

Bild 17. Abhängigkeit der Anlaßtemperatur von der Cetanzahl bei den Versuchsmotoren mit direkter Einspritzung, bezogen auf einen gemeinsamen Verdichtungsdruck von 26 atü.

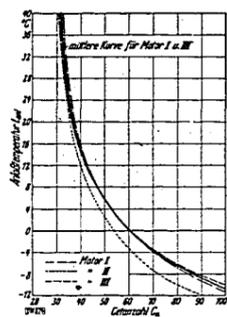
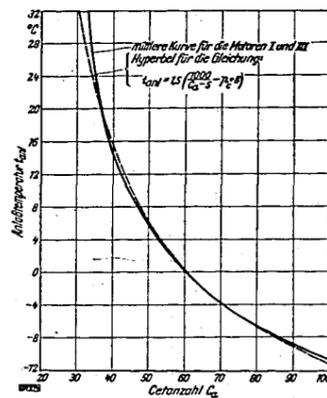


Bild 18 (rechts). Mittlere Kurve für die Abhängigkeit der Anlaßtemperatur von der Cetanzahl für den Motor I und III bei einem Verdichtungsdruck $p_c = 26$ atü.



e) Die Kennlinien als mathematische Funktion

Der hyperbolische Verlauf der Kennlinien legte es nahe, hierfür eine mathematische Funktion zu suchen. Die mittlere Kurve für Motor I und III für 26 atü Verdichtungsdruck, die in Bild 18 stark ausgezogen ist, ließ sich im Bereich der mittleren Cetanzahlen in großer Annäherung durch die Hyperbel

$$t_{\text{anl}} = \frac{1500}{C_c - 5} - 27 \quad [^\circ\text{C}]$$

darstellen. Hierin bedeutet: C_c Cetanzahl, t_{anl} Anlaßtemperatur [$^\circ\text{C}$].

In der Konstante 27 ist der vorausgesetzte gleichbleibende Verdichtungsdruck von 26 atü enthalten. Um diesen darzustellen und dadurch den Anwendungsbereich der Formel zu vergrößern, mußte für die Abhängigkeit der Anlaßtemperatur vom Verdichtungsdruck zur Vereinfachung ein linearer Verlauf mit $1,5^\circ$ je atü Druckunterschied angenommen werden. In dem Bereich von 23 bis etwa 29 atü (Bild 8) ist das in Annäherung auch möglich, z. B. beträgt der hierdurch entstehende Fehler für die Anlaßtemperatur bei 23 atü $0,5^\circ\text{C}$ und bei 29 atü $0,7^\circ\text{C}$.

Damit ergab sich nun für Motor I und III, die beide in der normalen Vollaststellung der Pumpe angelassen wurden, die Formel (gültig für $n = 120$ U/min):

$$t_{\text{anl}} = 1,5 \cdot \left(\frac{1000}{C_c - 5} - p_c + 5,8 \right) \quad [^\circ\text{C}]$$

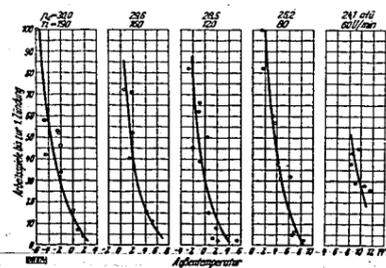


Bild 19. Anlaßzeit in Arbeitspielen bis zur ersten Zündung abhängig von der Außentemperatur für verschiedene Drehzahlen bei Motor I. Kraftstoff 4; $C_c = 53$.

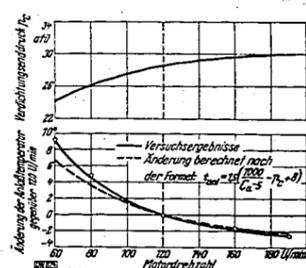


Bild 20. Verdichtungsdruck und Änderung der Anlaßtemperatur gegenüber 120 U/min bei Motor I in Abhängigkeit von der Drehzahl. Kraftstoff 4; $C_c = 53$.

Hierin stellt p_c den Verdichtungsdruck in atü dar, der je nach Motor- und Betriebsverhältnissen eingesetzt werden muß.

Bei Motor II ist die Hyperbel durch die vergrößerte Einspritzmenge um rd. $3,3^\circ\text{C}$ senkrecht verschoben. Hier ändert sich also lediglich die Konstante 8 in der Formel, so daß für diesen Motor gilt:

$$t_{\text{anl}} = 1,5 \cdot \left(\frac{1000}{C_c - 5} - p_c + 5,8 \right) \quad [^\circ\text{C}]$$

Mit Hilfe der angegebenen Formeln läßt sich für eine überschlägige Berechnung die Anlaßtemperatur mit hinreichender Genauigkeit ermitteln. Sie gilt für eine Drehzahl von 120 U/min und außerdem definitionsgemäß für erste Zündung nach dem 30. Arbeitspiel mit 15 s Anfahrzeit, d. h. somit nach einer Startzeit von 45 s. Da diese Betriebsbedingungen durchaus der Praxis entsprechen, geben die Formeln ausreichend genaue Überschlagswerte an.

8. Ergänzende Messungen

a) Die Abhängigkeit der Anlaßtemperaturen von der Drehzahl

Neben den Versuchen mit konstanter Drehzahl war es wichtig, auch den Einfluß wechselnder Drehzahlen auf das Zündverhalten zu untersuchen. Hierbei wurden nur Versuche mit dem Kraftstoff 4 mittlerer Cetanzahl (s. Zahlentafel 1) gemacht, der bei den übrigen Versuchen wenig Streuungen gezeigt hatte.

Bild 19 zeigt die Versuchsergebnisse für die Drehzahlen 60 bis 190 U/min. Die Versuche wurden am Motor I in der gleichen Weise wie vorher durchgeführt. Die Form dieser Kurven zeigt das gleiche Aussehen wie die Bilder 11, 13 und 15. Die Streuungen liegen auch in den vorher kennengelernten Grenzen. Wenn man aus diesen Kurven den Kennwert bei 30 Arbeitspielen herausnimmt und über der Drehzahl aufträgt, wie es in Bild 20 geschehen ist, ergibt sich für diesen Kraftstoff die Abhängigkeit der Anlaßtemperatur von der Drehzahl. Im Bild oben sind die hierzu gehörigen gemessenen Drücke p_c aufgetragen. Eine Korrektur auf einen für jede Drehzahl festgelegten mittleren Wert wurde nicht vorgenommen, da die Ermittlung der erforderlichen Hilfskurven eine Arbeit von vielen Wochen bedeutet hätte.

Nun soll nachgeprüft werden, ob nicht vielleicht die oben entwickelte Beziehung für die Abhängigkeit der Anlaßtemperatur von der Cetanzahl auch für andere Drehzahlen Gültigkeit hat, wenn man in diese Formel den jeweils auftretenden, in Bild 20 oben dargestellten Verdichtungsdruck p_c einsetzt.

Der Verdichtungsdruck ist, wie bekannt, ein Maß für die Verdichtungsdrucktemperatur, denn diese hängt ja über den Verdichtungsdruck unmittelbar mit dem Druck zusammen. Wenn man davon ausgeht, daß für jede Drehzahl eine bestimmte Verdichtungsdrucktemperatur zur Erreichung der Zündung notwendig ist (s. Teil III, S. 71), so kann die aufgestellte Beziehung nur dann für alle Anlaßdrehzahlen Gültigkeit haben, wenn die zum Zündverzögerung zur Verfügung stehende Zeit, die mit steigender Drehzahl immer kleiner wird, durch die thermodynamisch bedingte höhere Endtemperatur ausgeglichen wird.

Hier zeigte sich nun eine überraschende Gültigkeit der Formel für die übrigen Drehzahlen, wenn, wie bereits gesagt, die jeweils zugehörigen Enddrücke in diese Formel eingesetzt werden.

Im unteren Teil des Bildes 20 ist, ausgehend von $n = 120$ U/min, nach beiden Seiten die Veränderung der Anlaßtemperatur nach der Formel gestrichelt dargestellt. Von 100 U/min aufwärts ist eine sehr gute Übereinstimmung zu erkennen. Bei 80 U/min tritt ein Unterschied von nur 1°C und bei 60 U/min von reichlich 2°C auf.

Man muß sich darüber klar sein, daß es, wie erwähnt, keine thermodynamisch begründete Notwendigkeit für die hier nachgewiesene Gültigkeit der Formel bei den verschiedenen Anlaßdrehzahlen gibt; es ist ein zufälliges Zusammentreffen. Die allgemeine Gültigkeit kann nur durch weitere ausgedehnte Versuche ermittelt werden. Die für $n = 120$ U/min aufgestellte und hierbei gültige Beziehung ist deshalb bei den anderen Drehzahlen vorläufig noch als angenäherte Lösung zu betrachten.

b) Versuchsergebnisse mit Zündgemischen

Weiterhin sollte festgestellt werden, ob sich die sog. Zündgemische aus Cetan und α -Methylnaphthalin beim Anlassen ebenso verhalten wie die Kraftstoffe gleicher Zündwilligkeit. Zu diesem Zweck wurden die in Zahlentafel 1 angeführten Zündgemische zur Verfügung gestellt. Die Startversuche wurden an Motor I und III nach den gleichen Grundsätzen durchgeführt.

Die Ergebnisse dieser Versuche mit den Zündgemischen (Cetanzahl 40, 55 und 70) entsprechen durchaus den mit den anderen Kraftstoffen erhaltenen Ergebnissen. Die Anlaßkurven sind in den Bildern 11 und 15 mit enthalten. Die Streuung der Versuchspunkte liegt in den Grenzen derjenigen bei den Versuchskraftstoffen.

In den Bildern 12 und 16 sind die Anlaßtemperaturen der Zündgemische durch Kreuze eingezeichnet; sie liegen mit einer Ausnahme gut in den Kennlinien der Kraftstoffe.

Das Zündgemisch mit der Cetanzahl 25 wurde nicht untersucht, da die erforderlichen hohen Anlaßtemperaturen in dem Kältetunnel mittels der vorhandenen elektrischen Heizgeräte nur sehr schwer und unter großem Zeitverlust hätten erreicht werden können.

Da das reine Cetan bei einer Temperatur von etwa $+8^{\circ}\text{C}$ und seine Gemische mit Cetanzahl 70 und 85 bei etwas tieferen Temperaturen stocken, ergaben sich auch hier die Schwierigkeiten, wie dies z. B. bei Kraftstoff 12, dem reinen Kogasin, der Fall war. Durch Aufheizen der kraftstoffführenden Teile (Bild 4) gelang es nun, die Anlaßversuche zwar bis zu etwa -7°C Außentemperatur herunter durchzuführen, bei noch tieferen Außentemperaturen jedoch konnte weder Motor I noch Motor III zum Zünden gebracht werden. Als Ursache für die Erscheinung ergab sich folgendes:

Während eines Anlaßversuches mit herausgenommener Düse stellte es sich heraus, daß, trotzdem der Kraftstoff in den Leitungen und der Pumpe durch das Aufheizen flüssig gehalten wurde, er doch nicht flüssig, sondern als Schnee aus der Düse ausspritzte. Der Kraftstoff erstarrte also beim Durchtritt durch die Düse. Da nun die Schmelzwärme groß und außerdem die Bildung kleinster Tröpfchen beim Auftauen des Kraftstoffschnees im Verdichtungsraum nicht mehr möglich ist, läßt es sich leicht erklären, warum bei diesen tiefen Temperaturen die Zündgemische nicht mehr zum Zünden gebracht werden konnten. Die Düse selbst durfte nicht aufgeheizt werden, da hierdurch die Wärme auch in die Wandungen des Motors selbst weitergeführt worden wäre und somit zu falschen Schlüssen Anlaß gegeben hätte.

Während das Zündgemisch mit Cetanzahl 70 bei Motor III noch zum Zünden gebracht werden konnte, war dasjenige mit Cetanzahl 85 sowie das reine Cetan aus den genannten Gründen in keinem Motor mehr zu untersuchen.

Aus den Ergebnissen für die drei erprobten Zündgemische geht jedoch mit genügender Sicherheit hervor, daß die Zündgemische sich beim Anlassen genau so verhalten wie die übrigen Kraftstoffe der gleichen Cetanzahl. Diese Tatsache erhärtet die Richtigkeit der angewendeten Versuchsverfahren und der aus den Ergebnissen gezogenen Schlüsse.

c) Versuchsergebnisse mit Zündbeschleunigern

Um den Einfluß der bekannten Zündbeschleuniger auch beim Kaltstart zu prüfen, wurden den Kraftstoffen 6 und 9 je 1,5 Vol.-% Amylnitrat beigemengt. Die Verbesserung der Cetanzahl dieser beiden Kraftstoffe ist, wie bekannt, durch diese Beimengung erheblich. Kraftstoff 6 ergab bei einer Prüfung im HWA-Prüfmotor eine Steigerung der Cetanzahl von 39,5 auf 68,0, Kraftstoff 9 eine solche von 37,0 auf 69,5. Ihren neuen Cetanzahlen entsprechend hätten nun die Anlaßtemperaturen dieser beiden Kraftstoffe nach Bild 12 bei Motor I bei -6 bzw. $-6,5^{\circ}\text{C}$ liegen müssen, bei Motor II nach Bild 14 bei $-1,5^{\circ}\text{C}$ für Kraftstoff 6. Die durchgeführten Anlaßversuche, deren Ergebnisse in Bild 21 wiedergegeben sind, zeigten jedoch nur eine verhältnismäßig geringfügige Verbesserung der Anlaßtemperaturen. Für Motor I ergab sich für Kraftstoff 6 eine Verbesserung der Anlaßtemperatur von $19,5$ auf $15,4^{\circ}\text{C}$ und für Kraftstoff 9 eine solche von $21,3$ auf $16,8^{\circ}\text{C}$. In Motor II fiel für Kraftstoff 6 die Anlaßtemperatur von $24,8$ auf $17,3^{\circ}\text{C}$.

Man kann somit aus diesen Versuchen schließen, daß das als Zündbeschleuniger verwendete Amylnitrat, das für die betriebswarme Maschine eine erhebliche Verbesserung der Zündwilligkeit mit sich bringt, für den Kaltstart jedoch nur eine geringfügige Verbesserung der Anlaßtemperatur ergibt.

d) Verbesserung der Anlaßtemperatur durch Einbringen von Öl in den Verbrennungsraum

Durch das Einspritzen von Maschinenöl in den Verbrennungsraum durch das Einlaßventil hindurch läßt sich der Verdichtungsdruck und damit die zugehörige Temperatur schon durch verhältnismäßig geringe Ölmenngen, etwa 1 bis 2 cm^3 , ganz erheblich steigern. Diese Drucksteigerung entsteht, abgesehen von den auf Grund der guten Schmierung verringerten Lässigkeitsverlusten, vor allem durch die infolge der verschlechterten Wärmeübergangsverhältnisse bewirkte Vergrößerung des Verdichtungsexponenten.

Um festzustellen, welchen Einfluß diese Maßnahme auf das Anlaßverhalten hat, wurden hierzu an Motor III ausführliche Versuche mit dem Kraftstoff 1 nach folgendem Verfahren durchgeführt. Nach Beendigung eines Anlaßversuches erfolgte bei weiterem Durchdrehen des Motors die Einspritzung von etwas Öl (Mobilöl „Arctic“), bis der Verdichtungsdruck den gewünschten erhöhten Wert, z. B. 39 atü, erreicht hatte. Nach dem anschließenden, etwa zweistündigen Ausgleich wurde der Anlaßversuch nach dem üblichen Verfahren durchgeführt.

000972

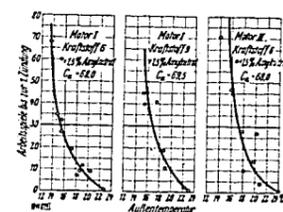


Bild 21. Anlaßzeit in Arbeitsspielen bis zur ersten Zündung in Abhängigkeit von der Außentemperatur, für Kraftstoffe mit Zündbeschleuniger.

Links und Mitte: Motor I; $n = 120$ U/min; $\epsilon = 15,3$; $p_c = 28$ atü.
Rechts: Motor II; $n = 120$ U/min; $\epsilon = 14,0$; $p_c = 23$ atü.

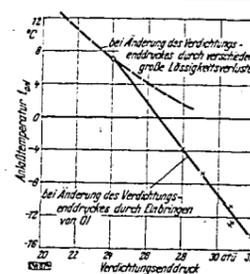


Bild 22. Erniedrigung der Anlaßtemperatur beim Motor III durch Einbringen von Öl in den Zylinder im Vergleich zu derjenigen durch geringere Lässigkeitsverluste. Kraftstoff 1; $C_a = 16,5$; $n = 120$ U/min.

In Bild 22 ist die nach diesem Verfahren erreichte Anlaßtemperatur in Abhängigkeit des erhöhten Verdichtungsdruckes dargestellt. Es ergibt sich eine nahezu lineare Abhängigkeit. Die Erniedrigung der Anlaßtemperatur ist bedeutend. Dies geht aus dem Vergleich mit der gestrichelt eingetragenen Kurve für die durch Lässigkeitsverluste bedingte Veränderlichkeit (Bild 8) hervor, die wesentlich flacher verläuft.

Bei einer Erhöhung des Verdichtungsdruckes von 24 atü auf 32 atü fällt z. B. die Anlaßtemperatur für den Kraftstoff 1 von $+7$ auf -15°C . Dies entspricht einer Verbesserung der Anlaßtemperatur von etwa $2,8^{\circ}\text{C}$ je at Drucksteigerung.

Die hier gezeigte Erniedrigung der Anlaßtemperatur beim Einbringen von Öl in den Zylinder war bei allen Kraftstoffen und auch bei den anderen Versuchsmotoren in gleichem Maße festzustellen. Es zeigte sich allgemein eine Verminderung der Anlaßtemperatur von etwa 3°C je at Druckerhöhung.

e) Das Anlaßverhalten von Benzin als Dieseldieselfkraftstoffe

Als Ergänzung der Anlaßversuche mit Dieseldieselfkraftstoffen verschiedener Cetanzahlen wurden auch Anlaßversuche mit drei Benzin als Dieseldieselfkraftstoffe am Motor I durchgeführt. Die Benzine hatten etwa die Cetanzahlen 32, 34 und 35. Bild 23 zeigt die Anlaßkurven dieser Benzine. Dem Verlauf nach entsprechen sie zwar den Anlaßkurven der Diesellole, jedoch sind die Anlaßtemperaturen wesentlich günstiger als diejenigen der Diesellole gleicher Cetanzahl. Dies geht aus der nachfolgenden Gegenüberstellung für Motor I und $n = 120$ U/min hervor.

Cetanzahl	32	34	35
Dieselloil: t_{anl}	$> +36$	$+28$	$+24^{\circ}\text{C}$
Benzin: t_{anl}	$+9$	$+3$	$+1,7^{\circ}\text{C}$

Die in den Bildern 17 und 18 dargestellte mittlere Kennlinie für Motor I und III sowie die aufgestellte empirische Formel haben demnach für Benzine keine Gültigkeit. Das bessere Anlaßverhalten ist wahrscheinlich auf die gegenüber Diesellole geringere Oberflächenspannung des Benzins zurückzuführen. Da nämlich bei der Einspritzung die Tröpfchengröße des Strahles bei sonst gleichen Bedingungen etwa proportional der Oberflächenspannung ist, werden sich bei der Einspritzung von Benzin viel kleinere Tröpfchen ausbilden als beim Dieselloil. Hierdurch wird die Verdampfung des Kraftstoffes wesentlich gefördert und damit der Zündverzögerung verkürzt. Diese Erkenntnis des verhältnismäßig guten Anlaßverhaltens von Benzin als Dieseldieselfkraftstoffen wird durch die Praxis bestätigt.

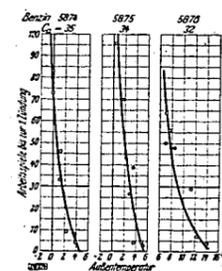


Bild 23. Anlaßzeit in Arbeitsspielen bis zur ersten Zündung, gemessen von der ersten Einspritzung ab (nach 16s Anfahrzeit) für Vergaserkraftstoffe (Benzine) verschiedener Zündwilligkeit, abhängig von der Außentemperatur.

Motor I; $n = 120$ U/min; $\epsilon = 15,3$; $p_c = 28$ atü.

9. Zusammenfassung

Die vorliegenden Untersuchungen hatten zum Ziel, zwischen der Zündwilligkeit eines Diesekraftstoffes und seinem Anlaßverhalten im Dieselmotor beim Kaltstart eine eindeutige Abhängigkeit zu suchen. Hierzu war es zunächst notwendig, durch umfangreiche Vorversuche das Versuchsverfahren selbst festzulegen. Die hierbei aufgetretenen Schwierigkeiten und ihre Behebung wurden im einzelnen dargestellt. Als Versuchsmotoren dienten drei serienmäßig hergestellte, handelsübliche Dieselmotoren mit Luftspeicher- bzw. Beikammerverfahren. Als Ergebnis von über 2000 Einzelversuchen an diesen Motoren mit 14 Versuchskraftstoffen und mehreren Zündgemischen gelang es, nachzuweisen, daß zwischen der durch die Cetanzahl dargestellten Zündwilligkeit des Diesekraftstoffes und seinem Anlaßverhalten im Motor, dargestellt durch die Anlaßtemperatur, eine eindeutige Abhängigkeit tatsächlich besteht. Hierfür ergab sich eine Hyperbel, für die auch eine empirische Formel angegeben werden konnte. Mit Hilfe dieser Beziehung ist es möglich, über das Anlaßverhalten eines Diesekraftstoffes bekannter Cetanzahl in einem Fahrzeug-Dieselmotor der genannten Verfahren unter Berücksichtigung der vorher festgelegten, der Praxis weitgehend entsprechenden Betriebsbedingungen, Aussagen zu machen.

Darüber hinaus wurde das Anlaßverhalten von Zündgemischen aus Cetan und α -Methylnaphthalin, von Zündbeschleunigern und anderen Verfahren zur Verbesserung des Anlaßverhaltens untersucht. Hierbei verhielten sich die Zündgemische praktisch genau so wie die Diesekraftstoffe, dagegen haben die Zündbeschleuniger (Amylnitrat), die bekanntlich bei betriebswarmen Maschinen die Zündwilligkeit des Kraftstoffes wesentlich verbessern, beim Kaltstart nur eine für die Praxis geringe Wirkung; das Einbringen einer geringen Menge von Schmieröl verbessert das Anlaßverhalten außerordentlich.

Schließlich wurde das Anlaßverhalten von drei Benzinen als Diesekraftstoff untersucht. Sie zeigen gegenüber einem Dieselloil gleicher Cetanzahl wesentlich bessere Starteigenschaften.

Abschließend ist zu bemerken, daß zu den untersuchten Motoren auch solche mit direkter Einspritzung ohne Nebenkammer gerechnet werden können. Vorkammer-Motoren folgen dagegen den hier dargelegten Gesetzmäßigkeiten nicht, da der Gaszustand in der Vorkammer durch die große Wärmeaufnahme der Vorkammerbohrungen im allgemeinen nicht mehr zur Zündung ausreicht und daher Starthilfsmittel benötigt werden. Ihr Einfluß auf das Anlaßverhalten müßte in einer neuen Versuchsreihe ermittelt werden.

000973

Teil II

Einfluß der Drehzahl auf die Selbstzündungsbedingungen beim Anlassen von Dieselmotoren¹⁾

Zur Verbesserung des Startverhaltens von Fahrzeug-Dieselmotoren bei tiefen Temperaturen werden im allgemeinen Hilfsmittel angewandt, welche bewirken, daß der Kraftstoff nicht durch Selbstzündung in der heißen Luft, sondern durch Entzündung an einem erhitzten Gegenstand entzündet wird. In Fällen, wo die Unabhängigkeit von solchen Hilfsmitteln und ihren Energiequellen notwendig ist, müssen auch für den Kaltstartvorgang die Voraussetzungen für Selbstzündung in der verdichteten Luft geschaffen werden. Von den verschiedenen Möglichkeiten, diese zu verbessern, soll im folgenden die Erhöhung der Anlaßdrehzahl näher betrachtet werden.

1. Der Zündvorgang beim Anlassen

Beim Anlassen des Dieselmotors wird dann eine Zündung erfolgen, wenn die für die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erforderliche Zeitspanne kürzer oder mindestens nicht länger als die zur Verfügung stehende ist. Letztere wird einerseits durch den Zeitpunkt des Einspritzbeginns und andererseits dadurch begrenzt, daß im Ausdehnungshub von einem bestimmten Punkt ab Temperatur und Druck der Luft so niedrig werden, daß der Aufbereitungsvorgang stark gehemmt wird oder praktisch zum Stillstand kommt.

Der Aufbereitungsvorgang zerfällt in einen hydromechanisch-thermischen und einen chemischen Teil [1, 27, 43, 44, 52]²⁾. Die physikalische und thermische Aufbereitung besteht in der Zerstäubung und teilweisen Verdampfung des Kraftstoffes und der Erwärmung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Die Geschwindigkeit des Verdampfungsvorganges ist eine Frage der Zerstäubungseinheit, der Lufttemperatur und der Wärmeübergangsbedingungen zwischen Luft und Kraftstoff.

