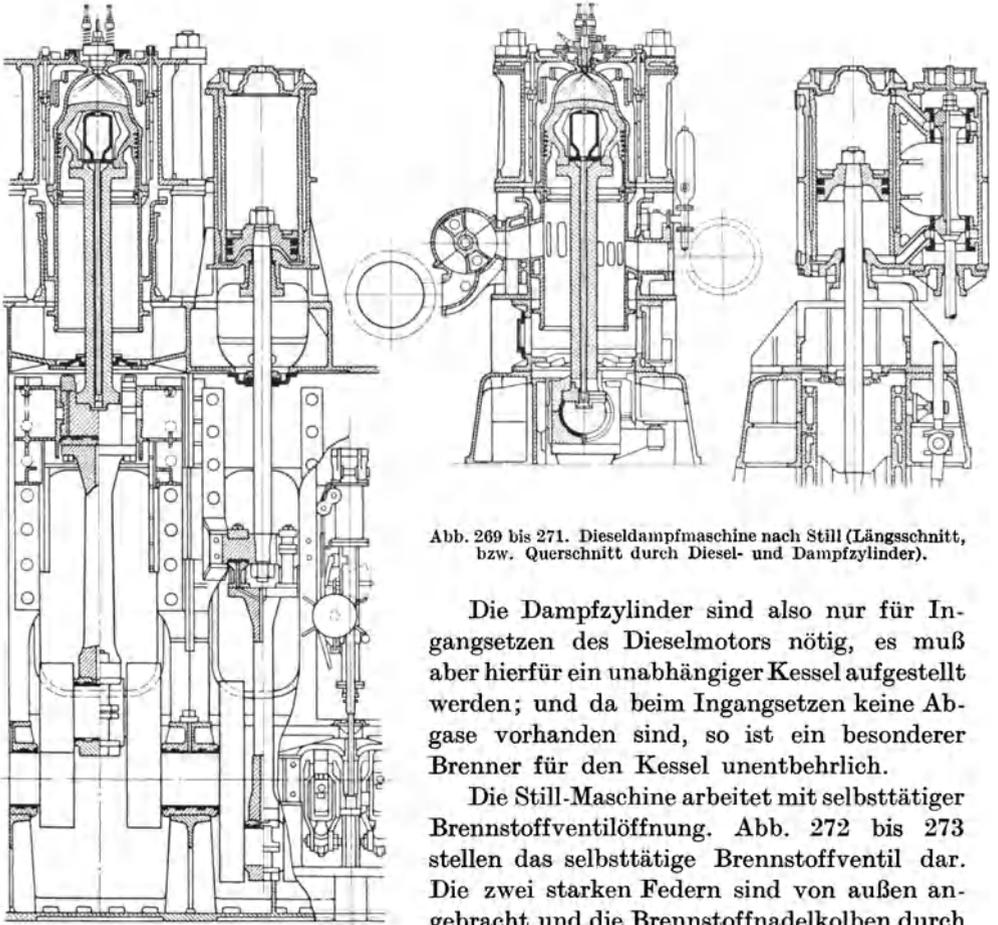


Abb. 269 bis 271. Dieseldampfmaschine nach Still (Längsschnitt, bzw. Querschnitt durch Diesel- und Dampfzylinder).

Die Dampfzylinder sind also nur für Ingangsetzen des Dieselmotors nötig, es muß aber hierfür ein unabhängiger Kessel aufgestellt werden; und da beim Ingangsetzen keine Abgase vorhanden sind, so ist ein besonderer Brenner für den Kessel unentbehrlich.

Die Still-Maschine arbeitet mit selbsttätiger Brennstoffventilöffnung. Abb. 272 bis 273 stellen das selbsttätige Brennstoffventil dar. Die zwei starken Federn sind von außen angebracht und die Brennstoffnadelkolben durch Packung gut abgedichtet. Die Brennstoff-

pumpe hat die bei kompressorlosen Dieselmotoren übliche Ausführung und besteht aus einem Plunger mit Lenker, einem Saug- und zwei Druckventilen und einem Überströmventil.

Das in Abb. 274 dargestellte Indikatordiagramm zeigt eine in England häufig zu findende große Vorverpuffung. Der mittlere indizierte Druck beträgt 6,2 at, was bei einem mittleren effektiven Druck von 5 at einen mechanischen Wirkungsgrad von 80% entspricht. Der Verdichtungsdruck beträgt 22 bis 24 at, der Zünddruck steigt auf 40 bis 45 at und der Brennstoffpumpendruck beträgt 270 bis 350 at.

Wir haben damit die wichtigsten Ausführungen der kompressorlosen Einspritzdieselmotoren mit selbsttätigen Brennstoffventilen derjenigen Firmen besprochen, die eine größere oder geringere Erfahrung im Bau der Dieselmotoren haben. Diese Firmen haben die Einblasemotoren in kompressorlose Motoren umgebaut.

Es gibt außerdem mehrere Firmen, welche sich ausschließlich mit Glühkopfmotoren beschäftigt und unlängst deren Bau aufgegeben haben, um zu den kompressorlosen Dieselmotoren überzugehen. Im Auslande werden solche Motoren als Öl-motoren mit hoher Verdichtung und kaltem Ingangsetzen (cold starting; démarrage à froid) bezeichnet; sie arbeiten meistens mit den den Glühkopfmotoren eigenen großen Drehzahlen, selten im Viertakt, meist in Zweitakt mit Kurbelkastenspülung. Diese Ausführungen werden nachstehend besprochen. In Deutschland wird das Viertaktverfahren bevorzugt, und die so entstandenen Motoren werden mit vollem Recht Dieselmotoren genannt.

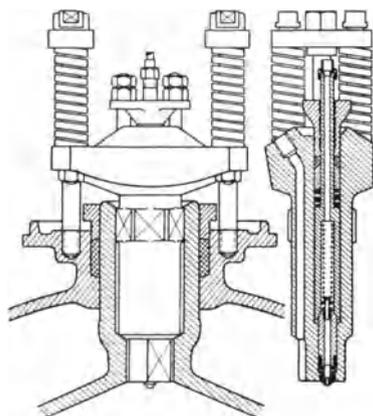


Abb. 272 u. 273. Brennstoffventil (Still).

Die Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals **Starke & Hoffmann, Hirschberg** (Schlesien), beschäftigt sich seit dem Jahre 1910 mit Bau der Glühkopfmotoren und hat im Jahre 1925 den Bau der kompressorlosen Dieselmotoren mit Einspritzverfahren und selbsttätigem Brennstoffventil aufgenommen.

Der Kolbenboden der S. & H.-Maschinen hat die Gestalt eines Tellers (Abb. 275).

Das Brennstoffventil (Abb. 155 Kap. 6) sitzt im Mittelpunkt des Verbrennungsraumes. Die Düse ist mit dem Ventilsitz zusammen aus einem Stück hergestellt; sie hat 8 bis 10 Löcher von 0,25 bis 0,5 mm Durchmesser, welche unter einem Winkel von rd. 75° zur Zylinderachse gebohrt sind, so daß der Brennstoffstrahl, nach Angabe der Firma, erst nahe dem Rande des Tellers den Kolbenboden erreichen kann; er soll aber nur schirmartig den Luftvorrat durchdringen.

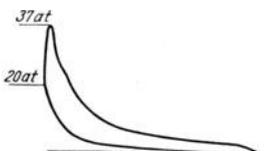


Abb. 274. Indikatorgramm (Still).

Die Nadel ist gegen einen Druck von 150 at abgedichtet. Zur Entlüftung der Brennstoffleitung ist eine lange Probierschraube vorgesehen. Der Brennstoff, den die Brennstoffnadel etwa durchlassen sollte, geht durch den Federraum in den Ringraum zwischen Düsenbüchse und Ventilkörper und gelangt in die Überlaufleitung (oben rechts).

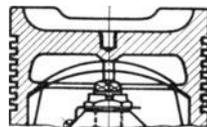


Abb. 275. Kolbenboden. (M.A.G.)

Die Brennstoffpumpen der S. & H.-Viertaktmotoren (Abb. 276 bis 277) sind an dem entsprechenden Ständer befestigt und werden von der Steuerwelle aus angetrieben. Jeder Zylinder hat seine besondere Pumpe. Der Brennstoffnockenkörper mit dem aufgeschraubten Nocken ist auf die Steuerwelle aufgesetzt; der Nocken betätigt den Pumpenplunger vermittelt Rolle und Lenker, der einen auf Früh- und Spätzündung verstellbaren Drehpunkt hat. Der Pumpenplunger ist in eine Führungsbüchse

eingeschliffen. Die Führungsbüchse des Plungers, das Saug- und Druckventil sowie der Überströmkegel und das Brennstofffilter sitzen in einem gemeinsamen Block, der an dem Pumpenkörper angeschraubt ist.

Der Beginn des Einspritzens ist stets der gleiche, und zwar 20 bis 28° vor dem oberen Totpunkt, während das Ende der Förderung durch früheres oder späteres Öffnen des Regulierventils je nach der Belastung gesteuert wird. Bei Vollast wird etwa 5° nach oberem Totpunkt geschlossen. Der Brennstoff wird durch das Filterrohr mit Gazesieb (Abb. 276 unten) dem Saugventil zugeführt.

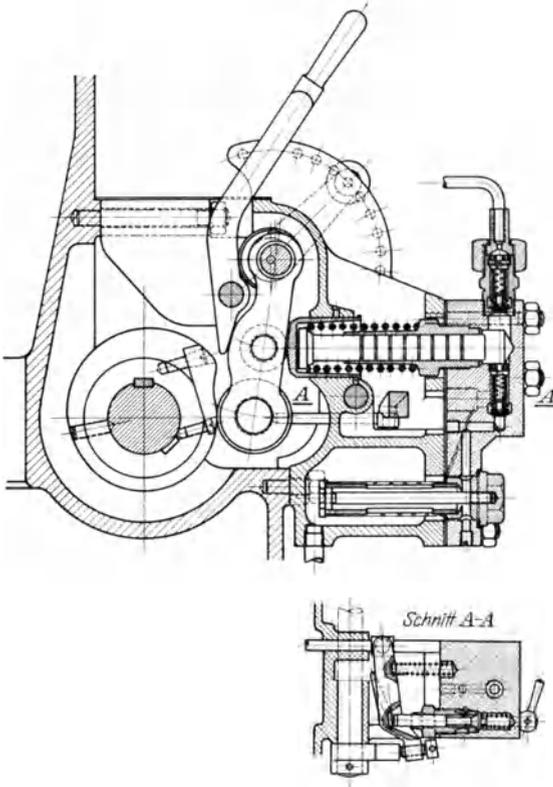


Abb. 276 u. 277. Brennstoffpumpe (M. A. G.).

Beim Förderhub der Pumpe hebt der Lenker den Regulierstößel, der (vgl. Abb. 277) je nach der Lage des vom Regulator verstellbaren Drehpunktes (Stellschraube unten) das Überströmventil früher oder später öffnet und damit das Einspritzen beendet. Für das Aufpumpen von Hand ist oben ein Handhebel vorgesehen. Neben ihm sieht man den Stellhandgriff, durch den die Lage des Lenkerdrehpunktes geändert und somit der Anfang des Einspritzens verlegt werden kann.

Für das Anlassen mittlerer und größerer Motoren wird stets Druckluft verwendet, wozu ein Anlaßventil mit zwangläufiger Steuerung vorgesehen ist. Bei mehrzylindrigen Motoren werden nur einige Zylinder mit Druckluft angelassen. Da durch das Anlassen der Druck im Anlaßbehälter um einige Atmosphären

sinkt, so muß man den Behälter, wenn der Motor normal arbeitet, wieder aufladen, was in bekannter Weise einfach dadurch ausgeführt wird, daß das Aufladeventil geöffnet wird und die Gase während der Verdichtung und Verbrennung in den Anlaßbehälter überströmen.

Zweitaktmotoren kleinerer Leistung können auch von Hand angelassen werden; für die Vorwärmung der Kammer wird eine Zündpatrone benutzt.

Die Viertaktmotoren arbeiten ebenfalls nach dem reinen Einspritzverfahren. Der Verdichtungsdruck beträgt ungefähr 30 at, einem Verdichtungsgrad von 1:14 entsprechend. Der höchste Verbrennungsdruck ist bei voller Belastung 38 bis 45 at und fällt bei kleinerer Belastung auf etwa 35 at. Der Einspritzdruck beträgt 200 at.

B. Kompressorlose Dieselmotoren mit zwangsläufiger Brennstoffventilöffnung.

Die bisher beschriebenen kompressorlosen Dieselmotoren mit selbsttätiger Brennstoffventilöffnung, mit offener oder geschlossener Düse, haben die Art der Brennstoffventilöffnung dem Glühkopfmotorenbau entnommen. Die absolut offene Düse (ohne Rückschlagventile) findet man bei den ältesten Petroleummotoren, die offene Düse mit Rückschlagventil bei den meisten Glühkopfmotoren. Schließlich ist das Prinzip der selbsttätigen Nadelöffnung nichts anderes als die Erweiterung des Prinzips der offenen Düse mit Rückschlagventil, denn beide verfolgen den Zweck, die Verbindung der Düse mit der Pumpe bei ungenügendem Druck in der Pumpenleitung aufzuheben.

Wie wir gesehen haben, hat sich das selbsttätige Ventil hauptsächlich auf dem Kontinent eingeführt.

Das ursprüngliche, infolge der Anregungen durch das Dieselpatent entstandene Einspritzverfahren hat auch die dem Dieselmotor eigene zwangsläufige Öffnung der Brennstoffnadel übernommen. Diese Ausführung hat sich hauptsächlich in England und in den Vereinigten Staaten eingeführt und wird als System der zwangsläufigen Öffnung der Brennstoffnadel bezeichnet.

Vickers Ltd., Barrow in Furness, England, gehört das Verdienst der ersten Ausführung des Einspritzverfahrens, das unter dem Namen „solid injection“ bekannt geworden ist. Ein weiteres Verdienst der Firma ist die fortgesetzte und folgerichtige Verbesserung und Einführung des Verfahrens für Schiffs- und ortfesten Betrieb, trotz des Mißtrauens, das ihm in Fachkreisen entgegengebracht wurde.

Die Vickerssche Ausführung des kompressorlosen Dieselmotors unterscheidet sich wesentlich von der auf dem Kontinent eingeführten dadurch, daß das Brennstoffventil nicht durch den Brennstoffdruck, sondern zwangsläufig durch Hebel und Nocken von der Steuerwelle geöffnet wird (Abb. 278), wobei die Öffnungszeit der Brennstoffnadel reguliert wird. Die Ausführung des Brennstoffventils bei der „solid injection“ unterscheidet sich also kaum von der Ausführung bei der Lufterblasemaschine.

In den ersten Vickers-Maschinen wurde jeder Zylinder mit einer eigenen Brennstoffpumpe versehen, die den Brennstoff unter einem Druck von 300 at der Düse zuführte. Die Brennstoffmenge wurde durch übliche Einschaltung des „by-pass“-Ventils und durch früheres oder späteres Schließen der Brennstoffnadel geregelt. Die Pumpe fördert den Brennstoff nicht direkt zum Brennstoffventil, sondern in einen Akkumulator. Für jeden Zylinder ist ein besonderer Akkumulator vorhanden. Durch diese Ausführung war es möglich, dem Pumpen-

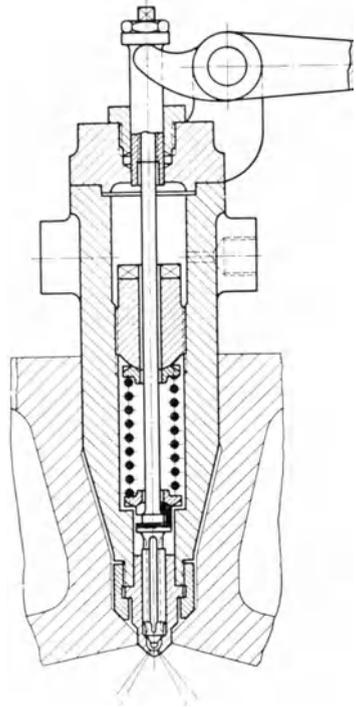


Abb. 278. Brennstoffventil (Vickers).

kolben einen größeren Hub zu geben und die Pumpe von der Einspritzsteuerung zu trennen.

Es hat sich aber erwiesen, daß die gleichmäßige Verteilung des Brennstoffes für jeden Zylinder wider Erwarten dadurch nur verschlechtert wurde, weshalb man zu einer gemeinsamen Brennstoffpumpe unter Verzicht auf die Akkumulatoren überging.

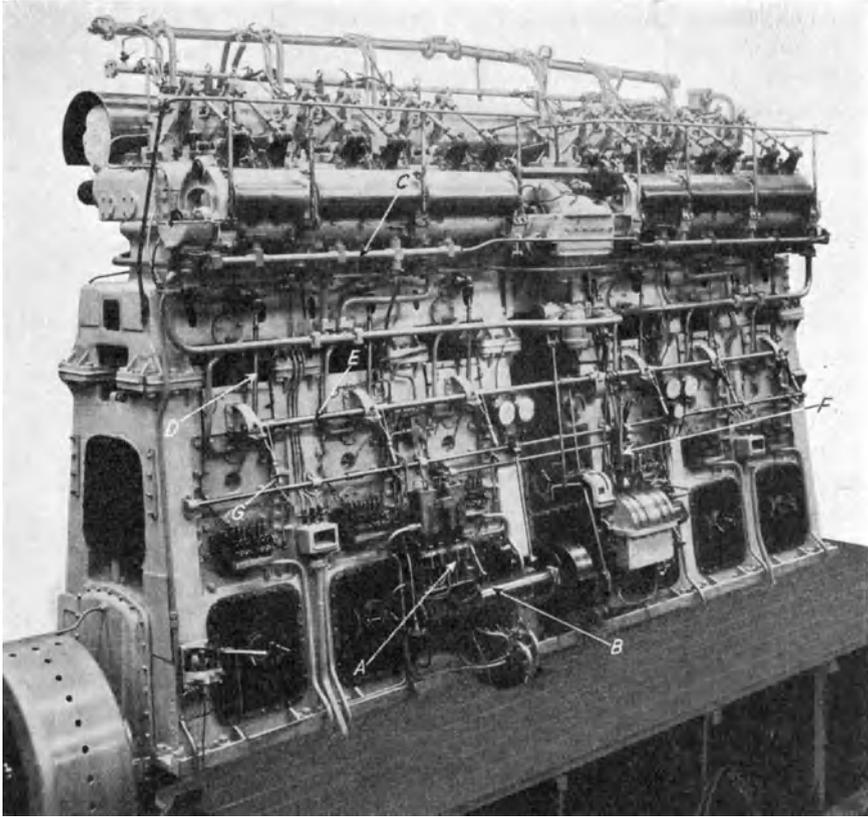


Abb. 279. 6 Zyl.-600 PS-Vickers kompressorloser Motor.

Bei dieser Ausführung ist eine Vierplungerpumpe auf dem Kasten der Maschine vorn angeordnet und wird von der Kurbelwelle durch Zahnradvorgelege angetrieben. Der Brennstoff wird in ein gemeinsames, horizontal gelagertes Druckrohr eingepumpt und von dort durch Abzweigungen zu jedem Brennstoffventil geführt. Die Änderung der Brennstoffmenge wird durch Änderung der Einspritzzeit erzielt. In der Mitte der Maschine ist ein Hebel angeordnet, der bei Verstellung die Exzenter des Brennstoffpumpenhebels verdreht und so die Einspritzzeit ändert. Außerdem beeinflußt der Hebel das Saugventil der Brennstoffpumpe und ändert damit die Menge des geförderten Brennstoffes, so daß trotz der kleineren Öffnungszeit der Brennstoffnadel der Einspritzdruck in den Zylindern unveränderlich bleibt.

Bei einem Sechszylinder-Schnellläufer, der bei 450 Uml./min 750 PS_e (Zylinderdurchmesser 360 mm, Hub 380 mm) leistet, ist der Brennstoffverbrauch gleich:

170 g/PS _e h	bei	$\frac{1}{1}$	Belastung
180	„	$\frac{1}{2}$	„
200	„	$\frac{1}{4}$	„

Der mittlere effektive Druck beträgt 6,6 at. Das Gewicht der Maschine beträgt nur 20 kg/PS_e, was der hohen Kolbengeschwindigkeit (5,7 m/sek) zuzuschreiben ist. Bei dieser Gelegenheit sei bemerkt, daß die Vickers Ltd. für schnellaufende

Unterseebootmaschinen mit größerer Leistung (3500 PS und 8 Zylindern) eine Kolbengeschwindigkeit von 7,5 m/sek zuläßt.

Außer den Schnellläufern verwendet Vickers die „solid injection“ auch für langsamlaufende Viertakt-Dieselmotoren, die in drei Ausführungen: 100 PS (470 mm × 700 mm, $n = 150$ Uml./min), 200 PS (620 mm × 1000 mm, $n = 118$ Uml./min) und 340 PS (760 mm × 1150 mm, $n = 110$ Uml./min) je Zylinder gebaut werden.

Abb. 279 stellt einen Sechszylinder-Vickers-solid-injection-Dieselmotor von 600 PS dar. Die Brennstoffpumpe *A* mit vier Plungern wird durch die starke Welle *B* von der Kurbelwelle durch Zahnradvorgelege angetrieben. Sie fördert den Brennstoff mit 280 at Druck in das Rohr *C* und von da durch Abzweigungen zu den Brennstoffventilen. Der Hub der Brennstoffnadel wird entweder durch je eine für jeden Zylinder besondere Stange *D* und Hebel kontrolliert oder durch den Hebel *F*, welcher die Welle *E* verdreht. Jedes Brennstoffventil kann außerdem noch durch einen besonderen Hebel *G* ausgeschaltet werden.

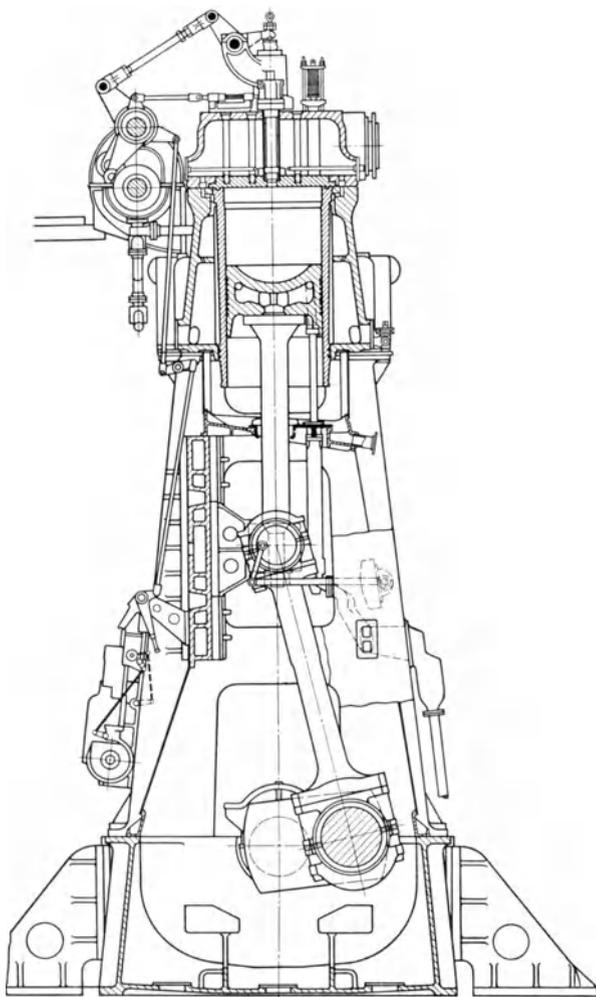


Abb. 280. Vickers kompressorloser Motor. Schnitt.
(Durchm. = 760, Hub = 1150 mm).

Abb. 280 zeigt einen Schnitt durch den 340-PS-Zylinder, der als gegenwärtig Seilliger, Kompressorlose Dieselmotoren.

größter, in Viertakt arbeitender kompressorloser Zylinder betrachtet werden kann. Der konkave Kolben ist gekühlt. Die Brennstoffpumpe ist, wie immer, unten angeordnet.

William Doxford & Sons Ltd., Sunderland, England, ist die erste Firma, welche das kompressorlose Verfahren auf Zweitaktmotoren angewandt und für größere Einheiten benutzt hat. Diese Motoren wie auch einige den kompressorlosen Betrieb betreffende Einzelheiten wurden bereits in meinem früheren Buche¹ beschrieben.

Im vorigen Kapitel ist die Ausführung des Brennstoffventils (Abb. 161)

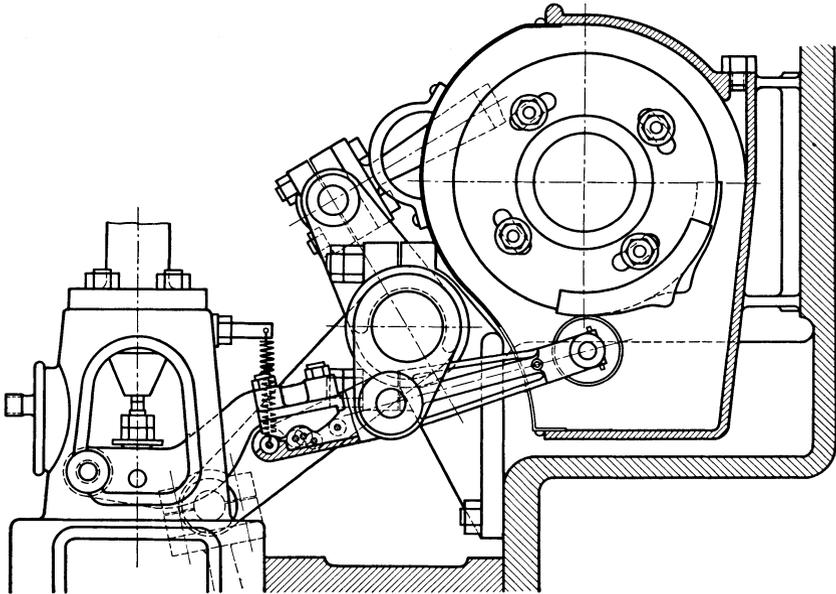


Abb. 281. Steuerung des Brennstoffventils bei Doxfords kompressorlosen Motoren.

erklärt. Abb. 281 stellt den Antrieb des Ventils durch den Steuernocken und die Hubregulierung dar.

Die neue Bauart der Motoren Doxford ist von hohem Interesse, weshalb wir sie hier näher beschreiben werden. Die Maschine gehört zu den Zweitakt-Gegenlaufmotoren; sie besteht (Abb. 282 bis 283) aus vier Zylindern, mit je zwei Arbeitskolben von 600 mm Durchmesser und 1040 mm Hub für den unteren, 760 mm für den oberen Kolben und leistet bei 110 Uml./min 2800 PS_e, bzw. 3400 PS_e bei 120 Uml./min. Die doppeltwirkende Spülpumpe liegt in der Mitte der Maschine und hat 1580 mm Zylinderdurchmesser und 880 mm Hub. Bei voller Belastung ist ein Überdruck von 0,13 at nötig und ein Spülluftvolumen im Vergleich zum Hubvolumen des Arbeitszylinders von 1,3 genügend.

Die Spülschlitze sind tangential zum Zylinderumfang angeordnet, so daß die Luft bei Eintritt eine rotierende Bewegung erhält.

Der Verbrennungsraum wird durch die beiden Hohlkolben gebildet; die beiden Brennstoffdüsen sind einander gegenüber angebracht, so daß die rotierende

¹ Seiliger: Hochleistungs-Dieselmotoren. S. 194—199.

Bewegung der Luft die Strahlen ablenkt und jeden Strahl in seine Luftzone richtet.

Der Verdichtungsdruck beträgt etwa 19 at und der Zünddruck steigt auf etwa 38 at bei Vollbelastung. Der Pumpendruck beträgt 500 bis 700 at.