Aus verschiedenen Beobachtungen kann geschlossen werden, daß im Bereich verhältnismäßig großer Zündverzögerungen, wie sie unter den Grenzbedingungen des Anlassens auftreten, die Dauer der physikalischen Aufbereitung gegenüber der chemischen gering ist [44], wenn es sich um einen normal verdampfenden Diesekraftstoff handelt. Bei schwer verdampfenden Kraftstoffen ist auch die Verdampfungsdauer von Bedeutung.

Unter der chemischen Aufbereitung versteht man den Ablauf von Vorreaktionen, die zur Bildung der instabilen Zwischenprodukte führen, von denen die explosive Verbrennung ausgeht [1, 44]. Die Reaktionsgeschwindigkeit bei diesen Vorgängen ist allgemein eine Funktion der Temperatur T und des Druckes p , unter denen sie verlaufen. Die Dauer des Aufbereitungsvorganges ist im entgegengesetzten Sinne von diesen Größen abhängig. Nach verschiedenen neuen Untersuchungen [44] kann unter Vernachlässigung der physikalischen Aufbereitung für den chemischen Zündverzug gesetzt werden:

$$z = c \frac{Q_a}{p^n} \quad [s] \quad (1)^3)$$

Dabei sind c und n vom Kraftstoff abhängende konstante Größen.

¹⁾ Die vorliegende Arbeit wurde im Rahmen eines vom Reichsverkehrsministerium an die Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin erteilten größeren Forschungsauftrages über die Vorgänge beim Anlassen von Dieselmotoren durchgeführt. Die Versuche fanden in der Kältekammer des Kälte- und Trockentechnischen Instituts der Technischen Hochschule Berlin statt.

Der Verfasser gestattet sich, Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. W. Pflaum für die anregende Beratung, sowie Herrn Dozent Dr.-Ing. habil. W. Rizmann für die wohlwollende Förderung bei der Durchführung der Versuche herzlichst zu danken.

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schriftumsverzeichnis am Schluß des Heftes.

³⁾ Eine Aufstellung der in vorliegender Arbeit verwendeten Formelgrößen ist auf Seite 41 zu finden.

Temperatur und Druck der Ladung während des Zündverzuges werden durch die Verdichtungsarbeit, die an die Wände des Verbrennungsraumes abgeführte Wärmemenge, die Verdampfungswärme und die bei den Vorreaktionen freigewordene Wärmemenge bestimmt. Diese verschiedenen Größen sind während des Zündverzuges nicht konstant und Druck und Temperatur deshalb im allgemeinen für die Dauer des Zündverzuges veränderlich. Um einen besseren Überblick über die Vorgänge zu behalten, kann man sich für diese veränderlichen Drücke und Temperaturen während des Zündverzuges konstante Ersatzwerte denken, die die gleiche Induktionszeit bedingen würden. Diese sind also neben den übrigen Faktoren — wie der Zündwilligkeit des Kraftstoffes [27, 50] und der Konzentration von Kraftstoff und Sauerstoff im Kraftstoff-Luft-Gemisch [1] — für die erforderliche Induktionszeit maßgebend.

Da beim Dieselmotor die Druckeinspritzung erst am Ende des Verdichtungs Vorganges erfolgt, wird bis zum Einsetzen der Zündung kein homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch mehr gebildet, sondern Konzentration, Größe und Geschwindigkeit der Kraftstofftröpfchen sowie Temperatur und Wirbelung der Gasladung sind innerhalb des Verbrennungsraumes örtlich verschieden. Die Voraussetzungen für die Selbstzündung werden deshalb nicht an allen Stellen des Verbrennungsraumes gleichzeitig erreicht, vielmehr wird die Zündung von einzelnen Explosionskernen ausgehen, die während des Zündverzuges die günstigsten Bedingungen für die Aufbereitung angetroffen haben [14, 16, 29, 35, 36, 43]. Im allgemeinen befinden sich die Explosionskerne am Rande des Kraftstoffstrahls in nicht zu großer Entfernung von der Einspritzdüse.

2. Versuchsanlage und Durchführung der Versuche

a) Versuchsanlage

Die Untersuchungen wurden an drei Fahrzeugdieselmotoren verschiedener Verbrennungsverfahren durchgeführt, deren Daten aus Tafel 1 zu ersehen sind.

Tafel 1. Daten der verwendeten Motoren.

Motor	Verbrennungsverfahren	Arbeitsverfahren	Hub s mm	Bohrung D mm	Hubvolumen V_H in cm^3 je Zylinder	Verdichtungsraum V_c in cm^3	Verdichtungsverhältnis $\epsilon = V_c / (V_c + V_H)$	ϵ mit angebautem Indikator	Hauptverdichtungsraum V_1 in cm^3 o. T.	Nebenverdichtungsraum V_2 in cm^3 o. T.	Ventilsteuerzeiten			
											Einlaß öffnet vor o. T. schließt nach u. T.	Auslaß öffnet vor u. T. schließt nach o. T.	Einlaß schließt nach u. T.	Auslaß schließt nach o. T.
I	Luftspeicher	Viertakt	140	105	1212,5	82,7	1:15,7*	1:15,3	78	4,7	0°	33°	34°	12°
II	Direkte Einspritzung mit Beikammer	Viertakt	130	105	1126	85,2	1:14,35	1:13,95	61,2	24	10°	38°	36°	12°
IV	Vorkammer	Viertakt	140	105	1212,5	62,5	1:20,5	1:19,9	43,5	19	0°	32°	45°	5°

*) Die Verdichtungsangaben von Motor I gelten für abgeschalteten Hauptspeicher. Bei Normalbetrieb ist $\epsilon = 13,3$.
**) Als Hauptverdichtungsraum soll im folgenden der sich über dem Kolben befindliche Teil und als Nebenraum der abgeschürfte Teil des Verbrennungsraumes bezeichnet werden.

Die Versuchsmotoren waren in der Kältekammer des Kältetechnischen Instituts aufgebaut (Bild 1). Sie wurden durch einen Elektromotor mit Untersetzungsgetriebe angetrieben. Die Drehzahl konnte bei den Versuchen zwischen etwa 40 und 200 U/min geregelt werden. Die Messungen wurden jeweils an einem Zylinder durchgeführt. Zur Herabsetzung der Verdichtungsarbeit war bei den übrigen Zylindern die Einspritzdüse ausgebaut; ihre Triebwerkteile blieben eingebaut.

Die Temperatur des Versuchsraumes konnte mit einer leistungsstarken Kältemaschine in verhältnismäßig kurzen Zeiträumen verändert werden. Das aus einer Kältemischung bestehende Kühlmittel wurde durch ein Kreislaufsystem, in dem die drei Versuchsmotoren hintereinander durchflossen wurden, umgepumpt. Eine besondere Kreiselpumpe sorgte für ausreichend hohe Umlaufgeschwindigkeit der Flüssigkeit, so daß ein schneller Temperaturengleich innerhalb der Motoren und ein gleichmäßiger Kühlzustand bei den Messungen gewährleistet war.

000974

Zur Einbringung der Druck- und Temperaturgeber in den Verbrennungsraum mußten vorhandene Bohrungen benutzt werden. Aus diesem Grunde war die Zahl der Meßstellen begrenzt. Die Lage der Meßstellen für Druck und Temperatur ist auf den Bildern 2, 3 und 4 angegeben.

Bei Motor I interessierte nur der Betrieb mit abgeschaltetem Hauptspeicher, was der Anlaßanordnung entspricht. Die Hauptspeichereinsätze mit dem Abschlußbolzen wurden deshalb entfernt und durch ein massives Einsatzstück ersetzt, das mit einer Bohrung für die Druck- und Temperatur-

Bild 1 (rechts). Versuchsanlage.
a Motor I; b Motor II; c Motor IV;
d Antriebsmotor; e Untersetzungsgetriebe; f Kühlmittelbehälter.

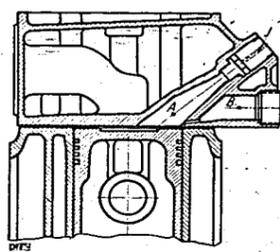
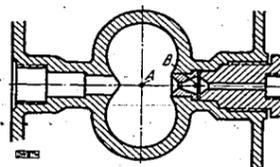
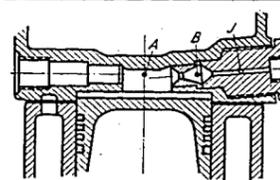
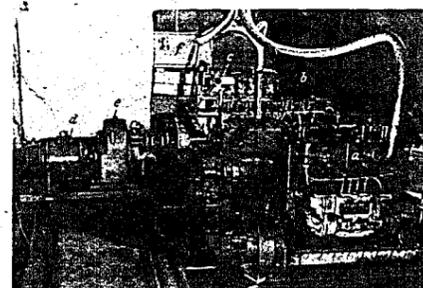


Bild 3. Verbrennungsraum des Beikammermotors II.
A, B Temperaturmeßstellen;
I Indikatoranschluß.

Bild 2 (links). Verbrennungsraum des Luftspeichermotors I.
A, B Temperaturmeßstellen; I Indikatoranschluß.

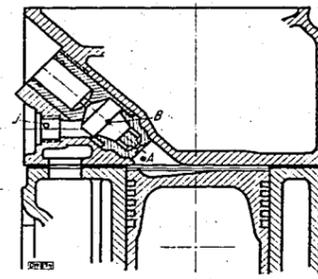


Bild 4. Verbrennungsraum des Vorkammermotors IV.
A, B Temperaturmeßstellen;
I Indikatoranschluß.

messung versehen war. Auf diese Weise wurde vermieden, daß durch Undichtigkeit am Ventilsitz zwischen Haupt- und Anlaßspeicher Meßfehler auftraten. Der Einfluß dieser Änderung auf die Wärmeabfuhr gegenüber der normalen Ausführung ist, auf die Gesamtladung bezogen, gering, da die Abänderung sich nur auf einen Bruchteil der Speicheroberfläche bezieht und das gesamte Speichervolumen nur 4,5% des gesamten Verbrennungsraumes ausmacht.

b) Durchführung der Versuche

An den Versuchsmotoren wurden Druck- und Temperaturmessungen sowie Messungen der angesaugten Luftmenge und der durch Undichtigkeiten während eines Arbeitsspiels aus dem Zylinder entwichenen Luftmenge durchgeführt. Diese Messungen erfolgten bei fremdangetriebener Maschine

und ohne Kraftstoffeinspritzung. Die Kraftstoffeinspritzung unterblieb, weil der reine Verdichtungs-vorgang unbeeinflusst vom Verdampfungsvorgang des Kraftstoffes betrachtet werden sollte und zur ungestörten Durchführung Zündungen unerwünscht waren.

Bei den Versuchen mußte noch beachtet werden, daß beim Anfahrvorgang vom Beginn des Durchdrehens an eine Aufwärmung der Maschine stattfindet. Diese ist bedingt durch die Reibungs-wärme und die Wärmeabgabe aus der Luftladung an die Zylinderwand. Der Wärmeaustausch zwischen Ladung und Wand wird hierbei wegen des kleinerwerdenden mittleren Temperaturgefälles verringert, was eine Erhöhung der Verdichtungsendtemperatur und des Druckes mit der Versuchsdauer bewirkt. Über diesen nicht stationären Aufwärmvorgang beim Anfahren wurden im Anschluß an die vorliegende Arbeit von Conrad Untersuchungen angestellt, deren Ergebnisse dem Verfasser freundlicherweise zur Verfügung gestellt wurden, wofür an dieser Stelle herzlichst gedankt sei.

Der Aufheizvorgang strebt nach verhältnismäßig kurzer Zeit einem Gleichgewichtszustand zu. Bei einer Drehzahl von 120 U/min ist die Zylinderwandtemperatur je nach der Lage der Meßstelle nach den ersten drei Minuten um 6 bis 10° C gestiegen gegenüber dem Anfangswert, der der Außen-temperatur gleichgesetzt werden soll. Von dieser Zeit ab steigt die Temperatur nur noch wenig an. Deshalb wurden die Versuche so durchgeführt, daß die Messungen erst nach 5 min Anfahrzeit erfolgten, so daß mit ausreichender Genauigkeit stationärer Wärmezustand angenommen werden konnte. Die nicht stationären Vorgänge sollen weiterhin außer Betracht bleiben.

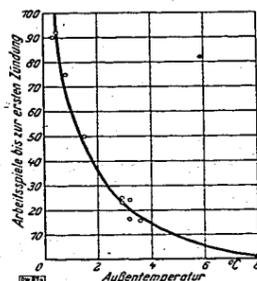


Bild 5. Anzahl der Arbeitsspiele bis zur ersten Zündung bei verschiedenen Außentemperaturen. Motor I; $n = 120$ U/min; $C_e = 55$.

wurde dann die Maschine innerhalb von 15 s auf die gewünschte Drehzahl gebracht. Anschließend wurde die Einspritzpumpe auf volle Füllungsstellung gesteuert und Kraftstoff in den Zylinder eingespritzt. Dabei wurde mit Hilfe des Indikatordiagramms festgestellt, nach wieviel Einspritzungen die ersten Zündungen erfolgten. Die Abhängigkeit der Versuchsdauer bis zur ersten Zündung von der Außen-temperatur ist für einen bestimmten Kraftstoff (Cetanzahl $C_e = 55$) in Bild 5 dargestellt. Je höher die Außentemperatur ist, um so eher erfolgen die ersten Zündungen. Als Anlaßtemperatur für bestimmte Betriebsbedingungen wurde die Außentemperatur betrachtet, bei der nach 30 s die erste Zündung erfolgte.

3. Die Einflußgrößen für die Selbstzündung und deren Änderung mit der Drehzahl

a) Die Zerstäubung des Kraftstoffes und die Wirbelung im Verbrennungsraum

Erst in letzter Zeit sind Verfahren bekannt geworden, die einen gewissen Einblick in die sehr verwickelten Vorgänge der Zerstäubung bei der Dieseleinspritzung gewähren [43, 44, 54, 55]. Danach sind bei der Einspritzung Tröpfchen verschiedener Größe im Kraftstoffstrahl vorhanden. Die mengen-mäßige Aufteilung des eingespritzten Kraftstoffes nach der Tröpfchengröße kann dabei je nach der Ausbildung der Einspritzorgane und den Bedingungen, unter denen eingespritzt wird, sehr verschieden sein [17, 25]. Die mittlere Tröpfchengröße wird mit steigendem Einspritzdruck und steigendem Gegen-druck in der Luftladung kleiner [17, 38]. Aus beiden Gründen ist bei einer Drehzahlerhöhung mit einer Verbesserung der Zerstäubungsfineheit zu rechnen.

Die Strömungsverhältnisse in der Luftladung und ihre Bedeutung für den Wärmeaustausch zwischen Luft und Kraftstoff sind versuchs-technisch schwer zu erfassen. Mit steigender Drehzahl wächst die Luftgeschwindigkeit im Verbrennungsraum, was im allgemeinen eine Begünstigung des Aufbereitungsvorganges darstellt, wenn nicht mit der erhöhten Wirbelung eine sehr intensive Abkühlung der Luft an den verhältnismäßig kalten Wänden des Verbrennungsraumes verbunden ist.

b) Sauerstoffgehalt und Kraftstoffkonzentration des Gemisches

Die Zündwilligkeit eines Kraftstoff-Luft-Gemisches steigt mit dem Sauerstoffgehalt [1]. Der Sauerstoffgehalt der Luftladung ändert sich bei Viertaktmaschinen mit der Drehzahl nur sehr wenig, da bei gleicher Ansaugluftzusammensetzung lediglich der Restgasanteil einen Einfluß darauf ausübt. Dieser ist bei Viertaktmaschinen durch die zwangsläufige Spülung weitgehend konstant. Bei Zweitakt-maschinen sind je nach dem Spülerfolg, der auch von der Drehzahl abhängt, größere Unterschiede möglich.

Da die Kraftstoffverteilung innerhalb des Verbrennungsraumes nicht homogen ist, ist das Kraftstoff-Luft-Mischungsverhältnis örtlich in sehr weiten Grenzen verschieden.

Ein Einfluß des mittleren Mischungsverhältnisses auf die Zündwilligkeit des Gemisches wurde bis jetzt nicht festgestellt [49]. Sauerstoffgehalt und Kraftstoffkonzentration des Gemisches sollen demnach als Faktoren, die bei der Änderung der Anlaßdrehzahl das Startverhalten beeinflussen, nicht weiter untersucht werden.

c) Die Aufbereitungszeit

Die Aufbereitung beginnt im wesentlichen mit der Einspritzung. Zur Erzielung besten Start- verhaltens gibt es für den Einspritzbeginn einen Bestwert, wie bei den zahlreichen Startversuchen festgestellt wurde. Dies erklärt sich dadurch, daß beim Vorverlegen des Einspritzzeitpunktes die für die Aufbereitung zur Verfügung stehende Zeit zwar vergrößert wird; gleichzeitig sinken jedoch die Mittelwerte der Temperatur und des Druckes und bewirken eine Verlängerung des Zündverzuges. Diese kann ebenso groß werden wie die ursprünglich durch Vorverlegen des Einspritzbeginns gewonnene Zeit. Aus den gleichen Gründen wird der späteste Zeitpunkt für das Einsetzen der Zündung, d. h. das Ende des Zündverzuges, bestimmt.

Wenn bei den verschiedenen Drehzahlen der Einspritzbeginn etwa bei gleicher Kurbelstellung erfolgt, was sich bei den Anlaßversuchen als zweckmäßig gezeigt hat, dann wird die für die Aufberei-tung zur Verfügung stehende Zeit mit steigender Drehzahl kürzer. In dieser Hinsicht wirkt also eine Erhöhung der Drehzahl ungünstig.

d) Der Verdichtungsdruck

Der Verdichtungsdruck gibt zusammen mit der Temperatur ein Maß für die Dichte und damit für die Sauerstoffkonzentration je Volumeneinheit der Ladung, die für die Zündfähigkeit von Bedeutung ist [1].

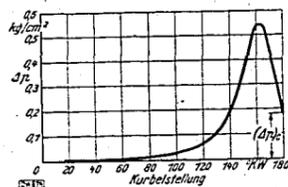
Zur Untersuchung der Drehzahlabhängigkeit des Verdichtungsdruckes und der Verdichtungs- endtemperatur wurden eine Reihe von Messungen durchgeführt. Verwendet wurde ein mechanischer Indikator, da bei der in Frage kommenden niedrigen Drehzahl, die im Höchstfalle 200 U/min betrug, keine Störungen durch die Massenkkräfte der bewegten Indikatorteile zu erwarten waren und ein solcher Indikator neben einer einfachen Handhabung den Vorteil einer guten Eichbarkeit gegenüber den bekannten trägheitslosen Indikatoren besitzt. Die Diagramme wurden auf Wachspapier als Druck-Zeit-Diagramme aufgenommen.

Eine gleichzeitige Druckmessung in Haupt- und Nebenraum war nicht möglich. Unmittelbar hintereinander vorgenommene Versuche ergaben bei den Versuchsdrehzahlen keine meßbaren Diffe- renzen zwischen den verschiedenen Teilen des Verdichtungsraumes. Zur Bestätigung dieser Beob- achtung wurde nach dem von Schlaefke [40] angegebenen Verfahren die Überströmgeschwindigkeit und die Druckdifferenz während des Verdichtungs-vorganges für ein Arbeitsspiel ermittelt.

Die Berechnung erfolgt unter Annahme eines konstanten Verdichtungsexponenten, der für die vorliegenden Anlaßverhältnisse zu 1,35 gewählt wurde. Die durch Undichtigkeiten abblasende Luft- menge bleibt unberücksichtigt. Der durch diese Vernachlässigung gemachte Fehler führt eher zu einer Überbestimmung der errechneten Druckdifferenz. Für das Beispiel wurden die Werte von Motor IV bei der höchsten Versuchsdrehzahl gewählt, weil hierbei die größten Druckunterschiede zu erwarten

Tafel 2. Überströmgeschwindigkeit und Druckunterschied zwischen Haupt- und Nebenraum während der Verdichtung.

α [°KW]	0	40	80	120	150	160	165	170	175	180
w_2 [m/s]	0	7,62	17,35	30,15	62,2	76,4	61,6	61	15,5	13
Δp [kg/cm ²]	0	0,0035	0,0175	0,066	0,34	0,55	0,57	0,42	0,31	0,18

Tafel 3. Geschwindigkeitswerte C und Volumenverhältnisse V_1/V_2 der drei Motoren.

	Motor I	Motor II	Motor IV
C [m/s]	130	125	580
V_1/V_2	0,052	0,28	0,30

Bild 6. Gerechnete Druckdifferenz Δp während der Verdichtung zwischen Haupt- und Nebenraum abhängig von der Kurbelstellung. Motor IV; $n = 200$ U/min.

waren. Folgende Werte, die sich aus den Maschinendaten und den angeführten Versuchsbedingungen ergaben, wurden weiterhin der Berechnung zugrunde gelegt:

$$n = 200 \text{ U/min}; \quad T_a = 288^\circ \text{ K}; \quad \mu q = 7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2;$$

$$C = \frac{n V_H}{30 \mu q} = 580 \text{ m/s}; \quad m = 1,35.$$

Die Überströmgeschwindigkeiten und Druckdifferenzen während des Verdichtungs Vorganges wurden gemäß Tafel 2 und Bild 6 gefunden.

Es geht daraus hervor, daß der Druckunterschied Δp zwischen Haupt- und Nebenraum etwa 25° vor dem oberen Totpunkt am größten ist und im oberen Totpunkt noch 0,18 kg/cm² beträgt, was bei einem Verdichtungsdruck von 40 kg/cm² vernachlässigbar ist. Für die beiden anderen Motoren wird dieser Druckunterschied noch wesentlich geringer sein. Dies geht aus der in Tafel 3 gezeigten Gegenüberstellung der Geschwindigkeitswerte C und der Volumenverhältnisse V_1/V_2 von Haupt- und Nebenraum hervor, mit denen die Überströmgeschwindigkeit und der Druckunterschied zwischen Haupt- und Nebenraum ansteigen.

Es erscheint also zulässig, bei den vorliegenden Bedingungen mit dem gleichen Verdichtungsdruck für Haupt- und Nebenraum zu rechnen.

Die für die drei Versuchsmotoren bei verschiedenen Drehzahlen gemessenen Verdichtungsdrucke p_c , die nach dem obigen gleichzeitig für Haupt- und Nebenraum gelten, sind zusammen mit anderen Größen in Tafel 4 aufgeführt und in den Bildern 7, 8 und 9 abhängig von der Drehzahl dargestellt. Bei niedrigen Drehzahlen steigen die Kurven stark an, und bei höheren Drehzahlen werden sie flacher.

e) Einfluß des Schmierfilms auf die Lässigkeits- und Wärmeverluste

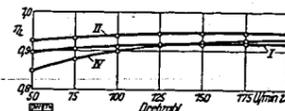
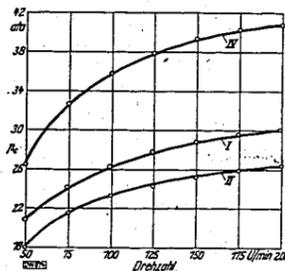
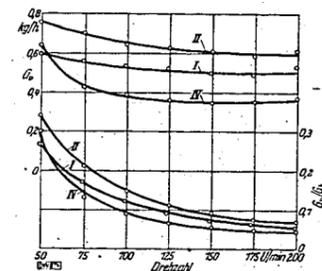
Die Verdichtungsdrucke eines Motors waren oft beim gleichen Motor und bei gleicher Drehzahl und Außentemperatur verschieden. Die Vermutung, daß dies durch Unterschiede der Luftverluste infolge der wechselnden Lage der Kolbenringschlösser verursacht würde, bestätigte sich nicht. Nachdem die Kolbenringe durch Stifte gegen Verdrehen gesichert waren, waren die Schwankungen nicht wesentlich geringer.

Wahrscheinlich ist die unterschiedliche Ausbildung des Ölfilms zwischen Kolben und Zylinder als Ursache dafür zu betrachten, wie aus dem folgenden Versuch geschlossen werden kann.

Der Motor I wurde mit 120 U/min und ohne Kraftstoffeinspritzung angetrieben und der Verdichtungsdruck gemessen. Während des Versuches wurde durch den Einlaßkanal etwas Schmieröl in den Zylinder gespritzt. Nach 2 bis 3 Hieben war der Verdichtungsdruck von 27 auf 37 kg/cm² gestiegen. Zur Erklärung dieser Beobachtung muß angenommen werden, daß zunächst durch einen stärkeren Ölfilm an der Zylinderlaufbahn die Abdichtung des Verbrennungsraumes gegen das Kurbelgehäuse verbessert wurde. Rechnet man gemäß den Messungen mit einem Ladeverlust von 6 bis 7% des angesaugten Luftgewichtes vor erfolgter Schmierölaufuhr, dann könnte bei unverändertem Wärmedurchgang durch Erzielung vollkommener Abdichtung der Druck höchstens auf 30 bis 31 kg/cm² gestiegen sein. Der gemessene Verdichtungsdruck von 37 kg/cm² ist also nur möglich, wenn auch gleichzeitig die Wärmeverluste erheblich verringert worden sind. Insbesondere wird der Wärme-

Tafel 4. Abhängigkeit des Verdichtungsdruckes p_c , der Ladungsverluste (G_e usw.), des Liefergrades η_L , der Ladungsgewichte G_a und G_c und der Verdichtungstemperaturen (T_{cm} usw.) von der Drehzahl n.

	n U/min	p_c kg/cm ²	G_e kg	$\frac{G_e}{G_a}$	$\frac{G_e}{G_c}$	G_{ec} 10 ⁻³ kg	η_L	G_a 10 ⁻³ kg	G_c 10 ⁻³ kg	T_{cm} °K	$t_{cm}-t_a$ °C	$t_{c1}-t_a$ °C	$t_{c2}-t_a$ °C
Motor I $b = 758 \text{ mm QS}$ $t_a = 17^\circ \text{ C}$	50	21	0,27	0,57	0,154	0,225	0,90	1,32	1,194	507	217	280	157
	75	24,4	0,17	0,561	0,0955	0,139	0,908	1,331	1,294	545	255	216	208
	100	26,5	0,122	0,55	0,067	0,098	0,913	1,339	1,344	570	280	228	230
	125	28	0,095	0,54	0,0533	0,075	0,917	1,344	1,374	590	300	352	246
	150	29,1	0,075	0,538	0,0404	0,059	0,919	1,348	1,390	604	314	364	258
	175	29,8	0,063	0,535	0,0337	0,049	0,92	1,350	1,403	614	324	374	268
Motor II $b = 758 \text{ mm QS}$ $t_a = 11^\circ \text{ C}$	200	30,3	0,06	0,535	0,0321	0,047	0,92	1,35	1,406	622	332	382	275
	50	18	0,345	0,58	0,200	0,279	0,928	1,296	1,1244	474	190	278	138
	75	21,5	0,216	0,567	0,1224	0,171	0,934	1,301	1,2374	514	230	310	169
	100	23,3	0,15	0,558	0,0836	0,1167	0,94	1,3110	1,3017	528	244	340	194
	125	24,3	0,114	0,55	0,0624	0,087	0,943	1,317	1,3374	537	253	359	208
	150	25,2	0,093	0,546	0,0508	0,0709	0,945	1,320	1,3565	550	266	374	219
Motor IV $b = 758 \text{ mm QS}$ $t_a = 23^\circ \text{ C}$	175	25,9	0,036	0,542	0,0412	0,0575	0,945	1,320	1,3699	560	273	386	227
	200	26,4	0,070	0,539	0,0377	0,0526	0,945	1,320	1,3748	568	284	395	233
	50	26,5	0,300	0,592	0,168	0,242	0,85	1,219	1,0531	548	245	325	194
	75	32,8	0,132	0,55	0,0725	0,1042	0,88	1,261	1,2329	580	285	350	235
	100	36	0,09	0,545	0,049	0,0701	0,90	1,2905	1,2965	605	310	374	263
	125	38,1	0,067	0,542	0,036	0,052	0,916	1,313	1,3371	621	326	395	282
	150	39,5	0,054	0,540	0,029	0,0417	0,925	1,327	1,3624	631	336	410	295
	175	40,4	0,047	0,539	0,025	0,0362	0,932	1,337	1,3769	640	345	422	306
	200	41	0,044	0,538	0,024	0,0338	0,935	1,340	1,3823	646	351	430	314

Bild 7. Liefergrad η_L für Motor I, II und IV abhängig von der Drehzahl n.Bild 8. Verdichtungsdruck p_c für Motor I, II und IV abhängig von der Drehzahl n.Bild 9. Ladungsverlust G_e bzw. G_e/G_a für Motor I, II und IV abhängig von der Drehzahl n.

durchgang von der Gasladung über den Kolben an die Zylinderwand und von der Gasladung unmittelbar zur Zylinderwand durch die Änderung des Schmierfilms beeinflusst. Dieser Einfluß der Schmierfilmdicke ist auf die geringe Wärmeleitfähigkeit des Schmierfilms zurückzuführen.

Die Abhängigkeit von den Schmierungsverhältnissen ist quantitativ schwer zu erfassen. Für den unmittelbaren Übergang vom Gas an die Zylinderwand ist eine verhältnismäßig dicke Ölschicht von schätzungsweise mehreren Zehntelmillimeter erforderlich, um die an sich niedrige Wärmedurchgangszahl entscheidend herabzusetzen.

Für den Wärmefluß vom Kolben über den Ringspalt zur Zylinderwand können dagegen sehr kleine Beträge der Ölfilmstärke von Bedeutung sein, wie im folgenden abgeleitet werden soll.

Nach *Salzmann* [37] wird der Wärmedurchgang zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn fast ausschließlich durch die Leitfähigkeit des Ölfilms im Spalt zwischen Kolben und Laufbahn bestimmt. Die Wärmedurchgangszahl bei metallischer Berührung kann praktisch als unendlich groß angenommen werden. Auf die Wärmeübergangszahl von Metall zum Ölfilm und umgekehrt können für den vorliegenden Fall aus den für Strömung in Rohren ermittelten Zahlen [23] kaum Schlüsse gezogen werden. Bei der folgenden Betrachtung soll deshalb nur mit dem durch die geringe Leitfähigkeit des Öls bedingten Widerstand des Wärmeflusses gerechnet werden.

Sowohl beim Verdichtungs-, als auch beim Ausdehnungshub wird der Kolben dem durch den Druck im Arbeitsraum erzeugten Normaldruck folgend auf einer Seite der Zylinderlaufbahn anliegen, so daß der Spalt am Umfang des Kolbens von verschiedener Weite ist. Nimmt man an, daß dieser überall mit Öl ausgefüllt ist, dann gilt für die mittlere Wärmedurchgangszahl

$$k_m = \frac{1}{2\pi} \int_{\beta=0}^{\beta=2\pi} \frac{\lambda_{\text{Öl}}}{S} \cdot d\beta \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (2)$$

Nach Bild 10 gilt für S angenähert:

$$S = a + e \cos \beta \quad [\text{mm}] \quad (3)$$

Da die Größen a und e im Verhältnis zum Kolbendurchmesser sehr klein sind, kann dies als ausreichend genau angesehen werden.

Aus Gl. 2 wird dann:

$$k_m = \frac{\lambda_{\text{Öl}}}{2\pi \cdot a} \int_{\beta=0}^{\beta=2\pi} \frac{d\beta}{1 + \frac{e}{a} \cos \beta}$$

oder über den gesamten Umfang integriert:

$$k_m = \frac{\lambda_{\text{Öl}}}{a \sqrt{1 - \left(\frac{e}{a}\right)^2}} \quad (4)$$

Gl. 4 zeigt, daß der Wärmedurchgang um so höher ist, je mehr sich e/a dem Wert 1 nähert, d. h. je inniger auf der Druckseite die Berührung des Kolbens mit der Zylinderlaufbahn ist (Bild 10). Danach ist für den Wärmedurchgang bei zur Zylinderachse exzentrischer Lage des Kolbens eine Änderung der kleinsten Spaltweite von großer Bedeutung, während die gleiche Änderung des Spaltes auf der gegenüberliegenden Seite praktisch ohne Belang ist. Es spielt auch keine große Rolle, wenn sich auf der entlasteten Seite statt des Ölpolsters Gas befindet, dessen Wärmeleitfähigkeit noch geringer ist als die des Öls.

Bei den vorliegenden Versuchsbedingungen kann damit gerechnet werden, daß durch den anhaltenden Betrieb bei niedrigen Drehzahlen der Ölfilm allmählich aus dem Spalt zwischen Kolben und Laufbahn geschabt wird und dieser außerdem durch unverbrannten Kraftstoff, der am Kolben entlang ins Kurbelgehäuse gelangt, stark verdünnt wird. Somit wird der Fall der trockenen Grenzschmierung auf der Druckseite des Kolbens mit großer Annäherung erreicht werden. Werden nun infolge gesteigerter Drehzahl größere Ölmengen wieder an die Laufbahn geschleudert oder wird Schmieröl von oben zugeführt, so ist bei der niedrigen Temperatur infolge der damit verbundenen hohen Zähigkeit des Schmieröls mit einem verhältnismäßig starken Schmierfilm auf der Druckseite des Kolbens zu rechnen, und dieser wird in bezug auf die Zylinderachse weniger exzentrisch laufen, d. h. das Verhältnis e/a wird kleiner, was eine Senkung der Wärmedurchgangszahl bedeutet. Die Wärmeleitfähigkeit λ von Schmieröl beträgt $0,1 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ (vgl. Hütte I, 26. Aufl., S. 497). Das Einbauspiel des Kolbens von Motor I wurde durch Ausmessen bestimmt. Es ergab sich ein Mittelwert der Spaltweite für die Ringpartie von etwa $0,15 \text{ mm}$. In Abhängigkeit von der Mindestfilmstärke auf der Druckseite nimmt dann die mittlere Wärmedurchgangszahl k_m gemäß Bild 10 ab.

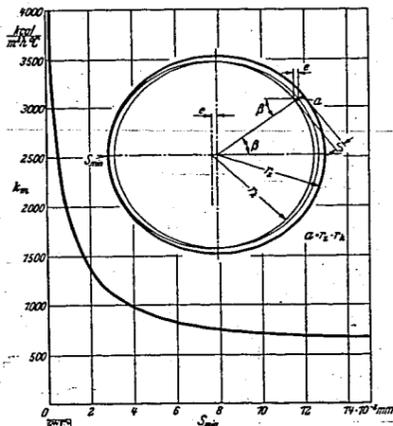


Bild 10. Abhängigkeit der mittleren Wärmedurchgangszahl k_m am Kolbenumfang von der kleinsten Spaltweite S_{min} zwischen Kolben und Zylinder auf der Druckseite.

und Laufbahn geschabt wird und dieser außerdem durch unverbrannten Kraftstoff, der am Kolben entlang ins Kurbelgehäuse gelangt, stark verdünnt wird. Somit wird der Fall der trockenen Grenzschmierung auf der Druckseite des Kolbens mit großer Annäherung erreicht werden. Werden nun infolge gesteigerter Drehzahl größere Ölmengen wieder an die Laufbahn geschleudert oder wird Schmieröl von oben zugeführt, so ist bei der niedrigen Temperatur infolge der damit verbundenen hohen Zähigkeit des Schmieröls mit einem verhältnismäßig starken Schmierfilm auf der Druckseite des Kolbens zu rechnen, und dieser wird in bezug auf die Zylinderachse weniger exzentrisch laufen, d. h. das Verhältnis e/a wird kleiner, was eine Senkung der Wärmedurchgangszahl bedeutet. Die Wärmeleitfähigkeit λ von Schmieröl beträgt $0,1 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ (vgl. Hütte I, 26. Aufl., S. 497). Das Einbauspiel des Kolbens von Motor I wurde durch Ausmessen bestimmt. Es ergab sich ein Mittelwert der Spaltweite für die Ringpartie von etwa $0,15 \text{ mm}$. In Abhängigkeit von der Mindestfilmstärke auf der Druckseite nimmt dann die mittlere Wärmedurchgangszahl k_m gemäß Bild 10 ab.

Es erscheint danach durchaus wahrscheinlich, daß durch die oben beschriebene Änderung der Schmierungsverhältnisse an der Zylinderlaufbahn der Wärmedurchgang in der geschilderten Weise beeinflusst wird.

f) Das Ladungsgewicht

Zur Berechnung der für die Gesamtladung geltenden mittleren Verdichtungs- und Ausdehnungstemperatur muß neben dem Druck das Ladungsgewicht G_c im oberen Totpunkt bestimmt werden. Dies ergibt sich aus dem angesaugten Luftgewicht G_a , der Restgasmenge G_r und der während des Verdichtungs- und Ausdehnungsprozesses entwichenen Luftmenge G_{ec} zu

$$G_c = G_a + G_r - G_{ec}$$

a) Der Liefergrad

Bei gegebenem Hubvolumen ist die angesaugte Luftmenge durch den Liefergrad bestimmt. Der Liefergrad η_L wird durch die Gleichung

$$\eta_L = \frac{G_c}{G_a} = \frac{G_c T_a R}{V_H P_a}$$

definiert.

Das angesaugte Luftgewicht G_a wurde bei verschiedenen Drehzahlen mit einer Gasuhr gemessen. Der Liefergrad steigt mit höheren Drehzahlen etwas an, wie aus Tafel 4 und Bild 7 zu entnehmen ist. Als Ursache hierfür kann das verhältnismäßig späte Schließen der Einlaßventile betrachtet werden. Bei allen drei Motoren sind die Steuerzeiten mit Rücksicht auf deren Schnellläufigkeit festgelegt. An ihrer fabrikmäßigen Einstellung wurde bei den Versuchen nichts geändert.

β) Die Ladungsverluste während eines ganzen Arbeitsspiels

Die Ladungsverluste bis zum Ende der Verdichtung sind der unmittelbaren Messung nicht zugänglich.

Dagegen wurde das während eines ganzen Arbeitsspiels durch Undichtigkeiten aus dem Arbeitsraum verlorene Luftgewicht G_v gleichzeitig mit dem Liefergrad gemessen. Die Versuchsanordnung ist in Bild 11 dargestellt. Die im Zylinder bis zu Beginn des Ausschubhubes verbliebene Luftmenge

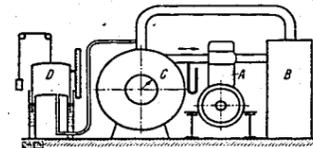


Bild 11. Versuchsanordnung zur Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades und der Lässigkeitsverluste.
A Motor; B Windkessel; C Gasuhr; D Gasometer.

wurde wieder vom Motor angesaugt und die Differenz von angesaugtem und ausgeschobenem Luftgewicht einer geeichten Gasometerglocke entnommen und gemessen. Sie stellt die durch Undichtigkeiten entstandene Luftverlustmenge dar. Bei dieser Anordnung werden — abgesehen von etwaigen Lässigkeiten an den Ventilsitzen — auch Luftverluste mit erfaßt, die nicht durch Kolbenlässigkeit entstehen. Dabei kann angenommen werden, daß die an den Ventilen entweichenden Luftmengen vernachlässigbar waren. Auf guten Zustand der Abdichtungsflächen wurde besonders geachtet. Außerdem wurden die Ventildurchführungen reichlich mit einem hochzähigen Öl versehen, so daß hier mit einer vollkommenen Abdichtung gerechnet werden konnte.

Die gemessenen Verlustgewichte sind in Tafel 4 und in Bild 9 im Verhältnis zum theoretisch angesaugten Luftgewicht G_a aufgeführt. Daraus geht hervor, daß die Luftverluste eines Arbeitsspiels bei steigender Drehzahl abnehmen. Die in der Zeiteinheit im Mittel verlorene Menge bleibt annähernd konstant (Bild 9). Dies ist auch von Messungen bei Betriebsdrehzahlen bekannt.

γ) Die Ungleichförmigkeit bei niedrigen Drehzahlen

Bei sehr niedrigen Drehzahlen steigt das in der Zeiteinheit entweichende Luftgewicht etwas an, weil infolge des ungleichförmigen Ganges Verdichtungs- und Ausdehnungshub (während welcher die Luftverluste praktisch ausschließlich eintreten) länger dauern als die beiden anderen Hübe und länger, als der angegebenen Drehzahl entspricht, die sich aus der mittleren Winkelgeschwindigkeit aller vier Hübe ergibt.

Die Ungleichförmigkeit ist dadurch verursacht, daß die Verdichtungsarbeit L_e aus der Bewegungsenergie der Triebwerksmassen aufgebracht werden muß. Hierfür gilt die Beziehung:

$$L_e = \frac{J}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \quad [\text{mkg}] \quad (5)$$

Setzt man

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad [\text{s}^{-1}],$$

was in erster Annäherung gültig ist, dann wird

$$\omega_{\min} = \omega_m - \frac{L_e}{2 J \omega_m} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (6)$$

Die Größe des Ausdrucks $L_e/2 J \omega_m$ der Gl. 6 kann durch Betrachtung des Grenzfalles, in dem die Kurbelwelle im oberen Totpunkt nach der Verdichtung eben zum Stillstand kommt — also $\omega_{\min} = 0$ wird —, bestimmt werden. Bei Motor I wurde die mittlere Drehzahl für diesen Grenzfall durch Extrapolation von Versuchswerten zu 34 U/min oder ω_m zu $3,66 \text{ s}^{-1}$ bestimmt. Mit diesem Wert ergibt sich für $\omega_{\min} = 0$ aus Gl. 6: $L_e/2 J \omega_m = 13,4 \text{ s}^{-2}$. Dann wird

$$\omega_{\min} = \omega_m - \frac{13,4}{\omega_m} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (7)$$

Für die beiden anderen Versuchsmotoren lag der Wert $L_e/2 J \omega_m$ in der gleichen Größenordnung. Die nach Gl. 7 ermittelten Winkelgeschwindigkeiten für den oberen Totpunkt am Verdichtungsende ist

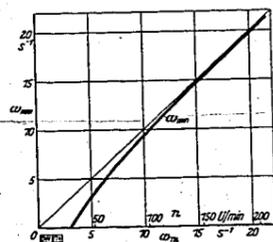


Bild 12. Winkelgeschwindigkeit ω_{\min} im Verdichtungstotpunkt abhängig von der mittleren Winkelgeschwindigkeit ω_m .

abhängig von der mittleren Winkelgeschwindigkeit und der Drehzahl in Bild 12 dargestellt. Diese Werte stimmen gut mit den von einem elektrischen Drehzahlgeber aufgezeichneten überein, insbesondere bei Drehzahlen unter 100 U/min, und erklären gut das gemessene Ansteigen der mittleren Ladeverluste in der Zeiteinheit infolge der Verzögerung im Verdichtungstotpunkt bei sehr niedrigen Drehzahlen.

b) Die Ladungsverluste bis zum Verdichtungsende

Das Verhältnis der während des Verdichtungshubes eintretenden Ladungsverluste G_{ec} zu den für das ganze Arbeitsspiel ermittelten Verlusten G_e soll abgeleitet werden, um damit aus den gemessenen Werten von G_e , die zur Bestimmung der Verdichtungsendtemperatur erforderlichen Verluste G_{ec} angeben zu können.

Das Verhältnis $\varphi = G_{ec}/G_e$ hängt vom Druckverlauf im Arbeitsraum während des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes ab. Wenn keine Ladungs- und Wärmeverluste auftreten, ist das Druck-Zeit-Diagramm, bezogen auf den oberen Totpunkt, für Verdichtung und Ausdehnung symmetrisch. In Wirklichkeit ist wegen der auftretenden Wärme- und Ladungsverluste während der Verdichtung der Druck etwas höher als während der Ausdehnung, wenn man die Werte gleicher, vom oberen Totpunkt aus gemessener Kurbelwinkel vergleicht. Der Wert φ wird also etwas größer als 0,5 sein.

Auf Grund der Gesetze über das Ausströmen von Gasen aus Öffnungen kann für die Ladungsverluste während der Verdichtung und Ausdehnung gesetzt werden:

$$G_e = \frac{\varphi I}{6 \pi \sqrt{R}} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \frac{P}{\sqrt{T}} d\alpha \quad [\text{kg}] \quad (8)$$

Für Strömung durch enge Spalte wurde gefunden [53], daß bei überkritischer Ausströmung φ konstant ist, während es bei unterkritischer Strömung eine nicht bekannte Funktion des Druckverhältnisses

ist. Während des Abblasevorganges ist das Druckverhältnis zwischen Arbeitsraum und Kurbelgehäuse vorwiegend überkritisch, und die Ladungsverluste, die bei unterkritischer Ausströmung entstehen, sind unbedeutend. φ kann deshalb als Konstante betrachtet werden.

Für das Ladungsgewicht in einem beliebigen Zeitpunkt während der Verdichtung oder Ausdehnung gilt:

$$G = \frac{P V}{R T} = G_a - G_v \quad [\text{kg}] \quad (9)$$

Aus den Gl. 8 und 9 ergibt sich:

$$\frac{P V}{T} + \frac{\varphi I \sqrt{R}}{6 \pi} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \frac{P}{\sqrt{T}} d\alpha = G_a R \quad [\text{mkg/}^\circ\text{C}] \quad (10)$$

und differenziert

$$\frac{d}{d\alpha} \left(\frac{P V}{T} \right) + \frac{\varphi I \sqrt{R}}{6 \pi} \frac{P}{\sqrt{T}} = 0 \quad \text{oder} \quad \frac{dP V}{d\alpha T} + P \left(\frac{d(V/T)}{d\alpha} + \frac{\varphi I \sqrt{R}}{6 \pi \sqrt{T}} \right) = 0.$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung lautet:

$$P = G_a R \cdot e^{-\int_{\alpha_0}^{\alpha} \left[\frac{T}{V} \frac{d(V/T)}{d\alpha} + \frac{\varphi I \sqrt{R}}{6 \pi \sqrt{T}} \right] d\alpha} \quad [\text{kg/cm}^2]$$

oder

$$P = G_a \frac{R T}{V} \cdot e^{-\frac{\varphi I \sqrt{R}}{6 \pi} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \frac{1}{\sqrt{T}} d\alpha} \quad (11)$$

und für $G = P V/R T$ wird

$$\frac{G}{G_a} = e^{-\frac{\varphi I \sqrt{R}}{6 \pi} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \frac{1}{\sqrt{T}} d\alpha} \quad (12)$$

Aus Gl. 12 ist somit das Verhältnis G/G_a bestimmbar, wenn T und V als Funktionen der Kurbelstellung bekannt sind. Für V gilt

$$V = V_c + \frac{\pi D^2 r}{4} \left(1 + \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) \quad [\text{m}^3],$$

und für T nach Zeman [53] bei Berücksichtigung der Ladungsverluste:

$$\frac{1}{\sqrt{T}} = \left(\frac{V}{V_c} \right)^{\frac{m-1}{m}} \left[\frac{1}{\sqrt{T_a}} + \frac{m-1}{2} \frac{\varphi I \sqrt{R}}{6 \pi D^2 r} \left(\frac{V_a}{\pi D^2 r} \right)^{\frac{m-1}{2}} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \left(\frac{V}{\pi D^2 r} \right)^{-\frac{m+1}{2}} d\alpha \right].$$

Es wird dabei über einen ganzen Hub mit konstantem Polytropenexponenten gerechnet, obwohl der Exponent in Wirklichkeit stark veränderlich ist. Die Fehler, die durch Annahme eines konstanten Exponenten bei der Bestimmung der Ladungsverluste entstehen, gleichen sich in dem Quotienten G_{ec}/G_e weitgehend aus. Für den Verdichtungs- und Ausdehnungshub des gleichen Arbeitsspieles sind die Exponenten der polytropen Zustandsänderung einander zugeordnet, weil die Wärmedurchgangszahlen zum Kühlwasser durch weitgehend ähnliche Wandungsbedingungen bestimmt werden. Nach Zeman gilt für den Verdichtungsexponenten unter Berücksichtigung der Ladungsverluste

$$m_k = \kappa - \frac{\lg U (1 + W T_a/T_c)}{\lg (1/\epsilon)} \quad (13)$$

Für den Entspannungsexponenten läßt sich entsprechend ableiten:

$$m_s = \kappa + \frac{\lg \left[U \left(1 + W \frac{T_a}{T_w} \cdot \frac{T_c}{T_{cs}} \right) \right]}{\lg (1/\epsilon)} \quad (14)$$

Hierbei bedeuten T_c die Verdichtungsendtemperatur, die sich bei dem für die Verdichtung gültigen Exponenten m_k ergibt, und T_{cs} die für adiabatische Verdichtung errechnete Verdichtungsendtemperatur.

atur. Für $\epsilon = 15,3$ wurde m_k in Abhängigkeit von m_k nach den Gl. 13 und 14 ermittelt. Die errechneten Wertepaare sind in Bild 13 aufgetragen.

Nun wurden für mehrere Werte von m_k , m_e , ψf und $n = 120$ U/min die Verläufe von G/G_0 während des Verdichtungs- und Ausdehnungshubes ermittelt und daraus die Werte für $\varphi = G_{ec}/G_e$ bestimmt.

Die Ergebnisse sind in Tafel 5 und in den Bildern 14 und 15 dargestellt. Von der Wahl der Polytropenexponenten ist φ nur in geringem Maße abhängig. Für den praktisch in Frage kommenden Bereich $m_k = 1,25$ bis $1,35$ betragen die Unterschiede von φ bei gleichem Lässigkeitwert weniger als 1%. Es kann deshalb ohne Bedenken mit den für den mittleren Exponenten $m_k = 1,3$ gültigen Werten von φ gerechnet werden. Der Einfluß des Lässigkeitsgrades ψf auf den Wert φ soll jedoch berücksichtigt werden.