Die Brennstoffpumpe hat vier Plunger, von denen jeder durch ein besonderes Exzenter (Abb. 284) angetrieben wird. Wegen der großen Druckver-

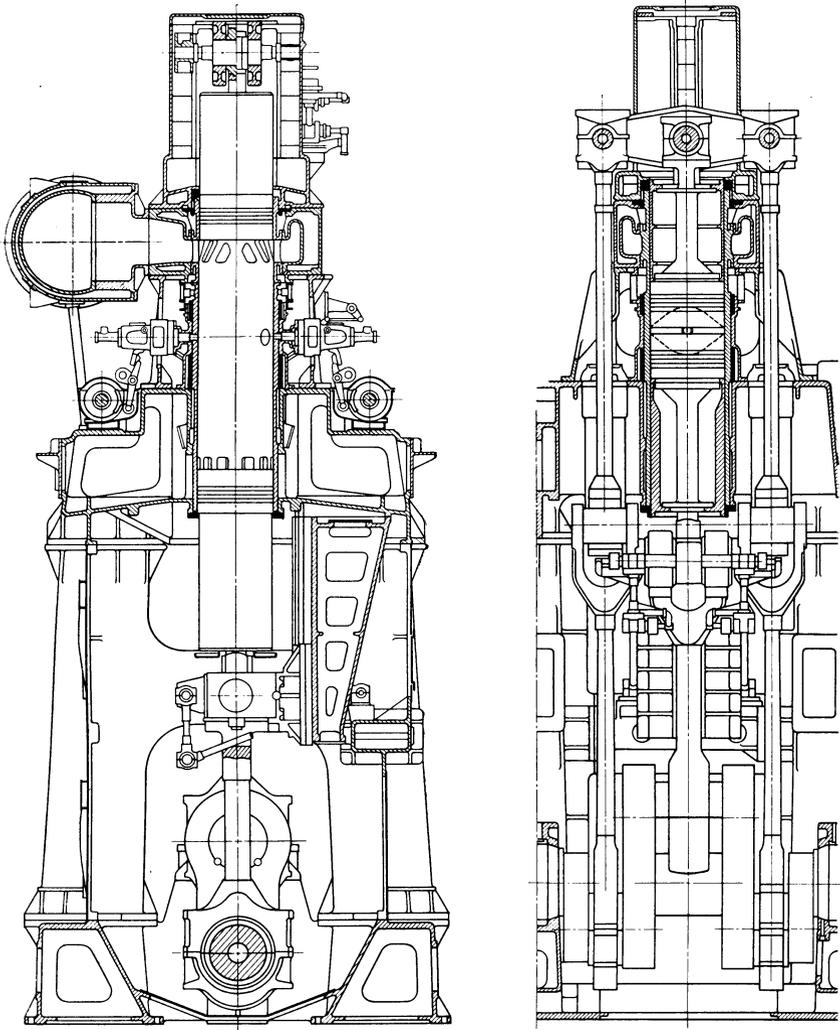


Abb. 282 u. 283. Längs- und Querschnitt eines 4 Zylinder-Doxford-Zweitakt-Gegenkolbenmotors 2800 PS_e (Durchm. = 600 mm, Hub = 1040 mm + 760 mm, $n = 120$).

hältnisse hat die Pleuelstange eine doppelte Führung. Das Saugventil ist zwar selbsttätig, kann jedoch zwangsläufig offen gehalten werden; die Dauer des Öffnens wird vom Regulator bestimmt. Die Druckventile sind hintereinander angeordnet. Im normalen Betrieb fördern alle Plunger in eine gemeinsame Leitung, es ist jedoch eine Vorrichtung vorhanden, wodurch der Brennstoff

von jedem Plunger nur in einen Zylinder geführt wird. Merkwürdig ist, daß die Pumpe höchstens 20 PS_e, also etwa 0,7% der Leistung verbraucht.

Die Brennstoffpumpen beginnen die Förderung 25° vor dem oberen Totpunkt und beenden sie 25° nach Totpunkt.

Abb. 285 bis 288 stellt einen Satz Indikatordiagramme einer Maschine bei voller Belastung, Abb. 289 bis 292 bei Überlastung dar. Die Ergebnisse der Versuche, zu denen diese Diagramme gehören, sind in der Zahlentafel 39 zusammengestellt.

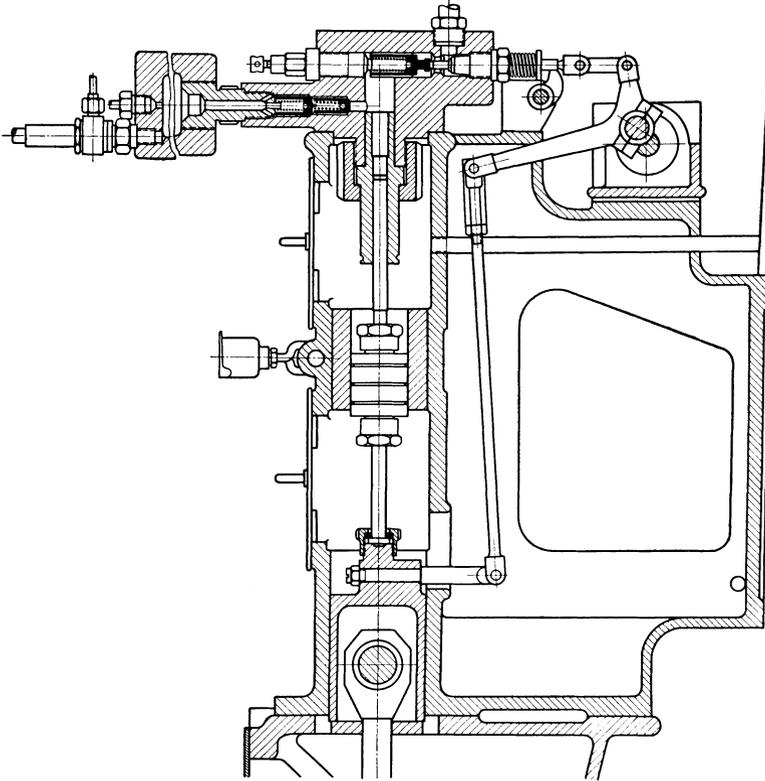


Abb. 284. Brennstoffpumpe (Doxford).

Zahlentafel 39.

Drehzahl	Mittl. eff. Druck at	PS _i	PS _e	η _m %	Brennstoffverbrauch g/PS _e h	Pumpendruck at	Auspuff °C
110,2	6,7	3286	2850	87	158	450	270
119	7,45	3850	3415	89	157	600	300

Die Western Machinery Company, Los Angelos (Vereinigte Staaten Amerika), baut ebenfalls kompressorlose Einspritzmotoren mit zwangsläufiger Öffnung der Ventilsadel.

Das Brennstoffventil (Abb. 293) ist entlastet, da das Drucköl auch in den oberen geschlossenen Teil eingeführt wird, so daß der Brennstoffventilhebel und -nocken keinem großen Druck ausgesetzt sind.

Der hohle Kolben und die Mehrplungerpumpe zeigen übliche Ausführung. Auf der Druckleitung zwischen Pumpe und Nadel ist ein Filter angeordnet, das in seinem unteren Teile grobe Körper aufhält und in dem oberen Teile eine ganz feine Öffnung hat. Auch zwischen Hauptbehälter und Pumpe ist ein Doppel-filter aufgestellt.

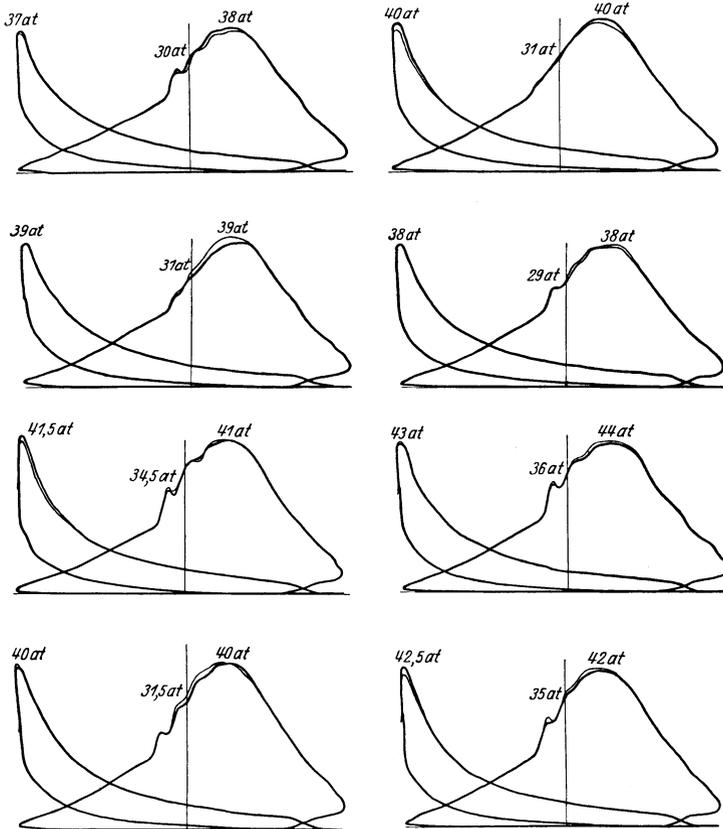


Abb. 285 bis 292. Indikatordiagramme des Doxford-Motors bei Vollbelastung bzw. Überlastung.

Die Firma baut Viertaktmotoren folgender Abmessungen:

Zahlentafel 40.

Zyl.-Durchm.	Hub	Drehzahl	Zylinderleistung	Mittlerer eff. Druck.
mm	mm		PS _e	at
235	355	320	30	5,5
305	405	280	50	5,4
330	460	260	60	5,5

Eine eigenartige Vereinigung der selbsttätigen und zwangläufigen Öffnung der Brennstoffnadel weist die Ausführung der Firma **Davey, Paxman & Co. Ltd.** auf.

Neben dem Brennstoffventil ist auf dem Zylinderdeckel (Abb. 294) ein Brennstoffakkumulator angebracht. Eine gewöhnliche Brennstoffpumpe, die auf der

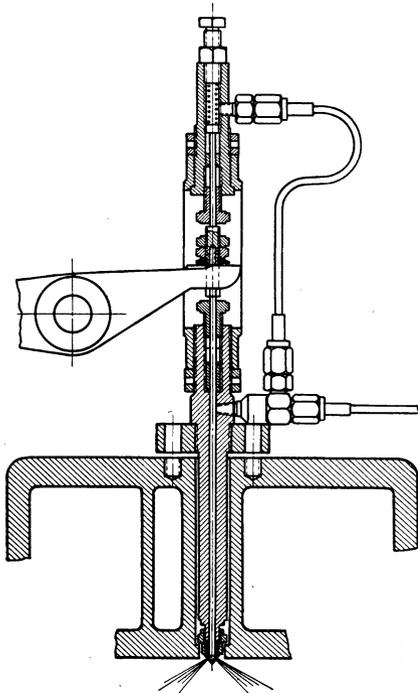


Abb. 293. Brennstoffventil und Steuerung
(Western Machinery Co.).

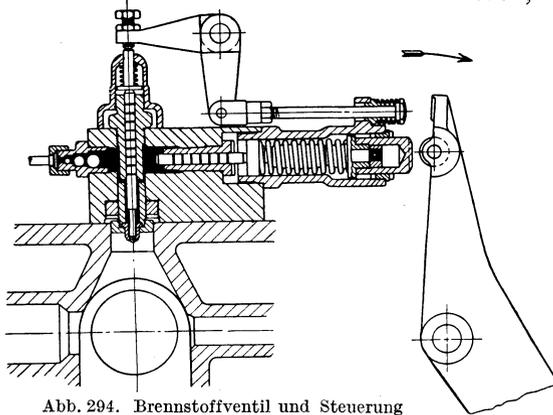


Abb. 294. Brennstoffventil und Steuerung
(Davey, Paxman & Co.).

Zeichnung nicht gezeigt ist, fördert durch die drei links liegenden Rückschlagkugelventile die abgemessene Brennstoffmenge in den Akkumulator, wobei die Menge durch die Wirkung des Reglers auf einen Keil, der den Hub des Brennstoffpumpenkolbens verstellt, geändert wird. Für Brennstoffeinspritzen drückt der Hebel den Plunger des Akkumulators, schließt die Rückschlagventile und steigert den Brennstoffdruck.

Die Brennstoffnadel wird durch zwei Federn gegen ihren Sitz gedrückt, eine gewöhnliche (vgl. oben) und eine zusätzliche Feder, die auf das Ende des oberen Zweiarmhebels drückt. Unter der Wirkung der beiden Federn kann sich die Brennstoffnadel nicht heben. Der große Hebel hat aber einen Ansatz, der in einem bestimmten Augenblick die zweite Feder zusammendrückt und die Nadel von dem zusätzlichen Drucke befreit. Der Druck der ersten Feder ist kleiner als der Druck, den der Brennstoff von unten ausübt; es öffnet sich also nun die Nadel. Bei weiterem Gang läßt der Hebel die zweite Feder frei, das Ventil schließt sich und der Plunger wird frei, so daß nun die Brennstoffpumpe wieder fördern kann.

Die Saug- und Auspuffventile sind seitlich horizontal angeordnet; das Saugventil wird durch eine gewöhnliche Nockenscheibe, dagegen das Auspuffventil durch ein Exzenter und einen besonderen Nocken betätigt.

Die nachstehende Zahlentafel 41 enthält die Versuchsergebnisse eines Dreizylinder-250-PS_e-Paxman-Motors.

Zahlentafel 41.

Belastungsgrad	110 %	100 %	75 %	50 %	25 %	0 %
PS _e	271	249	191	128	65	—
Uml./min	280	280	280	280	280	280
Mittlerer ind. Druck at	7,5	6,65	5,15	3,9	2,65	1,23
Mechanischer Wirkungsgrad . . . %	84	85	83	73	54	—
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	190	180	180	190	270	—
Auspufftemperatur °C	405	360	290	205	110	155

C. Kompressorlose Vorkammer- bzw. Kurbelkastenspülung-Motoren.

Die **Motoren-Werke Mannheim A.-G., vormals Benz**, Abteilung stationärer Motorenbau, haben bereits im Jahre 1919 ihre kompressorlosen Motoren auf den Markt gebracht. Die Gedanken des Erfinders über die Wirkungsweise der Benz-Vorkammermaschinen bestehen nach dem Patentanspruch darin, daß „der flüssige Brennstoff durch eine heiße Kammer gespritzt wird, wobei er teilweise vollkommen verbrennt, teilweise sich zersetzt und teilweise verdampft und durch diese Umsetzungen auf dem Wege durch die Kammer den Druck in derselben über den Druck im Arbeitsraume des Zylinders erhöht, wodurch mit dem Brennstoff zugleich während der ganzen Durchtrittsdauer Gase und Dämpfe in den Zylinder strömen und dabei den Brennstoff zerstäuben“.

Wenn auch diese Beschreibung dem wirklichen Vorgang nach unseren heutigen Anschauungen nicht vollkommen entspricht, so ist doch merkwürdig, wie der Erfinder der Wirkung der heißen Kammer mit vollem Recht eine große Bedeutung zuschreibt.

Diesem Verfahren gemäß besteht die MWM-Vorkammer (Abb. 295) aus einem zylindrischen, in den Zylinderdeckel eingebauten, von Kühlwasser umflossenen Raum, dessen Größe in einem bestimmten Verhältnisse (vgl. Kap. 5) zum Verdichtungsraum steht, einem Brennstoffeinspritzventil auf dieser Kammer, durch dessen vom Pumpendruck angehobene und durch Federdruck selbsttätig sich schließende Nadel Brennstoff unter mäßiger Zerstäubung in die Kammer gespritzt wird, und einem kapselartigen Einsatz, der den Boden der Kammer bildet.

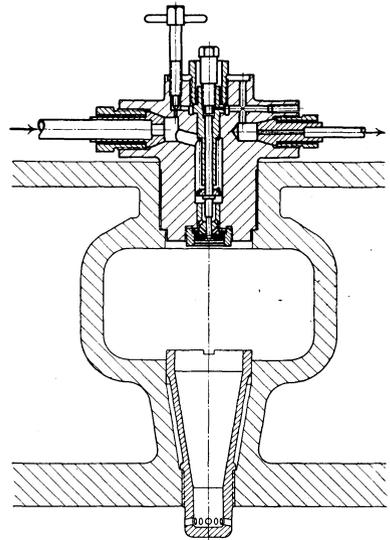


Abb. 295. Vorkammer (Benz).

Dieser Boden hat schräge Bohrungen, durch die der in der Vorkammer vorgewärmte Brennstoff durch den Überdruck infolge der Vorverbrennung in den Arbeitsraum hineingeschleudert wird. Der Brennstoff braucht und darf bei Eintritt in die Vorkammer nicht fein zerstäubt werden, gerade weil er in der Vorkammer nur vorzünden und nicht vollständig verbrennen soll. Doch muß ein Pumpendruck von 60 bis 80 at vorgesehen werden, um den Brennstoff in die Vorkammer so einzubringen, daß er sich an dem heißen Kern der dorthin übergeströmten Verdichtungsluft teilweise entzündet. Die eingesetzte Kapsel sorgt für die Erhaltung dieses heißen Luftkerns, während der wassergekühlte Mantel der Vorkammer eine übermäßige Erhitzung der Vorkammerwände verhindern soll. Der Brennstoff wird während der Einführung in die Vorkammer durch die Gegenströmung der Verdichtungsluft und durch die Vorzündung gestaut, so daß ein gewisser Zündungsverzug entsteht, der plötzlichen, stoßweise wirkenden Druckanstieg bei der Verbrennung im Arbeitsraum vermeidet.

Aus dieser Erklärung ersehen wir, daß die Düse des oberhalb der Vorkammer befestigten Brennstoffventils so ausgeführt und in einem solchen Abstand von

dem Zerstäuberansatz entfernt sein muß, daß der herauskommende Strahl vollständig in diesen Einsatz hineingeht.

Der Strahl ist kegelförmig ausgebildet, und zwar wird dieser Kegel möglichst genau so ausprobiert, daß sein Mantel in der Hauptsache den Ring der Zerstäuberlöcher trifft.

Die Drucksteigerung in der Vorkammer beträgt etwa 9 bis 10 at, so daß sich

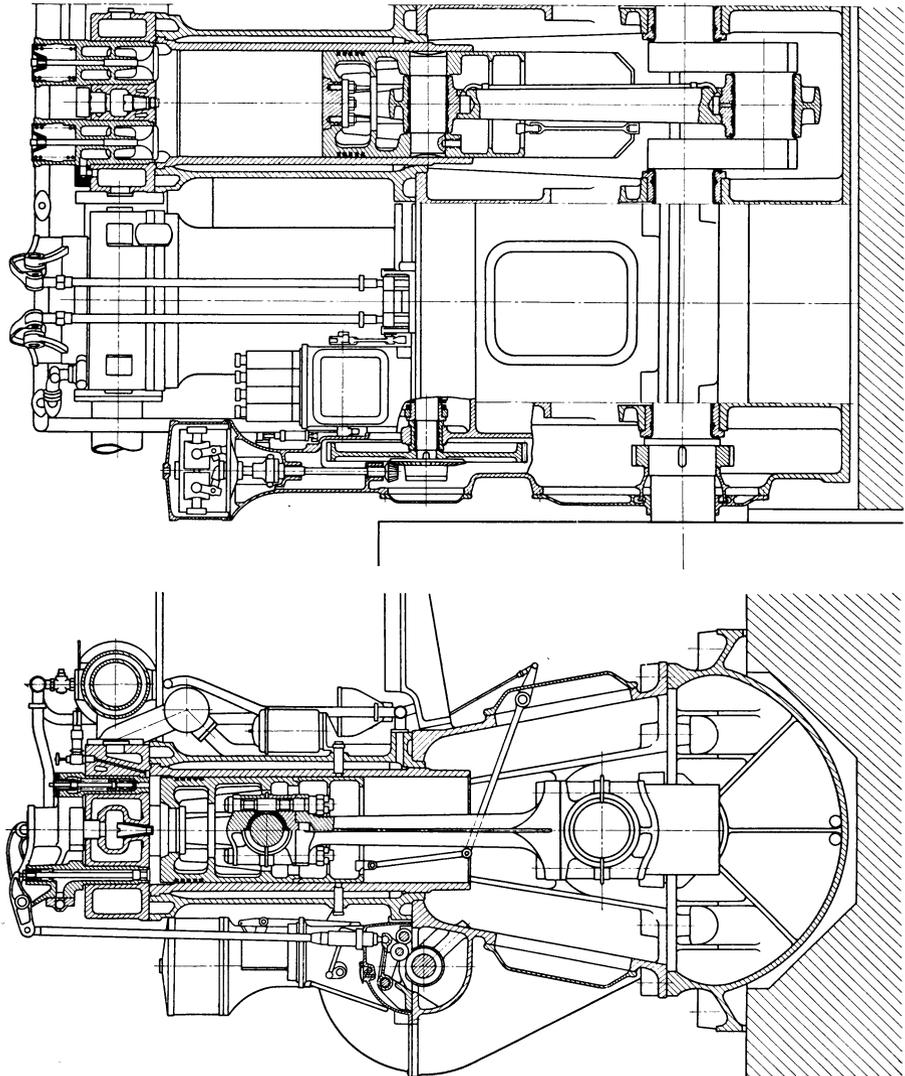


Abb. 296 u. 297. Quer- und Längsschnitt eines MWM-Motors.

von diesem Augenblicke ab ein Überströmen von der Kammer nach dem Zylinder einstellt, wobei mit den Abgasen auch der Brennstoff mitgerissen wird.

Wie wir im Kapitel 5 ausgeführt haben, ist die Energie der ausfließenden Massen genügend, um eine nötige Mischung zu sichern. Die Anordnung mehrerer Löcher rings um den Einsatz trägt zu einer guten Mischung mit der Luft bei.

Trotzdem die aus der Vorkammer ausfließende Brennstoffabgasmenge dank der guten Verteilung und Anordnung der Löcher ziemlich gleichmäßig und gleichzeitig mit der verdichteten Luft in Berührung kommt, entsteht doch keine Verpuffung, und zwar erstens, weil die Einführung des Brennstoffes wegen des kleinen Überdrucks trotz des großen Gesamtquerschnittes der Löcher eine ziemlich lange Zeit erfordert, und zweitens, weil die mit den Abgasen aus der Vorkammer ausströmende Kohlensäure auf die Verbrennung verzögernd wirkt.

Das Arbeitsdiagramm der kompressorlosen MWM-Vorkammerdieselmotoren unterscheidet sich sehr wenig von dem Diagramm der klassischen Dieselmotoren mit Brennstoffeinführung durch Einblaseluft. Der Verdichtungsdruck beträgt ungefähr 35 at und der Zünddruck in dem Zylinder steigt auf 42 bis 45 at, so daß jedenfalls eine Gleichdruckverbrennung in demselben Verhältnis wie in den klassischen Dieselmotoren stattfindet. Eine Druckerhöhung über 55 at ist für die Vorkammer nicht zulässig, weshalb das Sicherheitsventil auf 55 at eingestellt ist.

Der übrige Aufbau der MWM-Dieselmotoren ist durch ein kastenförmiges Maschinengestell gekennzeichnet. Die Zylinder, mit reichlichen Kühlräumen versehen, tragen oben die Zylinderdeckel mit der Vorkammer, den Ein- bzw. Auslaß- und Luftanlaßventilen, die über zweiarmlige Hebel von Stoßstangen betätigt werden (Abb. 296 bis 297).

Die MWM-Motoren werden in folgenden Größen in Serien gebaut (vgl. Zahlentafel 42):

Zahlentafel 42.

Durchmesser mm	Hub mm	Drehzahl in der Min.	Leistung je Zyl. PS _e
135	190	600	10
160	240	500	15
200	300	425	25
250	400	320	40
350	520	250	75
450	675	195 (215)	135 (150)
520	800	187	200

Auf die Ausführung der Brennstoffnadel und die Einspritzung des Brennstoffes nach Abb. 295 werde besonders aufmerksam gemacht. Die Brennstoffnadel wird wie üblich durch den Brennstoffüberdruck geöffnet und durch die Federkraft auf ihren Sitz gedrückt. Der Hub der Nadel wird durch eine Stellenschraube genau eingestellt.

Der Kolben hat sonst einen flachen Boden, bei größeren Durchmessern wird (vgl. Abb. 296) der Kolbenboden mit einem Stahleinsatz versehen, der freie Ausdehnung des heißen Kolbenbodens ermöglicht.

Die Brennstoffpumpe (Abb. 298) ist über der Steuerwelle angeordnet und wird von ihr angetrieben. Sie wird bei Mehrzylinder-Maschinen kleinerer Typen vor jedem Zylinder, bei den größeren Typen in Gruppen zusammengebaut, auf der einen Seite der Maschine in der Nähe des Reglers angeordnet und wird von diesem durch Steuerung des Überlaufventils beeinflusst. Der Pumpenkolben wird durch Pumpenstößel und Lenker von den Brennstoffnocken betätigt. Der Pumpenstößel ist oben mit dem Regulierventilhebel verbunden; der feste

Drehpunkt dieses Hebels sitzt exzentrisch auf der Regulierwelle. In der Mitte steht der Hebel mit dem Überströmventil in Verbindung und schließt dieses entsprechend der Lage der Regulierwelle früher oder später, so daß weniger oder mehr Brennstoff zugeführt wird. Druck- und Saugventile liegen oben.

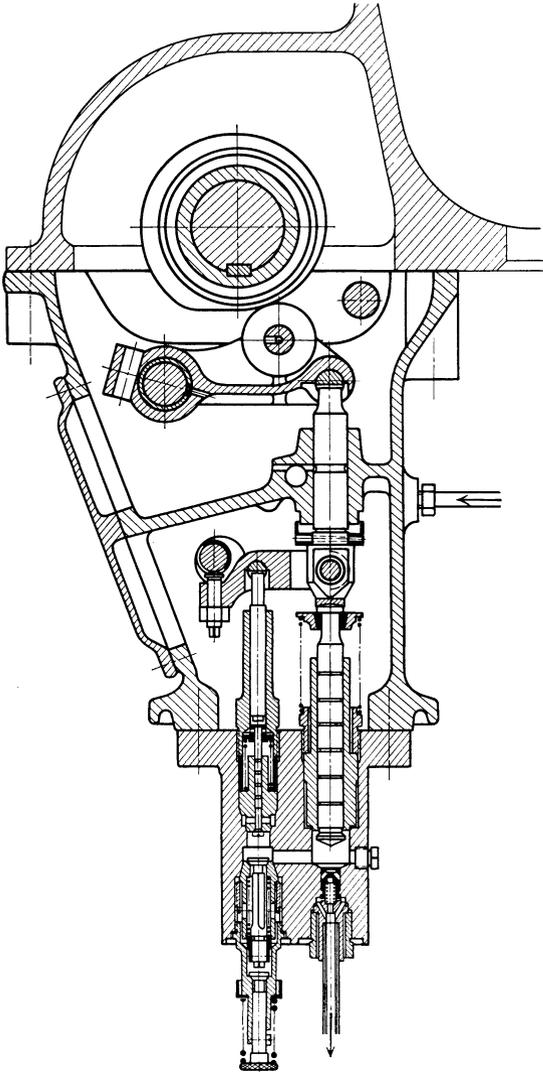


Abb. 298. Brennstoffpumpe (Benz).

Die Pumpe fördert den Brennstoff gegen einen Druck von 80 at, auf den die Feder des Brennstoffventils am Zylinderdeckel eingestellt ist. Der Anfang der Brennstoffeinspritzung bei voller Belastung liegt etwa 10° vor, der Schluß etwa 10° nach Totpunkt. Bei Leistungsänderung bleibt der Beginn des Einspritzens stets derselbe, nur der Schluß wird geändert.

Außer der kastenförmigen Ausführung baut die MWM noch kompressorlose Motore mit einzelnen Ständern, die eine Umänderung der früheren Motoren mit Druckluft einspritzung darstellen. An Stelle des Luftverdichters wird nun die Brennstoffpumpe angeordnet, wobei der Antrieb und die Steuerung von der Kurbelwelle abgeleitet werden. Da hierbei der Pumpenkolben zweimal je Arbeitspiel Brennstoff liefert, so ist jede Pumpe noch mit einem zusätzlichen Überströmventil versehen, das durch eine besondere Welle betätigt wird, die auf zwei Umdrehungen der Hauptwelle eine Umdrehung macht und während einer Umdrehung der Kurbelwelle das Überströmventil offen hält. In dieser Weise drückt die Pumpe während einer Umdrehung den Brennstoff in den Behälter zurück und leitet erst bei der

zweiten Umdrehung Brennstoff dem Ventil zu.