Aus dem Vergleich der durch Messung bestimmten Luftverlustmengen mit den für die verschiedenen Lässigungsgrade errechneten lassen sich diese für die drei Versuchsmaschinen in erster Annäherung angeben. Aus den Meßwerten der Luftverluste für die Drehzahl $n = 120$ U/min wird:

	Motor I	Motor II	Motor IV
ψf	$0,49 \cdot 10^{-6}$	$0,64 \cdot 10^{-6}$	$0,35 \cdot 10^{-6}$ m ²
f	$1,094 \cdot 10^{-6}$	$1,43 \cdot 10^{-6}$	$0,78 \cdot 10^{-6}$ m ²

Hierbei ist für φ mit dem für überkritische Strömung konstanten Wert von 0,448 gerechnet worden.

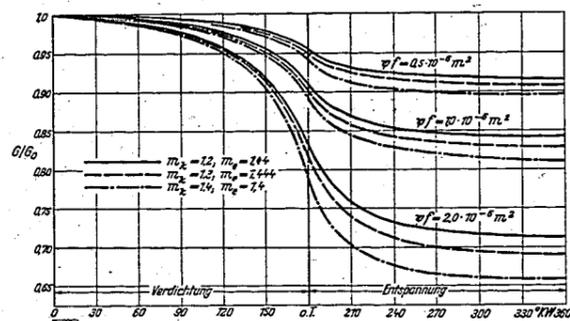


Bild 14. Auf den Anfangswert bezogenes Ladungsgewicht G/G_0 während der Verdichtung und Entspannung bei verschiedener Lässigkeit ψf und verschiedenen Wärmedurchgangsverhältnissen. $n = 120$ U/min; $\epsilon = 15,3$.

Bild 15. Ladungsverlust G_{ec}/G_e für Verdichtung, Gesamtverlust G_{ec}/G_0 (beide bezogen auf das theoretisch angesaugte Luftgewicht) und G_{ec}/G_e (bezogen auf ein Arbeitspiel) abhängig von der Lässigkeit ψf . $n = 120$ U/min; $\epsilon = 15,3$.

Tafel 5. Abhängigkeit der Ladungsverluste G_{ec} und G_{ec} vom Lässigkeitgrad ψf und den Polytropenexponenten m_k und m_e . $n = 120$ U/min; $\epsilon = 15,3$.

m_k	m_e	ψf 10 ⁻⁶ m ²	G_{ec}/G_0 %	G_{ec}/G_e %	$\varphi = G_{ec}/G_e$ %
1,4	1,4	0,5	10,3	5,55	54,0
		1,0	19,1	10,8	56,5
		2,0	34,3	20,4	59,1
1,3	1,44	0,5	9,25	5,0	54,0
		1,0	17,2	9,7	56,4
		2,0	31,15	18,3	58,8
1,2	1,44	0,5	8,45	4,55	53,8
		1,0	15,85	8,9	56,2
		2,0	28,0	16,7	58,3

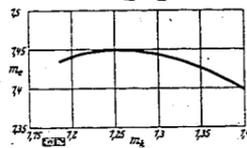
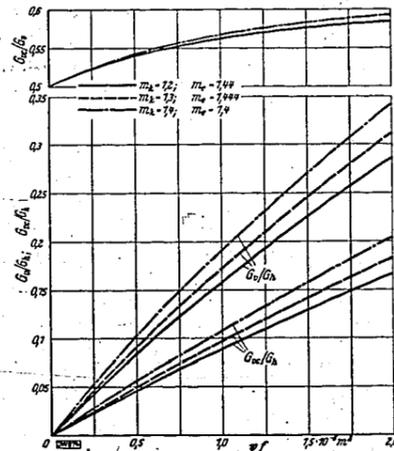


Bild 13. Polytropenexponent m_k für die Entspannung abhängig vom Polytropenexponenten m_e für die Verdichtung.



Bei einem ringförmig angenommenen Querschnitt vom Durchmesser des Maschinenzylinders ergeben sich daraus folgende äquivalente Spaltweiten:

	Motor I	Motor II	Motor IV
s	0,0033 mm	0,00434 mm	0,00226 mm.

Diese Werte stimmen mit den Ergebnissen amerikanischer Versuche, die bei stationärer Strömung an einem ruhenden Dieselmotorkolben durchgeführt wurden und von Zeman erwähnt werden [53], gut überein. Bei diesen Versuchen hatte der Kolben einen Durchmesser von 127 mm und war mit zwei Kolbenringen und einem Abstreifring versehen. Über das Einbauspiel des Kolbens liegen keine Angaben vor. Die Ersatzöffnung f wurde hier zu $1,1$ und $2,3 \cdot 10^{-6}$ m² oder die Ersatzspaltweiten zu $0,003$ und $0,004$ mm bestimmt.

Motor I war mit drei Kolbenringen und einem Abstreifring versehen. Man erkennt, daß durch Erhöhung der Kolbenringzahl die Abdichtung wirksam verbessert werden kann. Dies geht auch aus früheren Arbeiten hervor [8]. Die verhältnismäßig große Ersatzöffnung für Motor II ist darauf zurückzuführen, daß dieser schon eine längere Laufzeit hinter sich hatte und Laufbahn und Kolbenringe bereits einen deutlich meßbaren Verschleiß aufwiesen, während die Motoren I und IV zu den Versuchen fabrikneu zur Verfügung gestellt waren.

Die von Zeman errechneten Spaltweiten für einen Zweitaktmotor erscheinen demgegenüber mit $0,005$ bis $0,02$ mm als hoch. Dadurch, daß die Ermittlung der Wärme- und Undichtigkeitsverluste auf Grund der rechnerischen Bestimmung des Polytropenexponenten nach der Nußeltschen Wärmeübergangsgleichung [31] vorgenommen wurde, scheinen die Wärmeverluste zu niedrig und die Undichtigkeitsverluste zu hoch ermittelt zu sein. Es ist jedoch noch zu berücksichtigen, daß beim Zweitaktmotor die wirksam abdichtende Kolbenlänge durch die Ein- und Auslaßschlitze verringert wird.

e) Das Ladungsgewicht am Ende der Verdichtung

Aus den gemessenen Werten für den Liefergrad und den Gesamtladungsverlust G_e läßt sich, nachdem das Verhältnis $\varphi = G_{ec}/G_e$ bekannt ist, das im oberen Totpunkt vorhandene Ladungsgewicht bestimmen.

Die für die Versuchsmaschinen und für verschiedene Drehzahlen errechneten Werte sind in Tafel 4 und in Bild 16 aufgetragen. Danach steigt das im oberen Totpunkt gemessene Ladungsgewicht G_e mit der Drehzahl an. Dies ist in erster Linie auf die verringerten Lässigkeitsverluste und in geringerem Maße auch auf die Erhöhung des Liefergrades zurückzuführen. Die dargestellten Ergebnisse sind Mittelwerte aus mehreren Versuchsreihen. Bild 17 zeigt die zu Bild 16 zugehörigen gemessenen Verdichtungsdrücke.

g) Die Verdichtungsendtemperatur

a) Die mittlere Verdichtungsendtemperatur für den Gesamtverdichtungsraum

Aus der allgemeinen Zustandsgleichung kann der Mittelwert der Verdichtungsendtemperatur bestimmt werden, wenn Volumen, Druck und Ladungsgewicht bekannt sind. Die auf diese Weise aus den vorgegangenen Messungen errechneten Werte sind ebenfalls in Zahlentafel 4 und in Bild 18 wiedergegeben.

Ähnlich wie der Verdichtungsdruck steigt die Endtemperatur bei niedrigen Drehzahlen steil an und bei höheren Drehzahlen flacher.

β) Die gemessenen Verdichtungsendtemperaturen in Haupt- und Nebenraum

Die Temperaturmessung

Die aus den Druck- und Ladungsgewichtsmessungen erhaltenen Temperaturmittelwerte bieten keinen Anhaltspunkt für die Höhe der im Haupt- und Nebenraum herrschenden wirklichen Temperaturen. Um einen Einblick in diese Verhältnisse zu gewinnen, wurde mit Thermoelementen aus Chrom-Nickel-Drähten die Temperatur der Gasladung gemessen. Weil nur die vorhandenen Bohrungen des Verbrennungsraumes benutzt werden konnten, war die Anzahl der Thermoelemente beschränkt. Es wurde an jeder Maschine im Haupt- und Nebenraum je ein Thermoelement eingebaut. Bei den kleinen Verdichtungsräumen liegt dabei die Anordnung der Thermoelemente weitgehend fest (Bild 2, 3, 4). Sie saßen jeweils ungefähr in der Mitte des Meßraumes, wie aus den Bildern zu ersehen ist. Die Elemente bestanden aus $0,02$ und $0,03$ mm starkem Nickel- und Nickel-Chrom-Draht. Die Zuleitungen waren aus dem gleichen Metall bei einer Drahtstärke von $0,5$ mm. Als Fassung für die Zuleitung dienten geänderte Glühkerzen.

Die Schweißung des Thermokreuzes erfolgte durch einen elektrischen Funken, der beim Entladen eines Kondensators durch Berührung der Drähtchen übersprang. Durch dieses Schweißverfahren konnten nach einiger Übung Schweißstellen von großer Feinheit und Regelmäßigkeit erzielt werden.

Nach Petersen [33] kann bei den angewandten Drahtstärken und den niedrigen Drehzahlen mit einer genügend trägheitsfreien Wiedergabe der Gastemperatur gerechnet werden⁴⁾.

Die Thermospannungen wurden durch einen dreistufigen Gleichstromverstärker etwa 50000fach verstärkt und zur Steuerung eines Kathodenstrahles benutzt⁵⁾. Die Auslenkungen des Kathodenstrahles wurden photographisch aufgenommen. Die Totpunktmarkierung erfolgte durch Auslenkung des zweiten Kathodenstrahls. Als Geber wurde ein Magnetsystem benutzt, das am Schwungradgehäuse befestigt war und in dem durch Vorbeiführen einer auf der Schwungradscheibe angebrachten Metallzunge ein Stromstoß erregt wurde. Dieses Verfahren der Totpunktanzeige wurde schon mehrfach angewandt und beschrieben [37] und ist bei den geringen Drehzahlen ausreichend genau.

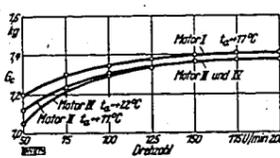


Bild 16. Ladungsgewicht G_c am Verdichtungsende in Abhängigkeit von der Drehzahl für Motor I, II und IV.

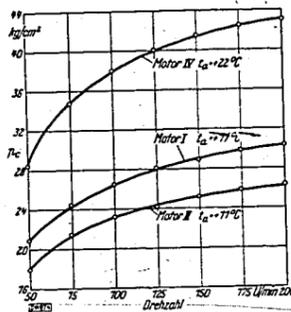
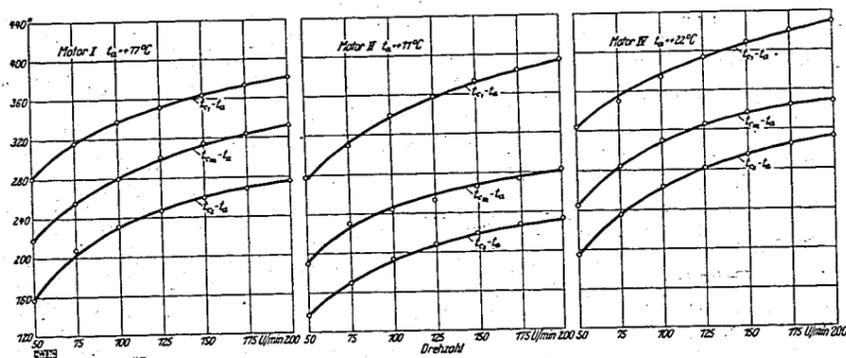


Bild 17 (rechts). Druck p_c am Verdichtungsende in Abhängigkeit von der Drehzahl für Motor I, II und IV.

Bild 18 (untere Bildreihe). Gemessene Haupt- und Nebenraumtemperaturen t_{c1} und t_{c2} und errechnete Mitteltemperatur t_{cm} in Abhängigkeit von der Drehzahl für Motor I, II und IV.



Temperaturverlauf während eines Arbeitsspieles

Ein Beispiel für den Temperaturverlauf im Hauptraum bei 50 U/min zeigt Bild 19. Die starke Unterkühlung der Luftladung am Ende der Ausdehnung und das plötzliche Ansteigen der Temperatur mit der durch das Auslaßventil hereinströmenden Außenluft ist deutlich erkennbar. Je nach der Lässigkeit kann bei dieser Drehzahl die Lufttemperatur am Ende der Ausdehnung bis zu 70 bis 80°C niedriger sein als am Ansaugende. Auf eine derartige Unterkühlung kann auch aus dem Druckdiagramm geschlossen werden. Es treten am Ende der Ausdehnung Unterdrücke von etwa 0,5 kg/cm² auf, die außer durch die Gasverluste durch die Wärmeabgabe bedingt sind. Bei steigender Drehzahl sind diese Erscheinungen nicht so ausgeprägt wegen der geringeren Wärme- und Ladungsverluste.

⁴⁾ Die späteren Versuche Conrads haben gezeigt, daß doch eine Verzögerung der Temperaturanzeige durch die Thermoelemente eintritt.

⁵⁾ Der Kathodenstrahlzylindergraph mit der Verstärkeranlage wurde von der Firma Dr. M. Nier, Dresden, geliefert.

Vergleich der gemessenen Temperaturen mit den errechneten Mittelwerten

Die gemessenen Temperaturen ändern sich mit der Drehzahl im gleichen Sinne wie die errechneten (Bild 18). Die Nebenraumtemperatur am Ende der Verdichtung T_{c2} liegt im allgemeinen um 100 bis 130°C niedriger als die Hauptraumtemperatur T_{c1} . Die starke Abkühlung der Nebenraumladung ist durch den erhöhten Wärmeübergang infolge der hohen Gasgeschwindigkeit im Durchgangskanal zwischen Haupt- und Nebenraum zu erklären. Die Wiedergabe der Temperaturen durch die Thermoelemente erfolgt im Nebenraum trägheitsloser als im Hauptraum, was aus einer Verlagerung des gemessenen Temperaturhöchstwertes gegenüber dem oberen Totpunkt zu schließen ist. Die trägheitslosere Wiedergabe im Nebenraum kann durch den besseren Wärmeübergang an das Thermoelement infolge stärkerer Luftbewegung erklärt werden.

Ein Vergleich der aus Druck und Ladegewicht berechneten Temperaturen mit den aus den Messungen der Haupt- und Nebenraumtemperaturen auf Grund einer Mischungsgleichung errechneten Temperaturmittelwerten des Gesamtverdichtungsraumes hat ergeben, daß die letzteren durchweg höher liegen. Daraus ist zu schließen, daß die Temperaturen an den Meßstellen höher als die Durchschnittstemperaturen der einzelnen Räume sind. Bei dem stark ausgeprägten Wärmezug an den kalten Zylinderwänden und der mäßigen Wirbelung der Ladung infolge der niedrigen Drehzahl und bei der schlechten Wärmeleitfähigkeit der Luft kann mit großen Temperaturunterschieden innerhalb des Verbrennungsraumes gerechnet werden. Ähnliche Schlüsse können aus den von Ekhart Schmidt [41] mitgeteilten Messungen an einer Zweitakt-Vorkammermaschine gezogen werden, bei denen solche Temperaturunterschiede am Verdichtungsende bei wesentlich höherer Drehzahl zu erkennen sind.

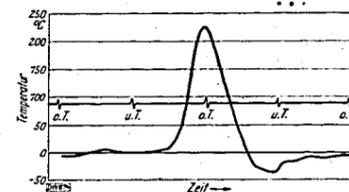


Bild 19. Temperaturdiagramm für den Hauptraum des Motors II bei einer Drehzahl von 50 U/min.

Da die Temperaturmeßstellen in allen Fällen ziemlich zentral angebracht sind, erscheint es verständlich, daß die hier gemessenen Werte höher als der Durchschnitt der Temperaturen der einzelnen Räume sind. Es kann dabei noch angenommen werden, daß die Unterschiede im Hauptraum größer sind als im Nebenraum, weil dieser im allgemeinen eine ziemlich kompakte Form hat und weil hier infolge der hohen Einströmgeschwindigkeit eine bessere Durchwirbelung der Ladung erfolgt⁶⁾.

7) Vergleich der Temperaturen und des Wärmedurchgangs bei den Versuchsmotoren

Wenn die Verdichtungsendtemperatur, das Verdichtungsverhältnis und die Lässigkeitsverhältnisse bekannt sind, kann der mittlere Verdichtungsindex nach der von Zeman [53] angegebenen Gleichung

$$T_{cm} = \frac{(1/\epsilon)^{m-1} T_c}{(1 + EX T_c)^2},$$

aus der für m folgt

$$m = 1 + \frac{\lg \frac{T_c}{T_a} + \lg (1 + EX T_c)^2}{\lg (1/\epsilon)},$$

errechnet werden. Dabei gilt:

$$E = \frac{m-1}{4} \psi / \sqrt{R}; \quad X = \left(\frac{V_c}{\pi D^2 \cdot r} \right)^{\frac{m-1}{2}}$$

⁶⁾ Nach Abschluß der Versuche teilte mir Herr Dr.-Ing. Conrad mit, daß bei genauer Verfolgung des Temperatur- und Druckverlaufes bei kalter Maschine gefunden wurde, daß das Temperaturmaximum vor dem oberen Totpunkt liegt. Somit kann die geschilderte Differenz der gemessenen und berechneten Temperaturen weiterhin damit erklärt werden, daß bei den Thermoelementmessungen die Höchstwerte berücksichtigt wurden, während die aus dem Druck und aus dem Ladungsgewicht berechneten Temperaturen für den Totpunkt gelten, also niedriger als die Höchstwerte sind.

Da die Endtemperaturen (Tafel 4) und die Lässigkeitsgrade ψf bekannt sind, kann der mittlere Polytropenexponent aus der obigen Gleichung bestimmt werden. Für die einzelnen Motoren werden folgende Größen angenommen:

	Motor I	Motor II	Motor IV
ϵ	16,3	14,35	20,5
ψf	$0,55 \cdot 10^{-6}$	$0,8 \cdot 10^{-6}$	$0,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
T_a	290	284	295° K

Mit dem mittleren Exponenten $m = 1,32$ wurden zunächst für X und E folgende Werte ermittelt:

	Motor I	Motor II	Motor IV
E	$0,791 \cdot 10^{-3}$	$1,24 \cdot 10^{-3}$	$0,432 \cdot 10^{-3}$
X	7,4	6,5	8,6

Verwendet man die aus der Druck- und Ladegewichtsmessung gerechneten Mittelwerte der Verdichtungsendtemperatur $T_{e,m}$, so ergeben sich die in Bild 20 wiedergegebenen Werte für den mittleren Exponenten m .

Die geringsten Wärmeverluste, bezogen auf das Gesamtladungsgewicht, weist danach Motor I auf. Dies ist verständlich, weil hier die stark abgekühlte Nebenraumladung nur 5% des gesamten Verdichtungsolumens ausmacht. Die für die Motoren II und IV errechneten Exponenten sind untereinander annähernd gleich und wesentlich niedriger als die des Motors I.

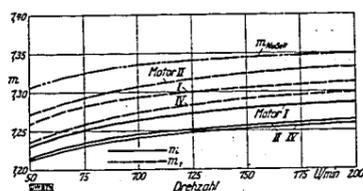


Bild 20. Verdichtungsexponenten m und m_1 abhängig von der Drehzahl.

Setzt man zur Bestimmung des Verdichtungsexponenten die mit den Thermoelementen gemessenen Temperaturen T_{e1} des Hauptraums ein, so ergeben diese für den Exponenten m_1 als Vergleichswerte ein verhältnismäßig gutes Bild von den Wärmeübergangsverhältnissen innerhalb des Hauptraumes, da der Einfluß der stark abgekühlten Nebenraumladung auf die Temperatur der Hauptraumladung nur gering sein dürfte (Bild 20). Dabei ist allerdings zu beachten, daß die Thermoelemente nicht genau die mittlere Temperatur des Hauptraumes wiedergeben, sondern daß bei den drei Versuchsmotoren die gemessenen Werte in verschiedenem Maße von diesem Mittelwert abweichen. Die so bestimmten Verdichtungsexponenten sind für den Motor II am höchsten; es folgt Motor I und danach Motor IV. Diese Reihenfolge ist bei Betrachtung des Verdichtungsverhältnisses und des Verbrennungsraumes durchaus verständlich. Sie ist durch die Unterschiede der Luftbewegung, des Verhältnisses der Oberfläche zum Volumen des Verdichtungsraumes und die Wärmeübergangsverhältnisse am Kolben verursacht. Bei der Gegenüberstellung der aus $T_{e,m}$ und T_{e1} gewonnenen Exponenten erkennt man weiterhin, daß bei Motor II die kältere Nebenraumladung die Mitteltemperatur der Gesamtladung am stärksten herabsetzt. Dies ist verständlich, weil der Anteil des Nebenraumes am Gesamtverdichtungsraum verhältnismäßig groß ist und weil beim Durchströmen des Übergangsquerschnittes vom Haupt- zum Nebenraum die Wärme unmittelbar vom Wassermantel aufgenommen wird. Bei Motor IV ist der Einfluß der Abkühlung der Nebenraumladung auf den Mittelwert der Gesamtladung ebenfalls bedeutend, jedoch geringer als bei Motor II. Hier ist der volumenmäßige Nebenraumanteil etwa ebenso groß, die Abkühlung der Nebenraumladung aber etwas geringer. Die Übergangskanäle zwischen Haupt- und Nebenraum befinden sich im sog. Brenneinsatz, so daß der Wärmefluß von den Bohrungen ins Kühlwasser über die Grenzflächen und den etwaigen Gasspalt zwischen Brenner und Wassermantel erfolgen muß. Das gleiche gilt für den Wärmedurchgang durch die Wände des Nebenraumes, der in einem besonderen Einsatz untergebracht ist. Allerdings ist hier die Überströmgeschwindigkeit wesentlich höher als bei anderen Motoren.

Vergleich der Verdichtungsexponenten mit den nach der Nußeltschen Wärmeübergangszahl errechneten.

Aus den auf Grund der Nußeltschen Wärmeübergangszahl von Zeman [53] angegebenen Gleichungen werden für die folgenden Bedingungen die mittleren Polytropenexponenten errechnet und den oben bestimmten gegenübergestellt. Unter den Annahmen

$$T_a = 297^\circ \text{ K}; \quad T_e = 307^\circ \text{ K}; \quad \frac{r}{D} = \frac{70}{105} = 0,666; \quad \epsilon = 1:14$$

ergeben sich für die verschiedenen Drehzahlen die in Bild 20 als oberste Kurve angegebenen Werte.

Die mit der Nußeltschen Wärmeübergangszahl errechneten Exponenten sind somit höher als die aus den Temperaturmessungen bestimmten. Die Wärmedurchgangszahlen sind also in den vorliegenden Fällen höher als die der Nußeltschen Gleichung entsprechenden. Dies ist zu erklären durch die relativ kleinen Abmessungen der Maschinen, durch die wegen der Unterteilung der Arbeitsräume erhöhte Wirbelung und durch die verhältnismäßig großen Wärmeübergangsflächen. Ähnliche Ergebnisse wurden auch von Kollmann von Messungen an Verdichtern mitgeteilt [22].

4. Der Luftzustand am Ende der Verdichtung für gleiches Anlaßverhalten

a) Bei verschiedenen Drehzahlen

Am Motor I wurden Anlaßversuche mit einem Kraftstoff der Cetanzahl 55 bei verschiedenen Drehzahlen in der auf S. 24 beschriebenen Weise durchgeführt. Als Anlaßtemperatur wird, wie oben bereits angegeben, die Außentemperatur, bei der nach einer Versuchsdauer von 30 s die Zündungen einsetzen, bezeichnet. Bei den Versuchen zeigte sich eine verhältnismäßig scharfe Grenze für die Außentemperatur, oberhalb deren bei einer bestimmten Drehzahl und nach einer bestimmten Anzahl von Einspritzungen noch Zündungen erfolgen (Bild 5). Bei Versuchen, die in der Nähe dieser Zündgrenze durchgeführt werden, schwankt der Zündverzögerung von Spiel zu Spiel in weiten Grenzen. Wegen des niedrigen Temperaturniveaus sind die Zündverzögerungen beim Kaltstart sehr lang. Der Zündverzögerung wird deshalb nach Gl. 1 — wie aus den Bombenversuchen verschiedener Verfasser [27, 43, 44, 52] hervorgeht — durch geringe Temperatur- oder Druckänderungen stark beeinflusst. Die für verschiedene Drehzahlen gemessenen Anlaßtemperaturen t_{an1} und die Zustandsgrößen der verdichteten Luft sind in Tafel 6 und Bild 21 angegeben.

Zahlentafel 6. Anlaßtemperatur t_{an1} , Verdichtungsendtemperatur t_e und Verdichtungsdruck p_e für Motor I bei verschiedenen Anlaßdrehzahlen.

Drehzahl U/min	t_{an1} °C	p_e kg/cm ²	t_{e1} für $t_a = t_{an1}$ °C
60	+ 21	21,6	351
80	+ 12	24	366
120	+ 4	26	380
160	0	27,5	393

Um die Verdichtungshöchstwerte der Temperatur und des Druckes zu erhalten, die bei verschiedenen Anlaßdrehzahlen gleiche Startzeiten ergeben, wurden die durch die verschiedenen Anlaßtemperaturen bedingten Unterschiede Δt_e der Verdichtungsendtemperaturen errechnet und zu diesen Beträgen die bei gleichbleibender Außentemperatur ($t_a = 0^\circ \text{ C}$) für die verschiedenen Drehzahlen bestimmten Verdichtungsendtemperaturen des Versuchsmotors addiert. Es ergibt sich dabei, daß bei höherer Drehzahl höhere Temperatur- und Druckwerte am Ende der Verdichtung erreicht werden müssen, um nach der gleichen Versuchsdauer Zündungen zu erzielen (Bild 21). Dies hindert allerdings nicht, daß die Anlaßtemperatur mit steigender Drehzahl niedriger wird, weil infolge der verringerten Wärme- und Ladeverluste Verdichtungsendtemperatur und -druck bei gleichbleibender Außentemperatur im höheren Maße steigen, als zur Herbeiführung der Zündung erforderlich wäre. Daß bei höheren Drehzahlen das Temperatur- und Druckniveau während des Zündverzögerung höher sein muß, war wegen der kürzeren für die Aufbereitung zur Verfügung stehenden Zeitspanne zu erwarten, wie weiter oben ausgeführt ist. Es zeigt sich, daß die mit steigender Drehzahl anzunehmende Verbesserung der Strahlerstäubung den Einfluß der kürzeren Verzögerungszeit bei den Versuchsmaschinen nicht auszugleichen vermag.

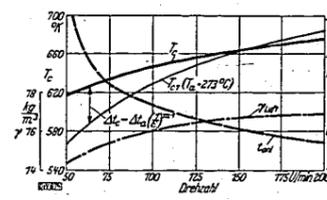


Bild 21. Anlaßtemperatur t_{an1} , Verdichtungsendtemperatur t_e beim ersten Zünden und Luftwichte γ im Zündraum bei verschiedenen Drehzahlen.

b) Bei verschiedenen Verbrennungsverfahren und gleicher Drehzahl

Bei einem Vergleich der für das Anlaßverhalten maßgebenden Zustandgrößen am Verdichtungs-ende müssen jeweils die Teile des Verbrennungsraumes betrachtet werden, in denen die Zündung vermutlich einsetzt. Dies wird bei den Motoren I und II im Hauptraum und bei Motor IV im Nebenraum der Fall sein. Die für eine Außentemperatur von 0° und eine Drehzahl von 120 U/min geltenden Werte sind aus den Bildern 17 und 18 zu entnehmen. Die Anlaßtemperaturen, die bei den drei Versuchsmotoren mit einem Kraftstoff und bei einer Drehzahl von 120 U/min ermittelt wurden, sind in Tafel 7 aufgeführt. Für diese Anlaßtemperaturen ergeben sich die entsprechenden Verdichtungs-entemperaturen t_c für die Verdichtungsräume, in denen die Zündung einsetzt, aus den Werten für konstante Außentemperatur ($t_a = 0^\circ\text{C}$) durch Berücksichtigung der durch die verschiedenen Anlaß-temperaturen bedingten Änderungen der Verdichtungsentemperatur. Die Verdichtungsendrücke werden durch die Verschiedenheit der Anlaß-temperaturen nicht beeinflusst, so daß diese für den Vergleich unmittelbar aus den oben angeführten Tabellen entnommen werden können.

Zahlentafel 7. Anlaßtemperaturen und zugehörige Zustandgrößen der verdichteten Luft in den Teilen des Verbrennungsraums, in denen die Zündung einsetzt.

Anlaßdrehzahl 120 U/min	Motor I	Motor II	Motor IV
t_{an}	0	+ 2,2	+ 22 °C
p_c	27,8	24	37,7 kg/mm ²
t_c ($t_a = t_{an}$)	350	300	330 °C
γ_c	23,3	19,5	33,5 kg/m ³

Die Abhängigkeit des Zündverhaltens von Druck und Temperatur ist durch zahlreiche Messungen des Zündverzuges bei laufenden Maschinen und bei Bombenversuchen, wie schon oben besprochen wurde, verfolgt worden. Von *Wolfer* [52] wurde für den Zündverzug im Dieselmotor die Gleichung angegeben:

$$z = \frac{0,44}{p^{1,19}} \cdot e^{\frac{4650}{T}} \cdot 10^{-3} \text{ [s]} \text{ (vgl. Gl. 1).}$$

In dieser Gleichung sind die Einflüsse der Zerstäubungsfeinheit und der Zündwilligkeit des Kraftstoffes nicht berücksichtigt. Nach *Wolfer* soll die Gleichung für Kraftstoffe mit Cetanzahlen über 50 gültig sein. Errechnet man aus den oben angegebenen Temperatur- und Druckwerten am Verdichtungs-ende, für die gleiches Startverhalten der drei Motoren festgestellt wurde, den Zündverzug, so erhält man folgende Zahlen:

	Motor I	Motor II	Motor IV
z	$17,9 \cdot 10^{-3}$	$17,1 \cdot 10^{-3}$	$12,67 \cdot 10^{-3}$ s.

Diese Vergleichszahlen stimmen größenordnungsmäßig gut miteinander überein. Besonders auffallend ist dies bei Motor I und II. Daß bei Motor IV der errechnete Zündverzug gegenüber Motor I und II geringer ist als es dem wirklichen Startverhalten entspricht, legt die Vermutung nahe, daß hier die Zerstäubungsverhältnisse etwas ungünstiger sind. Dies kann vielleicht damit erklärt werden, daß der Abspritzdruck bei Motor IV nur 80 atü und bei den anderen Motoren 130 atü beträgt. Außerdem wird hier die Abkühlung der Luftladung infolge der Verdampfung des Kraftstoffes stärker sein, weil ein verhältnismäßig großer Teil der Verdampfungswärme von der kleinen Vorkammerladung aufgebracht werden muß. Nach den Messungen von *Wolfer* ist zwar der Einfluß der Einspritzorgane auf die Selbstzündung sehr gering. Messungen von *Holfelder* [16], *Breves* [3] und *Wentzel* [48] zeigen dagegen eine starke Abhängigkeit von den verwendeten Einspritzdüsen und Pumpen.

Absolut genommen sind die oben errechneten Werte für den Zündverzug zu klein, da die Höchstwerte für Druck und Temperatur eingesetzt wurden, während die für die Induktionszeit bestimmenden Werte niedriger liegen müssen. Außerdem wird die Lufttemperatur durch den Wärmeentzug beim Startvorgang mit Kraftstoffeinspritzung infolge der Verdampfungswärme des eingespritzten Kraftstoffes weiter herabgesetzt.

Die gute Übereinstimmung der aus den Druck- und Temperaturhöchstwerten für gleiches Startverhalten errechneten Zündverzüge bestätigt, daß es zulässig erscheint, zur Beurteilung des Zündverhaltens an Stelle der maßgebenden mittleren Ersatzwerte von Temperatur und Druck während des Zündverzuges die Höchstwerte zu betrachten.

5. Vor- und Nachteile erhöhter Anlaßdrehzahl als Mittel zur Starterleichterung

Die Erhöhung der Anlaßdrehzahl stellt ein wirksames Mittel zur Verbesserung des Startverhaltens von Dieselmotoren dar. Gleichzeitig steigt jedoch die erforderliche Anlaßleistung. Die Anlaßleistung weist eine etwa lineare Abhängigkeit von der Drehzahl auf (Bild 22). Außerdem steigt sie in hohem Maße mit der Zähigkeit des Schmiermittels und mit dem Verdichtungsverhältnis [46].

Ob in der Praxis wegen der gleichzeitig erforderlichen stärkeren Startanlage die Anwendung erhöhter Anlaßdrehzahlen in Frage kommt, ist von Fall zu Fall zu entscheiden. Gegenüber sonst anwendbaren Mitteln — wie Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, Änderung der Zerstäubungsfeinheit — hat diese Maßnahme den Vorteil, daß die im allgemeinen auf bestes Verhalten beim normalen Fahrbetrieb abgestimmten Einspritzorgane und der Verbrennungsraum für den Startvorgang nicht geändert werden.

Beim Anlassen mit Glühkerzen ist der Einfluß des Luftzustandes geringer, so daß die großen Unterschiede der verschiedenen Verbrennungsverfahren und verschiedenen Drehzahlen in bezug auf das Anlaßverhalten weitgehend ausgeglichen werden. Die Temperaturen, bei denen mit Glühkerzen noch gestartet werden kann, liegen hier oft so tief, daß die Grenze nicht durch die Zündbedingungen, sondern durch die Zähigkeit des Schmiermittels und die Leistungsfähigkeit der Anlassenanlage gezogen wird.

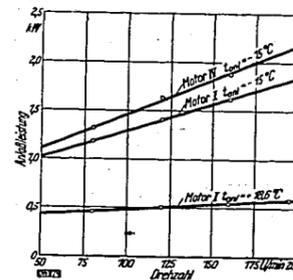


Bild 22. Anlaßleistung bei verschiedenen Anlaßtemperaturen t_{an} für Motor I und IV abhängig von der Drehzahl.

6. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

In einem Luftspeicher-, einem Nachkammer- und einem Vorkammermotor wurde untersucht, wie sich die Selbstzündungsbedingungen mit der Anlaßdrehzahl ändern.

Die Temperatur am Verdichtungs-ende wurde zunächst als Mittelwert über den gesamten Verdichtungsraum aus der Zustandsgleichung für Gase berechnet, nachdem das Gewicht und der Druck der Ladung bestimmt waren. Das Ladungsgewicht wurde aus der Messung der angesaugten und der während eines Spieles durch Undichtigkeiten verlorengegangenen Luftmenge bestimmt. Zuvor wurde das Verhältnis der während der Verdichtung zu den während des gesamten Arbeitsspieles auftretenden Ladungsverlusten für verschiedene Wärmeübergangs- und Lässigkeitsverhältnisse rechnerisch ermittelt.

Daneben wurden mit Thermoelementen die Höchstwerte der Ladungstemperatur im Haupt- und Nebenraum gemessen. Die Meßwerte für die einzelnen Teile der Verdichtungsräume lagen höher als dem errechneten Mittelwert für die Gesamträume entspricht. Dies ist z. T. dadurch bedingt, daß innerhalb der einzelnen Räume die Temperaturen in der Nähe der Wandungen niedriger sind und die Thermoelemente zentral angeordnet waren, also an den Stellen höherer Temperaturen.

Die Temperaturen des Nebenraumes sind beträchtlich niedriger als die des Haupt- raumes. Infolge der hohen Strömungsgeschwindigkeit im Drosselquerschnitt zwischen Haupt- und Nebenraum ist der Wärmeübergang an die Kanalwände außerordentlich gut. Außerdem bedingt das Durchströmen der Drosselstelle eine gewisse Wirbelung der Ladung im Nebenraum, die die Wärmeabgabe begünstigt. Bei Motoren mit unterteiltem Verbrennungsraum werden deshalb die günstigsten Werte für das Starten durch Selbstzündung erzielt, wenn der Kraftstoff in den Hauptraum eingespritzt wird, oder zumindestens wenn ein angemessener Teil des zerstäubten Kraftstoffes in diesen gelangt und dort die Zündung einleitet.

Aus den ermittelten Temperaturen wurden unter Berücksichtigung der Ladungsverluste die mittleren Verdichtungsexponenten bestimmt und mit den aus der Nußeltschen Gleichung errechneten verglichen. Es ergibt sich, daß die Wärmeübergangszahlen bei den Versuchsmaschinen höher als die von *Nußelt* bestimmten sein müssen.

In den Versuchsmaschinen sind die Wärmeübergangsverhältnisse gemäß Verbrennungsraum- form und Verdichtung und den Strömungsverhältnissen verschieden. Bei hohem Verdichtungs- verhältnis und zerklüftem Verbrennungsraum wird verhältnismäßig mehr Wärme entzogen und der Verdichtungsexponent niedriger.

Aus der Gegenüberstellung der Zustandsgrößen der Ladungsluft und der Ergebnisse von Anlaßversuchen geht hervor, daß das Zündverhalten maßgeblich durch die Temperatur und in geringerem Maße durch den Druck der Luft während des Zündverzugs im Verbrennungsraum bestimmt ist. Eine gute Übereinstimmung des Anlaßverhaltens läßt sich mit den nach *Wolfer* errechneten Werten für das Zündverhalten feststellen. Bei der Berechnung bleiben Zündwilligkeit und Zerstäubungsfeinheit unberücksichtigt. Aus dieser guten Übereinstimmung kann geschlossen werden, daß besonders die Temperatur — daneben der Druck der Gasladung und die zur Verfügung stehende Zeit — für die Selbstzündung von Bedeutung sind, während die übrigen Einflußgrößen demgegenüber zurücktreten.

Druck und Temperatur der Ladung am Verdichtungsende steigen mit der Drehzahl, weil die Wärmeabgabe an die Zylinderwände und die Ladungsverluste infolge Kolbenläsichtigkeit mit der Dauer des Verdichtungs Vorganges wachsen, also mit steigender Drehzahl kleiner werden.

Für die Wärme- und Ladungsverluste während der Verdichtung und damit für das Startverhalten ist der Schmierzustand an der Zylinderlaufbahn von großer Bedeutung. Der Wärmedurchgang zum Zylinder wird wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Schmieröls um so geringer, je stärker der Schmierfilm an der engsten Stelle des Ringspaltes zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn ist. Gute Schmierverhältnisse am Kolben verbessern außerdem in hohem Maße die Abdichtung zwischen Verbrennungsraum und Kurbelgehäuse.

Mit steigender Drehzahl müssen für gleiches Zündverhalten höhere Absolutwerte für Verdichtungsendtemperatur und -druck erreicht werden, weil die Aufbereitung in kürzerer Zeit erfolgen und die Energiezufuhr aus diesem Grunde energischer sein muß. Da bei gleichbleibender Anfangstemperatur Verdichtungsdruck und -temperatur mit steigender Drehzahl schneller ansteigen, als es für gleiches Zündverhalten erforderlich wäre, kann bei höheren Drehzahlen noch bei tieferen Außentemperaturen gestartet werden.

Die Erhöhung der Anlaßdrehzahl als Mittel zur Verbesserung des Startverhaltens hat den Vorteil, daß die Bedingungen für den Normalbetrieb bei warmer Maschine unberührt bleiben, jedoch den Nachteil, daß bei gleicher Ölzähigkeit und gleicher Verdichtung eine größere Anlaßleistung erforderlich wird. In erster Annäherung ist mit linearer Abhängigkeit der Anlaßleistung von der Anlaßdrehzahl zu rechnen.

000983

7. Übersicht der benutzten Formelgrößen

a	[mm]	mittlerer Unterschied zwischen Zylinder- und Kolbenhalbmesser	q	[m ²]	Querschnitt des Überströmkanals zwischen Haupt- und Nebenraum
b	[mm QS]	Barometerstand	Q_a	[kcal/kg]	Aktivierungsenergie der Kraftstoffmoleküle
c_p	[kcal/kg°C]	spezifische Wärme bei unveränderlichem Druck	r	[mm]	Kurbelradius
c_v	[kcal/kg°C]	spezifische Wärme bei unveränderlichem Volumen	r_K	[mm]	Kolbenradius
c_m	[m/s]	mittlere Kolbengeschwindigkeit	r_Z	[mm]	Zylinderradius
$C = \frac{n V_H}{30 \mu q}$	[m/r]	Geschwindigkeitswert	R	[mkg/kg°C]	Gaskonstante
C_a	[—]	Cotanzahl	s	[mm]	Kolbenhub
D	[mm]	Zylinderbohrung	S	[mm]	Spaltweite zwischen Kolben und Zylinder
e	[mm]	Abstand der Kolbenachse von der Zylinderachse	t	[°C]	Temperatur
e	[—]	Basis der natürlichen Logarithmen	T	[°K]	absolute Temperatur
f	[m ²]	Ersatzquerschnitt für den Ringspalt zwischen Kolben und Zylinder bei gedachter verlustloser Ausströmung	T_a	[°K]	absolute Temperatur der Gasladung zu Beginn der Verdichtung
G	[kg]	augenblickliches Ladungsgewicht	T_{an1}	[°K]	Anlaßtemperatur
G_a	[kg]	Ladungsgewicht zu Beginn der Verdichtung	T_{e1}	[°K]	absolute Temperatur der Gasladung des Haupttraumes am Ende der Verdichtung
G_e	[kg]	Ladungsgewicht am Ende der Verdichtung	T_{e2}	[°K]	absolute Temperatur der Gasladung des Nebenraumes am Ende der Verdichtung
G_h	[kg]	theoretisch angesaugtes Luftgewicht	T_{em}	[°K]	mittlere absolute Temperatur der gesamten Gasladung am Ende der Verdichtung
G_o	[kg]	wirklich angesaugtes Luftgewicht	T_{ew}	[°K]	mittlere Zylinderwandtemperatur
G_r	[kg]	Restgasgewicht	V	[m ³]	augenblickliches Zylinder- volumen
G_s	[kg]	Ladungsverlust während eines ganzen Arbeitsspiels	V_c	[m ³]	Verdichtungsraum im oberen Totpunkt
G_{sc}	[kg]	Ladungsverlust während der Verdichtung	V_H	[m ³]	Hubvolumen
J_a	[mkg s ²]	Trägheitsmoment der umlaufenden Massen	V_1	[m ³]	Hauptverdichtungsraum im oberen Totpunkt (über dem Kolben)
k_m	[kcal/m ² h°C]	mittlere Wärmedurchgangszahl	V_2	[m ³]	Nebenverdichtungsraum im oberen Totpunkt (abgeschrägter Teil)
k_v	[mkg]	Verdichtungsarbeit	w_2	[m/s]	Luftgeschwindigkeit im Überströmkanal zwischen Haupt- und Nebenraum
m	[—]	Exponent der Polytrope	y	[mm]	Kolbenweg vom unteren Totpunkt
m_e	[—]	Exponent der polytropischen Entspannung	z	[s]	Zündverzug
m_k	[—]	Exponent der polytropischen Verdichtung	E	[—]	Hilfsgrößen zur Berechnung der polytropischen Exponenten nach <i>Zeman</i> [53, S. 132]
n	[U/min]	Drehzahl	U		
O_s	[m ²]	Oberfläche des Verdichtungsraumes im oberen Totpunkt	W		
p	[kg/cm ²]	absoluter Druck der Gasladung im Zylinder	X	[°KW]	Kurbelwinkel
P_a	[kg/m ²]		absoluter Druck der Gasladung im Zylinder zu Beginn der Verdichtung		
P_e	[kg/m ²]	absoluter Druck der Gasladung im Zylinder am Ende der Verdichtung	β		
Δp	[kg/cm ²]	Druckunterschied zwischen Haupt- und Nebenraum	γ_L	[kg/m ³]	Wichte der Luft
			γ_{La}	[kg/m ³]	Wichte der Luft zu Beginn der Verdichtung
			$\epsilon = \frac{V_c}{V_e + V_H}$	[—]	Verdichtungsverhältnis

$\eta_L = \frac{G_o}{G_A}$	[—]	volumetrischer Liefergrad	ψ	[—]	Ausflußbeiwert
κ	[—]	Exponent der Adiabate	$\psi /$	[m ²]	Lässigkeitsgrad
λ_{01}	[kcal/mh°C]	Wärmeleitfähigkeit des Schmieröles	ω_m	[s ⁻¹]	mittlere Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
λ	[—]	Stangenverhältnis	ω_{max}	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle zu Beginn der Verdichtung
μ	[—]	Durchflußzahl des Überströmkanals zwischen Haupt- und Nebenraum	ω_{min}	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle am Ende der Verdichtung
$\varphi = \frac{G_{e1}}{G_e}$	[—]	Verhältniszahl für die Luftverluste			

000984

Teil III

Die Anlaßdauer beim Fahrzeug-Dieselmotor in Abhängigkeit von der Außentemperatur¹⁾

Bei den zahlreichen Anlaßversuchen, die mit Fahrzeug-Dieselmotoren verschiedener Verbrennungsverfahren in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule Berlin durchgeführt worden sind, ergab sich bei allen Motoren für einen bestimmten Kraftstoff und eine bestimmte Drehzahl eine Gesetzmäßigkeit zwischen der Dauer des Anlaßvorganges und der Außentemperatur, bei der der Versuch vorgenommen wurde. Je tiefer die Außentemperatur lag, um so länger mußte der Motor bis zum Einsetzen der ersten Zündung durchgedreht werden. Die vorliegende Arbeit hat den Zweck, die Ursachen für diese Gesetzmäßigkeit bei Motoren mit Verdichtungszündung zu ergründen und rechnerisch zu verfolgen.

Bei der Durchführung dieser Arbeit war es erforderlich, den Wärmeübergang von der Ladungsluft an die Zylinderwandungen, wie er bei der kalten Maschine auftritt, zu untersuchen und damit die Wärmeübergangszahlen zu bestimmen.

1. Bisherige Beobachtungen über die Abhängigkeit der Anlaßdauer von der Außentemperatur

Die Anlaßversuche wurden grundsätzlich so durchgeführt, daß vor jedem Versuch ein möglichst vollkommener Ausgleich zwischen Raum- und Motortemperatur, die die Mitteltemperatur zwischen Zylinderwand, Kühlwasser und Schmieröl darstellt, erreicht war. Der Mittelwert dieser Temperaturen wird im folgenden als „Außentemperatur“ bezeichnet. Durch das elektrische Anlaßaggregat wurde dann die Maschine innerhalb 15 s auf die gewünschte Drehzahl gebracht. Anschließend wurde Kraftstoff mit voller Füllung in den Versuchszyylinder eingespritzt. Die fortlaufend aufgenommenen Indikatorgramme ließen einwandfrei erkennen, nach welchem Arbeitspiel von der ersten Einspritzung ab die erste Zündung erfolgte. Es zeigte sich, daß die Zündungen um so eher eintraten, je höher die Außentemperatur lag.

Es ist allgemein bekannt, daß man bei einem Dieselmotor, der bei einer gegebenen Außentemperatur nicht gleich anspringt, durch anhaltendes Durchdrehen häufig noch einen Erfolg erzielen kann. Bei den systematischen Anlaßversuchen ergab sich nun die erwähnte Gesetzmäßigkeit. Es läßt sich nicht ohne weiteres erkennen, wodurch diese verursacht wird. Während des Durchdrehens ist eine Aufwärmung der Maschine zu erwarten, jedoch ist es unbekannt, wie groß diese Aufwärmung ist und in welchem Maße sie den Temperaturzustand der Zylinderladung beeinflusst.

Auch wurde eine geringe Zunahme des Verdichtungsdruckes während des Durchdrehens mit konstanter Drehzahl beobachtet. Die Auswirkung der Drucksteigerung auf die Verdichtungsendtemperatur ist ebenfalls nicht ohne weiteres festzustellen, denn es läßt sich zunächst nicht erkennen, ob die Drucksteigerung durch verminderte Lässigkeitsverluste oder durch einen schlechteren

¹⁾ Die vorliegende Arbeit ging aus einem Forschungsauftrag hervor, der der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge durch den Herrn Reichsverkehrsminister im Rahmen der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Kraftfahrzeugwesens übertragen wurde. Er sollte eine Reihe thermodynamischer Fragen beim Anlaßvorgang im Dieselmotor klären.

Herrn Professor Dr.-Ing. habil. W. Pfäum möchte ich auch an dieser Stelle für die wertvollen Ratschläge und Hinweise und sein großes Interesse, das er dieser Arbeit entgegenbrachte, meinen verbindlichsten Dank aussprechen.

Herrn Doz. Dr.-Ing. habil. W. Rizmann, der mir die Anregung zu der vorliegenden Arbeit gab und mir gestattete, die hierzu erforderlichen Versuche durchzuführen, spreche ich für die weitgehende Unterstützung und Beratung meinen herzlichsten Dank aus.

Ferner danke ich Herrn Dr.-Ing. F. Schaub für das Zurverfügungstellen seiner Versuchsergebnisse sowie seiner eigenen Erfahrungen beim Anlassen von Dieselmotoren herzlichst.

Wärmeübergang hervorgerufen wird. Eine durch schlechteren Wärmeübergang hervorgerufene Drucksteigerung um einen bestimmten Betrag erhöht die Verdichtungs- und Zündtemperatur aber in weitaus größerem Maße als die gleiche Drucksteigerung durch verminderte Lässigkeitsverluste.

Von großem Einfluß auf das Anspringen eines Dieselmotors ist auch der Grad der Zerstäubung des Kraftstoffes, die Gemischbildung und die Sauerstoff- und Kraftstoffkonzentration des Gemisches (vgl. Teil II, S. 24). Diese Einflüsse werden aber hier keine ausschlaggebende Rolle spielen, denn ihre Veränderlichkeit wird in erster Linie nur durch eine Änderung der Drehzahl hervorgerufen, wogegen die oben erwähnte Gesetzmäßigkeit bei konstanter Drehzahl festgestellt worden ist.