Außerdem bauen die Motoren-Werke Mannheim A.-G. vorm. Benz ihre kompressorlosen Dieselmotoren in Sechszylinderanordnung als direkt umsteuerbare Schiffsmaschinen. Hierfür hat sich als kleinste Type der 60-PS_e-Motor als geeignet erwiesen. Für ganz große Leistungen von über 1000 PS_e wird Achtzylinderausführung gewählt.

Mit Ausnahme der für den Schiffsbetrieb notwendigen Sonderausführungen ist der allgemeine Aufbau beibehalten. An der Vorderseite (Abb. 299) befindet

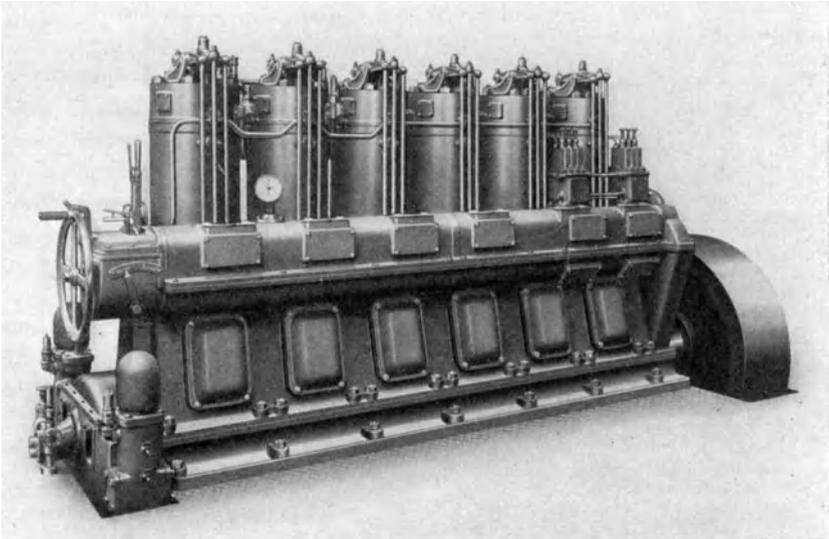


Abb. 299. MWM-Sechszylinder umsteuerbarer kompressorloser Dieselmotor.

sich die Kühlwasser- und Lenzpumpe sowie der Umsteuerkasten, welcher Handrad und Schalthebel zur Bedienung des Motors aufnimmt. Sämtliche Zylinder sind mit Luftanlaßventil ausgerüstet, damit der Motor in jeder Kurbelstellung angefahren werden kann.

Die Aktiengesellschaft „Gebr. Körting“, Hannover-Linden (Körtingsdorf b. Hannover) hat den Gedanken des kompressorlosen Einspritzens schon in dem Trinklerschen Motor, den diese Maschinenfabrik gebaut hat, ausgeführt. Leider setzt diese Ausführung jedoch einen Kolbenverdränger für die Erzeugung der Einblaseluft voraus, der — wie klein er auch sein möge — zu Betriebswierigkeiten führt. Körting hat sich deshalb entschlossen, auf das Einblasen von Druckluft ganz zu verzichten und hat nach mühevoller Arbeit zuerst liegende und dann stehende kompressorlose Dieselmotoren auf den Markt gebracht.

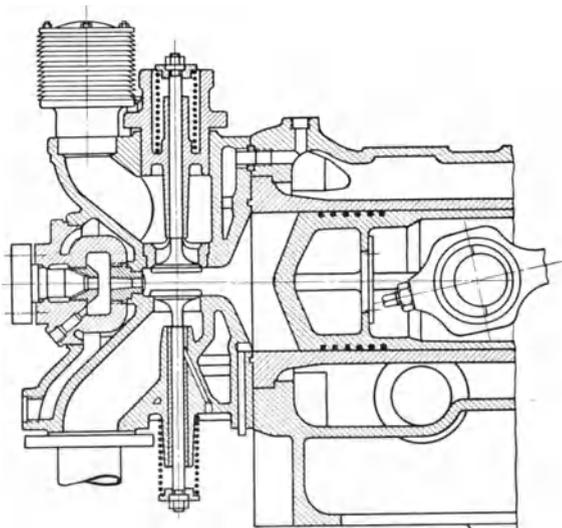


Abb. 300. Körtings liegender kompressorloser Dieselmotor.

Die Abb. 300 stellt einen liegenden Motor von 30 PS bei 340 Uml./min mit

230 mm Zylinderdurchmesser und 400 mm Hub dar. Der Motor arbeitet nach dem Viertaktverfahren und verdichtet die Luft auf 35 bis 36 at wie bei den klassischen Dieselmotoren. Die Vorkammer ist mit dem Verbrennungsraum durch einen Kanal verbunden.

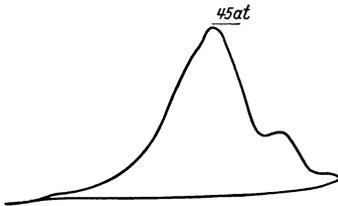
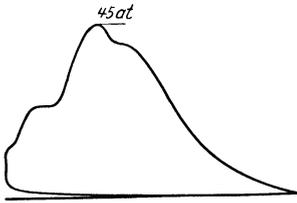


Abb. 301 u. 302. Indikator-diagramme des Körting-Motors.

Der Brennstoffstrahl wird auf die heißen Wände des Verbindungskanals gespritzt, bewegt sich also entgegengesetzt zur Luftmasse. Die hohe Luftgeschwindigkeit, die sich infolge der Verengung des freien Querschnittes einstellt, bewirkt, daß die auf die Wände aufgespritzten Brennstoffteilchen in ihrer Bewegungsrichtung umgekehrt und vorwärts in die gekühlte Zündkammer hinein zerstäubt werden.

Hier findet dann infolge der hohen Verdichtungstemperatur die erste Zündung statt. Diese führt eine Verpuffung des in der Vorkammer befindlichen Luftgemisches und eine plötzliche kräftige Drucksteigerung in der Vorkammer von 5 bis 10 at über den Verdichtungsdruck herbei.

Durch diese Drucksteigerung in der Vorkammer wird gleichzeitig mit Kolbenumkehr die Strömungsrichtung im Kanal umgekehrt, so daß nunmehr die weiter auf die Kanalwänden aufgespritzten Brennstoffteilchen in entgegengesetzter Richtung, d. h. im Sinne des voreilenden Kolbens in den Kompressionsraum hineinzerstäubt werden.

Die in Abb. 301 bis 302 dargestellten Diagramme gehören zu einem Ein-

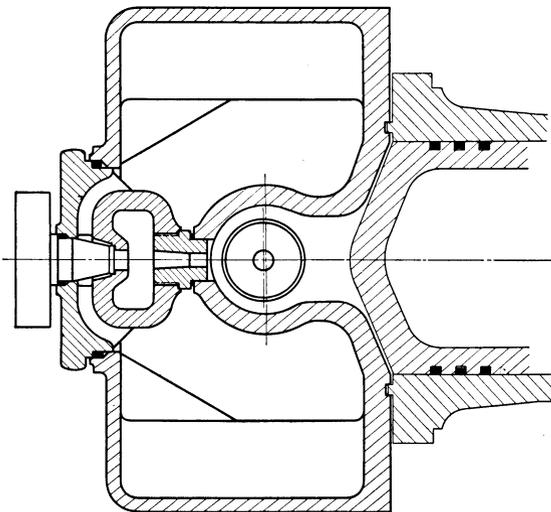


Abb. 303. Vorkammer (Körting).

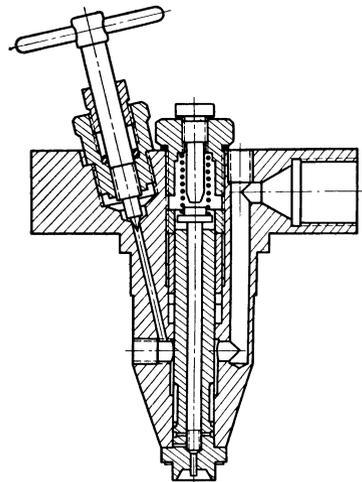


Abb. 304. Brennstoffventil (Körting).

zylindermotor, der bei 400 bis 600 Uml./min rd. 15 bis 22 PS leistet. Der Zylinderdurchmesser ist 180 mm, der Kolbenhub 250 mm.

Die liegenden Motoren werden in verschiedenen Größen von 120 mm Durchmesser bis 620 mm ausgeführt, was einer Leistung von 4 bis 250 PS je Zylinder

entspricht. Zahlentafel 43 gibt Versuchsergebnisse von Neumann an einem Zweizylindermotor ($D = 495$ mm, $S = 850$ mm, $n = 160$ Uml./min, 300 PS_e) wieder.

Zahlentafel 43.

Belastungsgrad	130 %	100 %	80 %	50 %	30 %
Drehzahl	148	160	161	163	165
Nutzleistung PS _e	391	304	242	153	86
Eff. Kolbendruck at	7,25	5,23	4,14	2,58	1,43
Brennstoffverbrauch g/PS _e h	—	170	171	194	251

Ähnliche Versuche wurden an einem kompressorlosen 1000-PS_e-Vierzylinder-Vorkammermotor (Zylinderdurchmesser 620 mm, Kolbenhub 900 mm, 154 Uml./min) von Neumann ange stellt und ergaben einen Brennstoffverbrauch von 166 g/PS_eh.

Es ist besonders zu bemerken, daß der Motor ohne Zündpapier anspringt, was von großer Bedeutung ist.

Abb. 304 stellt das Brennstoffventil des in Abb. 303 gezeigten Motors dar. Die Brennstoffnadel wird gegen ihren Sitz von einer Feder gedrückt, die stark genug ist, um die Einspritzöffnung gegen den Kompressionsdruck geschlossen zu halten, die aber vom Pumpendruck gehoben wird, der auf 50 bis 60 at steigt und auf den Ringraum zwischen Nadelkolben und dem etwas dünneren Nadelende wirkt. Die Stärke der Feder ist so berechnet, daß die Einspritzung etwa 15° vor Totpunkt anfängt und 30° nach Totpunkt bei voller Belastung endigt. Bei $d = 0,730$ mm Düsendurchmesser und 280 Uml./min beträgt die mittlere Ausflußgeschwindigkeit, nach der Ausflußzeit berechnet, 47 m/sek, was mit der Berechnung auf Grund des Drucküberschusses (Pumpendruck 48 — 35 = 13 at) bei Annahme eines Ausflußbeiwertes = 0,85 stimmt.

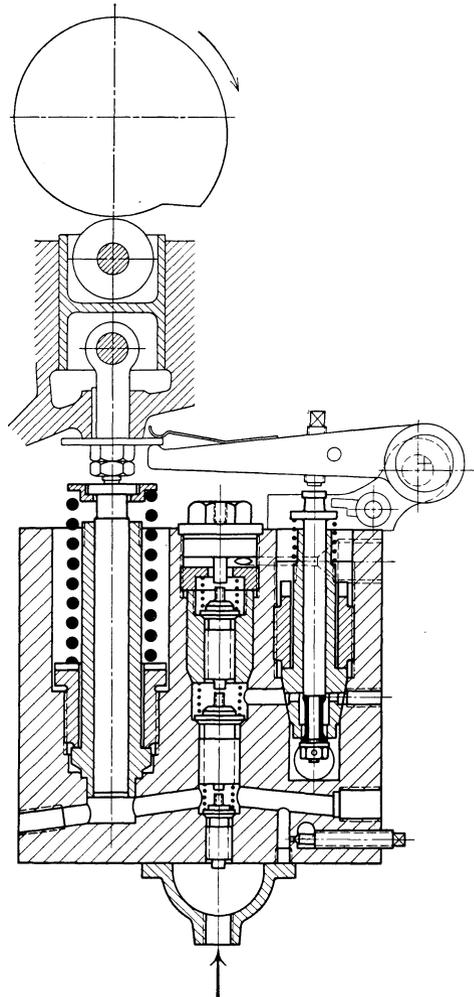


Abb. 305. Brennstoffpumpe (Körting).

Wie aus Abb. 303, welche die Vorkammer für einen Motor mit 190 mm Zylinderdurchmesser darstellt, ersichtlich, ist die wassergekühlte Vorkammer durch einen engen Kanal mit dem Verbrennungsraum verbunden. Das Volumen der Vorkammer mit dem Verbindungskanal beträgt rd. 0,25 ltr, das Volumen

des Verbrennungsraumes ohne Vorkammer rd. 0,5 ltr, das Hubvolumen rd. 8,9 ltr; der Querschnitt der Mündung des Abflußkanals ist gleich 95 mm². Das Verhältnis des Mündungsquerschnittes in m² zu dem Vorkammervolumen in m³ ist

$$\frac{f}{v} = 0,38.$$

Die Brennstoffpumpe (Abb. 305) besteht aus einem Plunger und Saug- bzw. Druckventil und wird direkt von der Steuerwelle angetrieben. Die Regulierung wird dadurch bewirkt, daß eine vom Regler beeinflusste Nadel eine Bohrung, die den Druckraum der Pumpe mit dem Saugraum verbindet, mehr oder weniger je nach der Belastung der Maschine schließt.

Außer der liegenden Bauart führt die Maschinenfabrik Körting auch vertikale kompressorlose Dieselmotoren von 12 bis 200 PS je Zylinder aus, was

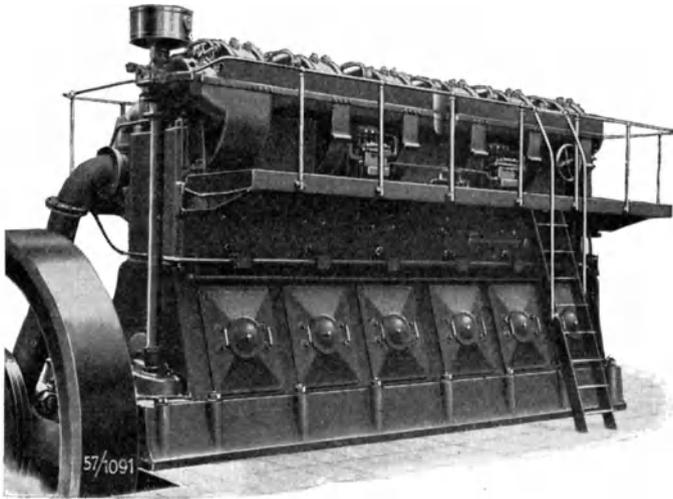


Abb. 306. Körtings Sechszylinder 1000 PS, kompressorloser Dieselmotor (Durchm. = 480 mm, Hub = 700 mm, $n = 214$).

bei einer sechszylindrigen Ausführung einer größten Leistung von 1200 PS entspricht. Die vertikalen kompressorlosen Dieselmotoren arbeiten ebenfalls nach dem beschriebenen Vorkammersystem. Der Verdichtungsdruck ist etwa 35 bis 38 at.

Die gußeisernen Ständer stützen sich mit breiten Füßen auf die Fundamentplatte. Die Steuerwelle wird durch eine Zwischenwelle von der Kurbelwelle aus mittels Schraubenräder angetrieben. Nockenscheiben auf der Steuerwelle steuern durch zweiarmige Hebel die Ventile. Jeder Zylinder erhält eine besondere Brennstoffpumpe, die zu je zweien in einem Stahlblock vereinigt sind. Ihr Antrieb erfolgt von der Steuerwelle aus.

Abb. 306 stellt einen kompressorlosen Sechszylindermotor der Firma Körting dar, der bei 214 Uml./min 1000 PS leistet. Seine Abmessungen sind: Zylinderdurchmesser 480 mm, Hub 700 mm, was einem mittleren effektiven Druck von 5,54 at entspricht.

Abb. 307 zeigt das Schnittbild eines Motors von 410 mm Zylinderdurchmesser. Die gußeisernen Kolben sind mit auswechselbaren Kolbenböden aus

einem hochwertigen legierten Stahl versehen; man hat also, falls der von den heißen Verbrennungsgasen berührte Boden schadhafte werden sollte, nur diesen und nicht den ganzen Kolben auszuwechseln.

Die wassergekühlte Vorkammer ist mit dem Verbrennungsraum durch ein Einsatzstück verbunden, das im Gegensatz zu den liegenden Motoren mehrere enge Löcher hat. Diese sind unter einem Winkel von 60° zu der Zylinderachse gerichtet, so daß der Strahl sich flach ausbreitet und gut mit der Luft mischt.

In Abb. 308 und 309 ist die Anordnung der Saug- und Auspuffventilhebel gezeigt. Die Hebelachse ist bei dieser Ausführung nicht wie üblich in zwei Lagern, sondern in einem gelagert, das in der Mitte des Deckels befestigt ist; die Hebel liegen außerhalb.

Die Firma **Gebrüder Sulzer, A.-G., Winterthur**, baut die kompressorlosen Zweitaktmotoren nach dem Vorkammersystem mit Kurbelkastenspülung.

Die äußere Gestalt der Motoren ist den Glühkopfmotoren sehr ähnlich, der Unterschied besteht in der Vorkammer, die nach Bauart Leißner (Abb. 123, Kap. 6) ausgeführt ist.

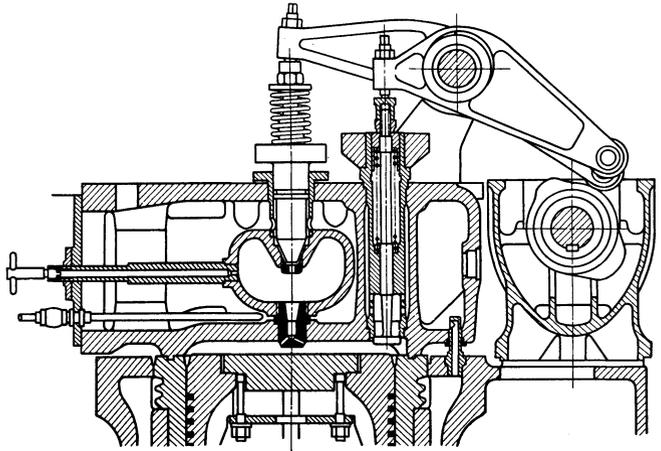


Abb. 307. Vorkammer, Verbrennungsraum und Kolbenboden des stehenden kompressorlosen Körtling-Motors.

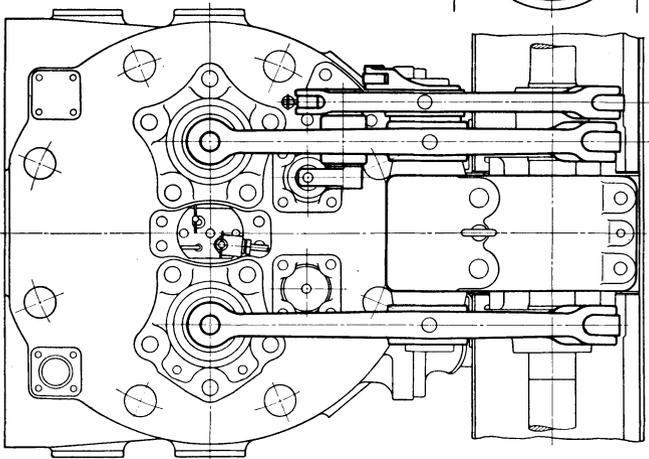
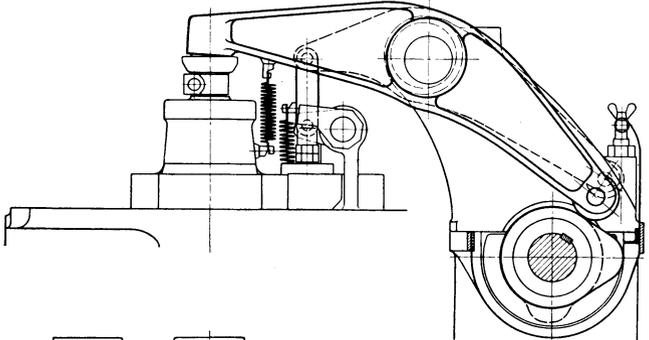


Abb. 308 u. 309. Steuerwellelagerung und Ventilhebelanordnung (Körtling).

Der Enddruck der Verdichtung beträgt rd. 35 at, ist also annähernd derselbe wie beim Einblase-Dieselmotor; der größte Verbrennungsdruck steigt auf rd.

40 at. Der Brennstoff wird mit einem Druck von etwa 80 kg/cm^2 in die Vorkammer eingeführt.

Außer der üblichen Bauart ohne Kreuzkopf baut Sulzer die kompressorlosen Zweitakt-Dieselmotoren auch mit Kreuzkopf (Abb. 310). Die Wirkungsweise dieses Motors unterscheidet sich kaum von derjenigen des Motors ohne Kreuzkopf, sie erlaubt aber bei mehrzylindriger Ausführung Verringerung der Maschinenlänge, da Abdichtung des Kurbelkastens jedes Zylinders nicht nötig ist. Der Spülkasten ist also oberhalb des Kurbelkastens verlegt.

Bei 300 mm Zylinderdurchmesser, 400 mm Kolbenhub leistet die Maschine bei 300 Uml./min 50 PS_e je Zylinder und verbraucht $190 \text{ g/PS}_e \text{h}$. Der mittlere

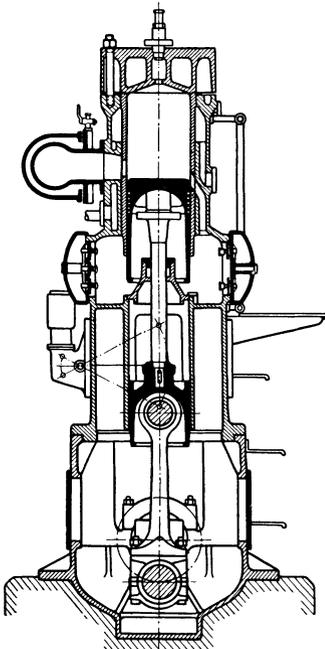


Abb. 310. Sulzers Kurbelkastenspülung-Zweitakt-Kreuzkopf-Einspritzmotor.

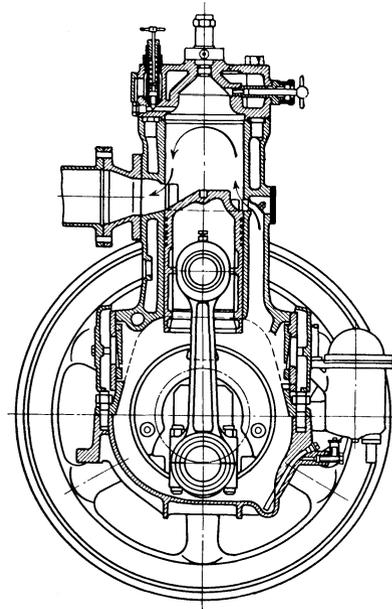


Abb. 311. Kurbelkastenspülung-Zweitakt-Einspritzmotor der Deutschen Werke.

effektive Druck beträgt wie bei den Glühkopfmotoren $2,65 \text{ at}$, was durch die beschränkte Spülluftmenge und das Spülverfahren bedingt ist. Die Normalleistung der Kurbelkastenspülungsmaschine entspricht also etwa 40% der Normalleistung einer vollgespülten Maschine; dem entspricht auch der Brennstoffverbrauch von $190 \text{ g/PS}_e \text{h}$.

Sulzer hat bereits im Jahre 1912 die ersten Versuche mit direkter Einspritzung angestellt; nach Ausprobierung verschiedener Verfahren hat Sulzer dem Vorkammersystem den Vorzug gegeben, wenn es sich um kleinere Motoren mit einer mittleren Leistung handelt und auf erstklassige Bedienung nicht gerechnet werden kann.

Die Deutsche Werke, A.-G., Kiel, bauen auch kompressorlose Zweitakt-Dieselmotoren mit Kurbelkastenspülung, die ihrer äußeren Gestalt nach den Glühkopfmotoren sehr nahe kommen.

Wie aus dem Querschnitt der Maschine zu ersehen ist (Abb. 311), ist der Kurbelkasten geschlossen und mit Luftklappe versehen. Im Spülkanal ist, wie bei den Glühkopfmotoren, eine Luftdrosselung angeordnet.

Die kompressorlosen Motoren der Deutschen Werke arbeiten nach dem reinen Einspritzverfahren mit selbsttätiger Brennstoffnadelöffnung (Abb. 312). Die Brennstoffpumpe ist von üblicher Ausführung und wird von der Kurbelwelle direkt betätigt.

Der Motor verbraucht bei voller Belastung 197 g/PS_{eh}, bei halber Belastung 230 g; der mittlere effektive Druck ist, wie bei allen Kurbelkastenmotoren, gleich 2,5 bis 2,8 at.

Die Firma **Bethlehem Steel Company, New York**, baut kompressorlose Zweitaktmotoren nach dem Vorkammerverfahren Leißner (Abb. 313).

Der Motor unterscheidet sich von der Sulzerischen Ausführung nur dadurch, daß bei ihm eine besondere Spülpumpe (Abb. 314) vorhanden ist. Die Spülpumpe ist doppelwirkend und fördert Luft in den hohlen Raum der Kastenwände, der einen Aufnehmer bildet und mit den Spülschlitzen verbunden ist.

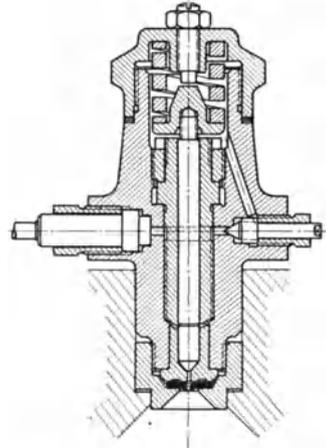


Abb. 312. Brennstoffventil (Deutsche Werke).

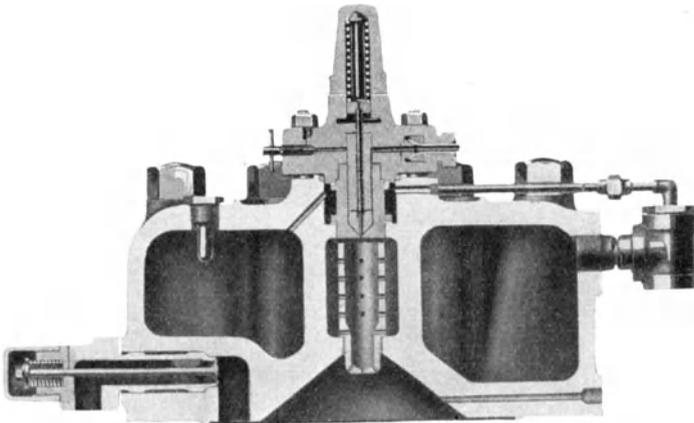


Abb. 313. Vorkammer (Bethlehem Steel).

Die Firma baut folgende Typen:

Zahlentafel 44.

Zyl.-Durchm. mm	Kolbenhub mm	Drehzahl	Zylinderleistung PS _e
205	305	400	30
285	460	285	60
360	535	250	95

Trotz der besonderen Luftpumpe ist der mittlere effektive Druck ganz niedrig und steigt nicht über 3,3 at.

Die Anwendung der besonderen Spülpumpe verbessert jedenfalls die mittlere effektive Arbeit im Vergleich mit der Kurbelkastenspülung (2,5 at) und steigert

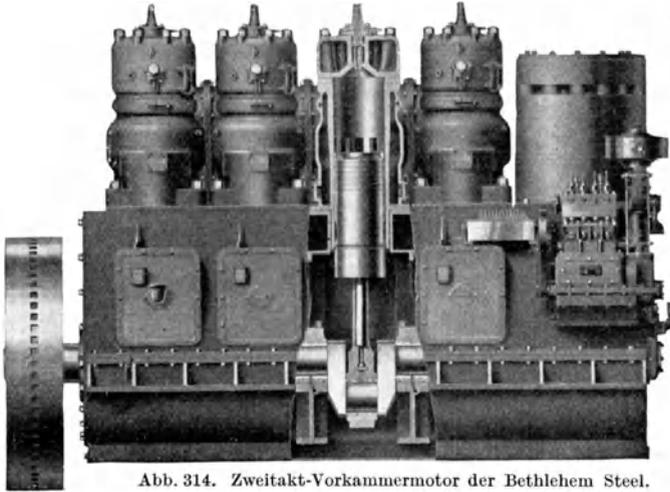


Abb. 314. Zweitakt-Vorkammermotor der Bethlehem Steel.

die Leistung um rd. 30%. Eine weitere Erhöhung kann durch genaue Übereinstimmung der Spülluftpumpe mit den Schlitzabmessungen bzw. durch Verbesserung der Einspritzung erzielt werden.

D. Kompressorlose Kraftfahrzeug-Dieselmotoren.

Die Frage über Anwendbarkeit der Dieselmotoren für Kraftfahrzeuge hat bereits Diesel seinerzeit studiert und im Jahre 1910 einen 7 PS_e-Motor bei

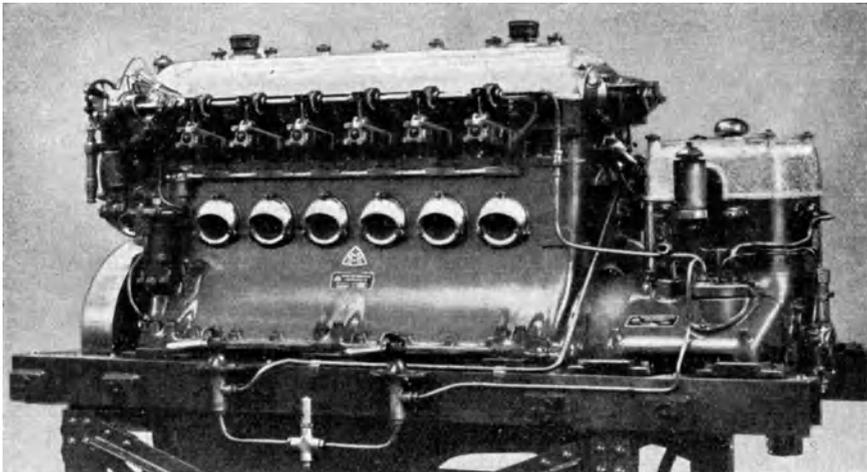


Abb. 315. Maybachs 150 PS_e-Fahrzeugmotor.

600 Uml./min ausgeführt. Aus unbekanntem Grunde sind die Versuche nicht fortgesetzt worden und erst im Jahre 1924 tritt die Firma **Maybach-Motorenbau, Friedrichshafen**, mit einer Sechszylindermaschine von 150 PS_e bei 1300 Uml./min

auf (Abb. 315). Der Motor arbeitet nach dem Einblaseverfahren und ist mit einer Einblaseluftpumpe versehen; der Brennstoffverbrauch beträgt 180 bis 185 g/PS_{eh}, das Gewicht 1300 kg.

In Abb. 316 sind die Leistungskurven bei verschiedenen Belastungsgraden und Umdrehungszahlen und oben der Brennstoffverbrauch ebenfalls bei verschiedenen Belastungsgraden und Umdrehungszahlen gegeben.

Es folgt hieraus, daß der Dieselmotor auch bei ziemlich hoher Umlaufzahl einwandfrei arbeiten und deshalb als Fahrzeugmaschine ausgebildet werden kann. Da aber das Gewicht der Einblasepumpe nicht unbedeutend ist und die Wartung und Bedienung der PS_{160} Maschine wegen des schnelllaufenden Hochdruckverdichters erschwert wird, so ist es klar, daß die Entwicklung des Dieselmotors als Fahrzeugmotor durch die Einführung des kompressorlosen Betriebes beschleunigt wurde.

Die **Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN), Nürnberg**, baut die Fahrzeug-Dieselmotoren nach dem kompressorlosen Einspritzverfahren.

Die Motoren werden in zwei Größen ausgeführt: Zylinderdurchmesser 120 mm, Kolbenhub 180 mm, die bei 1100 Uml./min und Vierzylinderausführung 48 PS_e, bei Sechszylinderausführung 75 PS_e leisten, und Zylinderdurchmesser 160 mm, Kolbenhub 220 mm, die mit 900 Uml./min in Vierzylinderausführung 90 PS_e und Sechszylinderausführung 135 PS_e leisten.

Diese Maschine ist ausführlicher von Riehm¹ und Nägel² beschrieben; wir werden deshalb hier hauptsächlich diejenigen Teile beschreiben bzw. die Versuche wiedergeben, die sich auf das kompressorlose Verfahren beziehen.

Der Verbrennungsraum ist scheibenförmig ausgebildet (Abb. 317).

Die offenen Einspritzdüsen sind seitlich angeordnet und sind sonst einfacher Form (Abb. 318).

Die Brennstoffpumpen sind zu einem Block zusammengefaßt. Für jeden Zylinder ist eine besondere Pumpe vorhanden (Abb. 319). Die Nockenwelle bewegt den Plunger der Pumpe mittels zweier Lenker. Der untere Lenker ist exzentrisch auf einer Welle gelagert und wird durch Verdrehung der letzteren wagrecht geschoben, womit der Beginn des Einspritzens beeinflußt wird, und zwar eigentlich nur bei Leerlauf für Einstellung einer Spätzündung. Der obere

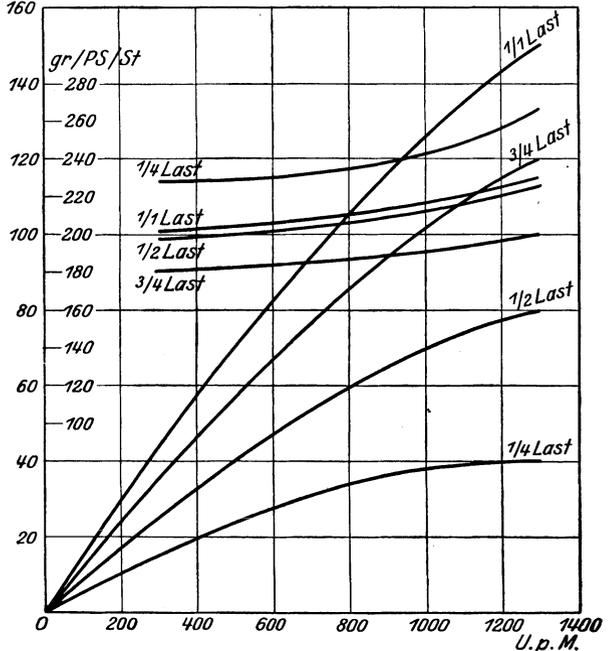


Abb. 316. Leistungs- bzw. Brennstoffverbrauch-Umdrehzahl-Kurven (Maybach).

¹ Z. 1925 Nr. 35.

² Z. 1926 Nr. 44.

Lenker beeinflusst das Rückströmventil, er sitzt ebenfalls exzentrisch auf seiner Welle und bei Verdrehen der Welle wird das Überströmventil in bekannter Weise früher oder später geöffnet. Die obere Nockenwelle kann von dem Führerstande verdreht werden und das Saugventil geöffnet lassen, wodurch nach Bedarf ein oder mehrere Zylinder aus dem Betriebe ausgeschaltet werden.

Abb. 320 stellt den 48 PS_e-Vierzylinder-Fahrzeugmotor (Brennstoffpumpenseite) dar. Das Gewicht der Motoren beträgt etwa 10 kg je PS_e.

Für Anlassen des Motors werden die Brennstoffpumpen ausgeschaltet, und die Auspuffventile durch den Verdichtungsbrecher offen gehalten. Das

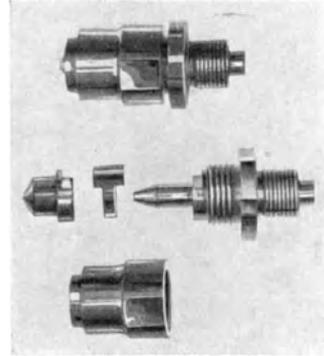


Abb. 318. Einspritzdüse des MAN-Fahrzeugmotors.

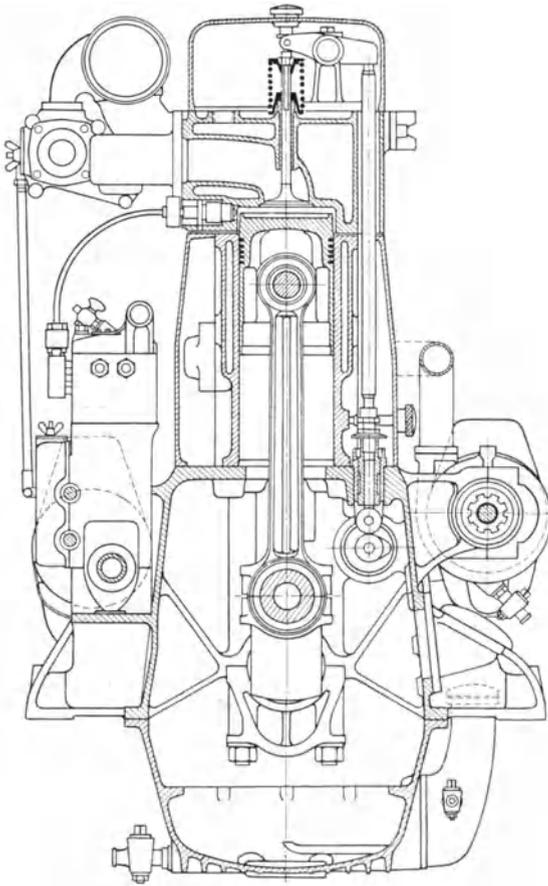


Abb. 317. MAN-Fahrzeugdieselmotor.

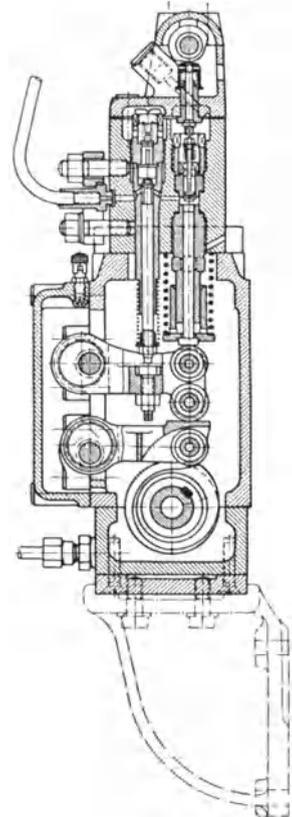


Abb. 319. Brennstoffpumpe (MAN).

Andrehen wird von Hand oder durch einen elektrischen Anlasser bewirkt. Nach einigen Umdrehungen wird zuerst ein Zylinder auf Betrieb angestellt, alsdann die anderen.

Das Anlassen geht bei der heißen Maschine einwandfrei vor sich, dagegen muß bei kalter Maschine die Luft vorgewärmt werden. Für diese Zwecke ist auf der Saugleitung ein Heizplattenkörper angebracht, der durch Spiritus oder durch Wolle, die mit Gasöl getränkt ist, erhitzt wird, wobei der Heizstoff in den unter den Heizkörper eingeschobenen Blechkasten eingeführt wird.

Auch bei kleinen Belastungen und Drehzahlen ist es wünschenswert, die Luft etwas vorzuwärmen, weshalb die Ansaugluft mit Hilfe eine Wechselklappe durch einen engen Ringraum, der das Auspuffrohr umgibt, angesaugt wird.

In Abb. 321 sind die Ergebnisse der Versuche von Nägel wiedergegeben; sie beziehen sich auf den Vierzylindermotor (Durchm. = 115 mm, Hub = 180 mm). Die zugehörige Belastung des Motors berechnet sich nach der Formel:

$$PS_e = N_e = 0,008 p_e \cdot n.$$

Bei den Versuchen stieg der Zünddruck nur bis zu 48 at. Die dem Wasser abgegebene Wärme betrug merkwürdigerweise bei allen Belastungen etwa 630 kcal/PS_eh.

Bei genauer Untersuchung des Brennstoffverbrauches ersehen wir: 1. daß es eine bestimmte Drehzahl gibt, bei welcher der absolute niedrigste Brennstoffverbrauch erzielt werden kann; 2. daß der Brennstoffverbrauch für diese Drehzahl bei einem bestimmten mittleren effektiven Druck sein Minimum erreicht und steigt: bei Erhöhung des mittleren effektiven Druckes wegen schlechterer Verbrennung bzw. Luftmangel (Überlastung) und bei Sinken des mittleren effektiven Druckes wegen Sinken des mechanischen Wirkungsgrades. Wir sehen ferner, daß 3. mit Erhöhung oder Verminderung der Drehzahl über die erwähnte günstigste Drehzahl der Brennstoffverbrauch steigt, und zwar in beiden Fällen wegen der Verschlechterung des Verbrennens (großes Nachbrennen bzw. starkes Abkühlen). Schließlich sei noch bemerkt, daß 4. die Überlastungsfähigkeit des Motors mit der Drehzahl-erhöhung stark sinkt.

Ein außerordentlich klares Bild über die Vorgänge in den schnelllaufenden Fahrzeugdieselmotoren gibt die Untersuchung von Neumann¹ über den Motor

¹ Z. 1927, S. 775.

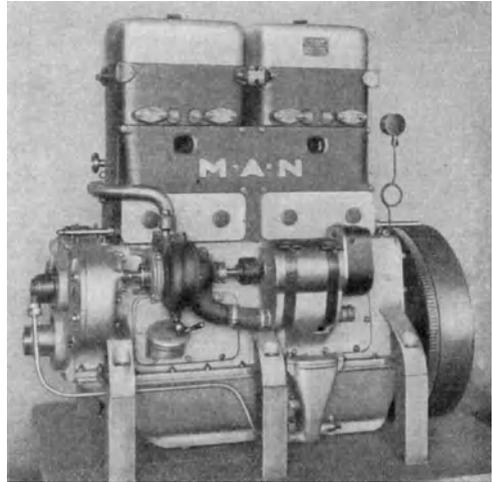


Abb. 320. 48 PS_e-Fahrzeugmotor MAN.

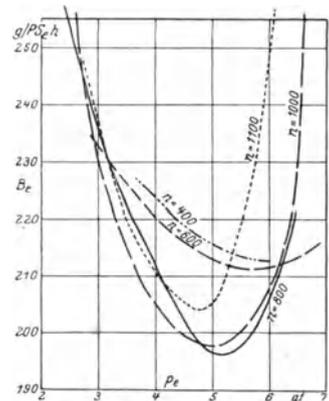


Abb. 321. Brennstoffverbrauch bei verschiedenen Umdrehzahlen nach Nägel.

der Eisenbahnsignal-Bauanstalten Max Jüdel, Stahmer, Brucksal A.-G., Werk Georgsmarienhütte bei Osnabrück.

Der vierzylindrige Motor (Zylinderdurchmesser 95 mm, Kolbenhub 160 mm), Bauart Dorner, arbeitet im Viertakt und leistet bei 1100 Uml./min 28 PS_e (Abb. 322). Je zwei Zylinder sind wie üblich in einem Block vereinigt. Die Ventile

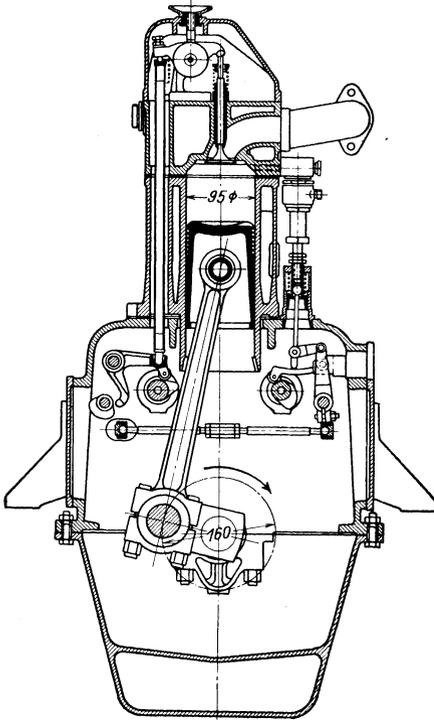


Abb. 322. Fahrzeugmotor (Bauart Dorner).

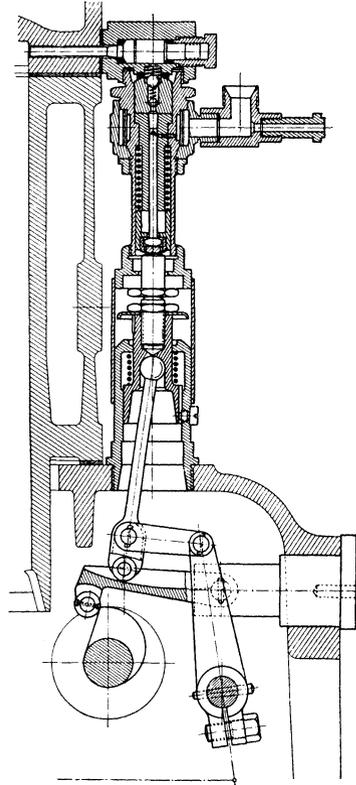


Abb. 324. Brennstoffpumpe (Max Jüdel).

und die Brennstoffpumpe werden durch zwei in dem Kurbelkasten gelagerte Nockenwellen betätigt, die von der Kurbelwelle durch Kette angetrieben werden.

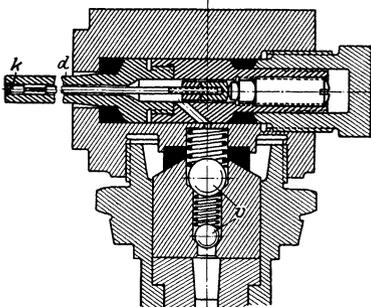


Abb. 323. Brennstoffventil (Max Jüdel).

Der Motor arbeitet nach dem Einspritzverfahren mit selbsttätiger Brennstoffnadelöffnung (Abb. 323). Der von der Brennstoffpumpe geförderte Brennstoff gelangt durch zwei Druckkugelventile *v* in den Düsenhals *d*. Die Nadel öffnet den Nadelkopf nach innen, sie wird durch den Druck der Verdichtung geschlossen und durch den Überdruck des Brennstoffpumpendruckes geöffnet.

Der Verbrennungsraum zeigt zwischen dem flachen Kolben und dem flachen Zylinderdeckel Scheibenform.

Die Brennstoffpumpe (Abb. 324) hat die oben erwähnten zwei Druckkugelventile und saugt den Brennstoff durch die Schlitze an, so daß die Brennstoff-

menge nur durch die Verstellung des Kolbenhubes geändert werden kann. Der Kolbenhub hängt, wie aus der Abbildung zu ersehen ist, von der Lage der Pleuelstange ab, mit anderen Worten von dem Abstände der Pleuelstangenrolle von dem festen Drehpunkte des Lenkers. Durch Verdrehung der Reglerwelle wird die Pleuelstangenrolle durch den Hebel nach rechts oder links geschoben und damit der Abstand geändert.

Die Ergebnisse der Versuche sind in den zwei nachstehenden Zahlentafeln 45 und 46 gegeben.

Zahlentafel 45.

Belastungsgrad	115 %	100 %	70 %	35 %	—
Drehzahl/min	976	1091	1050	1064	1053
Nutzleistung PS _e	34,5	28,7	20,8	10,5	—
Mittlerer eff. Druck at	7,0	5,94	3,93	1,96	0,09
Mittlerer ind. Druck at	10	8,58	5,70	3,11	—
Brennstoffverbrauch g/PS _{ch}	209	—	216	276	—
Luftüberschuß	1,21	1,50	2,09	3,37	—
Liefergrad	0,795	—	0,795	0,808	0,804
Abgastemperatur °C	569	—	405	259	133
Wärmebilanz					
Nutzarbeit kcal	300	—	290	230	—
Abgaswärme kcal	307	—	243	284	238
Kühlwasserwärme kcal	264	—	256	288	232
Rest	129	—	211	198	530

Zahlentafel 46.

Drehzahl/min	1091	887	712	471
Nutzleistung PS _e	28,7	30	26,1	16,7
Mittlerer eff. Druck at	5,21	6,71	7,18	7,02
Brennstoffverbrauch g/PS _{ch}	207	206	220	229
Luftüberschuß	1,46	1,40	1,25	1,21
Liefergrad	0,72	0,84	0,88	0,92

Die Angaben der Zahlentafeln 45 und 46 stehen im ausgezeichneten Einklang mit den Versuchsergebnissen von Nägel (Abb. 321).

Wir können also feststellen, daß bei Kleindieselmotoren mit einem Zylinderdurchmesser von 95 bis 115 mm die beste Drehzahl zwischen 800 bis 900 Uml./min liegt und daß weitere Drehzahlerhöhung weder die Leistung erhöht, noch den spezifischen Wärmeverbrauch verkleinert. Diese Tatsache hängt, wie ich an meinen Untersuchungen an Schnellläufern bereits im Jahre 1911 festgestellt habe¹, hauptsächlich von dem Liefergrad ab, der mit Erhöhung der Drehzahl sinkt.

In der Tat, bei demselben Luftüberschuß ist die Nutzleistung der gelieferten Luftmenge proportional, welche dem Produkt aus der Drehzahl und Liefergrad proportional ist. Nimmt bei Erhöhung der Drehzahl der Liefergrad schneller ab, dann nimmt auch die Leistung ab.

Neumann kommt deshalb zum Schluß, daß die Grenze für höchste Ausnutzung eines gegebenen Zylinderdurchmessers bei derjenigen Drehzahl liegt, oberhalb welcher ohne besonderes Ladeverfahren keine genügende Luftmenge

¹ Z. 1911, Nr 15 u. 16.

dem Zylinder mehr zugeführt werden kann, daß dagegen die Brenngeschwindigkeit noch eine weitere Drehzahlerhöhung erlaubt.

Wir möchten noch hinzufügen, daß, wenn die Vergasermotoren, z. B. der Benzinmotor, gute Verbrennung auch bei der theoretischen Luftmenge zeigt, es wenigstens theoretisch möglich ist, eine vollständige Verbrennung bei den Dieselmotoren zu erzielen. Praktisch hängt diese Frage hauptsächlich von der Mischung des Brennstoffes mit der Luft ab, die auch in den neueren Ausführungen noch recht unvollkommen ist. Auf diese außerordentlich wichtige Frage kommen wir noch am Schluß dieses Kapitels zurück.

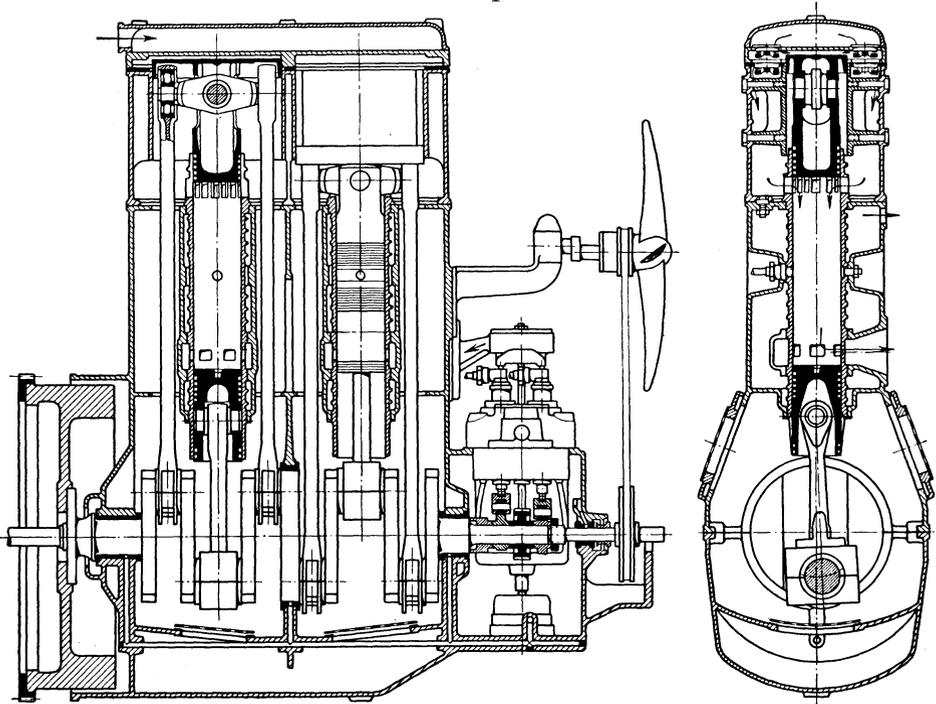


Abb. 325 u. 326. Junkers-Fahrzeugmotor, 30 PS_e.

Die Firma **William Beardmore & Co., Ltd, Dalmuir, Dumbartonshire, England**, baut besonders leichte kompressorlose Dieselmotoren für Lokomotivbetrieb.

Die Motoren werden in zwei Ausführungen: Zylinderdurchmesser 210 mm bzw. 305 mm bei einem Kolbenhub von 305 mm und 750 Uml./min, also mit einer Kolbengeschwindigkeit von 7,1 m/sek gebaut. Der erste Typ entspricht einer Zylinderleistung von 50 PS_e, der zweite von 105 PS_e. Die Motoren werden in Vier-, Sechs- und Achtzylinderausführung gebaut mit Leistungen von 200 PS bis 1260 PS bei einem spezifischen Gewicht von 8 kg/PS_e für die kleinere und 5 kg/PS_e für die größeren Maschinen.

Der Maschinenkörper ist zusammen mit dem Kurbelkasten in einem Block aus Stahl gegossen, die Zylinder sind ebenfalls aus Stahl gegossen. Die Kolben und die Zylinderdeckel sind aus Spezialaluminium hergestellt. Jeder Zylinder hat zwei Auspuff- und zwei Saugventile und ein selbsttätiges Brennstoffventil. Die Steuerung ist durch einen Aluminiumdeckel geschlossen.

Jeder Zylinder hat eine besondere Brennstoffpumpe, die, sämtlich in einem Block zusammengesetzt, vom Wellenende angetrieben werden. Außer diesen Pumpen fördert noch eine besondere Pumpe den Brennstoff unter geringem Druck in die Saugleitung der Hauptpumpen. Die Leistung wird durch Änderung des Förderhubs der Pumpe geregelt.

Eine Untersuchung der 200 PS-Vierzylindermaschine zeigte, daß bei 690 Uml. je Minute die Maschine 160 PS leistete und rd. 192 g/PS_eh verbrauchte. Die Abgastemperatur betrug hierbei 460 °C, der mittlere effektive Druck rd. 5,7 at.

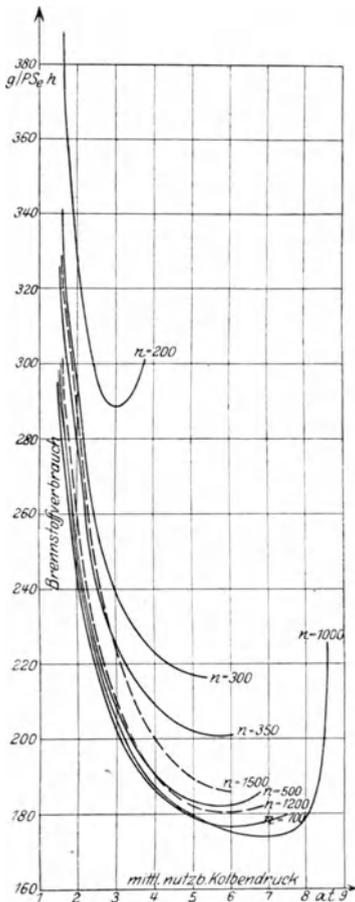


Abb. 327. Brennstoffverbrauch bei verschiedenen Umdrehzahlen des Junkers-Motors (nach Nägel).

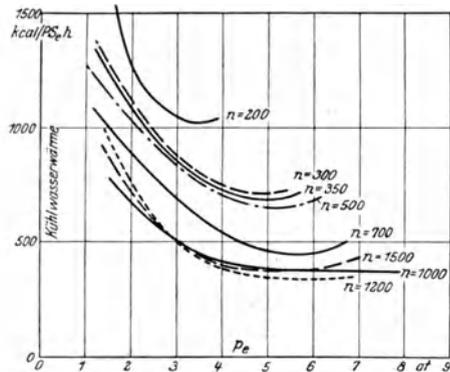


Abb. 328. Wasserverbrauch bei verschiedenen Umdrehzahlen des Junkers-Motors (nach Nägel).

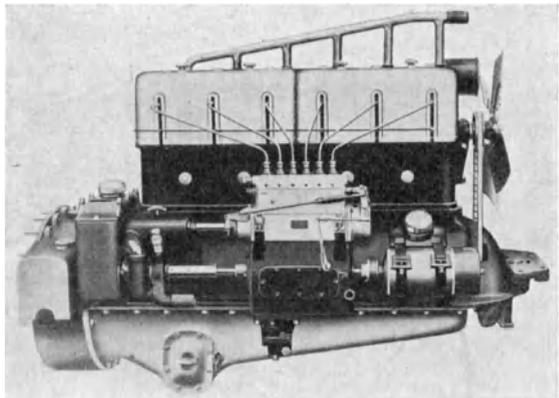


Abb. 329. Sechszylinder-60 PS_e-Fahrzeugmotor (Daimler-Benz).