Eine weitere Möglichkeit der Verbesserung der Bedingungen für die Selbstzündung wird häufig in einer allmählichen Aufbereitung eines zündfähigen Gemisches, das durch den jeweiligen unverbrannten Restgasanteil des vorangegangenen Arbeitsspiels verbessert wird, angenommen. Um diese Annahme nachzuprüfen, sind die unverbrannten Auspuffdämpfe in beliebiger Menge von der Maschine wieder angesaugt worden. Eine merkliche Verbesserung des Anlaßverhaltens wurde durch diese Maßnahme nur bei einigen wenigen Kraftstoffen festgestellt. Die Verbesserung ist auch bei diesen Kraftstoffen so geringfügig, daß sie nur von untergeordneter Bedeutung sein kann.

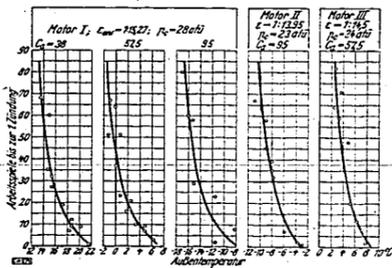


Bild 1. Anlaßzeit in Arbeitsspielen bis zur ersten Zündung in Abhängigkeit von der Außentemperatur T_A . (Gemessen von der ersten Einspritzung ab nach 15 s Anfahrzeit bei $n = 120$ U/min.)

Motor I: 4-Zylinder-Lanova-Motor, $V_A = 4850$ cm³ (Versuchsmotor der vorliegenden Arbeit);
Motor II: 6-Zylinder-Belkammer-Motor, $V_A = 6760$ cm³;
Motor III: 6-Zylinder-Belkammer-Motor, $V_A = 6210$ cm³.

Für die mit der Anlaßdauer sich verbessernden Zündbedingungen bleiben somit nur noch thermodynamische Ursachen übrig, die im folgenden gesucht werden sollen. Wahrscheinlich wird sich mit der Zeit die Verdichtungs- und Zündtemperatur erhöhen und die erste Zündung dann erfolgen, wenn der Temperaturzustand erreicht ist, der den Zündverzögerung auf das durch die Drehzahl festgelegte Maß herabsetzt. In welchem Maße sich der Temperaturzustand der Ladung erhöht und wodurch diese Erhöhung hervorgerufen wird, soll in der vorliegenden Arbeit festgestellt werden.

2. Die Versuchseinrichtung

a) Der Versuchsmotor

Die Abhängigkeit der Anlaßdauer von der Außentemperatur zeigt für die untersuchten Motoren und für die Kraftstoffe aller Cetanzahlen grundsätzlich den gleichen Verlauf, wie Bild 1 erkennen läßt. Es genügt daher, diese Abhängigkeit an einem Motor zu verfolgen. Die hierfür erforderlichen Versuche und Berechnungen wurden an einem Lanova-Motor durchgeführt, da dieser sich bei sämtlichen Anlaßversuchen am regelmäßigsten verhielt. Außerdem ist der Verdichtungsraum des Lanova-Motors nach dem Abschalten des Hauptspeichers (vgl. Teil II, S. 23), was der Anlaßanordnung entspricht, am wenigsten von allen Versuchsmotoren unterteilt. Der noch vorhandene Anlaßspeicher macht nur etwa 5% des gesamten Verdichtungsraumes aus. Somit werden die aus dem Indikatorogramm bestimmten mittleren Ladungstemperaturen den auftretenden wahren Verdichtungs- und Zündtemperaturen des Motors sehr nahekommen, deren möglichst genaue Kenntnis bei der Auswertung der Versuche wichtig ist.



Bild 2. Aufbau der Versuchsmotoren in der Kältekammer. a) Motor I; b) Motor II; c) Motor IV; d) Antriebsmotor; e) Untersetzungsgetriebe; f) Kühlmittelbehälter. (In der vorliegenden Arbeit wurde hauptsächlich der im Bild gezeigte Motor I herangezogen.)

000985

Der Versuchsmotor weist folgende Daten auf:

Bauart: Vier-Zylinder-Lanova	
Arbeitsverfahren: Viertakt	
Verbrennungsverfahren: unmittelbare Einspritzung mit Luftspeicher	
Hub s	140 mm
Bohrung D	105 mm Dmr.
Hubvolumen V_H eines Zylinders	1212,5 cm ³
Verdichtungsraum V_V	81,1 cm ³
Volumen des Hauptverdichtungsraumes	76,6 cm ³
Volumen des Hauptspeichers	17,0 cm ³
Volumen des Anlaßspeichers	4,5 cm ³
Verdichtungsverhältnis ϵ	$\epsilon = 1:15,95^2$
ϵ mit eingebautem Indikator	$\epsilon = 1:15,60$

Ventilsteuerzeiten:

Einlaß öffnet	12° vor o. T.
Einlaß schließt	39° nach u. T.
Auslaß öffnet	40° vor u. T.
Auslaß schließt	14° nach o. T.

b) Der Aufbau der Motoren

Die Versuche wurden im Anschluß an die Arbeit von F. Schaub (Teil II) im Kältetunnel des Forschungsinstitutes für Kälte- und Trockentechnik der Technischen Hochschule Berlin durchgeführt, wo es möglich war, mit Hilfe einer leistungsfähigen Kältemaschine den Versuchsraum und die Motoren in kurzer Zeit auf die gewünschte Außentemperatur zu bringen. Der Aufbau der Motoren ist nach den Versuchen von Schaub ohne wesentliche Änderung übernommen worden (Bild 2). Der Vollständigkeit halber sei der Versuchsaufbau hier noch einmal kurz geschildert.

Während der Versuche waren jeweils drei Motoren auf einem gemeinsamen Rahmen aufgebaut (Bild 2). Sie wurden durch einen regelbaren Elektromotor über ein Untersetzungsgetriebe angetrieben. Das Antriebsaggregat war auf einem Gestell befestigt, das mit Hilfe von Rollen auf einer Schiene von Motor zu Motor bewegt und dann mit diesem gekuppelt werden konnte. In die Kupplung zwischen Untersetzungsgetriebe und Dieselmotor waren zwei Gummigelenscheiben eingebaut. Diese nahmen die durch mangelnde Zentrierung und durch die Zündschläge hervorgerufenen Beanspruchungen auf. Die Verbindung zwischen Antriebsaggregat und Dieselmotor wurde einfach dadurch hergestellt, daß drei Bolzen, die an der Schwungscheibe des Motors befestigt waren, in die Bohrungen einer der beiden Gummigelenscheiben eingeschoben wurden. Für den Versuch wurde das Anlaßaggregat durch Spindeln von den Rollen abgehoben und durch Schrauben gegen die Laufschienen verspannt.

Die Drehzahl des Antriebs konnte vom Bedienungsstand außerhalb der Kältekammer etwa zwischen 40 und 200 U/min eingestellt werden. Sie wurde mit einem Schreibgerät ebenso wie die Leistung des Anlaßmotors abhängig von der Zeit aufgezeichnet.

c) Die Druckaufnahme

Zur genauen Kenntnis der Wärmeübergangsverhältnisse war es erforderlich, den zeitlichen Druckverlauf des Versuchszyklinders mit großer Genauigkeit zu kennen. Hierzu wurde ein mechanischer Indikator verwendet, da der Genauigkeitsgrad bei den niedrigen Drehzahlen für besser erachtet wurde als derjenige eines trägheitslosen elektrischen Indikators, z. B. eines Quarz-Druckgebers in Verbindung mit einem Kathodenstrahl-Oszillographen.

Daher wurde ein Außenfederindikator zur Aufnahme fortlaufender offener Druck-Zeit-Diagramme der Firma Lehmann & Michels verwendet (Bild 3). Die Aufzeichnung geschah auf 100 mm breitem Wachsapapier, das durch ein regelbares Präzisionslaufwerk angetrieben wurde. Die Papiergeschwindigkeit konnte dabei von 0,4 bis zu 25 m in der Minute gesteigert werden. Die Zeitmarkierung erfolgte durch einen elektromagnetischen Markenschreiber (Bild 3), der von einer Kontaktuhr gesteuert wurde. Diese ließ alle 0,05 s den Markenschreiber ansprechen. Durch Unterteilung der so gewonnenen Markenabstände war eine genügend genaue Auswertung der Diagramme gewährleistet.

Besonderes Augenmerk mußte auf die Totpunktmarkierung gelegt werden. Hierzu wurde ebenfalls ein elektromagnetischer Markenschreiber (Bild 3) von geringer Trägheit herangezogen, der durch einen besonders hierfür angefertigten Schalter (Bild 4) gesteuert wurde. Der Schalter wurde völlig erschütterungsfrei verstellbar an das Kurbelgehäuse der Maschine angebaud und durch einen auf der Schwungscheibe aufgesetzten Nocken betätigt. Der Nocken war so kurz gehalten, daß er den Schalter nur über einen Weg von 1,5 mm Länge am Umfang der Schwungscheibe betätigte. Dieser

²⁾ Die Verdichtung gilt für abgeschalteten Hauptspeicher. Bei Normalbetrieb ist $\epsilon = 1:13,3$.

Wärmeübergang hervorgerufen wird. Eine durch schlechteren Wärmeübergang hervorgerufene Drucksteigerung um einen bestimmten Betrag erhöht die Verdichtungsendtemperatur aber in weitaus größerem Maße als die gleiche Drucksteigerung durch verminderte Lässigkeitsverluste.

Von großem Einfluß auf das Anspringen eines Dieselmotors ist auch der Grad der Zerstäubung des Kraftstoffes, die Gemischbildung und die Sauerstoff- und Kraftstoffkonzentration des Gemisches (vgl. Teil II, S. 24). Diese Einflüsse werden aber hier keine ausschlaggebende Rolle spielen, denn ihre Veränderlichkeit wird in erster Linie nur durch eine Änderung der Drehzahl hervorgerufen, wogegen die oben erwähnte Gesetzmäßigkeit bei konstanter Drehzahl festgestellt worden ist.

Eine weitere Möglichkeit der Verbesserung der Bedingungen für die Selbstzündung wird häufig in einer allmählichen Aufbereitung eines zündfähigen Gemisches, das durch den jeweiligen unverbrannten Restgasanteil des vorangegangenen Arbeitsspiels verbessert wird, angenommen. Um diese Annahme nachzuprüfen, sind die unverbrannten Abspuffdämpfe in beliebiger Menge von der Maschine wieder angesaugt worden. Eine merkliche Verbesserung des Anlaßverhaltens wurde durch diese Maßnahme nur bei einigen wenigen Kraftstoffen festgestellt. Die Verbesserung ist auch bei diesen Kraftstoffen so geringfügig, daß sie nur von untergeordneter Bedeutung sein kann.

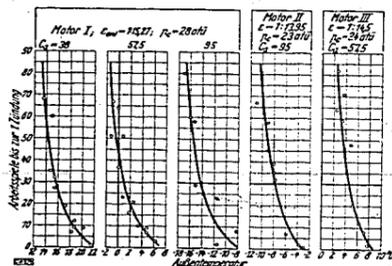


Bild 1. Anlaßzeit in Arbeitsspielen bis zur ersten Zündung in Abhängigkeit von der Außentemperatur T_A . (Gemessen von der ersten Einspritzung ab nach 15 s Anfahrzeit bei $n = 120$ U/min.)

Motor I: 4-Zylinder-Lanova-Motor, $V_A = 4850$ cm³ (Versuchsmotor der vorliegenden Arbeit);
Motor II: 6-Zylinder-Beikammer-Motor, $V_A = 6760$ cm³;
Motor III: 6-Zylinder-Beikammer-Motor, $V_A = 6240$ cm³.

Für die mit der Anlaßdauer sich verbessernden Zündbedingungen bleiben somit nur noch thermodynamische Ursachen übrig, die im folgenden gesucht werden sollen. Wahrscheinlich wird sich mit der Zeit die Verdichtungsendtemperatur erhöhen und die erste Zündung dann erfolgen, wenn der Temperaturzustand erreicht ist, der den Zündverzögerung auf das durch die Drehzahl festgelegte Maß herabsetzt. In welchem Maße sich der Temperaturzustand der Ladung erhöht und wodurch diese Erhöhung hervorgerufen wird, soll in der vorliegenden Arbeit festgestellt werden.

2. Die Versuchseinrichtung

a) Der Versuchsmotor

Die Abhängigkeit der Anlaßdauer von der Außentemperatur zeigt für die untersuchten Motoren und für die Kraftstoffe aller Cetanzahlen grundsätzlich den gleichen Verlauf, wie Bild 1 erkennen läßt. Es genügt daher, diese Abhängigkeit an einem Motor zu verfolgen. Die hierfür erforderlichen Versuche und Berechnungen wurden an einem Lanova-Motor durchgeführt, da dieser sich bei sämtlichen Anlaßversuchen am regelmäßigsten verhielt. Außerdem ist der Verdichtungsraum des Lanova-Motors nach dem Abschalten des Hauptspeichers (vgl. Teil II, S. 23), was der Anlaßanordnung entspricht, am wenigsten von allen Versuchsmotoren unterteilt. Der noch vorhandene Anlaßspeicher macht nur etwa 5% des gesamten Verdichtungsraumes aus. Somit werden die aus dem Indikatordiagramm bestimmten mittleren Ladungstemperaturen den auftretenden wahren Verdichtungstemperaturen des Motors sehr nahekommen, deren möglichst genaue Kenntnis bei der Auswertung der Versuche wichtig ist.



Bild 2. Aufbau der Versuchsmotoren in der Kältekammer. a) Motor I; b) Motor II; c) Motor IV; d) Antriebsmotor; e) Unteretzungsgetriebe; f) Kühlmittelbehälter. (In der vorliegenden Arbeit wurde hauptsächlich der im Bild gezeigte Motor I herangezogen.)

Der Versuchsmotor weist folgende Daten auf:

Bauart: Vier-Zylinder-Lanova	
Arbeitsverfahren: Viertakt	
Verbrennungsverfahren: unmittelbare Einspritzung mit Luftspeicher	
Hub s	140 mm
Bohrung D	105 mm Dmr.
Hubvolumen V_H eines Zylinders	1212,5 cm ³
Verdichtungsraum V_c	81,1 cm ³
Volumen des Hauptverdichtungsraumes	76,6 cm ³
Volumen des Hauptspeichers	17,0 cm ³
Volumen des Anlaßspeichers	4,5 cm ³
Verdichtungsverhältnis ϵ	= 1:15,95 ²⁾
ϵ mit eingebautem Indikator	= 1:15,00
Ventilsteuerezeiten:	
Einlaß öffnet	12° vor o. T.
Einlaß schließt	30° nach u. T.
Auslaß öffnet	40° vor u. T.
Auslaß schließt	14° nach o. T.

b) Der Aufbau der Motoren

Die Versuche wurden im Anschluß an die Arbeit von F. Schaub (Teil II) im Kältetunnel des Forschungsinstitutes für Kälte- und Trockentechnik der Technischen Hochschule Berlin durchgeführt, wo es möglich war, mit Hilfe einer leistungsfähigen Kältemaschine den Versuchsraum und die Motoren in kurzer Zeit auf die gewünschte Außentemperatur zu bringen. Der Aufbau der Motoren ist nach den Versuchen von Schaub ohne wesentliche Änderung übernommen worden (Bild 2). Der Vollständigkeit halber sei der Versuchsaufbau hier noch einmal kurz geschildert.

Während der Versuche waren jeweils drei Motoren auf einem gemeinsamen Rahmen aufgebaut (Bild 2). Sie wurden durch einen regelbaren Elektromotor über ein Unteretzungsgetriebe angetrieben. Das Antriebsaggregat war auf einem Gestell befestigt, das mit Hilfe von Rollen auf einer Schiene von Motor zu Motor bewegt und dann mit diesem gekuppelt werden konnte. In die Kupplung zwischen Unteretzungsgetriebe und Dieselmotor waren zwei Gummigelenscheiben eingebaut. Diese nahmen die durch mangelnde Zentrierung und durch die Zündschläge hervorgerufenen Beanspruchungen auf. Die Verbindung zwischen Antriebsaggregat und Dieselmotor wurde einfach dadurch hergestellt, daß drei Bolzen, die an der Schwungscheibe des Motors befestigt waren, in die Bohrungen einer der beiden Gummigelenscheiben eingeschoben wurden. Für den Versuch wurde das Anlaßaggregat durch Spindeln von den Rollen abgehoben und durch Schrauben gegen die Laufschiene gespannt.

Die Drehzahl des Antriebs konnte vom Bedienungsstand außerhalb der Kältekammer etwa zwischen 40 und 200 U/min eingestellt werden. Sie wurde mit einem Schreibgerät ebenso wie die Leistung des Anlaßmotors abhängig von der Zeit aufgezeichnet.

c) Die Druckaufnahme

Zur genauen Kenntnis der Wärmeübergangsverhältnisse war es erforderlich, den zeitlichen Druckverlauf des Versuchszyklinders mit großer Genauigkeit zu kennen. Hierzu wurde ein mechanischer Indikator verwendet, da der Genauigkeitsgrad bei den niedrigen Drehzahlen für besser erachtet wurde als derjenige eines trägheitslosen elektrischen Indikators, z. B. eines Quarz-Druckgebers in Verbindung mit einem Kathodenstrahl-Oszillographen.

Daher wurde ein Außenfederindikator zur Aufnahme fortlaufender offener Druck-Zeit-Diagramme der Firma Lehmann & Michels verwendet (Bild 3). Die Aufzeichnung geschah auf 100 mm breitem Wachspapier, das durch ein regelbares Präzisionslaufwerk angetrieben wurde. Die Papiergeschwindigkeit konnte dabei von 0,4 bis zu 25 m in der Minute gesteigert werden. Die Zeitmarkenung erfolgte durch einen elektromagnetischen Markenschreiber (Bild 3), der von einer Kontaktuhr gesteuert wurde. Diese ließ alle 0,05 s den Markenschreiber ansprechen. Durch Unterteilung der so gewonnenen Markenabstände war eine genügend genaue Auswertung der Diagramme gewährleistet.

Besonderes Augenmerk mußte auf die Totpunktmarkierung gelegt werden. Hierzu wurde ebenfalls ein elektromagnetischer Markenschreiber (Bild 3) von geringer Trägheit herangezogen, der durch einen besonders hierfür angefertigten Schalter (Bild 4) gesteuert wurde. Der Schalter wurde völlig erschütterungsfrei verstellbar an das Kurbelgehäuse der Maschine angebaut und durch einen auf der Schwungscheibe aufgesetzten Nocken betätigt. Der Nocken war so kurz gehalten, daß er den Schalter nur über einen Weg von 1,5 mm Länge am Umfang der Schwungscheibe betätigte. Dieser

²⁾ Die Verdichtung gilt für abgeschalteten Hauptspeicher. Bei Normalbetrieb ist $\epsilon = 1:13,3$.

Weg entspricht einem Kurbelwinkel von $0,4^\circ$. Um außerdem noch eine möglichst geringe elektrische Verzögerung zu erhalten, wurde die Spannung für den Markenschreiber von 6 auf 24 V erhöht. Danach wurde nur noch eine elektrische Verzögerung des Markenschreibers von etwa 0,001 s gemessen. Diese Verzögerung wurde bei der Auswertung der Diagramme berücksichtigt, so daß insgesamt eine hohe Genauigkeit für die Totpunktmarke erreicht wurde.

Bei der Aufnahme der Stark- bzw. der Schwachfederdiagramme wurde der Federmaßstab immer so gewählt, daß neben der Totpunkt- und Zeitmarkierung möglichst die ganze Höhe des Papierstreifens ausgenutzt wurde.

d) Die Thermolemente und ihr Einbau

Um die Aufwärmung der Zylinderwände durch die Verdichtungs- und Reibungswärme, abhängig von der Anlaufzeit, messen zu können, wurden in die Wandungen des gesamten Arbeitsraumes insgesamt 22 Thermolemente eingebaut. Bild 5 zeigt die Anordnung der Temperaturmeßstellen in der Zylinderbuchse, im Zylinderkopf sowie im Kolben. Der Übersicht halber sind die Elemente in diesem Bild alle in eine Ebene senkrecht zum Kurbelkreis gelegt, was in Wirklichkeit auch bei den meisten Thermolementen der Fall war. Nur die Elemente I, XI, I a und XI a lagen in einer Ebene, die mit

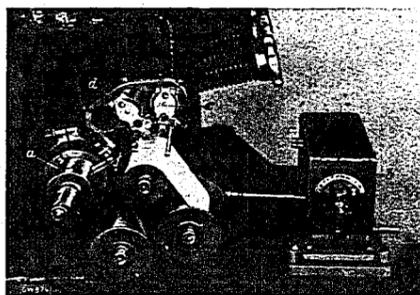


Bild 3. Außenfederindikator von Lehmann & Michels.
a Indikator; b Präzisionslaufwerk; c elektromagnetischer Zeitmarkenschreiber; d elektromagnetischer Totpunktmarkenschreiber.

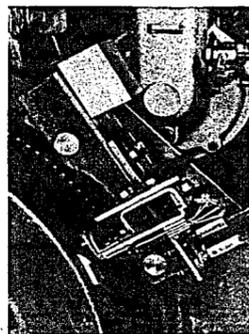


Bild 4. Schalter für die Totpunktmarkengebung.

der ersteren einen Winkel von 45° einschloß. Die Thermolemente XV und XVI konnten nicht mit eingezeichnet werden. Sie lagen den Elementen V und VI auf der Gegenseite der Wandung in 8 mm Abstand gegenüber.

Der Einbau der Thermolemente bereitete wegen der schlechten Zugänglichkeit zu den einzelnen Meßstellen bei den verhältnismäßig kleinen Abmessungen des Motors große Schwierigkeiten. Besonders der Einbau der Elemente in den Zylinderkopf war außerordentlich mühsam und zeitraubend.

Da bei den geringen Temperaturunterschieden, die zu erwarten waren, die Wiedergabe der Temperaturen möglichst genau und das Temperaturfeld innerhalb der Zylinderwandungen keinesfalls gestört werden durfte, wurden die Drähte der Thermolemente grundsätzlich unmittelbar in den Werkstoff der Wandungen eingienietet [28]²⁾. Die Bilder 6 a und b zeigen, wie der Einbau der Elemente vorgenommen wurde.

Die Thermolemente wurden aus emaillierten Kupfer- und Konstantandrähten von 0,5 mm Dmr. gebildet. Der Draht wurde einem großen Vorrat entnommen, so daß dieselbe Thermokraft für alle Elemente verbürgt war. Der temperaturbeständige Isolierlack erlaubte es, daß die Drähte ohne jede weitere Isolierung in 0,6 mm starke Bohrungen eingeführt werden konnten. An der Oberfläche wurden sie mit einem hierzu angefertigten Zieheisen vernietet. Damit wurde erreicht, daß die Nietstelle unmittelbar in der Oberfläche lag.

Dadurch, daß die Drähte unmittelbar in den Werkstoff eingienietet waren, dessen Temperatur festgestellt werden sollte, mußte der Thermostrom diesen selbst durchlaufen. Die Thermokraft wird

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schrifttumsverzeichnis am Schluß des Heftes.

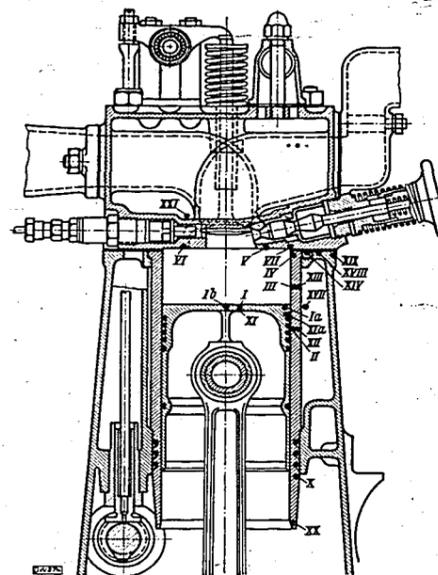


Bild 5. Schnitt durch den Zylinder des Lanova-Motors mit der Lage der Temperaturmeßstellen.

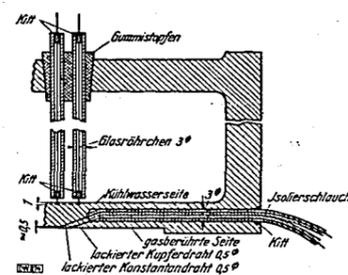


Bild 6a. Anordnung der Temperaturmeßstellen im Zylinderkopf.

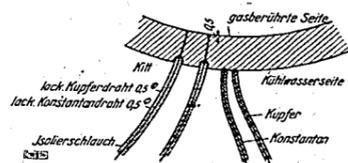


Bild 6b. Anordnung der Temperaturmeßstellen in der Zylinderbuchse. Bei dem Kolben wurde der Einbau in der gleichen Weise vorgenommen.

Bild 7. Fortleitung der im Kolbenboden eingebauten Thermolemente.



jedoch nicht beeinflusst, sofern beide Nietstellen die gleiche Temperatur haben. Hierauf mußte beim Einbau der Elemente geachtet werden. Im übrigen war es gleichgültig, ob die Wandungen aus Eisen oder dem Leichtmetall des Kolbens bestanden.