Wir gehen nun zu dem **Junkers-Fahrzeug-Dieselmotor** und den Versuchen von Nägel¹ über.

Die Ausführung der Junkerschen ortfesten kompressorlosen Dieselmotoren ist in diesem Kapitel bereits beschrieben. Der zweizylindrige Fahrzeugmotor (Abb. 325 u. 326) hat 80 mm Zylinderdurchmesser, 2 × 150 mm Kolbenhub

¹ Z. 1927, Nr. 13.

und leistet bei 1000 Uml./min 30 PS_e, was einem mittleren effektiven Druck von 5 at entspricht. Die Spülluftkolben sind mit den oberen Arbeitskolben verbunden.

Die Versuchsergebnisse sind im Diagramm (Abb. 327 bis 328) zusammengestellt, das dieselbe Gestalt wie das in Abb. 321 dargestellte Diagramm hat. Die Leistung der Maschine ist in diesem Falle

$$N_e = 0,0067 p \cdot n.$$

Aus Abb. 328, die den Kühlwasserverbrauch je PS_eh bei verschiedenen Drehzahlen und mittleren effektiven Drucken zeigt, ersehen wir, daß in vollem

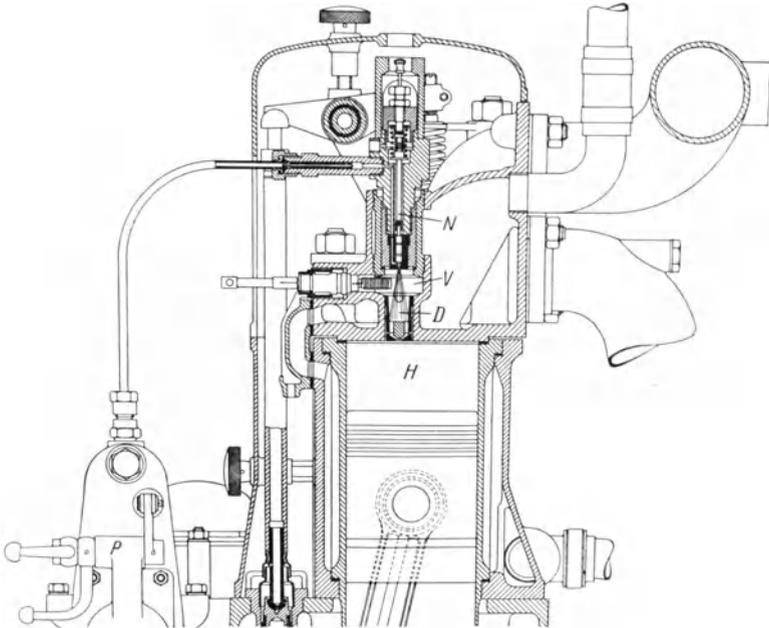


Abb. 330. Schematischer Schnitt eines Zylinders des Daimler-Benz-Fahrzeugmotors.

Einklang mit den theoretischen Ausführungen die durch Kühlwasser abgeführte Wärmemenge mit Zunahme der Drehzahl abnimmt.

Das Vorkammerverfahren hat auch für Fahrzeugdieselmotoren Anwendung gefunden. Die Daimler-Benz A. G., Gaggenau i. B. baut für Lastkraftwagen für 5000 kg Nutzlast kompressorlose 70 PS-Sechszylindermotoren (Abb. 329), die nach dem Vorkammersystem Benz arbeiten. Die Abmessungen der Maschine sind: Zylinderdurchmesser 105 mm, Kolbenhub 165 mm, Uml./min 1200, was also einem mittleren effektiven Druck von 5,25 at entspricht. Der Brennstoffverbrauch beträgt etwa 225 g/PS_eh, das Gewicht des Motors 700 kg, also etwa 12 kg/PS_e. Die Kolbengeschwindigkeit steigt bis auf 7,15 m/sek.

Der Motor wird durch einen Elektromotor in Gang gesetzt, wobei nach langem Stillstand die Vorkammer durch eine Zündpatrone in üblicher Weise vorgewärmt sein muß.

Abb. 330 stellt den Schnitt eines Zylinders dar. Die Brennstoffpumpe *P* fördert den Brennstoff in das Brennstoffventilgehäuse. Das Brennstoffventil *N*

öffnet selbsttätig durch den Brennstoffdruck, wobei der Brennstoff in die Kammer *V* eingespritzt wird und nach der Vorverpuffung durch die Löcher des Brenners *D* in den Verbrennungsraum *H* eingeblasen wird.

Auch die **Colo-Dieselmotorenengesellschaft m. b. H., München**, baut ihre Kleindieselmotoren für Trecker und Kleinindustrie nach dem Benz-Vorkammerverfahren (Abb. 331). Der Motor wird nur in einer Größe ausgeführt, und zwar:

Zylinderdurchmesser 125 mm, Kolbenhub 180 mm. Bei 750 Uml./min leistet der Motor 8 PS_e je Zylinder.

Die Ausführung dieser Maschine unterscheidet sich von der früher beschriebenen Benzmaschine dadurch, daß der sog. Brenner am Kolbenboden befestigt ist (Abb. 332). In der oberen Kolbenlage geht der Brenner in die Kammer hinein.

Der **Körting-Fahrzeugdieselmotor** nach kompressorlosem Verfahren mit Vorkammer ist in Abb. 333 dargestellt. Die Abb. 334 und 335 stellen den Längsschnitt und Plan einer Sechszylinder-

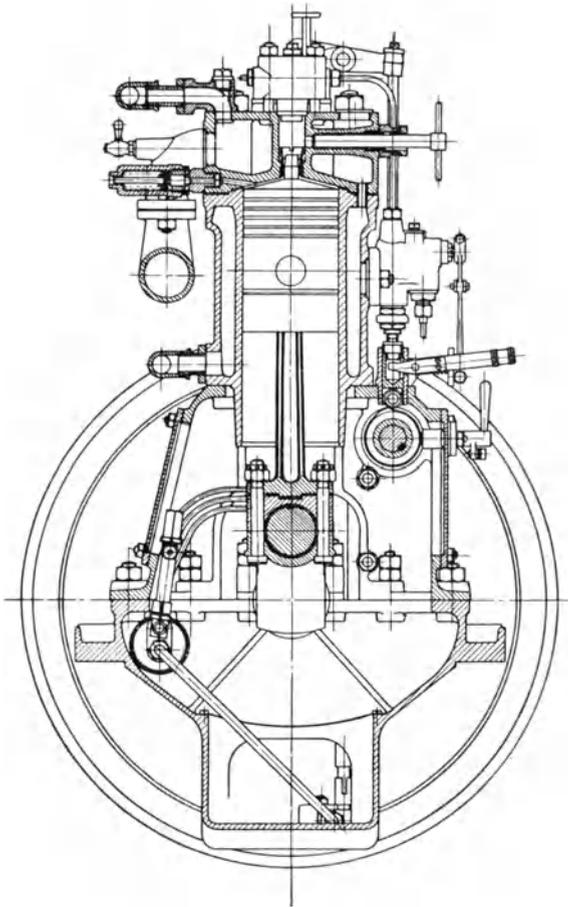


Abb. 331. Colo-Dieselmotor.

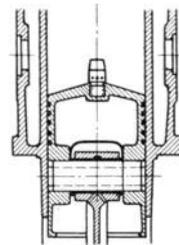


Abb. 332. Brenneranordnung des Colo-Dieselmotors.

maschine (Zylinderdurchmesser 130 mm, Hub 170 mm) dar, welche bei 1200 Uml./min 90 PS liefert. Das Anlassen der Maschine vom kalten Zustand wird durch eine Zündpatrone bzw. elektrisch geheizten Glühkörper erleichtert.

In der Abb. 336 sind die Leistungs-, Arbeitsdruck-, Drehmoment- und Brennstoffverbrauchskurven für verschiedene Belastungen gegeben.

Das Gewicht des Motors ist 10 kg/PS_emax.

In der Abb. 337 ist ein Vierzylinder-Fahrzeugdieselmotor der Firma **Deutz** dargestellt. Bei 1000 Uml./min leistet der Motor 40 PS_e (Zylinderdurchmesser 115 mm, Hub 170 mm) und der Brennstoffverbrauch ist etwa gleich 200 g/PS_eh.

Der Querschnitt eines Zylinders und der Schnitt durch den Deckel ist in Abb. 338 u. 339 gegeben. Die Vorkammer ist in den Deckel exzentrisch eingebaut. Sonst ist die Ausführung den anderen Fahrzeugmotoren ähnlich. Auch hier soll für Anlassen der kalten Maschine eine Zündpatrone bzw. ein Glühkörper benutzt werden.

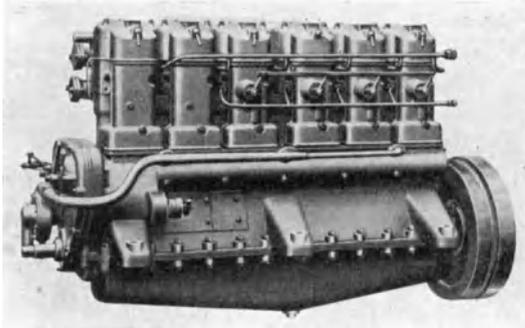


Abb. 333. Körtings Sechszylinder-90 PS_e-Fahrzeugdieselmotor.

Erhöhung der spez. Leistung bei Fahrzeugmotoren. Die beschriebenen Fahrzeugdieselmotoren haben ein Gewicht von rd. 10 kg/PS_e bzw. eine spez. Leistung von 5 bis 7 PS_e/ltr bei Viertakt- und 10 bis 12 PS_e/ltr bei Zwei-

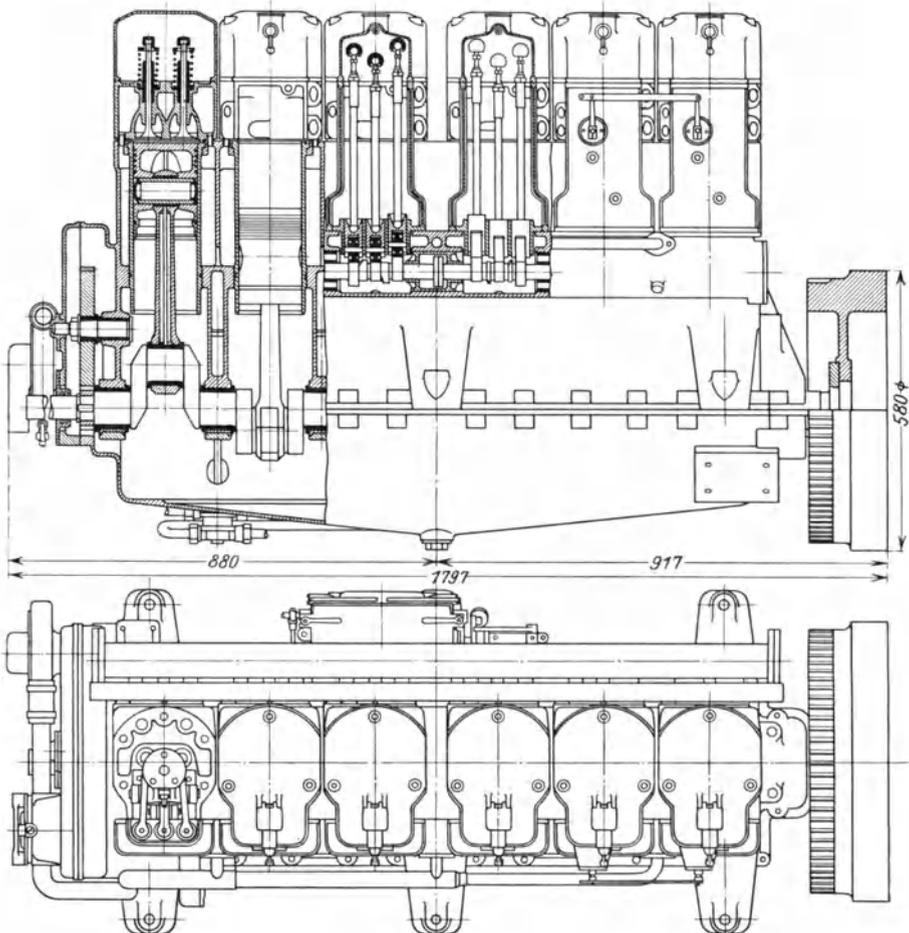


Abb. 334 u. 335. Körtings Sechszylinder-90 PS_e-Fahrzeugmotor (Schnitt und Grundriß).

taktmotoren, was einem Litergewicht von rd. 60 kg bzw. 100 kg entspricht. Für leichte Wagen bzw. für Luftschiffe und Flugzeuge, bei denen z. Z. nur Vergasermotoren mit einer Literleistung von rd. 15 PS_e bzw. 30 PS_e und ein Litergewicht von rd. 15 bis 20 kg in Frage kommen, finden die heutigen Fahrzeugdieselmotoren keine Verwendung.

Das Problem der Verminderung des Litergewichtes ist aber keinesfalls aussichtslos. Als Beweis diene der Dieselmotor der Maschinenfabrik L. Nobel, welcher bei 600 Uml./min rd. 200 PS_e leistete und ein Gewicht von nur 2000 kg hatte, Luftverdichter, Umsteuerung, Auspufftopf usw. inbegriffen. Dieser 1909 gebaute¹ Motor hat 8 Zylinder von 200 mm Durchmesser und 220 mm Hub und besteht aus zwei Reihen von

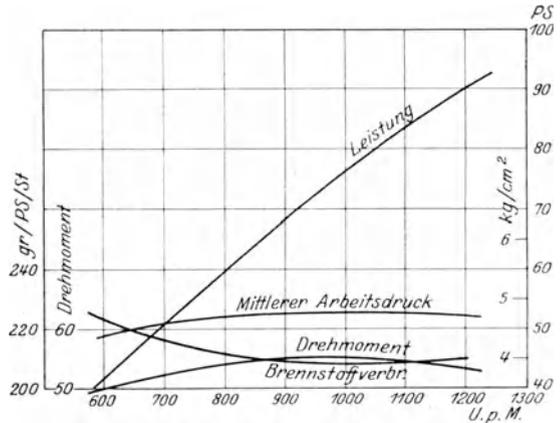


Abb. 336. Leistung-, Brennstoffverbrauchkurven usw. des Körting-Motors.

je vier Zylindern, die auf eine gemeinsame vierfach gekröpfte Kurbelwelle wirken. Der Gesamtinhalt des Motors beträgt 56 Liter, sodaß das Litergewicht gleich rd. 36 kg ist. Die Kühlmäntel der Zylinder sind aus Messingblech, der

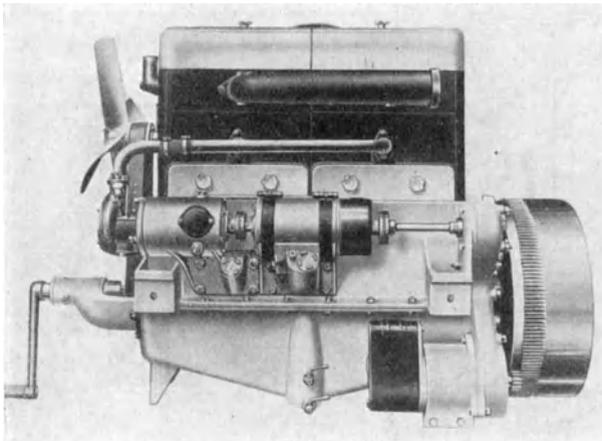


Abb. 337. Deutzer Vierzylinder-40 PS_e-Fahrzeugmotor.

Kasten aus Aluminium, die Welle aus besonderem Stahl hergestellt; die Welle ist in Kugellagern gelagert. Wenn bereits vor 20 Jahren ein Litergewicht von 36 kg bei einem Zylinderdurchmesser von 200 mm erzielt werden konnte, so ist m. E. das Litergewicht von 60 kg der heutigen Fahrzeugdieselmotoren mit höchstens 120 mm Zylinderdurchmesser viel zu hoch.

¹ Genaue Beschreibung und Abbildung dieses Motors vgl. Transactions of the Institute of Marine Engineers. Vol. XXXIV, S. 304.

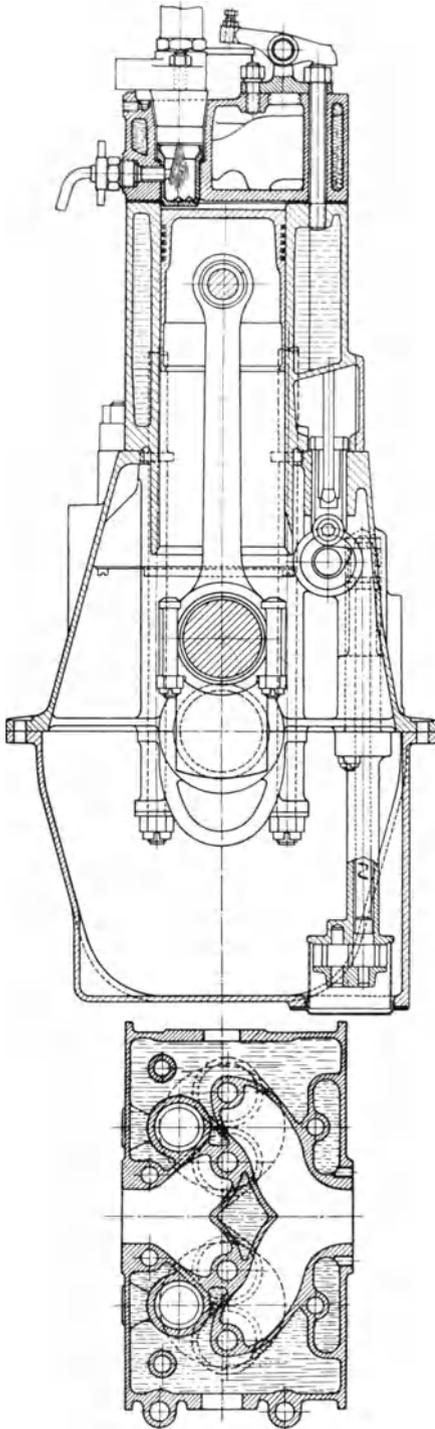


Abb. 338 u. 339. Durch- und Querschnitt des Deutzer Fahrzeugmotors.

Die Literleistung ist, wie bekannt, dem Produkt aus Drehzahl und mittlerem eff. Druck proportional. Die modernen Fahrzeugvergasermotoren, die mit 2000 bis 4000 Uml./min und mit einem mittleren eff. Druck von 8 bis 9 at arbeiten, haben also im Vergleich mit den bis heute ausgeführten Fahrzeugdieselmotoren, die nur rd. 1000 Uml./min machen und mit einem mittleren eff. Druck von 5 at arbeiten, eine sechsfache Literleistung.

Um nun feststellen zu können, ob bei den Dieselmotoren eine Verkleinerung des Gewichtes auf 3 bis 1,5 kg/PS_e bzw. eine Erhöhung der Literleistung auf 15 bis 30 PS_e überhaupt möglich ist, werden wir folgende drei Fragen untersuchen:

1. wie weit kann die Drehzahl der Dieselmotoren gesteigert werden,
2. wie weit der mittlere eff. Druck, und
3. ob man beide zusammen erhöhen darf.

Bei Untersuchung dieser Fragen müssen wir vom heutigen Stand der schnelllaufenden Vergasermotoren ausgehen. Wenn man bei diesen die Geschwindigkeit auf 4000 Uml./min erhöht hat und dabei durch eine entsprechende Vergrößerung der Zahl oder des Durchmessers der Saugventile einen Liefergrad von 80% erreicht hat¹, so darf man auch erwarten, daß bei den schnelllaufenden Dieselmotoren diese hohe Geschwindigkeit ebenfalls erzielt werden kann, falls nur der Verbrennungsvorgang und hauptsächlich die Vorbereitung des Luftbrennstoffgemisches in beiden Motorengattungen in derselben Weise vor sich geht. Das aber ist, wie wir mehrmals wiederholt haben, leider nicht der Fall.

¹ Ricardo: Schnellaufende Verbrennungsmotoren, S. 284 Berlin: Julius Springer.

Was den mittleren effektiven bzw. indizierten Druck anbetrifft, so hängt seine Höhe von dem Luftabgasüberschuß der Arbeitsladung ab. Der höchste, mittlere ind. Druck wird erreicht, wenn der Zylinder vollständig mit frischer Luft gefüllt ist und die ganze Luftmenge restlos verbrennt. Es ist leicht zu berechnen, daß bei Verbrennung eines Brennstoffes, der einen Heizwert von 10800 kcal/kg hat und theoretisch 15,5 kg Luft pro 1 kg Brennstoff braucht, ein mittlerer indizierter Druck von höchstens 12 at erhalten werden kann, wobei angenommen wird, daß der Zylinder mit reiner Luft gefüllt ist, die Luft restlos verbrannt und die Ausdehnung bis auf rd. 1350° abs. geführt wird. Dieser theoretische Höchstdruck ist bei den Vergasermotoren beinahe erreicht worden. So ist es z. B. Ricardo¹ gelungen, einen mittleren ind. Druck von 11,41 at (bzw. mittleren eff. Druck von 9,5 at) bei 4000 Uml./min zu erhalten.

Wenn auch für Dieselmotoren dieser hohe Druck ohne Aufladen theoretisch nicht unmöglich ist, so ist es doch praktisch leider nicht gelungen, ohne Aufladen dauernd den mittleren eff. Druck über 6 bis 7 at zu erhöhen, wobei dieser Wert nur bei langsamlaufenden Maschinen erreicht worden ist. In den Fachkreisen herrscht die Meinung, daß bei Dieselmotoren Arbeitsleistung ohne Luftüberschuß ausgeschlossen sei, weshalb der erreichte mittlere eff. Druck von rd. 5 at bei 1000 Uml./min (vgl. Zahlentafel 49, Kap. 8) als ein Fortschritt angesehen wird.

Man hat aber inzwischen ausnahmsweise auch höhere Drehzahlen und höhere, mittlere eff. Drucke gemessen. Als Beispiel sei auf die Versuche von Carlton Kemper² hingewiesen, die sich auf einen Einzylindermotor (Durchmesser = 125 mm, Kolbenhub = 175 mm) beziehen, dessen Leistung (N) bei verschiedenen Drehzahlen (n) und bei verschiedenen Drücken (p) wie folgt berechnet werden kann:

$$N = 0,0024 p \cdot n.$$

Die maximale Leistung des Motors wurde bei 1750 Uml./min erreicht und betrug rd. 24 PS_e, was einem mittleren eff. Druck von 5,7 at entspricht. Kurz vorübergehend konnte der Motor mit einem mittleren eff. Druck von 7 at arbeiten.

Um diese Ergebnisse zu erzielen, mußte man mit dem Einspritzen des Brennstoffes bei 50° Kurbelstellung vor dem oberen Teilpunkt anfangen, weshalb der Zünddruck bis auf 80 bis 100 at stieg. Diese hohen Drucke konnte der Aluminiumkolben auf die Dauer nicht aushalten. Es scheint aber, daß die Kolbenbodenrisse weniger durch den hohen Druck, als durch die hohen Wärmebeanspruchungen verursacht wurden. Wenn trotz der hohen Zünddrucke und hohen Umdrehzahl der Brennstoffverbrauch 250 g PS_eh betrug, so mußte das Nachbrennen bedeutend sein.

Die weiteren Versuche mit Dauerleistung haben noch weitere interessante Ergebnisse gezeigt. Bei Einführung einer Brennstoffmenge von $9 \cdot 10^{-5}$ kg je Arbeitsperiode stieg bei 1800 Uml./min der mittlere ind. Druck auf 7 at, was einer ind. Leistung von 30 PS entspricht. Nimmt man an, daß die Luft bei Beginn der Verbrennung einen Druck von 0,80 at und eine Temperatur von 350° abs. hatte, so ergibt sich ein Luftüberschuß von rd. 25%. Bei weiterer

¹ Ibidem.

² Trans. of the Amer. Soc. of Mecanical Eng. 50, 1.

Erhöhung der Brennstoffeinführung blieb der mittlere ind. Druck unverändert.

Daß Dieselmotoren auch bei kleinerem Luftüberschuß arbeiten können, folgt aus der Mitteilung von Chorlton¹. wonach die Fa. Beardmore bei ihren Standard-Schnellaufmotoren² vorübergehend einen mittleren ind. Druck von 9 at bei 1000 Uml./min ohne Aufladen gemessen hat.

Nach diesen Versuchen und nach dem Vorhergesagten können wir die drei oben gestellten Fragen wie folgt beantworten:

1. Die Drehzahl bei den modernen schnellaufenden Dieselmotoren kann man bis auf 2000 Uml./min erhöhen.

2. Den mittleren ind. Druck bzw. eff. Druck kann man sogar bis auf 9 at bzw. 7 at steigern.

3. Eine gleichzeitige Erhöhung der Drehzahl und des mittleren eff. Druck scheint noch nicht möglich: bei 1700 Uml./min darf der mittlere eff. Druck zu 4 at, dagegen bei 1000 Uml./min zu 7 at angenommen werden. Die spez. Leistung bleibt in beiden Fällen ungefähr dieselbe und ist gleich rd. 8 PS_e/ltr.

Diese Schlußfolgerungen beziehen sich nur auf die üblichen Fahrzeugdieselmotoren, die nach denselben Mischungs- und Verbrennungsverfahren wie die ortfesten Dieselmotoren arbeiten. Sie zeigen, daß dieses Verfahren für Schnelllauf nicht ohne weiteres verwendbar ist und regen weitere Untersuchungen nach dieser Richtung an.

Wir kommen also wieder auf den Vergleich des Mischungs- bzw. Verbrennungsganges der Vergaser- und der Dieselmotoren zurück, ziehen jetzt aber auch die Drehzahl in Betracht.

Bei den Vergasermotoren dauert die Mischung während zwei Hüten, d. h. während einer ganzen Umdrehung, also z. B. bei 3000 Uml./min — 0,02 sek. Dabei wird frische Luft mit dem Brennstoff gemischt, so daß, wenn späterhin gezündet wird, jedes Brennstofftröpfchen mit der nötigen Luftmenge gemischt ist, weshalb die Verbrennung außerordentlich schnell vor sich geht und sich während einer Kurbeldrehung von höchstens 10° abspielt, was bei 3000 Uml./min einer Zeitspanne von weniger als 0,001 sek entspricht. Die Dauer der Mischung ist also mindestens 20mal größer als die Dauer der Verbrennung.

Bei den Dieselmotoren wird der Brennstoff während rd. 30 bis 40° Kurbeldrehung eingespritzt, mit Luft vermischt und verbrannt. Schon bei 1000 Uml./min, also bei einem Motor, der dreimal langsamer als der obenerwähnte Vergasermotor läuft, entspricht dieser Kurbeldrehwinkel einer Zeitspanne von 0,005 sek. Also bei einem dreimal langsamer laufenden Dieselmotor ist die Zeitspanne für Mischung viermal kleiner! Das wäre aber nicht so schlimm, wäre während dieser Zeitspanne nur die Mischung zu besorgen; wozu die feine Zerstäubung durch den hohen Druck und die feinen Düsen, sowie die große Durchschlagkraft der Mischung entschieden beitragen. In Wirklichkeit muß auch während dieser Zeitspanne der Brennstoff nicht nur mit Luft gemischt werden, sondern auch verbrennen, und zwar allmählich, also die ersten eingeführten Brennstofftröpfchen früher, die weiteren später, so daß für jeden eingeführten Teil nicht die ganze Zeitspanne zur Verfügung steht.

¹ Ibidem.

² Vgl. S. 264.

Um leichter den Vorgang zu erklären, teilen wir die ganze Brennstoffmenge z. B. in drei Teile. Für den ersten Teil steht nur 0,0017 sek für vollständige Mischung und Verbrennung zur Verfügung; wobei angenommen sei, daß dieses durch Wirbelung, große Durchschlagkraft usw. gelingt. Nun wird der zweite Teil in ein Gemisch von Abgasen und Frischluft eingespritzt, die Brennstofftröpfchen finden nicht so leicht Frischluft, so daß in derselben Zeitdauer von 0,0017 sek kaum die Mischung beendet wird; auch die Verbrennung im Luftabgasgemisch geht langsamer vor sich als in frischer Luft. Noch langsamer gehen Mischung und Verbrennung des dritten Teiles vor sich. Wird Luft nur in theoretisch nötiger Menge zugeführt, so ist es ausgeschlossen, daß insbesondere die später eingeführten Brennstofftröpfchen reine Luft finden. Es muß deshalb die Luft in reichlichem Überschuß eingeführt werden, um vollständige Verbrennung ohne das gefährliche Nachbrennen zu erhalten. Je größer die Umdrehzahl ist, desto kürzer ist die Mischungszeit, desto kleiner ist die Wahrscheinlichkeit vollständiger Mischung während der für die Verbrennung verfügbaren Zeit, desto stärker wird das Nachbrennen.

Wir sehen also, daß das Mischungs- und Verbrennungsverfahren bei den Dieselmotoren insofern für die Arbeit ohne Luftüberschuß und bei hohen Drehzahlen unbrauchbar ist, als der Brennstoff in einem Gemisch mit progressiv steigendem Abgasgehalt eingespritzt wird. Eine Wirbelung wird selbstverständlich die Mischung verbessern, aber nur im Anfang der Brennstoffeinführung, wenn im Verbrennungsraum frische Luft ist, später ist die Wirbelung sogar schädlich, da sie die gebliebene Menge der Frischluft mit den Abgasen intensiv mischt und die Wahrscheinlichkeit des Zusammentreffens der Luft mit Brennstoff vermindert.

Wenn also die Ursache der schlechten Verbrennung bei Schnellläufern der Mischung zuzuschreiben ist, dann muß man diesem Nachteil durch Übergang zu einem neuen Mischungsverfahren begegnen, welches darin besteht, daß stets frische Luft zu dem eingespritzten Brennstoff zugeführt wird.

Abb. 340 stellt einen Schnellläufer dar, der nach dem vom Verfasser vorgeschlagenen Mischungsverfahren arbeiten soll. Die Verbrennung wird in dem kleinen Verbrennungsraum bei Lage des unteren Kolbens im oberen Totpunkt eingeleitet. Der obere Kolben ist in diesem Augenblick noch nicht bis zur un-

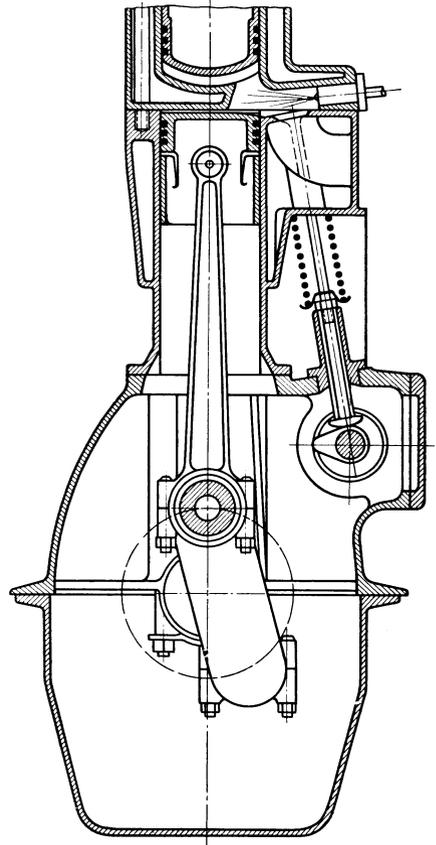


Abb. 340. Fahrzeugmotor nach Seiliger.

teren Totlage gekommen. Bei Rückgang des unteren Kolbens werden die Abgase aus dem Verbrennungsraum in den unteren Zylinder abgesaugt, wobei der obere Kolben frische Luft in den Verbrennungsraum einführt, so daß während der ganzen Verbrennungsperiode die allmählich eingeführten Brennstofftröpfchen stets frische Luft finden.

Der Motor soll in Dreizylinderausführung mit 70 mm Zylinderdurchmesser, 2×105 mm Kolbenhub und 2100 Uml./min bei 7,5 at mittlerem eff. Druck rd. 50 PS_e leisten, was einer Literleistung von 17,5 PS_e entspricht.

8. Aus der Theorie und Praxis für die Praxis.

Erweiterung der Kennzeichen des Dieselmotors und Einteilung. Die sämtlichen in Kapitel 5 und 7 beschriebenen Motoren gehören zu der Gruppe der kompressorlosen Ölmotoren, da sie keinen Luftverdichter haben. In allen diesen Motoren wird der Brennstoff durch die Wirkung eines großen Überdruckes eingeführt, wobei er bei den sogenannten Einspritzmotoren direkt in den Verbrennungsraum eingespritzt, dagegen bei den sogenannten Vorkammermotoren zuerst in die Vorkammer eingespritzt und von dort in den Verbrennungsraum eingeblasen wird. Schließlich sehen wir, daß bei den Glühkopfmotoren eine äußere und bei den Vorkammermotoren eine innere Glühfläche für bessere Einleitung der Zündung vorhanden ist. Auch bei den reinen Einspritzmotoren ist eine gewissermaßen versteckte heiße Stelle vorhanden, nämlich bei kleineren Zylinderdurchmessern der ungekühlte Kolbenboden, bei größeren der innere Luftkern, der von den gekühlten Zylinderwandungen entfernt ist und sich deshalb höher erhitzt. Die übliche theoretische Annahme, daß im Verbrennungszyylinder die ganze Luftmasse bei Verdichtung bzw. bei Ausdehnung dieselbe Temperatur hat, entspricht bei der schnellen Verdichtung praktisch der Wirklichkeit nicht.

Wenn man trotzdem nicht nur die Einspritz- sondern auch die Vorkammermotoren als Dieselmotoren bezeichnet, so muß man selbstverständlich auch die Glühkopfmotoren als Dieselmotoren ansehen, da die beiden letzten Ausführungen außer der Verdichtung der reinen Luft noch einer Glühfläche für die Erwärmung bis auf die Zündtemperatur des Brennstoffes bedürfen. Man muß die Glühkopfmotoren auch deshalb als Dieselmotoren betrachten, weil sie den Einspritz-Dieselmotoren näherstehen, als die Vorkammermotoren, da die beiden ersteren den Brennstoff direkt in den Verbrennungsraum einspritzen.

Wir müssen deshalb die Kennzeichen des Dieselmotors über diejenigen, die im Anfang des Kapitels 6 festgestellt wurden, weiter fassen. Unter einem Dieselmotor verstehen wir einen Ölmotor, der die Luft getrennt vom Brennstoff möglichst bis auf oder sogar über die Zündtemperatur des ungefähr in der Nähe des Totpunktes unter Druck eingeführten und fein zerstäubten flüssigen Brennstoffes verdichtet.

Je nach der Art der Einführung und Zerstäubung des flüssigen Brennstoffes teilt man die Dieselmotoren in solche mit Einblasen und mit Einspritzen ein. In den Einblasemotoren wird der Brennstoff durch Druckluft bzw. Druckgase eingeblasen und zerstäubt, wobei der Luftdruck in einem Kompressor mittels Verdichtung, dagegen der Gasdruck in der Vorkammer durch teilweise Verbrennung erzeugt wird. In den Einspritzmotoren wird der Brenn-

stoff direkt durch den Überdruck der Brennstoffpumpe bzw. des Akkumulators eingespritzt und zerstäubt.

Je nachdem die Dieselmotoren einen besonderen Verdichter haben oder nicht, teilt man sie in Dieselmotoren mit Luftverdichter oder in kompressorlose Dieselmotoren ein, was auch der englischen Einteilung in „air injection“ und „airless injection“ näher kommt als die vorgeschlagene Einteilung in Einblase- bzw. Einspritzmotoren.

Die kompressorlosen Dieselmotoren werden in Einspritzmotoren und Einblasemotoren eingeteilt. Die ersten werden ferner in Einspritzmotoren mit Glühfläche oder kurz Glühkopf-Dieselmotoren und in Motoren ohne Glühfläche oder kurz Einspritz-Dieselmotoren eingeteilt. Die zweiten sind stets mit einer inneren Glühfläche und einer Vorkammer versehen, weshalb sie auch kurz Vorkammermaschinen genannt werden.

Nach der Art der Einführung der Brennluft bzw. der Spülung unterscheidet man die kompressorlosen Vier- und Zweitaktmotoren, wobei die letzteren noch in Kurbelkastenspül- bzw. Vollspülmaschinen unterteilt werden können. Unter Vollspülung versteht man die Anordnung einer besonderen Spülpumpe (bzw. Gebläse), die den Arbeitszylinder möglichst vollständig spült.

Da bei den Viertaktmaschinen Saug- und Auspuffhub die Spülpumpe ersetzen, können auch die Viertaktmaschinen als Vollspülmaschinen bezeichnet werden.

Die Glühkopfmotoren werden fast ausschließlich mit Kurbelkastenspülung, hingegen die Vorkammer- bzw. die Einspritzmotoren sowohl mit Kurbelkasten- als auch mit Vollspülung ausgeführt.

Zahlentafel 47. Kurbelkastenspülmotoren.

D	H	n	PS _e	c	p _e	Brennstoffverbrauch g/PS _e h Belastungsgrad in %			Verdicht.- Druck	Zünd- druck	Pumpen- druck
						100	75	50			
mm	mm	min ⁻¹		m/sek	at				at	at	at
a) Glühkopfmotoren.											
140	170	600	8	3,4	2,3	225			18	30	} 60—80
200	210	450	15	3,15	2,25	260			13	21	
280	330	350	35	3,85	2,25	240			13	21	
390	425	300	75	4,25	2,2	240			13	22	
420	455	300	100	4,55	2,4	200			22	32	
b) Vorkammermotoren.											
125	170	650	7	3,68	2,4	250	265	310	30	35	} 80
200	300	430	23	4,3	2,5	250	265	310	30	35	
250	400	320	40	4,6	2,56				35	45	
300	400	300	50	4,0	2,56	200			35	40	
c) Einspritzmotoren.											
150	200	500	10	3,3	2,6	225	235	245	32	40	} 200
200	280	300	15	2,8	2,6	205	215	230	32	40	
240	330	300	25	3,3	2,6	200			32	40	

Es bedeuten in den Zahlentafeln 47, 48 und 49:

- D den Zylinderdurchmesser in mm,
- H den Kolbenhub in mm,
- n die Drehzahl je Minute,
- PS_e die effektive Leistung,
- c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek,
- p_e den mittleren eff. Kolbendruck in at,
- η_m den mechanischen Wirkungsgrad.

Zusammenstellung der Versuchsergebnisse und der Abmessungen der kompressorlosen Dieselmotoren. In den Zahlentafeln 47, 48 und 49 sind die Hauptabmessungen sowie die Versuchsergebnisse einiger kompressorlosen Dieselmotoren, ausgehend von der Art der Spülung, der Zündung und der Brennstoffventilöffnung, zusammengestellt.

Zahlentafel 48. Viertakt- bzw. Vollspülmaschinen.

D mm	H mm	n	PS _e	c m/sek	p _e at	Brennstoffverbrauch g/PS _{eh} . Belastungsgrad in %						η _m	Verdicht.- druck at	Zünd- druck at	Pum- pen- druck at
						135	120	100	75	50	25				

a) Viertaktmotoren.

1. Geschlossene selbsttätige Düse.

325	510	250	60	4,25	5,0	173	166	161	161	170	193		32	40	250
340	500	275	70	4,6	5,2	—	—	175	182	195	240				
360	500	250	75	4,15	5,4	—	165	162	164	180	225	0,83	30	40	300
360	560	250	90	4,66	5,76	188	188	168	170	175	223	0,84	27	40	
368	457	270	65	4,22	4,35	—	—	182	186	200	—	—	22	37	200
370	520	250	75	4,35	4,8	—	178	173	178	188	252	0,78	24	37	250
380	540	250	100	4,5	6,02	—	173	170	171	177	215	0,83	29	42	250
380	540	220	75	4,0	5,05	—	168	168	175	188	227	—	29	42	250
405	560	250	100	4,65	4,75	—	185	182	181	205	285	—	30	42	250
420	570	214	100	4,5	5,35	—	185	166	165	180	215	—	32	40	300
460	630	214	130	4,5	5,25	—	171	169	172	187	236	—	34	39	300
460	740	182	130	4,46	5,25	169	165	165	178	—	219	0,81	25	40	

2. Offene Düse.

220	340	300	25	3,9	5,16	—	179	173	175	187	249				
345	500	250	70	4,12	5,14	—	171	168	171	182	226		30	40	

3. Zwangsläufige Ventilöffnung.

360	380	450	125	5,7	6,6	—	170	180	200	—	—				
-----	-----	-----	-----	-----	-----	---	-----	-----	-----	---	---	--	--	--	--

4. Vorkammermotoren.

250	400	320	35	4,25	5								35	45	80
495	850	160	150	4,5	5			170	174	194	251		30	45	

b) Zweitakt-Vollspülmaschinen.

1. Geschlossene selbsttätige Düse.

690	1150	105	500	4	5	—	—	172	—	—	—		23	42	320
680	1200	120 ¹	1150 ²	4,8	5,24	—	—	160,4	—	—	—				

2. Offene Düse.

110	385	500	25	6,4	6,22			191	201	228	322		41	68	
160	2×280	375	2×30	7	6,4			169	167	182	227		41	68	
200	2×350	325	2×50	7,6	6,7			157					41	68	
600	900	215 ¹	1170 ²	6,45	5										

3. Zwangsläufige Ventilöffnung.

600	1800	110	700	6,6	5,8			158					19	38	600
-----	------	-----	-----	-----	-----	--	--	-----	--	--	--	--	----	----	-----

¹ Doppeltwirkender Zweitakt.² Kraftbedarf für die Spülpumpe nicht inbegriffen.

Zahlentafel 49. Kompressorlose Fahrzeug-Dieselmotoren.

D mm	H mm	n	PS_e	c m/sek	p_e at	Brennstoff- verbrauch g/ $PS_e h$
1. Offene Düse.						
95	160	1100	7	6	5	209
80 ¹	2 × 150	1000	2 × 7,5	5	4,5	190
120	180	1100	12	6,6	5	190
160	220	900	22	6,6	5	190
2. Vorkammer.						
105	165	1200	10	6,6	5,25	225
115	170	1000	10	5,7	5,15	200
125	180	750	8	4,5	4,35	225
130	170	1200	15	6,8	5	200
3. Selbsttätig geschlossene Düse.						
210	305	700	45	7,1	5,5	192
305	305	700	100	7,1	5,8	192

¹ Zweitakt.

Aus dieser Zahlentafel im Zusammenhang mit den in den vorigen Kapiteln behandelten theoretischen und praktischen Unterlagen sind viele, sehr belehrende Schlüsse für die Praxis zu ziehen.

Zünd- und Verbrennungsvorgang. Eine der ersten Aufgaben, die bei Entwurf eines Dieselmotors zu lösen ist, ist die Wahl des Zünd- bzw. Verbrennungsvorganges: Soll man das Glühkopf-, das Vorkammer- oder das reine Einspritzverfahren, das Verpuffungs- oder das Gleichdruckverfahren wählen?

Eine allgemeine Antwort auf diese Frage kann leider nicht gegeben werden, da in jedem einzelnen Fall die Wahl von verschiedensten Bedingungen, u. a. von dem Anwendungsgebiet des Motors, abhängt.

Aus der Zahlentafel 47 der kleineren Motoren ist jedenfalls ersichtlich, daß der Brennstoffverbrauch je $PS_e h$ bei den reinen Einspritzmotoren geringer als bei den Vorkammermotoren und bei diesen noch kleiner als bei den Glühkopfmotoren ist. Der Unterschied ist aber verhältnismäßig unbedeutend und beträgt kaum 10%.

Soweit es sich um kleinere Einheiten für diejenigen Betriebe handelt, in denen auf erstklassige Bedienung nicht zu rechnen ist, der Motor nur vorübergehend arbeitet und deshalb die Mehrkosten an Brennstoff durch die Billigkeit der Anlage ausgeglichen werden, ist den einfacheren und billigeren Glühkopfmotoren der Vorzug zu geben.

Umgekehrt liegt der Fall bei mittleren und großen Anlagen. In der Tat: aus der Zahlentafel 48 ersehen wir, daß bei den Vollspülmotoren, den Viertakt einbegriffen, der Brennstoffverbrauch um 25 bis 30% niedriger als bei den Kurbelkastenspülmotoren ist. Außerdem stellen sich die Herstellungskosten von Dieselmotoren mittlerer Größe keinesfalls höher als die der Semi-Dieselmotoren, die u. a. auch aus diesem Grunde nicht in Einheiten über 50 PS je Zylinder gebaut werden.

Betrachtet man die Zahlentafeln 47 und 48 hinsichtlich des Arbeitsverfahrens, so ersieht man, daß es einerlei ist, ob der Brennstoff nach dem Gleichdruck-

verfahren oder nach dem gemischten Verfahren verbrennt: eine Verminderung des Brennstoffverbrauches scheint nicht einzutreten.

Wir erkennen aber, daß das gemischte Verfahren eine größere Leistungserhöhung zuläßt. Wird also der Pumpendruck bedeutend erhöht und die Verdichtung etwas vermindert, wodurch ein gemischtes Verfahren mit großer Vorverpuffung entsteht, so steigt der mittlere effektive Druck des Motors.

Die Erfahrung zeigt also, daß heute dem reinen Einspritzverfahren für mittlere und größere Einheiten der Vorzug zu geben ist. Für weitere Vervollkommnung sollen Maßnahmen getroffen werden, um die Verbrennungsdauer absolut und relativ zu verkürzen, bzw. die Verbrennung möglichst in Nähe des Totpunktes zu vollenden und eine gute Mischung der reinen Luft, bzw. eine vollständige Verbrennung ohne Luftüberschuß zu erzielen, womit die spezifische Leistung des Motors sich entschieden vergrößern wird.

Offene oder geschlossene Düse. Selbsttätige oder zwangläufige Ventilöffnung. Zwischen offenen und selbsttätigen geschlossenen Düsen gibt es theoretisch eigentlich keinen Unterschied. Die selbsttätigen Nadeln können nämlich als Druckventile der Brennstoffpumpe betrachtet werden, wobei die Pumpe eigentlich keines Druckventils bedarf und nur mit einem Rückschlagventil ausgeführt werden kann. Es sind auch, wie beschrieben, derartige Ausführungen bekannt, bei denen die Brennstoffpumpe selbst kein Druckventil hat, das Druckventil vielmehr in der Nähe der offenen Düse liegt.

Bei derselben Anzahl und bei derselben Bohrung der Düsenlöcher ist selbstverständlich die Verteilung des Brennstoffes in dem Verbrennungsraume bei einer offenen Düse ganz ähnlich der bei einer geschlossenen selbsttätigen. Der Anfang und der Schluß der Einspritzung wird in beiden Fällen durch die Brennstoffpumpe bestimmt. Der Einspritzdruck hängt von der Federspannung der Nadel bei den selbsttätigen Ventilen bzw. von der Federspannung des Pumpendruckventils bei offenen Düsen ab.

Der Unterschied zwischen der offenen und geschlossenen Düse liegt eigentlich in der Wirkung der langen Leitungen bzw. der Elastizität des Brennstoffes. Bei der offenen Düse muß deshalb die Leitung möglichst kurz und dickwandig sein, um das Nachtropfen zu vermeiden und die schädliche Wirkung der Druckwellen bzw. der Ausdehnung der Brennstoffleitung zu verkleinern.

Was den Unterschied zwischen selbsttätiger und gesteuerter Nadel betrifft, so wird bei der gesteuerten Nadel der Beginn und der Schluß der Einspritzung nicht durch die Brennstoffpumpe reguliert, sondern durch eine besondere Steuerung der Nadel.

Dieser Unterschied verschwindet aber, wenn man die Brennstoffpumpe und das Brennstoffventil mit ihrer Steuerung und Regulierung als ein einziges und unteilbares Organ der Steuerung des Arbeitsteiles ansieht, wie das Saug- und das Auspuffventil, bzw. Schlitze als Organe der Steuerung des Vorbereitungssteiles angesehen werden können. Die Aufgabe der Brennstoffzufuhr bzw. Steuer- und Regulierungsorgans besteht darin: 1. eine genau bestimmte Brennstoffmenge mit einem bestimmten Überdruck zu der Düse zu fördern und 2. die Förderung so zu führen, daß Beginn und Schluß der Einspritzung im vorbestimmten Augenblicke stattfinden. Ist die Nadel ungesteuert bzw. eine offene Düse vorhanden, dann erfüllt die Brennstoffpumpe die beiden Aufgaben. Wird dagegen die

Brennstoffnadel gesteuert, dann vereinfacht sich die Aufgabe der Brennstoffpumpe.

Es folgt hieraus, daß das gesteuerte Brennstoffventil keinesfalls als eine Verwicklung der Maschine betrachtet werden darf, da es die Brennstoffpumpe zu vereinfachen gestattet, wie auch die offene Düse bzw. die selbsttätige Nadel die Konstruktion nicht vereinfachen, da in diesem Fall die Brennstoffpumpe viel verwickelter als in dem ersten ist.

Eine Brennstoffpumpe oder mehrere? Diese Frage steht mit der Frage der selbsttätigen oder gesteuerten Nadel in enger Verbindung.

Bei Anwendung einer selbsttätigen oder offenen Düse, die direkt mit der Brennstoffpumpe verbunden ist und bei der die Einspritzung nur von der Pumpe aus gesteuert wird, soll für jeden Zylinder und jede Zylinderseite eine besondere Pumpe vorgesehen werden. In den Fällen, wo das Brennstoffventil zwangläufig geöffnet wird oder aber zwischen Pumpe und Brennstoffventilen ein Verteiler angebracht ist, kann eine Pumpe verwendet werden.

Die Anordnung einer besonderen Pumpe für jeden Zylinder hat gegenüber der einzigen Pumpe für alle Zylinder den Nachteil, daß die Zahl der Pumpen, Übersetzungen usw. größer ist und daß nur kurzhubige Pumpen anwendbar sind, denn die Förderzeit muß der kurzen Einspritzzeit gleich sein.

Bei gesteuerten Brennstoffventilen ist die Förderzeit von der Einspritzzeit unabhängig, da die Pumpe nur eine gewisse Brennstoffmenge auf einen gewissen Druck zu bringen und in die Akkumulatoren bzw. Druckleitung zu speichern hat. Es kann deshalb eine gemeinsame Brennstoffpumpe gewählt werden. Wird dabei die Pumpe den Brennstoff stets mit demselben Druck fördern, dann ist die Zeit der Ventilöffnung zu regulieren; wird der Pumpendruck dagegen je nach der Leistung verändert, so kann die Einspritzzeit unveränderlich bleiben, das Brennstoffventil muß doch zwangläufig geöffnet werden.

Die Ausführung mehrerer kurzhubigen bzw. kurzfördernden Pumpen ist selbstverständlich schwieriger und teurer, als die Ausführung einer einzigen großen Pumpe. Im Betrieb sind die ersten weniger zuverlässig als die zweiten. Dafür aber kommen bei den gesteuerten Brennstoffventilen die zwangläufig gesteuerten Brennstoffventile, die Akkumulatoren, die Steuerung usw. hinzu, so daß die beiden Ausführungsarten annähernd gleichwertig sind.

Ohne oder mit Wirbelung. Wenn auch die Versuche gezeigt haben, daß die künstliche Luftdrehung die Verbrennung beeinflusst, so ist doch darauf hinzuweisen, daß eine gute Verbrennung nicht lediglich von der Mischung abhängt. Es gibt zahlreiche Ausführungen, bei welchen eine gute Verbrennung ohne künstliche Luftdrehung erreicht wird. Für die gute Verbrennung sind, wie bekannt, folgende Bedingungen maßgebend: feine Zerstäubung, reine Luft in ausreichender Menge, genügende Mischung des Brennstoffes mit Luft und genügende Temperatur.

Wenn die feine Zerstäubung vom Pumpendruck und den Düsenlöchern, die Reinheit der Luft von der guten Spülung und die erforderliche Temperatur von der Verdichtung abhängen, so ist für die Mischung des Brennstoffes mit der Luft die Form des Verbrennungsraumes und die Verteilung der Brennstoffstrahlen von großer Bedeutung. Bei allen guten Ausführungen erkennt man das Streben, den Verbrennungsraum so zu konstruieren, daß die Brennstoffstrahlen möglichst

gleichmäßig die in dem Verbrennungsraum befindliche Luftmasse durchdringen, zu diesem Zweck erhält der Verbrennungsraum eine symmetrische Form, in dem die Brennstoffstrahlen sich auch symmetrisch verteilen. Unter diesen Bedingungen wird die Verbrennung an mehreren Stellen eingeleitet und die aus verschiedenen Stellen ausgehenden Druckwellen interferieren, ziehen die noch nicht verbrannten Luftmassen in eine Schwingbewegung hinein und verschieben die Brennstoffteilchen seitlich aus ihren geradlinigen Richtungen so, daß eine lebhaftere Mischung entsteht.

Im vorigen Kapitel haben wir mehrmals wiederholt, daß die kompressorlosen Einspritzmotoren einen größeren mittleren effektiven Druck haben und eine bedeutend größere Überlastungsfähigkeit gegenüber den Einblasemotoren zeigen. Bei den letzteren beträgt der mittlere effektive Druck bei voller Belastung etwa 5 at und der indizierte 6,7 at; eine Überlastung bis 6 at effektiver Druck und 7,7 at indizierten Druck ist nur kurz vorübergehend erlaubt, und zwar wegen der schlechten Verbrennung, die ein bedeutendes Nachbrennen hervorruft.

Bei den kompressorlosen Maschinen ist bei einigen Ausführungen eine dauernde Belastung bis 6 at mittlerem eff. Druck und dementsprechend 7,6 at ind. Druck erzielt worden, was selbstverständlich nicht der Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades, sondern der besseren Mischung zuzuschreiben ist.

Bei den Einblasemotoren hat man sich sehr wenig um die Form des Verbrennungsraumes und die Güte der Mischung gekümmert. Bei der großen Bemessung der Maschine, die einem rd. doppelten Luftüberschuß entspricht, ist es leicht, die Hälfte der Luft zur Verbrennung heranzuziehen. Aus der Tatsache, daß der mittlere ind. Druck der kompressorlosen Motoren um rd. 25 % gegenüber den Einblasemotoren erhöht werden kann, folgt, daß bei dem kompressorlosen Verfahren allein durch bessere Mischung bei demselben Hubvolumen mehr Brennstoff verbrannt und mehr Leistung erzielt wird als bei den Einblasemotoren.

Der Luftüberschuß bei den kompressorlosen Motoren ist also um etwa 25 % kleiner als bei den Einblasemotoren. Da aber bei den Benzinmotoren eine vollständige Verbrennung bei theoretisch nötiger Luftmenge, also ohne Luftüberschuß praktisch möglich ist, so wäre auch bei den kompressorlosen Maschinen diejenige Ausführung die beste, bei welcher die ganze eingeführte Luftmenge mit der entsprechenden Menge des Brennstoffes in Nähe des Totpunktes zur vollkommenen Verbrennung gebracht würde.

Wenn eine gute und gesetzmäßige Mischung der frischen Luft mit dem Brennstoff die spezifische Leistung der Maschine erhöht und zur Schnelligkeit der Verbrennung beiträgt, so ist eine Wirbelung manchmal schädlich, insbesondere wenn die frische Luft frühzeitig mit den Abgasen oder aber die Abgase mit dem Brennstoff vermischt werden.

Äußere Gestalt. Die kompressorlosen Dieselmotoren zeigen merkwürdigerweise fast alle die gleiche Form; sie bestehen nämlich aus einem geschlossenen Kasten, auf dem die Steuerwelle und Brennstoffpumpen angebracht und die Zylinder befestigt sind. Die Ventile werden meist mittels Zugstangen betätigt; in einigen Ausführungen ist das ganze Zugstangensystem eingekapselt.

Bei den Kurbelkastenspülmaschinen werden die Brennstoffpumpen manchmal direkt von der Kurbelwelle angetrieben und deshalb an einem Wellenende angebracht.

Außer der kastenförmigen Ausführung gibt es noch mehrere kompressorlose Dieselmotoren, welche die alten A-Ständer benutzen. Bei diesen Maschinen ist die Brennstoffpumpe meistens auch am Wellenende, manchmal an der Stelle des früheren Luftverdichters, angeordnet.

Berechnungs- und Steuerungsangaben. a) Mittlere effektive Druck- und Kolbengeschwindigkeit. Aus der Zahlentafel 48 erschen wir, daß bei den Vollspülmotoren, unabhängig davon ob es Vier- oder Zweitaktmotoren sind, die mittlere Kolbengeschwindigkeit zwischen **4 und 4,5 m/sek** liegt.