Besondere Sorgfalt war der Temperaturmessung des Kolbens entgegenzubringen. Bei den geringen Temperaturunterschieden mußten nach Möglichkeit die Drähte der Thermolemente unter Umgehung von Schleifringen oder ähnlichen Stromabnahmen unmittelbar an das Meßinstrument geführt werden.

Trotz der beschränkten räumlichen Verhältnisse im Pleuellager gelang in zufriedenstellender Weise eine Lösung, wie sie in Bild 7 wiedergegeben ist. Die in die Oberfläche des Pleuellagers oder der Gegenseite eingienieteten Drähte wurden in Isolierschläuche eingeführt, diese zu viert gebündelt und mit Baumwolle eng umwickelt. Hierauf wurde das so entstandene Kabel mit Schellack getränkt und derart in die Windungen einer Schraubenfeder gelegt, daß das Kabel alle Bewegungen dieser Feder mitmachen mußte. Die Drähte erfahren zwar hierbei im Betrieb eine Torsion, jedoch werden sie bei weitem nicht bis zur Streckgrenze beansprucht. Die lange Lebensdauer der Elemente bestätigte das, trotzdem wegen des geringen zur Verfügung stehenden Raumes die Feder in gespanntem Zustand sich auf das Dreifache ihrer Länge in Ruhestellung ausdehnen mußte. So geschah es auch, daß beim Defektwerden dieser Anordnung immer die Schraubenfeder brach, nicht aber die Thermo-

elementdrähte. Mit dieser Einrichtung konnten die Temperaturen mit der gleichen Genauigkeit wie im Zylinderkopf oder der Buchse gemessen werden.

Die Möglichkeit von auftretenden Meßfehlern, die durch die dauernde Verformung des Konstantan- oder Kupferdrahtes bedingt sind, hat *Salzmann* [37, S. 12] untersucht. Bei der auftretenden Beanspruchung der Drähte wird hiernach eine Beeinflussung der Thermokraft nicht stattfinden.

e) Die Fehler in der Temperaturmessung

Der Einfluß des Wärmetransportes durch die elektrischen Vorgänge

Dieser Einfluß wurde von *Salzmann* [37, S. 20] genau untersucht, so daß sich hier ein Eingehen darauf erübrigt. Die Wirkung des Wärmetransportes durch elektrische Vorgänge ist die gleiche, als wenn die Wärmeleitfähigkeit des Konstantans um 8,7% und jene des Kupfers um etwa 0,6% vergrößert würde. Ein störender Einfluß ist somit nicht zu befürchten.

Der Einfluß der endlichen Kontaktlänge der Drähte in dem zu messenden Werkstoff

Auch auf diesen Fehler ist *Salzmann* in seiner Arbeit [37, S. 18] genau eingegangen. Hinzu kommt die Tatsache, daß bei den durchschnittlichen Wandstärken von 8 mm und dem geringen Wärmeleitzahl beim Anlassen nur eine Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenseite von etwa 0,6°C festgestellt wurde, so daß die mittlere Oberflächentemperatur nur wenig von der gemessenen in etwa 0,3 mm Tiefe abweichen wird.

Die Störung des Temperaturfeldes

Eine ins Gewicht fallende Störung des Temperaturfeldes an den Meßstellen wird bei den 0,6 mm starken Bohrungen, in denen die Thermoelementdrähte verlegt wurden, kaum eintreten.

Die Meßfehler durch Wärmeableitung in den Thermoelementdrähten von der Meßstelle

Da aus räumlichen Gründen meist die Thermoelementdrähte senkrecht von der Meßstelle fortgeleitet werden mußten und nicht, wie es richtiger wäre, erst einige Zentimeter weit längs der Oberfläche oder längs einer Isothermen zu der Meßstelle verlegt wurden, soll auf den durch die Wärmeableitung der Drähte entstehenden Meßfehler näher eingegangen werden.

Bezeichnet d den Durchmesser des Drahtes, l seine Länge, λ seine Wärmeleitzahl und α die Wärmeübergangszahl zwischen dem Draht und dem ihn umgebenden Medium, so ergibt sich für die gesamte vom Draht an seine Umgebung abgegebene Wärme, unter Vernachlässigung der Wärmeabgabe an der Stirnseite des Drahtes, die Gleichung

$$Q = \frac{\alpha \cdot d \cdot \pi}{\beta} \Theta_1 \cdot \tau_g(\beta \cdot l) \quad [\text{kcal/h}] \quad (1),$$

wobei

$$\beta = \sqrt{\frac{\lambda \cdot \alpha}{l \cdot d}} \quad [\text{m}^{-1}],$$

wenn Θ_1 die höchste Temperatur des Drahtes an der Stelle $l = 0$ ist [2, S. 57]. Die Wärmeabgabe an der Stirnfläche kann vernachlässigt werden, da diese nur einen verschwindend kleinen Teil der Oberfläche des gesamten Drahtes ausmacht.

Nun muß die richtige Wärmeübergangszahl zwischen dem Draht und der Luft angenommen werden. *A. E. Kennely*, *C. A. Wright* und *J. S. van Bylevelt* [39, S. 112] untersuchten den Wärmeverlust von drei verschiedenen Drähten von 0,3143; 0,2616; 0,6907 mm Dmr. bei verschiedenen Drücken und Temperaturdifferenzen. Sie fanden für den Wärmeverlust von 1 cm Draht eine Beziehung, die, in das technische Maßsystem und auf die Wärmeübergangszahl übertragen, für den Wärmeverlust dünner Drähte durch Konvektion in Luft von 1 at Druck die Beziehung

$$\alpha = 17,5 + \frac{0,011}{d} \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (2)$$

ergibt.

Nußelt [30, S. 26] fand nach Messungen von *Forbes*, *Preece*, *Gardani*, *Bottomley* und *Kenneley* bei Drähten von 0,1 bis 3 mm Dmr. die Beziehung

$$\alpha = \frac{0,04}{d} \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (3).$$

Für die verwendeten 0,5 mm starken Drähte ergibt sich nach der ersten Beziehung die Wärmeübergangszahl zu 39,5, nach *Nußelt* zu 80 kcal/m²h°C. Um den Meßfehler zu berechnen, der sich unter den ungünstigsten Bedingungen ergibt, soll zunächst mit der hohen, nach *Nußelt* sich ergebenden Wärmeübergangszahl weitergerechnet werden.

Setzt man in Gl. 1 für l eine Mindestdrahtlänge von 1,5 m, für Θ_1 eine höchste Temperaturdifferenz von 10°C ein, so ergibt die von der Meßstelle abgeleitete Wärmemenge 0,0231 kcal/h durch

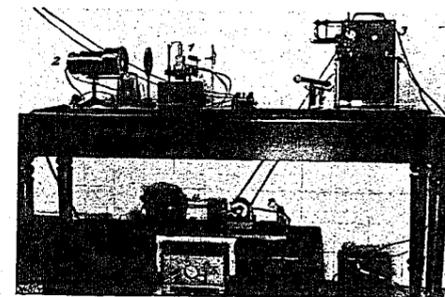
den Kupferdraht und 0,0069 kcal/h durch den Konstantandraht. Dabei wurden für die Wärmeleitzahl des Kupfers 320 kcal/mh°C, für die des Konstantans 19,5 kcal/mh°C eingesetzt.

Nun muß nachgeprüft werden, welche Temperaturerniedrigung die Wandung an der Meßstelle durch die Wärmeableitung der Thermoelementdrähte erfährt. Dabei wird die vereinfachende Annahme gemacht, daß die Wandung im Verhältnis zu der Berührungsfäche mit dem Thermoelementdraht einen einseitig unendlich ausgedehnten Körper darstellt.

Hat dieser Körper zunächst überall die gleiche Temperatur und denkt man sich einen Schnitt durch den eingewinkelten Thermoelementdraht in der Begrenzungsfläche dieses Körpers, so stellt dieser Schnitt eine Kreisfläche vom Durchmesser d dar. Nun sei die Oberfläche des Körpers mit Ausnahme dieser Kreisfläche gegen jeden Wärmetransport isoliert. Wird die Temperatur der Kreisfläche durch Wärmeableitung um θ_c °C vermindert, so ist nach *Gröber* [12, S. 101] die durch die Kreisfläche tretende Wärmemenge gegeben durch die Gleichung

$$Q = 2 \lambda d \theta_c \quad [\text{kcal/h}] \quad (4).$$

Bild 8. Aufbau des Saitengalvanometers.
1 Saitengalvanometer;
2 Punktlichttafel;
3 Aufnahmegerät;
4 regelbarer Antrieb;
5 Kontaktuhr.



Es wurde bereits berechnet, welche Wärmemenge z. B. der Kupferdraht von der Meßstelle abführt. Diese Wärmemenge aber muß durch die Kreisfläche hindurchtreten. Nach Gl. 4 läßt sich somit, da Q bekannt ist, der Temperaturabfall θ_c berechnen.

$$\theta_c = \frac{Q}{2 \lambda d} \quad (^\circ\text{C}) \quad (5),$$

wobei $\lambda_{\text{Eisen}} = 50 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ ist.

Hiernach ergibt sich an der Nietstelle des Konstantandrahtes ein Temperaturabfall von 0,138°C und an der Nietstelle des Kupferdrahtes von 0,462°C. Berücksichtigt man, daß die Thermokraft zu etwa 80% an der Eisen-Konstantan-Lötstelle und nur zu etwa 20% an der Eisen-Kupfer-Lötstelle zustande kommt, so ergibt sich ein höchster Gesamtfehler von

$$\theta_{c \text{ max}} = 0,2^\circ\text{C}.$$

Da die Thermoelementdrähte jedoch in Isolierschläuchen verlegt worden sind und dadurch die freie Konvektion behindert wird, ist die berechnete Wärmeübergangszahl und damit der Meßfehler sicher erheblich zu groß. In Wirklichkeit wird der Meßfehler 0,1°C wohl kaum übersteigen.

Für die Meßstellen im Leichtmetallkolben beträgt der Fehler nur den dritten Teil von diesem Wert, da die Wärmeleitzahl des Leichtmetalles etwa dreimal so groß wie die des Eisens ist und der Temperaturabfall sich als umgekehrt proportional der Wärmeleitzahl ergibt.

f) Die Messung der Thermostrome

Die Messung der Thermostrome erforderte wegen der geringen auftretenden Übertemperaturen sehr empfindliche Geräte. Am besten wäre die genaue Messung mehrerer Thermoelemente gleichzeitig durch einen Schleifenoszillographen erfolgt, leider stand jedoch ein solches Gerät nicht zur Verfügung. Daher mußten die Messungen mit einem Mollschen Saitengalvanometer der Firma Kipp & Zonen, Delft/Holland (Bild 8), und mit zwei hochempfindlichen Mikroamperemetern mit Fadenaufhängung durchgeführt werden. Somit konnten mit jedem Versuch drei Meßstellen aufgenommen werden. Zur Verwendung kam ein Mikroamperemeter von Hartmann & Braun mit einem

inneren Widerstand von 435 Ω und ein Lichtzeigerinstrument von Siemens & Halske mit einem inneren Widerstand von 555 Ω . Das Saitengalvanometer hatte einen inneren Widerstand von 18 Ω .

Die zeitlich rasche Temperaturänderung zu Beginn eines Versuches (z. B. Bild 21) wurde durch die Mikroamperemeter ohne merkliche Phasenverschiebung angezeigt, wie durch Vergleich mit dem Saitengalvanometer festgestellt wurde. Mit dem Saitengalvanometer gelang es auch, die Temperaturzuckungen während eines Arbeitsspiels aufzunehmen (Bild 31).

Um bei dem Saitengalvanometer dieselbe Eichkurve für alle Thermoelemente verwenden zu können, wurde der verschiedene Widerstand einzelner Elemente wegen verschiedener Drahtlängen durch vorgeschaltete Widerstände ausgeglichen. Bei den verwendeten Mikroamperemetern war diese Maßnahme ohne Bedeutung, da der hohe innere Widerstand der Instrumente im Verhältnis zu dem Widerstand der Thermoelemente sehr groß war.

Mit dem Saitengalvanometer wurde nicht nur die Übertemperatur der Wandungen über der Außentemperatur gemessen, sondern auch durch Gegeneinanderschalten von zwei sich gegenüberliegenden Thermoelementen der Temperaturabfall in der Wand bestimmt. Bei der Aufnahme der Thermokraft eines Elementes wurde jeweils der Vorwiderstand so gewählt, daß eine Temperaturänderung von 1° C einen Ausschlag des Lichtzeigers bei einem Meter Schirmabstand von 5 mm bewirkte. Da der hierzu verwendete Vorwiderstand etwa 60 Ω betrug, mußte dem Saitengalvanometer ein Abschlußwiderstand parallel geschaltet werden, um wieder ein aperiodisches Einschwingen des Instrumentes zu erreichen.

Beim Gegeneinanderschalten zweier Thermoelemente wurde das Saitengalvanometer ohne Vorwiderstand geeicht. Die Anzeigen des Saitengalvanometers, das außerhalb der Kältekammer in einem Nebenraum aufgebaut war, wurden durch ein Aufnahmegerät auf lichtempfindliches Papier aufgezeichnet (Bild 8). Bei den Mikroamperemetern wurde bei den Messungen alle 10 s eine Ablesung gemacht. Die kalten Lötstellen der Elemente wurden in schmelzendes Eis gelegt.

3. Der Wärmeübergang von der Ladung an die Wandungen

Die beim Anlassen eines Dieselmotors in Wärme umgesetzte Verdichtungsarbeit wird zu einem Teil an die Wände abgeführt, der andere Teil wird bei der Ausdehnung der Ladung wieder in äußere Arbeit umgesetzt. Die abgeführte Wärme bewirkt neben der Reibungswärme die Aufheizung der Wände des Arbeitsraumes und beeinflusst so das Anlaßverhalten der Maschine. Um sich über diese Wandaufheizung ein Bild machen zu können, sollen die Wärmeübergangsverhältnisse genauer untersucht werden.

Während über den Verlauf des Wärmeüberganges in Verbrennungskraftmaschinen bei betriebswarmem Zustand sehr eingehende Untersuchungen vorliegen [5, 6, 7, 18, 31, 37], ist dieser für Maschinen ohne Verbrennungserscheinungen und im kalten Zustand nur durch *Jaklitsch* [20] und *Kollmann* [22] festgestellt worden. Bei den durchzuführenden Untersuchungen kam es nun darauf an, die Wärmeübergangsverhältnisse während des Startes zu ermitteln, d. h. so, wie sie bei einer kalten Maschine ohne Verbrennungserscheinungen auftreten. Der Wärmeübergang in einer Maschine setzt sich zusammen sowohl aus dem durch Leitung bedingten Anteil, als auch aus dem durch Strahlung verursachten. Das Entsprechende gilt für die Wärmeübergangszahlen:

$$\alpha_s = \alpha_b + \alpha_r \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (6)$$

Der durch Strahlung verursachte Anteil ergibt sich nach *Nußelt* [31] durch die Wärmeübergangszahl für die Strahlung

$$\alpha_r = \frac{0,362}{(T - T_w)} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (7)$$

Danach errechnet sich für die größte bei den durchgeführten Versuchen auftretende Ladungstemperatur von etwa 600° K die Wärmeübergangszahl α_r zu 1,3, das heißt aber, daß durch Strahlung kein nennenswerter Wärmeübergang eintreten wird und daher bei den weiteren Betrachtungen die Strahlung außeracht gelassen werden kann.

Die durch Leitung verursachte Wärmeübergangszahl berechnet sich nach *Nußelt* nach der Beziehung

$$\alpha_b = 0,99 \sqrt[3]{p^2 \cdot T} (1 + 1,24 w_m) \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (8)$$

$$w_m = \frac{v_m}{30} \quad [\text{m/s}]$$

Im Laufe der Zeit stellte es sich vielfach heraus, daß diese Beziehung namentlich für tiefe Gastemperaturen zu kleine Werte ergibt. *Jaklitsch* stellte bei seinen Versuchen fest, daß mit steigender Erwärmung der Zylinderwand der Wärmestrom unter Umständen kräftig gedrosselt werden kann. Dies

heißt aber umgekehrt, daß sich für tiefe Arbeitstemperaturen, wie sie beim Anlassen einer kalten Maschine auftreten, größere Wärmeübergangszahlen ergeben werden. Die von *Jaklitsch* gefundene Beziehung für die Wärmeübergangszahl lautet

$$\alpha_s = 0,0224 \cdot 288,3^n \cdot p^n \cdot T^{1-n} \cdot (1 + 1,24 w_m) \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (9)$$

wobei der Exponent n durch die Temperatur eine gewisse Veränderlichkeit erhält [20, S. 3]. Bei *Nußelt* hat n den konstanten Wert von 0,667 und ergibt für eine Gastemperatur von ungefähr 800° C dieselben Werte für α_s , wie bei *Jaklitsch*. Für tiefe Arbeitstemperaturen ist n bei *Jaklitsch* größer, weshalb sich hier größere Werte für α_s ergeben als bei *Nußelt*.

Berechnet man nun die Wärmeübergangszahlen nach *Jaklitsch*, so findet man auch hier noch Zahlen, die nur einen geringen Hundertsatz der Wärmeübergangszahlen ergeben, die tatsächlich auftreten müssen.

Kollmann untersuchte in einem zweistufigen Verdichter die Wärmeübergangsverhältnisse namentlich im Hochdruckzylinder. Er fand Wärmeübergangszahlen, die den beim Anlassen einer Dieselmachine auftretenden der Größenordnung nach sehr nahekommen. *Kollmann* hat jedoch jeweils nur die zeitlich mittlere Wärmeübergangszahl über einen Arbeitstakt festgestellt. Seine Messungen konnten aber nur vergleichsweise gewertet werden, da die Arbeitsbedingungen des Luftverdichters zu stark von denen einer Dieselmachine abweichen.

Daher sollen Wärmeübergangszahlen durch Versuche festgestellt werden, wie sie tatsächlich bei dem Wärmeübergang einer kalten Dieselmachine auftreten.

Die Wärmeübergangszahl wird ihrer Größe nach bestimmt durch den Druck, die Temperatur und die Geschwindigkeit des Gases. Während sich der zeitliche Verlauf des Druckes der Gasladung im Zylinder durch das Indikatordiagramm genügend genau bestimmen läßt, liegen die Verhältnisse bei der genauen Bestimmung der Temperatur schon viel schwieriger. Wohl läßt sich der zeitlich mittlere Verlauf der Temperatur aus dem Indikatordiagramm errechnen, aber die tatsächliche Temperatur, die für den Wärmeübergang bestimmend ist, wird man wohl nur in den seltensten Fällen genau erhalten. Endlich bieten die Luftwirbel im Zylinder, die die Wärmeübergangszahl mit am stärksten beeinflussen — abgesehen von der Luftströmung, die durch die regelmäßige Kolbenbewegung hervorgerufen wird —, die größten Schwierigkeiten.

Die in die Wandungen übertretende Wärmemenge und damit die Wärmeübergangszahl läßt sich grundsätzlich auf zwei verschiedenen Wegen feststellen.

1. Man bestimmt diese aus dem Indikatordiagramm und kann damit den zeitlichen Verlauf der über die ganze Zylinderfläche gemittelten Wärmeübergangszahl bestimmen.

2. Die in die Zylinderwand eindringende Wärmemenge wird durch Messung des zeitlichen Verlaufes der Wandungstemperatur in der gasberührten Oberfläche während eines Spieles festgestellt. Diese Schwingungen der Wandtemperatur können mit einem Saitengalvanometer oder einem Schleifenoszillographen aufgezeichnet werden. Die Temperaturdiagramme im Verein mit dem zugehörigen Indikatordiagramm lassen eine Auswertung der örtlichen Wärmeübergangszahl zu [6].

Da bei den kleinen Temperaturdifferenzen, die bei den durchzuführenden Versuchen an der kalten Maschine auftreten, die Temperaturschwankungen in der Wandungsoberfläche sehr gering sind — sie liegen zumeist unter 0,6° C —, setzte die genügend genaue Ermittlung der in die Wände eintretenden Wärmemenge Meßinstrumente von höchster Empfindlichkeit und Genauigkeit voraus, wie sie für die durchzuführenden Versuche nicht zur Verfügung standen. Außerdem ist es fraglich, ob bei diesen geringen Temperaturschwankungen überhaupt noch eine genügende Genauigkeit für die Auswertung der Wärmeübergangszahl erreicht werden kann.

Es muß also nach dem ersten Verfahren unter Auswertung des Indikatordiagrammes vorgegangen werden. Dabei ist es leider nur möglich, die Wärmeübergangszahlen für den Verdichtungs- und Ausdehnungshub zu ermitteln.

a) Die Auswertung der Indikatordiagramme

Die Druck- und Temperaturmessungen wurden alle am ersten Zylinder des Lanova-Motors bei abgeschaltetem Hauptspeicher durchgeführt. Bei der Aufnahme der Indikatordiagramme hatten alle vier Zylinder Verdichtung, damit nicht durch eine zusätzliche Ungleichförmigkeit das Diagramm gefälscht wurde. Wie immer wurde auch hier auf einen vollständigen Temperatursausgleich vor Beginn der Versuche genau geachtet.

Kraftstoff wurde bei der Aufnahme der Indikatordiagramme nicht eingespritzt, da der Wärmeübergang und damit das Diagramm in unkontrollierbarer Weise durch die hierdurch verursachte starke Wirbelung und durch die Wärmeaufnahme des Kraftstoffes selbst beeinflusst wird. Auf die Kraftstoffeinspritzung konnte auch deshalb verzichtet werden, weil sich bei den Temperaturmessungen der

Wände herausstellte, daß die Kraftstoffeinspritzung auf die Aufwärmung der Wände keinen wesentlichen Einfluß hat.

Tritt tatsächlich mit der Anlaßdauer eine Erhöhung der Verdichtungsendtemperatur ein, so wird sich allmählich der Polytropenexponent verbessern. Um festzustellen, ob schon aus dem Verlauf der Drucklinien auf eine solche Verbesserung des Polytropenexponenten geschlossen werden kann, wurde bei jedem Versuch immer je ein Diagramm von dem 1., dem 30. und dem 100. Arbeitsspiel aufgenommen. Ein Unterschied der Diagramme ließ sich bei der Auswertung nicht feststellen. Wie später nachgewiesen wird, ist eine Verbesserung des Polytropenexponenten ohne Kraftstoffeinspritzung auch nicht zu erwarten.

Bei der weiteren Auswertung wurden jeweils das mittlere Diagramm von dem 1., dem 30. und dem 100. Arbeitsspiel gebildet. Während die bei Temperaturen zwischen +10° und +30° C auf-

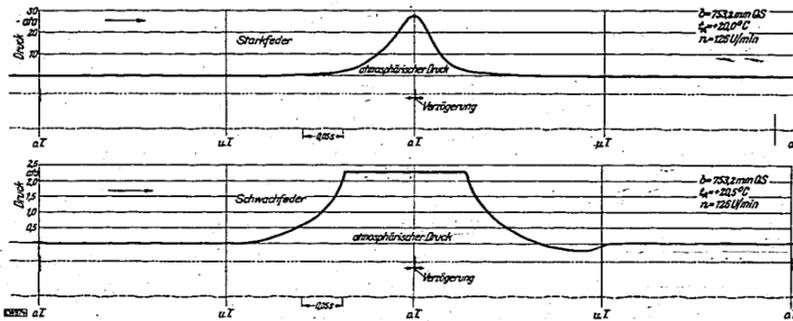
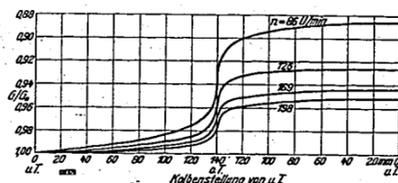


Bild 9. Stark- und Schwachfederdiagramm für n = 126 U/min. Ein Ausschnitt 1:1 aus der Originalaufnahme ist auf S. 77 gezeigt.

Bild 10. Lässigkeitsverluste des Versuchsmotors bei verschiedenen Drehzahlen in Abhängigkeit von der Kolbenstellung. Nach Teil II, S. 32.



genommenen Diagramme bis auf kleine Schwingungen, die ausgeglichen werden konnten, mit großer Wahrscheinlichkeit dem wahren Druckverlauf im Zylinder folgten, gelang es bei tiefen Temperaturen unterhalb des Gefrierpunktes nicht, einwandfreie Diagramme zu erhalten. Trotz eines von der Firma Lehmann & Michels besonders hierfür eingeschliffenen Indikatorzylinders und der Verwendung von Kälteöl mit ganz geringer Zähigkeit hinkten die Diagramme immer dem wirklichen Druckverlauf, namentlich bei der Entspannung, nach. Die Verwendung von Glycerin als Schmiermittel brachte eine Besserung, jedoch konnten auch hiermit zufriedenstellende Ergebnisse nicht erreicht werden. Daher wurden nur Diagramme ausgewertet, die bei einer Temperatur von ungefähr +20° C aufgenommen waren.