Der mittlere effektive Druck beträgt **5,25 bis 6,25 at**.

Bei den kleinen Fahrzeugdieselmotoren bleibt der mittlere effektive Druck auf derselben Höhe: **5 bis 6,5 at**., hingegen liegt die Kolbengeschwindigkeit viel höher und steigt auf **6,5 bis 7 m/sek**.

Die Kurbelkastenspülmotoren haben bei demselben Zylinderdurchmesser wie bei Vollspülmotoren dieselbe mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 4$ bis **5 m/sek**; bei kleineren Abmessungen ist die Kolbengeschwindigkeit etwas kleiner.

Der mittlere effektive Druck der Kurbelkastenspülmotoren beträgt **2,2 bis 2,6 at**.

b) Verdichtungs- bzw. Zünddruck. Der Verdichtungsdruck der kompressorlosen Einspritzmotoren schwankt zwischen **22 und 32 at**, wobei der Zünddruck auf **40 bis 42 at** steigt. In einigen Zweitakt-Gegenläufern ist der Verdichtungsdruck sogar gleich **19 at**, dafür steigt der Zünddruck aber auf **38 bis 42 at**.

Bei den Vorkammermotoren beträgt der Verdichtungsdruck rd. **35 at** und der Zünddruck **40 at**.

Was endlich die Glühkopfmotoren anbetrifft, so finden wir Ausführungen mit einem Verdichtungsdruck von **13 bis 18 bis 22 at** bei einem Zünddruck von **21 bis 30 bis 32 at**.

c) Pumpendruck. Der Pumpendruck beträgt in sämtlichen Einspritzmotoren **250 bis 300 at**, nur ausnahmsweise, bzw. für große Überlastungen, wird der Pumpendruck auf **500 bis 600 at** erhöht.

Bei Glühkopf- und Vorkammermaschinen ist der Pumpendruck verhältnismäßig klein und beträgt kaum **80 at**.

d) Beginn und Schluß der Brennstoffförderung. Der Beginn der Förderung des Brennstoffes hängt, wie früher bewiesen ist, von der Drehzahl der Maschine, der Zerstäubung, der Temperatur der Verdichtung und des eingeführten Brennstoffes und von seiner Zündtemperatur ab. Da fast alle Motoren denselben Brennstoff benutzen und ungefähr dieselbe Verdichtung zeigen, so kann man erwarten, daß bei derselben Drehzahl auch der Beginn der Einführung derselbe ist.

Wir sehen, daß tatsächlich für Motoren mit 200 bis 300 Uml./min die Förderung etwa 20 bis 30° vor oberem Totpunkt beginnt. Die Förderung endet bei voller Belastung 5° nach oberem Totpunkt.

Bei den Vorkammermotoren finden wir einige Ausführungen mit Beginn der Förderung 10° vor und mit Schluß 10° nach dem Totpunkt.

Was schließlich die Glühkopfmotoren betrifft, so ist hier der Zündverzug stets größer, weshalb die Förderung meistens 40° vor oberem Totpunkt beginnt und 25 bis 15° vor oberem Totpunkt endet.

Obere und untere Grenze der kompressorlosen Dieselmotoren. Aus Zahlentafel 47 und 48 ersehen wir, daß die Einspritz- wie auch die Vorkammer- und Glühkopfmotoren von rd. 100 mm Durchmesser ab, entsprechend einer Leistung von 7 bis 8 PS, ausgeführt werden können. Bei dieser kleinen Leistung, insbesondere bei großer Drehzahl, ergeben sich Schwierigkeiten bezüglich der Brennstoffpumpe. In der Tat: bei einem Brennstoffverbrauch von 250 g/PS_eh und bei 1000 Uml./min muß die Pumpe je Hub:

$$\frac{250 \cdot 7}{60 \cdot 1000} = 0,03 \text{ g}$$

Brennstoff, d. h. rd. 30 mm³ liefern, also bei einem Durchmesser von 4 mm einen Hub von etwa 2½ mm haben. Diese Tatsache in Zusammenhang mit der Verschlechterung des Füllungsgrades des Zylinders steht der weiteren Drehzahl-erhöhung im Wege.

Was die obere Grenze der Anwendung des kompressorlosen Verfahrens betrifft, so scheint diese bei guter Verteilung des Brennstoffraumes sehr hoch zu liegen. Bei Viertaktmaschinen mit ungekühltem Kolben ist man bereits bis auf einen Durchmesser von 460 mm gegangen, bei Zweitaktmaschinen mit gekühltem Kolben sogar bis auf 690 mm, und zwar sowohl bei einfach- wie auch bei doppeltwirkenden Ausführungen.

Eine obere Grenze für Anwendung des kompressorlosen Verfahrens gibt es m. E. nicht.

Zweitakt- oder Viertakt. Diese Frage hat nach unseren Ausführungen in Kapitel 1 eigentlich keine große Bedeutung, denn ob die Arbeit der Maschine in Zwei- oder Viertakt geleistet wird, bleibt ohne Einfluß auf das Arbeitsverfahren; die Vier- sowie Zweitaktmotoren dürften sich zu dem kompressorlosen Verfahren gleich verhalten, falls nur in beiden Fällen die Güte der Spülung dieselbe bleibt.

Zahlentafel 48 zeigt, daß der mittlere effektive Druck und der Brennstoffverbrauch bei vollgespülten Zweitaktmotoren dieselben wie bei den Viertaktmotoren sind.

Kurbelkasten- oder Vollspülung. Ganz anders gestaltet sich die Frage der Spülung. Aus dem Vergleich der Zahlentafeln 47 und 48 ersehen wir, daß die Kurbelkastenspülmotoren einen mittleren effektiven Druck von etwa 2,2 bis 2,5 at und einen Brennstoffverbrauch von 225 g, dagegen die Vollspülmotoren einen mittleren effektiven Druck von 5 bis 6 at bei einem Brennstoffverbrauch von 190 g haben.

Da bei den letzteren der Brennstoffverbrauch bei halber Belastung ($p_e = 2,5 \text{ at}$) auch 228 g beträgt, so folgt hieraus, daß die Kurbelkastenspülmotoren infolge Luftmangels (vgl. Kapitel 5) nur halbbelastet werden können und daß der Brennstoffverbrauch dieser Motoren nicht zu verbessern ist.

Nun ist aber bei den Zweitaktmotoren wegen der größeren Häufigkeit der Arbeitshübe die spezifische Leistung bei derselben Drehzahl und demselben mittleren effektiven Druck doppelt so groß wie bei den Viertaktmotoren. Tatsächlich ist die spezifische Leistung, d. h. die Leistung je Liter Hubvolumen, gleich

$$\frac{p_n}{900} \text{ bei Viertaktmotoren}$$

und $\frac{p_n}{450} \text{ bei Zweitaktmotoren.}$

Für einen Kurbelkastenspüler 125×170 mm bei 650 Uml./min und $p_e = 2,4$ beträgt die spezifische Leistung 3,5 PS/ltr und für einen Viertaktmotor 125×180 mm bei 750 Uml./min und $p_e = 4,3$ desgleichen 3,6 PS/ltr.

Man kann aber dem Zweitaktmotor nur bei verhältnismäßig kleinem Durchmesser hohe Drehzahl geben. Da bei den kleinen Zylinderleistungen der Brennstoffverbrauch des Vollspülers demjenigen des Kurbelkastenspülers gleich ist, so folgt hieraus, daß für kleine Einheiten der Kurbelkastenspülmotor, der wegen seiner Einfachheit billiger als der Vollspülmotor ist, nicht ohne Erfolg mit dem letzteren in Wettbewerb treten kann.

Dieses ist aber nur für Zylinderdurchmesser bis 300 mm bzw. bei einer Zylinderleistung bis rd. 35 PS_e gültig.

Für größere Abmessungen und Leistung muß den Vollspülmotoren entschieden der Vorzug gegeben werden. Vergleicht man nämlich einen Glühkopfmotor 420×455 mm bei 300 Uml./min mit einem Viertaktmotor 420×570 mm bei 250 Uml./min, so ersieht man, daß die spezifische Leistung bei den beiden dieselbe (1,6 PS/ltr) ist; der Brennstoffverbrauch ist aber bei der ersteren Maschine 200 g/PS_eh und bei der zweiten 166 g, also um ungefähr 17% niedriger. Außerdem kann der Viertaktmotor noch um 20 bis 30% überlastet und die Drehzahl erhöht werden, womit eine weitere Leistungserhöhung erreicht wird; bei dem Kurbelkastenspüler ist eine weitere Leistungserhöhung ausgeschlossen.

Für die allergrößten Motoren kommen nur die Vollspülmaschinen in Frage, und zwar in einfach- bzw. doppeltwirkender Viertakt- oder in einfach- bzw. doppeltwirkender Zweitaktausführung; die letzteren haben bei denselben Drehzahl und demselben mittleren effektiven Druck die höchste Literleistung.

Die Erhöhung der Literleistung hat eine besondere Bedeutung für die Fahrzeugmotoren, bei welchen wegen Gewichtsverminderung die Literleistung bis zur äußersten Grenze getrieben werden muß, wozu entweder der mittlere effektive Druck oder die Drehzahl oder aber beides möglichst zu erhöhen ist.

Es wurde aber früher gezeigt, daß der Wert p_n nur bis zu einer gewissen Grenze erhöht werden kann und daß bei Erhöhung der Drehzahl der maximale mittlere effektive Druck p abnimmt. Diese Abnahme des mittleren effektiven Druckes hängt von der Verschlechterung der Spülung und der Mischung ab. Bei den Vollspülweitaktmotoren verschlechtert sich die Spülung bei entsprechend kleineren Drehzahlen als bei den Viertaktmotoren, da, wie bekannt, bei Zweitaktmotoren mit Spülschlitz das Produkt des Zylinderdurchmessers und der Drehzahl Dn eine gewisse Grenze nicht übersteigen darf. Bei gegebenem Durchmesser ist deshalb die höchste Drehzahl auch gegeben.

Wegen der Spülung kann man also den Viertaktmotoren eine viel höhere Drehzahl geben, besonders wenn die Anzahl der Auspuff- bzw. Ansaugventile vergrößert wird. In dieser Weise erreicht man in einem Viertaktmotor dieselbe spezifische Leistung wie im Zweitaktmotor.

Die bis heute erzielte maximale Literleistung ist für Verwendung des Dieselmotors bei leichten Fahrzeugen noch nicht befriedigend: der mittlere effektive Druck und die Drehzahl müssen noch weiter erhöht werden; hierzu steht als sicheres Mittel das Aufladeverfahren zu unserer Verfügung.

Bevor wir einige Worte über das Aufladeverfahren einfügen werden, soll noch kurz die Abwärmeverwertung und Wärmebeanspruchung erwähnt werden,

da einerseits die Abwärmeverwertung als Mittel für Leistungserhöhung des Dieselmotors vorgeschlagen wird, und andererseits die Wärmebeanspruchungen manchmal als unüberwindliche Hindernisse der spez. Leistungserhöhung der Dieselmotoren hingestellt werden.

Abwärmeverwertung. Bei Aufstellung der Wärmebilanz (vgl. Kapitel 2) haben wir festgestellt, daß die zugeführte Wärme für Leistung der nutzbaren Arbeit, für Erwärmung des Kühlwassers und für Erwärmung bzw. Erhöhung der Geschwindigkeit der Abgase verbraucht wird. Die Wärme, die an das Wasser übertragen wird, bzw. in den Auspuffgasen verbleibt, kann in großen Anlagen mit gutem Erfolg für verschiedene Heizzwecke benutzt werden, nicht aber für weitere Krafterzeugung.

Von der je 1 PSh zugeführten Wärme werden 600 kcal für Steigerung der Wassertemperatur von 15°C auf 55° gebraucht, weitere 600 kcal gehen mit den Abgasen verloren. Es ist leicht zu ersehen, daß die ganze Wassermenge nur auf 90 bis 95° erwärmt werden kann, falls die ganze Abgasmenge von ihrer höchsten Temperatur 750° abs. auf 450° abs. abgekühlt und diese Wärme dem heißen Wasser verlustlos zugeführt wird.

Werden aber die Abgase bzw. das Wasser für Dampferzeugung zwecks weiterer Verwendung in einer Dampfmaschine benutzt, so kann nur ein Teil des Wassers durch die Abgase verdampft werden.

Um die Höchstgrenze der Leistungsvergrößerung durch Dampferzeugung festzustellen, wollen wir mit dem günstigsten Fall rechnen.

Es sei angenommen, daß die Endtemperatur bzw. der Enddruck 1120° abs. bzw. 4 at beträgt, daß 1 Mol Abgase 11000 kcal enthalten und daß die Ausdehnung beim freien Auspuff nach einer Polytrope mit einem Exponenten $n = 1,4$ vor sich geht, was einer Endtemperatur bzw. -spannung von 750° abs. bzw. 1 at entspricht. Soll das auf 60°C vorgewärmte Wasser verdampft und auf 10 at Spannung gebracht werden, so sind je 1 kg Dampf rd. 600 kcal erforderlich, und die Abgase können höchstens bis auf 450° abs. abgekühlt werden. Da der Wärmeinhalt je 1 Mol der Abgase bei 750° abs. und konstantem Druck 5420 kcal bzw. bei 450° abs. 3040 kcal entspricht, so können die Abgase theoretisch höchstens 2480 kcal an das Wasser abgeben, woraus rd. 4 kg Dampf entstehen. In Wirklichkeit können wir in Anbetracht der unvermeidlichen Verluste in Leitungen und Kessel kaum 2 kg Dampf erhalten, die bestenfalls 0,3 PS liefern können.

Da andererseits bei 37% Wirkungsgrad des Dieselmotors von den zugeführten 11000 kcal etwa 4000 kcal in effektive Arbeit umgewandelt werden, was ungefähr einer Leistung von 6 PS entspricht, so ist in dieser Weise kaum eine Leistungserhöhung von 3% zu erzielen. Ob diese geringe Leistungserhöhung die Verwicklung der Anlage (Aufstellung eines Kessels, einer Dampfmaschine mit Zubehör usw.), die Erhöhung der Anlagekosten und Erschwerung der Bedienung rechtfertigt, muß in jedem besonderen Falle gründlich untersucht werden. In dem vorigen Kapitel haben wir gezeigt, daß auch bei den Stillmotoren neuerdings auf die Leistungserhöhung während der Arbeit durch Dampferzeugung verzichtet worden ist und die Dampfzylinder bei zusätzlicher Heizung des Kessels nur als Anlasser arbeitet.

Es gibt aber in jedem Dieselmotor noch einen weiteren Verlust, der wegen seiner unbedeutenden Größe meistens nicht in Betracht gezogen wurde und der

sozusagen organisch für Leistungserhöhung bestimmt ist. Es ist nämlich das Wärmegefälle des freien Auspuffes, das der Entspannung der Abgase vom Enddruck bis auf 1 at entspricht und in Geschwindigkeit der Abgase umgewandelt wird, um im Schalltopf bzw. in der äußeren Atmosphäre vernichtet zu werden.

Diese Arbeit ist (vgl. Graph. Thermodynamik usw. S. 245 des Verfassers):

$$mAL = \alpha \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left[(mJ_1 - mJ_2) - mAR \left(T_1 - \frac{v_1}{v_2} T_2 \right) \right].$$

Es folgt also, daß bei Ausnutzung der Abgase vor der Entspannung für Leistung von Arbeit theoretisch 200 kcal, praktisch aber nur 100 kcal erhalten werden können. Wir ersehen, daß auch in diesem Falle die Leistung der Maschine nur um etwa 2,5% erhöht werden kann.

Es scheint, daß die Aufstellung einer Abgasturbine, wie billig sie auch sein möge, für eine Leistungserhöhung um nur 2,5% sich kaum lohnt.

Man hat versucht, die Abgasturbine mit einem Turbogebläse für Aufladen der Benzinmotoren zu kuppeln, es hat sich aber gezeigt, daß der Antrieb der Gebläse direkt vom Motor ohne Ausnutzung der Abgaswärme keinesfalls schlechtere Resultate ergibt.

Auch Büchi verwendet für Aufladen der Schiffsdieselmotoren eine Abgasturbine, welche die Gebläse treibt; es ist aber leicht zu ersehen, daß in diesem Falle die für den Antrieb der Luftgebläse nötige Kraft nicht von der Abgaswärme geliefert ist.

In der Tat: für einen Überdruck von 0,5 at, den Büchi verwendet, ist es nötig¹, 12% der Motorleistung für Vorverdichtung aufzuwenden. Die Abgasturbine liefert aber nur 2,5%. Büchi bedient sich deshalb der Arbeit der Maschine selbst, indem er den Arbeitskolben beim Auspuffhube gegen einen Druck arbeiten läßt und dann die Turbine treibt. Die während des Auspuffhubes verlorengehende Arbeit wird beim Saughube teilweise zurückgegeben. Aber auch bei einem mechanisch getriebenen Gebläse wird die für den Antrieb der Gebläse aufgewandte Arbeit beim Saughub teilweise wiedergewonnen.

Wir kommen also zum Schluß, daß die Ausnutzung der Abwärme für Leistungssteigerung kaum lohnend ist.

Wärmebeanspruchungen. Was die Wärmebeanspruchungen der Wandungen anbetrifft, so hängt sie nur von der Temperatur der Wandungen ab. Die Wandungen sind von einer Seite der Wirkung der heißen Gase und von der anderen der des kalten Wassers ausgesetzt. Im Beharrungszustand stellt sich eine mittlere Temperatur an jeder Stelle ein, welche die Höhe der Wärmebeanspruchungen bestimmt. Diese mittlere Temperatur hängt nicht nur von der mittleren Temperatur, sondern auch von der Dauer (absoluten Zeit) des Verbrennungshubes, von der Dauer des folgenden Hubes mit niedrigerer Temperatur, bzw. mit sogar abkühlender Wirkung, von der Dicke der Wandungen usw. ab.

Die mittlere Abgastemperatur ist einigermaßen ein Kriterium für die mittlere Temperatur des Verbrennungshubes, ist aber allein für die Wärmebeanspruchung der Wandungen nicht maßgebend.

Um vergleichen zu können, nehmen wir an, daß eine Viertaktmaschine mit klassischem Druckverfahren mit dem Zylinderdurchmesser D_m , dem mittleren

¹ Vgl. Seiliger: Hochleistungs-Dieselmotoren, Zahlentafel XIII.

effektiven Druck p_m , der Drehzahl n_m und einem Anfangsdruck p'_m der Verdichtung so bemessen ist, daß die Wärmebeanspruchung ihrer Wände durch die mittlere Temperatur T_m der Wandungen in einem gefährlichsten Punkt bestimmt ist.

Bei Überlastung der Maschine, d. h. bei vergrößerter Brennstoffzuführung und bei derselben Luftmenge erhöht sich der mittlere effektive Druck p_m ; die mittlere Verbrennungstemperatur steigt aus zwei Gründen: 1. wegen Erhöhung der Endtemperatur der Verbrennung, da mehr Brennstoff eingeführt wird, und 2. wegen Verlängerung der absoluten Zeitdauer dieses hohen Temperaturstandes, da die Einführungszeit des Brennstoffes entsprechend verlängert ist. Da andere Bedingungen dieselben bleiben, so steigt die Temperatur und dementsprechend die Wärmebeanspruchung der Wandungen.

Bei Drehzahlerhöhung erhöht sich die absolute Zeit des hohen Temperaturniveaus, da die Anzahl der Verbrennungshübe (die Frequenz) steigt, die absolute Zeit aber jeder Verbrennung in Anbetracht dessen, daß dieselbe Brennstoffmenge je Arbeitsspiel eingeführt ist, dieselbe bleibt. Es steigt also die relative Zeit der Verbrennung und dementsprechend das Nachbrennen und die Wärmebeanspruchung.

Schließlich nimmt bei Zunahme des Durchmessers der Wärmeübergang wegen Zunahme der Wanddicke und des Durchmessers (vgl. Kapitel 2) ab, weshalb die Temperatur der Wandungen und ihre Wärmebeanspruchung steigt. Auch in diesem Fall nimmt das Nachbrennen bedeutend zu, wegen schlechterer Verteilung der Brennstofftröpfchen in dem verhältnismäßig großen Verdichtungsraum.

Für die Zweitaktmotoren gelten dieselben Verhältnisse mit dem Unterschied, daß die schädliche Wirkung der Drehzahlerhöhung in diesem Falle schneller zunimmt, da noch dazu die Spülung sich verschlechtert.

Bei demselben Durchmesser, Drehzahl und mittleren effektiven Druck ist im allgemeinen die Wärmebeanspruchung der Wandungen der Zweitaktmotoren größer als der Viertaktmotoren, da die Frequenz der Verbrennungen doppelt so groß wie in den letzteren ist.

Die Erhöhung der Wärmebeanspruchung steht aber weder der Erhöhung des mittleren effektiven Druckes, noch der Drehzahl, noch des Durchmessers im Wege. Ihre Wirkung kann durch verschiedene Mittel beseitigt werden, und zwar z. B. für den Kolben durch Anwendung eines Einsatzes, der sich frei ausdehnen kann, oder durch Kolbenkühlung usw., für den Zylinder durch Anwendung der Zuganker, die den Zylinder von den Zugbeanspruchungen entlasten usw. Damit sind selbstverständlich noch nicht alle Mittel erschöpft, um die Wärmebeanspruchungen der Wandungen trotz der Drehzahl- bzw. Durchmesser- und Leistungserhöhung zu vermindern.

Langjährige Erfahrung hat nun bewiesen, daß Zweitaktmotoren mit den größten Durchmessern tadellos arbeiten und daß ihre Wärmebeanspruchung ohne Schwierigkeiten unschädlich gemacht wird, daß auch bei den Schnellläufern nicht die Wärmebeanspruchung, sondern der Luftmangel Schwierigkeiten verursacht. Es ist deshalb zuzugeben, daß die Gefahr der Wärmebeanspruchungen ebenso wie seinerzeit die Gefahr der großen Zugbeanspruchungen durch die hohe Verdichtung übertrieben wird. Die moderne Technik ist imstande, die Wirkung dieser

Wärmebeanspruchungen vorher zu berechnen und beim Entwurf der Maschine die Wandungen entsprechend auszuführen.

Ist aber eine Maschine für bestimmte Drehzahl und Belastung gebaut, so soll eine Überschreitung der vom Werk für zulässig erklärten Höchstbelastung streng verboten werden.

Wenn wir nun die klassischen Dieselmotoren mit den kompressorlosen vergleichen, so ersehen wir, daß unter sonst gleichen Bedingungen die Wärmebelastung der letzteren kleiner als die der ersteren ist. Das ist damit zu erklären, daß bei den kompressorlosen Dieselmotoren die Verbrennung schneller als bei den klassischen verläuft. Die schnelle Beendigung der Verbrennung möglichst in der Nähe des Totpunktes und eine schnelle und gute Mischung der Verbrennungsluft mit dem Brennstoffe ermöglichen eine ziemlich hohe Leistungserhöhung der kompressorlosen Dieselmotoren ohne nennenswerte Erhöhung der Wärmebeanspruchungen.

Mit anderen Worten: Der kompressorlose Dieselmotor hat eine höhere spez. Leistung (Leistung je Liter Hubvolumen bei derselben Drehzahl) als die klassischen Dieselmotoren.

Aufladen. Eine weitere Erhöhung der spezifischen Leistung kann durch das Aufladeverfahren erzielt werden.

Dieses Verfahren besteht, wie bekannt, darin, daß die Verbrennungsluft zuerst vorverdichtet und alsdann in den Arbeitszylinder so eingeführt wird, daß am Anfang der Verdichtung der Druck höher als der atmosphärische Druck ist.

Über die verschiedenen Systeme und Bauarten des Aufladeverfahrens haben wir ausführlich in dem Buche über die Hochleistungs-Dieselmotoren, d. h. über die Dieselmotoren mit erhöhter spezifischer Leistung, geschrieben. Von den drei Aufladeverfahren: 1. mit Vorverdichtung der Ladung bei üblichem Verbrennungsraum, 2. mit Vorverdichtung der Ladung bei vergrößertem Verbrennungsraum ohne Vorverpuffung und 3. mit Vorverdichtung der Ladung bei vergrößertem Verbrennungsraum mit Vorverpuffung scheint das letzte am meisten für die kompressorlose Maschine geeignet zu sein.

Zahlentafel 50, die wir diesem Buche entnehmen, zeigt, daß die Leistung der Dieselmotoren sich ganz bedeutend erhöhen läßt, ohne daß der Höchstdruck über 45 at oder die Höchsttemperatur über 1700° abs. steigt. Die Zahlentafel bezieht sich auf Einblasemotoren; bei den kompressorlosen Motoren wird der mittlere Nutzdruck entsprechend höher.

Zahlentafel 50.

Verfahren	Verdichtungsgrad	Anfangsdruck at	Mittlerer eff. Druck at	Zünddruck at
1. mit üblichem Verbrennungsraum	13	0,95	5,20	34
	13	1,1	6,10	40
	13	1,2	6,50	43
	13	1,3	6,90	47
2. mit vergrößertem Verbrennungsraum	12	1,45	7,15	45
	11	1,63	7,60	45
	10	1,85	8,30	45
	10	1,25	7,0	34
3. wie 2. mit Vorverpuffung	10	1,5	7,80	40
	10	1,75	9,40	45

Das oben erwähnte Buch beweist weiterhin, daß nennenswerte, zusätzliche Wärmebeanspruchungen bei diesem Verfahren nicht zu erwarten sind, da die mittlere Temperatur, die Frequenz und die Dauer der Verbrennung fast unveränderlich bleiben. Bei dem dritten Verfahren sollen umgekehrt die Wärmebeanspruchungen abnehmen, falls hierbei die Aufladeluft abgekühlt wird.

Für das Aufladeverfahren ist Wirtschaftlichkeit und Preis der Aufladepumpe eine Lebensfrage und jeder Fortschritt im Bau der Aufladepumpen wird zur Verbreitung dieses Verfahrens beitragen. Daß die Rotationsgebläse im allgemeinen und die Turbogebälse insbesondere für diese Zwecke am besten geeignet sind, ist selbstverständlich.

Über die Anwendungsgrenze des Aufladeverfahrens herrschen noch Meinungsverschiedenheiten, indem von einer Seite eine Leistungserhöhung um 20% durch das Aufladeverfahren, dagegen von anderer eine Leistungserhöhung um 50% und mehr für möglich erklärt wird.

Den Beweis dafür, daß das Aufladeverfahren auch größere Leistungssteigerung zuläßt, und daß dabei weder erhöhte Wärmebeanspruchung noch ungünstigerer Brennstoffverbrauch entsteht, liefert der SLM.-Viertakt-Einblase-Dieselmotor mit Auspuffturbinen-Aufladung nach System Büchi und Auspuff- bzw. Aufladeturbinen der Firma Brown, Boveri & Co. Über die Versuche an der 500-PS-Maschine wurde mehrmals ausführlich in der Fachliteratur berichtet und es ist festgestellt worden, daß durch Aufladeluft mit Überdruck von 0,5 at eine dauernde Leistungserhöhung auf 50% ohne zusätzliche Wärmebeanspruchungen und mit sonst normalem Brennstoffverbrauch erzielt werden kann.

Daß diese vorzüglichen Ergebnisse nicht der Abgaswärmeausnutzung zu verdanken sind, ist schon erklärt worden und folgt überdies aus dem Umstand, daß der Brennstoffverbrauch sich nicht verbessert, sogar etwas verschlechtert hat (185 g/PS_eh statt wie üblich 180 g/PS_eh).

Aus Zahlentafel 50 ist ersichtlich, daß bei dem 3. Verfahren bei Aufladendruck 1,5 at (Überdruck 0,5 at) die Leistung um 50% erhöht wird, auch wenn die Auflademenge durch den Dieselmotor selbst angetrieben wird. (Mittlerer Druck 7,8 at statt 5,2 at.)

Wenn also die Versuche an Einblasemotoren festgestellt haben, daß das Aufladeverfahren praktisch einwandfreie Ergebnisse gibt, so fehlt noch irgendeine Angabe über Anwendung dieses Verfahrens für kompressorlose Dieselmotoren. Wir werden deshalb diese Frage noch untersuchen.

Bei verschiedenen Aufladeverfahren steigt der Verdichtungsdruck, so daß die Zündtemperatur des Brennstoffes (vgl. Abb. 38) fällt. Es folgt also nach Formel (90a), daß der Zündverzögerung kleiner wird.

Bei den ersten und zweiten Aufladeverfahren bleibt die Verdichtungs-temperatur dieselbe, so daß, wie man aus Formel (79) ersieht, auch der Tropfendurchmesser abnimmt. In der Tat: ist bei normalem Verfahren der Enddruck $p_v = 30$ at bzw. für Aufladeverfahren $p_v = 45$ at und bleibt der Pumpendruck $p_b = 250$ at konstant, so verhalten sich die Tropfendurchmesser wie 1 : 1,4. Es folgt hieraus, daß in diesem Falle der Zündverzögerung beim Aufladeverfahren nur die Hälfte wie beim normalen Verfahren beträgt.

Am geeignetsten ist für die kompressorlosen Motoren das dritte Aufladeverfahren mit Vorverpuffung, da dieses Verbrennungsverfahren am besten für

den kompressorlosen Motor paßt. Ein wichtiger Vorteil dieses Aufladeverfahrens besteht darin, daß die vorverdichtete Luft¹ vor Einführung in den Arbeitszylinder abgekühlt wird, woraus ein erhöhtes Aufladen, außerdem eine zusätzliche Kühlung der Zylinderwände, also eine Verringerung der Wärmebeanspruchungen, folgen.

Eine Erhöhung des Brennstoffpumpendruckes ist scheinbar überflüssig, dagegen muß der freie Gesamtquerschnitt der Düse entsprechend der größeren Brennstoffzufuhr vergrößert werden. Auch müssen in ähnlicher Weise die Pumpenabmessungen vergrößert werden.

Was die Organe des Vorbereitungssteiles — des Saug- und Auspuffventils bzw. -schlitze — betrifft, so ist diese Frage in dem oben zitierten Buche¹ eingehend behandelt worden.

Es scheint also, daß sich das kompressorlose Verfahren mit dem Aufladeverfahren noch besser als mit dem klassischen Verfahren verbinden läßt. Ob diese Ansicht richtig ist, wird die Zukunft zeigen.

Brennstoffreinigung. Eine der schwierigsten Aufgaben des kompressorlosen Verfahrens ist die Beseitigung der Verschmutzungen bzw. der Verstopfung der feinen Bohrungen der Düsenlöcher.

Der große Vorteil des Lufteinblaseverfahrens besteht gerade darin, daß bei diesem Verfahren die Düse ziemlich groß ist und dazu noch gut durchblasen werden kann, so daß die verschiedenen festen Körperchen, welche bei gewöhnlichem Brennstoff, wie Rohnaphtha, Masut usw., ständig vorhanden sind, die Düse keinesfalls verstopfen. Der Verfasser hat mehrmals festgestellt, daß sogar Masut ohne jede vorherige Reinigung, bloß durch einfaches Filtrieren durch ein gewöhnliches Tuch und dank der Möglichkeit eines vollständigen Durchblasens der Düse durch Druckluft, keinerlei Schwierigkeiten hervorruft. Von Nachtropfen ist bei dem Einblaseverfahren keine Rede.

Ganz anders ist es bei dem kompressorlosen Einspritzverfahren, wo wegen der kleinen Bohrungen die Gefahr der Verstopfungen entsteht und mit Nachtropfen zu rechnen ist. Da dabei keine Möglichkeit des Durchblasens mit Druckluft vorhanden ist, so müssen besondere Maßnahmen getroffen werden, um diese Übelstände zu beseitigen.

Die Gefahr der Verstopfungen führt zu der Forderung eines dünnflüssigen, reinen Brennstoffes, wie z. B. Gasöl. Auch bei diesem Brennstoff ist eine gute Filtrierung unentbehrlich, und je feiner die Bohrungen der Düse sind, desto feiner muß der Filter sein. Die Verstopfung der Düsenlöcher ist, wie früher erwähnt, für die mehrzylindrigen Motoren sehr gefährlich. Verstopft sich die Düse eines Zylinders, so müssen die anderen die diesem Zylinder entsprechende Belastung übernehmen. Sie werden also überlastet, und welche Folgerungen eine Überlastung hat, ist jedem Fachmann bekannt. Der Filter sichert selbstverständlich gegen die Verstopfung der Düse, aber seine eigene Verstopfung ist nicht ausgeschlossen, was ebenfalls zu einer Überlastung führt.

Es ist deshalb m. E. bei den kompressorlosen Maschinen eine Sicherung gegenüber Überlastungsmöglichkeit dringend erwünscht.

Kompressorloses oder Lufteinblaseverfahren? Diese Gefahr der Überlastung und die unbedingte Notwendigkeit, nur erstklassige Brennstoffe in den kom-

¹ Hochleistungs-Dieselmotoren, S. 46.

Seiliger, Kompressorlose Dieselmotoren.

pressorlosen Dieselmotoren zu verbrennen, ist die Ursache, warum trotz der scheinbaren Vereinfachung und der Verbesserung, welche das kompressorlose Verfahren bietet, nicht alle Firmen sich zum Übergang zu diesem Verfahren endgültig entschlossen haben. Mehrere der berühmten und gut bekannten Firmen, wie z. B. Burmeister & Wain, Sulzer, Werkspoor usw., bleiben dem Luftenblaseverfahren noch immer treu.

Das kompressorlose Verfahren ist jedenfalls noch zu jung; Erfahrungen über Dauerbetrieb der großen Einheiten sind noch nicht vorhanden, und es ist deshalb noch zu früh, das Todesurteil über das Luftenblaseverfahren auszusprechen.

Beide Verfahren: das Luftenblas-, sowie das Einspritzverfahren haben Recht zum Dasein; in dem einen Fall ist dem ersten, in einem anderen dem zweiten der Vorzug zu geben. Die Technik muß manchmal in ihrer Entwicklung der Mode folgen, mit den Ansprüchen des Marktes und Angeboten der Konkurrenz rechnen; sie darf aber nie die Hauptforderung der Wirtschaftlichkeit, nämlich: die Betriebssicherheit außer acht lassen.

9. Schlußwort: Die wichtigsten Probleme der weiteren Entwicklung der Dieselmotoren.

In den drei Teilen unserer Trilogie über die Dieselmotoren haben wir die Theorie und die Konstruktion, die Ausführungsarten und das Anwendungsgebiet der klassischen und modernen Dieselmotoren behandelt. Wir haben gezeigt, daß die Entwicklung der Dieselmotoren in den ersten 15 Jahren durch empirische, ganz zufällige Verbesserungen, manchmal auch Verschlechterungen gekennzeichnet ist. Aber die während dieser Periode gesammelten empirischen Gesetze und Erfahrungen sind späterhin durch planmäßige Forschung verbessert worden und haben dazu beigetragen, daß in den letzten 10 Jahren (nach dem Friedensschluß, denn die vier Kriegsjahre sind für die Entwicklung der Dieselmotoren verloren gegangen) die weitere Entwicklung des Dieselmotorbaues außerordentlich rasch vor sich gegangen ist.

Von dem ersten bescheidenen, einzylindrigen, einfachwirkenden 20-PS-Versuchsmotor ist man heutzutage bis zu den zehnzyindrigen, doppeltwirkenden kompressorlosen 12000-PS-Zweitaktmotoren gekommen. Diese Erhöhung der Leistung in einer Einheit muß selbstverständlich als hervorragender Fortschritt anerkannt werden, der ausschließlich den Konstrukteuren zu verdanken ist. Tatsächlich bezieht sich der Fortschritt hauptsächlich auf Formänderungen, sei es durch Vergrößerung der Zylinderabmessungen, sei es durch Vermehrung der Zylinderzahl oder schließlich durch Doppelwirkung bzw. Zweitaktarbeit. Ein Verbrennungsmotor hat aber außer dem Körper noch eine Seele — das Arbeitsverfahren, das die Wirtschaftlichkeit des Motors und seine spez. Leistung bestimmt. In dieser Beziehung ist leider nicht viel erreicht worden: dreißig Jahre zurück verbrauchte der Dieselmotor an Brennstoff rd. 180 g/PS_{eh}, auch heute ist der Brennstoffverbrauch nicht kleiner; vor dreißig Jahren betrug der mittlere eff. Druck 5 at, heutzutage ist der mittlere eff. Druck noch immer derselbe. Damit können und dürfen wir uns keinesfalls zufrieden geben.

Die Zeit der Dampfmaschine, die mit 2 bis 3 at Überdruck arbeitete und bei 10 Uml./min für verhältnismäßig kleine Leistung riesige Abmessungen hatte, ist längst vorbei. Die modernen schnellaufenden Dampfmaschinen bzw. -turbinen arbeiten, wie bekannt, nicht weniger ruhig und zuverlässig wie frühere Langsamläufer. Und so muß sich auch der Dieselmotor entwickeln: bei der heutigen, unbedingten Notwendigkeit, an Anlagekosten zu sparen, dürfen wir nicht den langsamlaufenden, mit kleinem mittleren eff. Druck arbeitenden Dieselmotor als Endziel betrachten. Die Erhöhung der spez. Leistung der Dieselmotoren muß deshalb als eine Lebensfrage dieses Motors angesehen werden.

Das Problem der Erhöhung der spez. Leistung mit gleichzeitiger Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und der Betriebssicherheit ist von so verwickelter Natur, daß es lediglich durch Empirik nicht gelöst werden kann. Nur durch planmäßige Forschungsarbeiten, durch gesetzmäßige Zusammenstellung sämtlicher Versuchsergebnisse, durch Feststellung der Ursache und Folge der verschiedenen Haupt- und Nebenerscheinungen sowie des Zieles und der Mittel, mit anderen Worten nur mit Hilfe einer Theorie der Dieselmotoren können die schwierigsten Fragen beantwortet und die gestellten Probleme gelöst werden.

Das Hauptproblem, das für die weitere Entwicklung des Dieselmotorbaues zu lösen ist, besteht in der Erzielung höchster spez. Leistung bei bester Wirtschaftlichkeit und vollkommener Betriebssicherheit.

Für die Steigerung der höchsten spez. Leistung steht zu unserer Verfügung die Erhöhung des mittleren eff. Druckes und der Drehzahl, wobei das erste Ziel durch Verkleinerung des Luftüberschusses oder durch Vergrößerung des Luftgewichtes (Aufladen) oder aber durch beide zusammen erreicht werden kann.

Die Verkleinerung des Luftüberschusses sowie die Erhöhung der Drehzahl fordern aber beschleunigte Mischung der frischen Luft mit dem Brennstoff und Verkleinerung des Zündverzuges. Wenn die Einführung des Brennstoffes in gut zerstäubtem Zustand in die hochgespannte bzw. hochoberhitzte Luft den Zündverzug erheblich verkleinert, so geht dennoch die Verbrennung, solange der Brennstoff in die ganze Masse der Verbrennungsluft eingespritzt wird, schleppend und unvollständig vor sich. Tatsächlich ist in diesem Falle weder das progressiv sich verzögernde Zusammentreffen des Brennstoffes mit der frischen Luft noch die progressiv sich verzögernde Verbrennung zu vermeiden; die Verbrennung wird sich um so weiter in den Ausdehnungshub hinein erstrecken, je größer die Drehzahl ist, was dieselbe Folge wie das Nachbrennen hat. Beides führt zur Verschlechterung des Wirkungsgrades und zur Erhöhung der Wärmebeanspruchungen.

Um diese Nachteile zu vermeiden, soll m. E. das Mischungsverfahren geändert werden, und zwar nach der Richtung hin, daß frische Luft dem eingeführten Brennstoff in einem genau bemessenen zeitlichen und quantitativen Verhältnis in der Verbrennungszone zugeführt und die Abgase aus dieser abgeführt werden.

Eine Einführung der verdichteten und hochoberhitzten Luft aus einem Behälter (Luftspeicher) bzw. von einem Kompressor etwa in der Art, wie es mit

dem Dampf bei den Dampfmaschinen der Fall ist, also mit großer Mengeänderung, bringt zwar eine Erhöhung des mittleren eff. Druckes, verschlechtert aber, wie die Versuche festgestellt haben, bedeutend den Wirkungsgrad wegen des kleinen Ausdehnungsgrades und der großen mechanischen und thermischen Verluste. Das Aggregat, welches Luft zuführt, muß als ein ungetrennter Teil des Arbeitszylinders ausgebildet werden, so daß die Verbrennung ohne Mengeänderung vor sich geht und die Ausdehnung sich auch im Zylinder des Zusatzaggregates ausbreitet, wie beispielsweise in der Ausführung am Schluß des Kapitels 7 (Abb. 340) gezeigt wurde.

Mit der Beschleunigung der Verbrennung sowie auch mit dem Aufladen und hauptsächlich mit Verkleinerung des Luftüberschusses steigt selbstverständlich der Zünddruck und kann unter Umständen 100 at und mehr erreichen. Da aber bereits Ausführungen bekannt sind, bei welchen der Höchstdruck bis auf 70 at steigt, so kann man m. E. ohne Gefahr den Druck bis 100 at steigern. Ist das heute noch unmöglich, so wird es morgen bestimmt möglich sein.

Daß durch Beschleunigung der Mischung und Verbrennung sich das Arbeitsdiagramm mehr und mehr dem Verfahren mit Verbrennung bei unveränderlichem Volumen nähert, ist selbstverständlich nur von Vorteil. Die Ausführungen von Langer, wonach das Verfahren mit unveränderlichem Volumen, nicht aber dasjenige mit unveränderlichem Druck anzustrebendes Ideal ist, sind unbestreitbar richtig. Tatsächlich steigt bei demselben Verdichtungsgrad die Wirtschaftlichkeit mit der Erhöhung des Ausdehnungsgrades, also je näher zum Totpunkt die Verbrennung beendet ist.

Aber das Arbeitsverfahren mit Verbrennung bei unveränderlichem Volumen steht gewissermaßen in Widerspruch mit der unbedingten Notwendigkeit — bei Motoren mit Einspritzung des Brennstoffes nach der Verdichtung —, eine bestimmte, wenn auch sehr kleine Zeit für die Mischung des Brennstoffes mit Luft vorzusehen, da in den üblichen Dieselmotoren das Volumen nur während einer unendlich kleinen Zeitspanne unveränderlich bleibt.

Man kann aber diesem Umstand dadurch begegnen, daß man z. B. zwei gegenlaufende Kolben um einen Kurbelwinkel, welcher der nötigen Mischungs- und Verbrennungszeit entspricht, versetzt. In dieser Weise erhöht man ein Verfahren mit zeitlicher Verbrennung bei unveränderlichem Volumen, bei dem der Ausdehnungsgrad dem Verdichtungsgrad gleich ist. Macht z. B. das Volumen des Verdichtungsraumes 0,1 des Hubvolumens ($V_v = 0,1 V_h$) aus, was einem Verdichtungsgrad 1:11 entspricht, dann ist der Ausdehnungsgrad beim idealen Explosionsverfahren gleich 11, bei Gleichdruckverbrennung mit Verbrennungsgrad 2 (Verhältnis des Volumens am Ende der Verbrennung zum Volumen des Verdichtungsraumes = 2) nur 5,5, und bei der zeitlichen Verbrennung bei unveränderlichem Volumen in der Annahme, daß die Verbrennung während derselben Zeitspanne wie im Gleichdruckverfahren vor sich geht, ist der Ausdehnungsgrad gleich 11.

Man erhält aber denselben Ausdehnungsgrad selbstverständlich nur dann, wenn die Mischung und Verbrennung während der Zeitspanne, die der Kurbelversetzung entspricht, vollständig beendet ist, also in Verbindung mit dem oben beschriebenen Verfahren der zwangläufigen Zuführung der frischen Luft zu dem fein zerstäubten und zündfertigen Brennstoff. Wird umgekehrt die

Kolbenversetzung dazu benutzt, um Brennstoff in den Verbrennungsraum des anderen Zylinders einzublasen oder zu zerstäuben oder aber gut zu verteilen, dann wird damit nur eine verzögerte Verbrennung und ein verkleinerter Ausdehnungsgrad erreicht. In der Tat: erstens ist der in dieser Art erzielte Zerstäubungsdruck, der kaum 1 at Überdruck oder sogar weniger beträgt, ungenügend, zweitens wird der Brennstoff gerade in die Zone der verbrannten Gase eingeführt.

Durch Vereinigung also der zeitlichen Verbrennung bei unveränderlichem Volumen mit der planmäßigen Mischung der frischen Luft mit dem Brennstoff vor der Verbrennung wird die Verbrennung beschleunigt, es wird möglich, ohne Luftüberschuß und mit unveränderlichem Volumen zu arbeiten, was zusammen die Wirtschaftlichkeit und die spez. Leistung erhöht. Außerdem wird damit die Möglichkeit der Drehzahlsteigerung gegeben.

Die Erhöhung der Drehzahl fordert aber entsprechende Verbesserung des Vorbereitungsteiles. Der freie Auspuff muß schnell beendet werden, wozu reichlich bemessene Auspuffkanäle nötig sind. Auch die Lufteinführung muß durch Vergrößerung der Querschnitte der Saugkanäle bzw. durch Aufladen, wenn auch mit ganz kleinem Überdruck, erleichtert werden, da sonst die bremsende Wirkung des Ausstoßens und Ansaugens den mechanischen Wirkungsgrad verschlechtert.

Die Erhöhung der Drehzahl steigert die Wärmebeanspruchungen nur, falls dabei die relative Zeit der Verbrennung steigt. Auch die Erhöhung des mittleren eff. Druckes ist nur dann schädlich, wenn die Zeit der Verbrennung verlängert wird. Da aber bei den obenbeschriebenen Verfahren die relative Zeit der Verbrennung unveränderlich bleibt, so entsteht dabei weder ein Nachbrennen noch gefährliche Wärmebeanspruchungen.

Wir haben erwähnt, daß man den Wärmebeanspruchungen durch eine Wärmeentspannung der Wandungen begegnen kann. Dieses Problem, das von großer Bedeutung für die Schnellläufer sowie auch für die Zweitaktmotoren ist, kann durch Verbesserung des Vorbereitungsteiles gelöst werden.

Der Dieselmotor der Zukunft wird also nicht nach dem Verbrennungsverfahren von Diesel: „ohne Temperatur- und Drucksteigerung“, sondern umgekehrt mit großer Temperatur- und Drucksteigerung arbeiten, weshalb am Anfang des Kapitels 8 das Dieselverfahren nicht zu den Kennzeichen des Dieselmotors gerechnet wurde.

Das zweite Hauptproblem ist die Regulierung des Dieselmotors, d. h. die Anpassung der Leistung oder der Geschwindigkeit oder aber beider zusammen an die Betriebsbedingungen.

Bei den ortfesten Dieselmotoren genügt es meist, die Drehzahl des Motors bei verschiedenen Belastungen unveränderlich zu halten. Da die Belastung eines Motors (N) dem Produkt aus Drehzahl (n) und mittlerem eff. Druck (p) proportional ist:

$$p \cdot n = \text{const}, \quad (\text{A})$$

so folgt aus dieser Gleichung mit der Forderung:

$$n = \text{const},$$

daß bei Belastungsänderung der mittlere eff. Druck proportional der Belastung geändert werden muß, was in bekannter Weise durch Beeinflussung der Brennstoffzufuhr mit Hilfe des Regulators selbsttätig erzielt wird.

Bei den Schiffsdieselmotoren besteht die Aufgabe der Regulierung in Änderung der Schiffsgeschwindigkeit. Da diese der Drehzahl des Motors proportional ist, der Kraftbedarf aber mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit steigt, so muß der mittlere eff. Druck umgekehrt proportional dem Quadrat der Drehzahl geändert werden. Auch hier wird die Einstellung des mittleren eff. Druckes durch die Änderung der Brennstoffzufuhr erreicht, die aber nicht selbsttätig, sondern von Hand vorgenommen wird.

Daß diese Regulierung Schwierigkeiten verursachen muß, ist aus dem folgenden Beispiel ersichtlich. Es sei der mittlere eff. Druck bei voller Geschwindigkeit 5 at; bei einer Geschwindigkeit, die einem Drittel der Vollfahrtsgeschwindigkeit entspricht, muß der mittlere eff. Druck auf etwa 0,56 at ($= \frac{5}{9}$) sinken. Wenn ein Dieselmotor bei voller Drehzahl ohne Belastung (mittlerer eff. Druck = 0) auch noch ruhig laufen kann, so ist das nicht mehr der Fall bei ganz kleiner Belastung und bei gleichzeitiger Drehzahlverminderung.

Tatsächlich entfernt sich bei großer Drehzahlverminderung die Verdichtungskurve wegen größerer Abkühlung von der Adiabate, so daß die Endtemperatur der Verdichtung sinkt. Außerdem ist die Endtemperatur der Ausdehnung wegen kleinerer Brennstoffzufuhr niedriger, wodurch wiederum die Anfangs- und folglich auch die Endtemperatur der Verdichtung sinkt. Schließlich nehmen die Zylinderwände, der Kolbenboden und der Deckel auch eine entsprechend niedrigere Temperatur an. Das Zusammenwirken dieser drei Ursachen kann unter Umständen, hauptsächlich bei dauerndem Langsamlauf, zum Versagen der Zündungen führen.

Um dies zu verhindern, kann man z. B. einige Zylinder (bei mehrzylindrigen Motoren) ausschalten, wobei jeder der arbeitenden Zylinder mit einem entsprechend höheren mittleren eff. Druck arbeiten muß, oder den Auspuff drosseln oder die Saugluft durch die Abgase erwärmen, um die Endtemperatur zu erhöhen; es sind auch noch andere Maßnahmen möglich.

Die Regulierung der ortfesten Motoren ist derjenigen der Schiffsdieselmotoren insofern ähnlich, als in beiden Fällen das Drehmoment ($\frac{N}{n}$), das dem mittleren eff. Druck proportional ist (vgl. A), nur in einer Richtung geändert werden muß, und zwar in Richtung einer Senkung des mittleren eff. Druckes.

In den Fahrzeugmotoren im allgemeinen und besonders in Lokomotivmotoren kommt aber noch eine andere Regulierungsart in Frage. Der Fahrzeugmotor muß die Fahrzeuge auf Steigungen führen, was Erhöhung des Drehmomentes erfordert.

Die Behauptung, daß der Dieselmotor ein Motor mit unveränderlichem Drehmoment (constant torque motor) sei, ist m. E. nicht richtig. Wir haben gesehen, daß umgekehrt der Fahrzeugdieselmotor auch ohne künstliche Mittel seinen mittleren eff. Druck bedeutend erhöhen kann, wobei das Produkt der Drehzahl und des mittleren eff. Druckes und damit die Leistung des Motors annähernd unveränderlich bleibt. Arbeitet ein Dieselmotor z. B. bei 1000 Uml./min

mit einem mittleren eff. Druck von 5 at, dann kann er bei 700 Uml./min mit 7 at und vorübergehend bei 500 Uml./min mit 10 at arbeiten. Drehmoment und Zugkraft werden dementsprechend verdoppelt.

Diese Eigenschaft der Dieselmotoren hat sich schon im Betriebe herausgestellt: es wird von verschiedenen Firmen berichtet, daß bei Versuchfahrten der Dieselmotor ohne Umschaltung des Wechselgetriebes auf Steigungen arbeiten kann. Da das Wechselgetriebe rd. 30 bis 40 % des Motorgewichtes beansprucht, so könnte man durch Ausbildung eines Dieselmotors, der bei jeder Drehzahl zwischen 100 und 25 bis 30 % seine Höchstleistung abgeben und dadurch das Drehmoment bzw. die Zugkraft stetig erhöhen könnte, das Gewicht der Anlage je 1 PS ohne höhere spezifische Leistung des Motors um rd. 30 % vermindern.

Als Mittel für weitere, dauernde Erhöhung des Drehmomentes sollen das Aufladeverfahren und der Übergang von Vier- auf Zweitaktarbeit erwähnt werden. Diese beiden Mittel verfolgen den Zweck, bei Verkleinerung der Drehzahl (n) die Leistung (N) unveränderlich zu halten, so daß das Drehmoment:

$$M = \frac{N}{n} \cdot \text{const} \quad (\text{B})$$

erhöht wird.

Das Aufladen kann nach früherem insbesondere bei Drehzahlverminderung ziemlich weit getrieben werden. Es muß selbstverständlich dabei das Aufladegerbläse von der Drehzahl unabhängig sein, um ein unveränderliches Luftgewicht je Zeiteinheit zu liefern. Die Aufgabe des Aufladegerbläses kommt in diesem Falle der Aufgabe des Dampfkessels der Dampflokomotive gleich: in beiden wird die Unveränderlichkeit der Leistung, also die Erhöhung des Drehmoments bei kleineren Drehzahlen, durch Lieferung desselben Dampf- bzw. Luftgewichtes je Zeiteinheit erzielt.

Da aber das Aufladen durch die Rücksicht auf die Zünddrucksteigerung begrenzt wird, so muß man, falls weitere Erhöhung des Drehmoments nötig ist, das zweite Mittel benutzen.

Der Fahrzeugmotor arbeitet bekanntlich bei der höchsten Geschwindigkeit des Fahrzeuges mit der höchsten Drehzahl; hierzu eignet sich das Viertaktverfahren am besten. Aber es steht nichts im Wege, bei kleineren Drehzahlen das Zweitaktverfahren zu benutzen. Bei den oben erwähnten Fahrzeugdieselmotoren könnte man bei 500 Uml./min im Zweitakt mit 5 at mittlerem eff. Druck arbeiten und ein doppeltes Drehmoment dauernd erreichen.

Durch Vereinigung des Aufladeverfahrens mit der Zweitaktarbeit kann das Drehmoment noch weiter gesteigert werden. Für den behandelten Fall kann man bei 250 Uml./min einen mittleren eff. Druck von 8 at ohne weiteres erlauben, wobei das Drehmoment mehr als verdreifacht werden kann.

Daß die Vorrichtungen für Umschaltung von Vier- auf Zweitakt und umgekehrt viel einfacher als die Vorrichtungen für die Umsteuerung der Schiffdieselmotoren sind, ist jedem Fachmann ohne weiteres klar. Das Aufladeverfahren erfordert auch keine besonderen Vorrichtungen.

Wenn also der Dieselmotor ein ausgesprochener Lokomotivmotor ist, so besteht keine unbedingte Notwendigkeit, verschiedene künstliche Übertragungen zu benutzen oder den Dieselmotor mit einer Dampfmaschine zu ver-

einigen. Für die Staaten und Gegenden, in denen überall Wasser und Brennstoff vorhanden sind bzw. gelagert werden können, wäre die Frage, ob man der Diesellokomotive oder der Dampflokomotive oder aber der Dieseldampflokomotive den Vorzug geben soll, durch einfache Rechnung in der kaufmännisch-technischen Verwaltung zu beantworten. Was aber die wasser- bzw. brennstofflosen Gegenden anbetrifft, so ist hier zweifellos nur der Dieselmotor anwendbar.

Als ich vor 25 Jahren als junger Ingenieur der Dieselmotorenfabrik L. Nobel in St. Petersburg an der Aussprache im Anschluß an den Vortrag in der Schiffbautechnischen Gesellschaft über die Ursachen der unglücklichen Fahrt der russischen Kriegsflotte während des Russisch-japanischen Krieges teilnahm und auf die unbedingte Notwendigkeit der Ausrüstung der Kriegsschiffe mit Dieselmotoren hinwies, und behauptete, daß der Dieselmotor eine größere Bedeutung für das Schiffswesen als für ortfeste Anlagen habe, da habe ich selbstverständlich in meinen kühnsten Gedanken nicht erwartet, daß die Entwicklung des Schiffdieselmotors so erstaunend rasch vor sich gehen wird.

Je mehr ich über die Anwendung des Dieselmotors für den Landverkehr und insbesondere für den Luftverkehr nachdenke, desto mehr komme ich zur Überzeugung, daß der Dieselmotor ein ausgesprochener Fahrzeugmotor ist, daß seine Anwendung in Land- und Luftverkehr eine noch größere und schnellere Verbreitung als im Schiffswesen haben wird. Das kompressorlose Verfahren und der Schnellauf sind die ersten Stufen zur Ausbildung des künftigen Luftfahrzeugdieselmotors, welcher die Luftfahrt zu demselben sicheren Verkehr wie der Land- bzw. Schiffsverkehr machen wird. Und wenn meine Arbeiten einigermaßen dazu beitragen werden, so bin ich damit bestens belohnt, und in dieser Hoffnung schließe ich meine Trilogie mit Worten: „Feci quod potui.“