Die Diagramme konnten aus versuchstechnischen Gründen nur bei Drehzahlen von 86; 126; 169 und 198 U/min aufgenommen und ausgewertet werden. Die weiteren Berechnungen für das Anlaßverhalten des Motors wurden jedoch wegen des Zusammenhangs mit den vorhergehenden Arbeiten für 80; 120; 160 und 200 U/min durchgeführt. Die geringen Differenzen in den Drehzahlen zwischen den aufgenommenen Diagrammen und den Berechnungen wurden entsprechend berücksichtigt. Bild 9 zeigt ein aufgenommenes Stark- und Schwachfederdiagramm für 126 U/min*).

*) Konnten die Diagramme und Zahlentafeln nicht immer für alle Drehzahlen gebracht werden, so sind sie vorzugsweise immer für 120 bzw. 126 U/min wiedergegeben.

a) Rechnerische Bestimmung der Wärmeübergangszahl

Die bei polytropischer Zustandsänderung dem Gas zugeführte oder von dem Gas an die Wand abgeführte Wärmemenge ergibt sich bei unveränderlichem Gasgewicht zu

Q_{1,2} = G \cdot c_m \frac{m-x}{m-1} (T_2 - T_1) [kcal] (10)

Die absolute Temperatur der Luftladung berechnet sich als Mittelwert über den ganzen Zylinderinhalt für jeden Augenblick nach dem allgemeinen Gasgesetz zu

T = \frac{P V}{(G_a - G_c) R} [°K] (11)

Das hierzu erforderliche augenblickliche Zylindervolumen ist

V = V_c + \frac{\pi D^3}{4} r [1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha] [m^3] (12)

Sind alle Größen der rechten Seite dieser Gleichung bekannt, so muß sich die an die Wände übergehende Wärmemenge berechnen lassen.

Das Ladungsgewicht G ist wegen der Lässigkeitsverluste veränderlich, jedoch läßt sich der Verlust G_c nach Schaub (Teil II, S. 29) in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel berechnen, wenn bekannt ist, wie groß der Luftverlust über ein ganzes Arbeitsspiel ist. Deshalb wurden mit der von Schaub angegebenen Versuchseinrichtung die Lässigkeitsverluste über das ganze Arbeitsspiel jeweils zusammen mit der Aufnahme der Indikatorgramme gemessen. Bild 10 zeigt die Lässigkeitsverluste in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel, wie diese den Messungen an den Versuchstagen entsprechen.

Das Anfangsgewicht G_a zu Beginn der Verdichtung ist mit großer Genauigkeit durch den Barometerstand, die Außentemperatur und das Volumen gegeben, das durch den Beginn des Druckanstiegs im Schwachfederdiagramm bestimmt wird.

Da das Gasgewicht sich dauernd ändert, kann Gl. 10 nur zu einer schrittweisen Ermittlung der übergehenden Wärme benutzt werden. Man muß daher für diese Gleichung schreiben

\Delta Q = (G_a - G_c) c_m \frac{m-x}{m-1} \Delta T [kcal] (10a)

Der Polytropenexponent ergibt sich aus dem Indikatorgramm, nur muß auch bei den Polytropenexponenten der Einfluß der Verdichtungsverluste mit in Betracht gezogen werden. Durch Logarithmieren der Polytropengleichung erhält man den Polytropenexponenten zu

m = \frac{\ln P_1 - \ln P_2}{\ln V_1 - \ln V_2} (13)

Hierzu wurde das aufgenommene P, V-Diagramm in ein Koordinatensystem mit doppelter logarithmischer Teilung übertragen. Der Polytropenexponent ist dann in jedem Punkt durch die Neigung der Tangente an die Verdichtungs- bzw. Entspannungskurve gegeben.

Man erhält so den Polytropenexponenten, wie er sich mit den Lässigkeitsverlusten ergibt. Will man aber die in die Wandungen übergehende Wärme berechnen, so muß der Einfluß der Lässigkeit aus dem Exponenten herausgezogen werden. Es läßt sich dies in erster Annäherung wie folgt erreichen:

Den Einfluß der Ladungsverluste auf die Verdichtung und damit auf den Polytropenexponenten kann man sich durch die Wirkung eines veränderlichen, während der Zustandsänderung stetig zunehmenden Volumens des Arbeitszylinders eben um diese Verluste ersetzt denken. (Das bedeutet praktisch, daß sich der Kolben um das den Lässigkeitsverlusten entsprechende Volumen zurückzieht.) Denkt man sich das Luftvolumen, das zu einem bestimmten Zeitpunkt bereits durch Lässigkeit verloren gegangen ist, nicht als verloren, sondern durch eine entsprechende isobare Volumenvergrößerung der Ladung ersetzt, so wird sowohl der Druck als auch der Temperaturzustand der Ladung derselbe bleiben, nur der Polytropenexponent wird sich verbessern, da ja das Verdichtungsverhältnis kleiner geworden ist. Dieser verbesserte Polytropenexponent ohne Lässigkeitsverluste würde also die gleiche Wärmeabfuhr an die Wandungen bedingen, die tatsächlich vorhanden ist.

In Bild 11 ist die gedachte Volumenvergrößerung des Verdichtungsraumes berechnet und eingetragen worden. Die Tangenten der so gewonnenen Kurvenzüge stellen in ihrer Richtung den Polytropenexponenten ohne Lässigkeitsverluste dar. Bei diesen unterschobenen Verdichtungs- und Entspannungskurven äußert sich die Volumenvergrößerung durch eine Verringerung des zurückgelegten Kolbenweges. Bei der Ermittlung des wahren Polytropenexponenten muß nun darauf geachtet werden, daß dieser auch jeweils für den tatsächlich zurückgelegten Kolbenweg eingetragen wird.

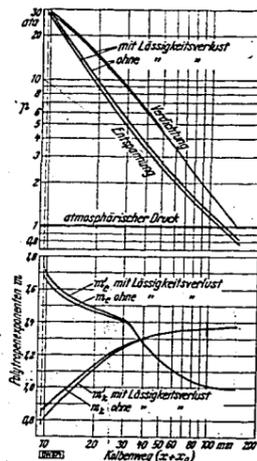


Bild 11. Ermittlung des Polytropenexponenten m_c , m_e mit und m_c , m_e ohne Flüssigkeitsverlust aus dem Indikatordiagramm in Abhängigkeit vom Kolbenweg ($x+x_0$) für $n = 126$ U/min. $x_0 = 9,6$ mm; Kolbenbodenfläche $C = 86,6$ cm²; $C(x+x_0) = \text{Zyl.-Volumen in u. T.}$

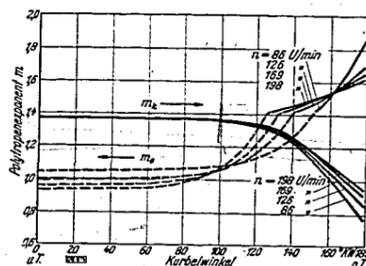
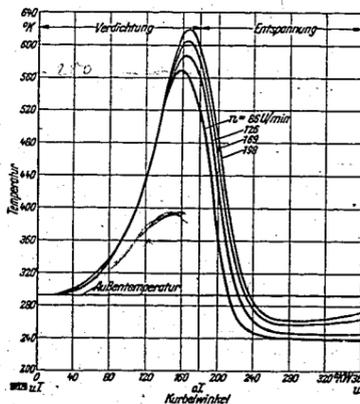


Bild 12. Verlauf des Polytropenexponenten m_c für Verdichtung und m_e für Entspannung in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel ($^\circ$ KW) für verschiedene Drehzahlen (ohne Flüssigkeitsverluste). Außentemperatur $t_A = +20^\circ\text{C}$; relative Luftfeuchtigkeit $\varphi = 70\%$.

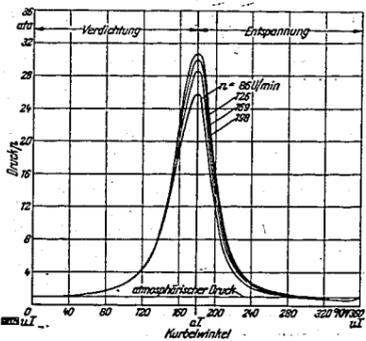


Bild 14. Mittlerer Temperaturverlauf [$^\circ\text{K}$] der Ladung für verschiedene Drehzahlen in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel [$^\circ$ KW]. Reduzierter Barometerstand $b_0 = 750,4$ mm QS; Außentemperatur $t_A = +20^\circ\text{C}$; relative Luftfeuchtigkeit $\varphi = 70\%$.

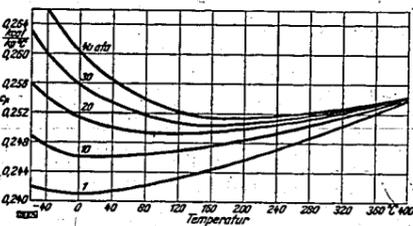


Bild 15. Spezifische Wärme c_p der Luft in Abhängigkeit von der Temperatur bei verschiedenen Drücken (nach [2] S. 259).

Der Einfluß der Flüssigkeit auf den Polytropenexponenten kann natürlich auch dadurch näherungsweise bestimmt werden, daß man sich schrittweise das verloren gegangene Ladungsvolumen wieder in den Arbeitszylinder eingebracht denkt. Die jeweils dadurch bedingte Druck- und Temperatursteigerung läßt sich in erster Annäherung unter Annahme des aus dem P, V -Diagramm bestimmten Polytropenexponenten durch Einsetzen der allgemeinen Gasgleichung in die Polytropengleichung errechnen. Zur Auswertung wurde jedoch das erste angegebene Verfahren verwendet, da es sich graphisch sehr einfach und übersichtlich durchführen läßt.

Bild 12 zeigt die auf diese Weise gewonnene Veränderlichkeit des wahren Polytropenexponenten für die Drehzahlen, für die die Indikatordiagramme aufgenommen wurden. Während sich bei der Verdichtung der Polytropenexponent zunächst nur wenig ändert, ist das starke Abfallen des Exponenten kurz vor dem oberen Totpunkt auffallend. Der Exponent fällt hier z. B. bei 126 U/min bis auf den Wert von 0,84, was bedeutet, daß die mittlere Verdichtungstemperatur von dem Zeitpunkt ab, da der Exponent den Wert 1 unterschreitet, wieder abfällt, trotzdem der Druck bis zum oberen Totpunkt noch stark ansteigt. Die Bilder 13 und 14 zeigen den Verlauf des Druckes als auch der mittleren Temperaturen in Abhängigkeit von der Zeit.

In ebenso weiten Grenzen ändert sich der Exponent der polytropischen Expansion. Er durchläuft für 126 U/min die Werte von 1,7 bis 0,99. Die plötzliche Richtungsänderung im ersten Drittel der Expansion ist eine Folge der Kondensation des Wasserdampfes der Luft, die weiter unten ausführlicher untersucht wird. Die große Veränderlichkeit des Polytropenexponenten liegt in den noch zu bestimmenden großen Wärmeübergangszahlen begründet.

Um Gl. 10 a zu lösen, muß noch der richtige Wert der mittleren spezifischen Wärme der Luft für konstantes Volumen bekannt sein. Die hierfür im Schrifttum angegebenen Werte weichen voneinander sehr stark ab. Da die Kenntnis der spezifischen Wärme in Abhängigkeit von der Temperatur auch für hohe Drücke erforderlich war, wurden die Werte herangezogen, die *ten Bosch* nach Angaben von *Jakob und Schüle* aufgestellt hat [2, S. 259]. *Justi* [21, S. 144] hat die neuesten Messungen der spezifischen Wärme der Luft veröffentlicht; sie sind jedoch nur für atmosphärischen Druck angegeben. Die entsprechenden Werte stimmen verhältnismäßig gut überein. Die Abweichungen voneinander sind meist so gering, daß sie auf die Genauigkeit der Gesamtauswertung der Indikatordiagramme keinen Einfluß haben. In Bild 15 ist die spezifische Wärme c_p der Luft für verschiedene Drücke in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt.

Nachdem so alle Größen der Gl. 11 bekannt sind, läßt sich die übergehende Wärme schrittweise berechnen.

Für den Wärmeübergang an die Wandungen gilt die Gleichung

$$Q = \alpha \int F (T_w - T) dz \quad [\text{kcal}] \quad (14)$$

wobei

$$F = F_c + \pi D r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) \quad [\text{m}^2] \quad (15)$$

ist. Die Wärmeübergangszahl α ergibt sich damit zu

$$\alpha = \frac{Q}{\int F (T_w - T) dz} \quad [\text{kcal/m}^2 \text{h } ^\circ\text{C}] \quad (16)$$

oder näherungsweise zu

$$\alpha_{1,2} = \frac{Q_{1,2}}{F_{1,2} (T_w - T)_{1,2} \cdot z_{1,2}} \quad (16a)$$

wenn $F_{1,2}$ den zeitlichen Mittelwert der Fläche, an welcher der Wärmeaustausch stattfindet, $(T_w - T)_{1,2}$ den zeitlichen Mittelwert der Temperaturdifferenz zwischen der Zylinderladung und der Wand und $z_{1,2}$ das Zeitintervall bedeuten, in dem sich der betrachtete Wärmeaustausch abspielt.

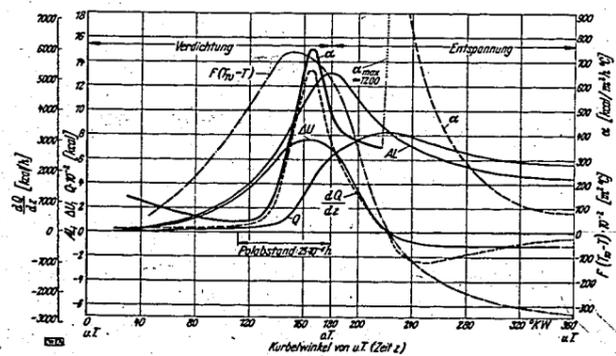
Wählt man nun das Zeitintervall in der Gleichung 16 a so groß, wie es der Temperaturdifferenz ΔT der Gleichung 10 a entspricht, so kann man für diesen Zeitabschnitt die mittlere Wärmeübergangszahl näherungsweise bestimmen.

Auf diesem Wege sind zunächst die Wärmeübergangszahlen berechnet worden. Es hat sich jedoch herausgestellt, daß infolge der starken Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl vom Temperaturglied der Gleichung 10 a durch kleine Fehler in der Bestimmung der mittleren Temperaturdifferenz große Ungenauigkeiten verursacht worden sind. Noch größer war der Fehler, der sich bei der Ermittlung des Quotienten $(m - \infty)/(m - 1)$ durch einen kleinen Fehler in Polytropenexponenten der Gleichung 10 a ergeben hat. Namentlich in dem Bereich, da sich m dem Wert 1 und damit der Quotient dem Wert ∞ nähert, kann die übergehende Wärme mit Sicherheit überhaupt nicht mehr bestimmt werden.

Zahlentafel 1. Zahlenwerte zu Bild 16. $G_a = 1,507 \cdot 10^{-3}$ kg.
Rel. Feuchtigkeit: $\varphi = 70\%$; $n = 126$ U/min; $b_0 = 750,4$ mm QS.

x	a	p	V	G/G _a	T	T-T _a	c _p	c _v = c _p - R	c _{v,m}	ΔU	ΔL	F	(T-T _a)F
mm von u. T.	*KV von u. T.	ata	m ³ · 10 ⁻³	—	*K	*K	kcal/kg°C	kcal/kg°C	kcal/kg°C	kcal · 10 ⁻³	kcal · 10 ⁻³	m ³ · 10 ⁻³	m ³ · °C
Verdichtung													
3,2	19,5	1,020	1,268	1,000	293,2	0,0	0,2416	0,1726	0,1726	—	—	6,84	—
20	49,5	1,200	1,121	0,999	305,2	12,0	0,2422	0,1731	0,1728	0,31	0,38	6,84	0,75
30	61,0	1,333	1,036	0,998	314,0	20,8	0,2426	0,1733	0,1729	0,54	0,64	6,84	1,24
40	70,8	1,510	0,949	0,997	323,8	30,6	0,2429	0,1735	0,1730	0,79	0,93	6,84	1,72
50	79,8	1,715	0,861	0,997	336,0	42,8	0,2432	0,1737	0,1732	1,11	1,26	6,84	2,27
60	88,2	1,980	0,776	0,996	349,7	56,5	0,2438	0,1741	0,1734	1,47	1,64	6,84	2,80
70	96,5	2,330	0,688	0,995	365,4	72,2	0,2442	0,1744	0,1736	1,88	2,09	6,84	3,35
80	104,5	2,795	0,602	0,994	384,0	90,8	0,2450	0,1750	0,1739	2,36	2,59	6,84	3,90
90	112,4	3,450	0,517	0,992	407,6	114,4	0,2460	0,1757	0,1741	2,98	3,22	6,84	4,53
100	120,8	4,430	0,430	0,991	436,0	142,8	0,2470	0,1764	0,1745	3,72	4,02	6,84	5,21
105	125,2	5,100	0,387	0,990	452,2	159,0	0,2476	0,1768	0,1747	4,14	4,51	6,84	5,53
110	129,8	6,030	0,341	0,989	472,0	178,8	0,2482	0,1773	0,1749	4,66	5,07	6,84	5,94
115	134,5	7,200	0,300	0,988	495,6	202,4	0,2488	0,1777	0,1752	5,28	5,74	6,84	6,40
120	139,5	8,900	0,257	0,987	525,5	232,3	0,2500	0,1786	0,1755	6,06	6,56	6,84	6,94
125	145,2	11,15	0,214	0,984	549,8	256,6	0,2507	0,1790	0,1758	6,99	7,57	6,84	7,28
130	152,0	14,60	0,169	0,981	570,3	277,1	0,2514	0,1796	0,1760	7,21	8,87	6,84	7,87
135	160,1	19,80	0,127	0,976	584,4	291,2	0,2518	0,1798	0,1762	7,55	10,61	6,84	8,50
138	167,7	24,60	0,101	0,970	582,0	288,8	0,2519	0,1799	0,1762	7,44	11,96	6,84	6,90
140	180,0	28,60	0,083	0,959	561,1	267,9	0,2519	0,1798	0,1762	6,82	13,05	6,84	6,24
Entspannung													
138	192,3	20,35	0,101	0,947	492,6	199,4	0,2503	0,1788	0,1757	5,00	12,05	2,39	4,77
135	199,9	14,10	0,127	0,940	432,3	139,1	0,2488	0,1777	0,1752	3,45	10,98	2,50	3,48
130	208,0	9,020	0,169	0,936	369,4	76,2	0,2468	0,1762	0,1744	1,87	9,82	2,66	2,03
125	214,8	6,390	0,214	0,934	332,0	38,8	0,2453	0,1752	0,1739	0,95	9,05	2,83	1,10
120	220,5	4,850	0,257	0,932	305,1	11,9	0,2441	0,1744	0,1735	0,29	8,48	2,99	0,35
115	225,5	3,940	0,300	0,931	288,0	— 5,2	0,2434	0,1738	0,1732	0,13	8,04	3,16	— 0,16
110	230,2	3,320	0,341	0,930	276,2	— 17,0	0,2427	0,1734	0,1730	— 0,41	7,67	3,32	— 0,56
105	234,8	2,840	0,387	0,929	268,2	— 25,0	0,2425	0,1732	0,1729	— 0,60	7,38	3,48	— 0,87
100	239,2	2,500	0,430	0,928	262,7	— 30,5	0,2424	0,1731	0,1728	— 0,74	7,09	3,65	— 1,11
90	247,6	2,020	0,517	0,928	255,3	— 37,9	0,2423	0,1730	0,1728	— 0,92	6,64	3,96	— 1,50
80	255,5	1,700	0,602	0,927	250,4	— 42,8	0,2422	0,1730	0,1728	— 1,03	6,26	4,30	— 1,84
70	263,5	1,475	0,688	0,927	248,4	— 44,8	0,2421	0,1730	0,1727	— 1,08	5,94	4,64	— 2,08
60	271,8	1,300	0,776	0,927	246,9	— 46,3	0,2420	0,1729	0,1726	— 1,12	5,66	4,96	— 2,30
50	280,2	1,170	0,861	0,926	246,5	— 46,7	0,2420	0,1729	0,1726	— 1,13	5,40	5,30	— 2,47
40	289,2	1,058	0,949	0,926	246,0	— 47,2	0,2419	0,1728	0,1725	— 1,135	5,19	5,62	— 2,65
30	299,0	0,970	1,036	0,926	246,1	— 47,0	0,2415	0,1725	0,1724	— 1,135	4,98	5,96	— 2,81
20	310,5	0,897	1,121	0,926	246,0	— 47,2	0,2410	0,1722	0,1723	— 1,135	4,79	6,28	— 2,96
1,2	348,0	0,780	1,285	0,926	245,5	— 47,7	0,2405	0,1718	0,1722	— 1,135	4,47	6,91	— 3,30

Bild 16. Änderung ΔU der inneren Energie, äußere Gasarbeit ΔL, abgeführte Wärme Q und Wärmeübergangszahl α in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel [°KW] für n = 126 U/min.
Reduzierter Barometerstand b₀ = 750,4 mm QS;
Außentemperatur t_a = +20 °C;
relative Luftfeuchtigkeit φ = 70%.



Es ist daher zu einem graphischen Verfahren übergegangen worden, das wesentlich genauere Wärmeübergangszahlen ergibt.

β) Graphische Bestimmung der Wärmeübergangszahl

Für die bei polytropischer Zustandsänderung zu- oder abgeführte Wärme gilt nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik:

$$dQ = dU + A P dV \dots (17)$$

oder

$$dQ = G c_v dT + A dL \dots (17a)$$

Hieraus folgt die abgeführte Wärme

$$Q = (G_a - G_v) c_{v,m} (T - T_a) + A L \text{ [kcal]} \dots (18)$$

d. h., sie ergibt sich als Summe der inneren Energie und des Wärmewerts der äußeren Arbeit.

Die Zunahme der inneren Energie vom Beginn der Zustandsänderung ab ist für einen bestimmten Zeitpunkt gegeben durch das Produkt des Gasgewichts, der Temperaturänderung und der mittleren spezifischen Wärme der Luft bei konstantem Volumen zwischen der Temperatur der Luft zu diesem Zeitpunkt und der Anfangstemperatur.

$$\Delta U = G c_{v,m} (T - T_a) \text{ [kcal]} \dots (19)$$

Dabei ist

$$G = G_a - G_v \text{ [kg]} \dots (20)$$

Die äußere Gasarbeit kann für jeden Zeitpunkt aus dem Indikatordiagramm ermittelt werden.

Unter Berücksichtigung der Verdichtungsverluste kann man somit schrittweise die Zunahme der inneren Energie der Zylinderladung berechnen. Die Änderung der äußeren Gasarbeit wird durch schrittweises Planimetrieren des P, V-Diagrammes erlangt. In Bild 16 ist die so ermittelte Änderung ΔU der inneren Energie als auch der Wärmewert ΔL der äußeren Gasarbeit in Abhängigkeit von dem Kurbelwinkel, d. h. also von der Zeit, aufgetragen. Die Summe dieser beiden Größen unter Berücksichtigung des Vorzeichens ergibt für jeden Zeitpunkt die bis dahin in die Wandungen übergegangene Wärme Q (Bild 16).

Für die Wärmeübergangszahl kann man auch schreiben

$$\alpha = \frac{1}{F (T_w - T)} \frac{dQ}{dz} \dots (16b)$$

Dividiert man somit die erste Ableitung der übergehenden Wärme nach der Zeit durch die am Wärmeübergang beteiligte Fläche und die Temperaturdifferenz zwischen dieser Fläche und der Luftladung, so erhält man die mittlere Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit von der Zeit.

Zu diesem Zweck wurde der in Bild 16 gewonnene Kurvenzug für Q graphisch differenziert. Außerdem wurde für jede Kolbenstellung das Produkt aus der freien Oberfläche des Verbrennungsraumes und der Temperatur der Ladung für diese Kolbenstellung gebildet und als Hilfskurve F (T_w - T) dargestellt. Dividiert man für jede Kolbenstellung die entsprechenden Werte der beiden letztgenannten Kurvenzüge durcheinander, so erhält man die gesuchte Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel. Zahlentafel 1 gibt als Beispiel die Zahlenwerte zu Bild 16 für 126 U/min.

Bild 17 zeigt die auf diese Weise ermittelten Wärmeübergangszahlen für die verschiedenen Drehzahlen.

b) Der Grund für das Abfallen der Wärmeübergangszahl im oberen Totpunkt

Wie aus Bild 17 zu ersehen ist, fallen die Wärmeübergangszahlen für alle Drehzahlen 17° vor dem oberen Totpunkt plötzlich stark ab. Dieses Abfallen ist durch folgende Ursache begründet: Im oberen Totpunkt nähert sich der Kolbenboden mit etwa 52% seiner Fläche dem Zylinderkopf bis auf 1,5 mm. Hierbei wird sich die in dem so gebildeten Spalt eingeschlossene Luft sehr stark abkühlen, wie weiter unten bewiesen wird. Es ist also für den Wärmeübergang im Spalt nur eine viel kleinere Temperaturdifferenz zur Verfügung als bei der restlichen Fläche des Verdichtungsraumes.

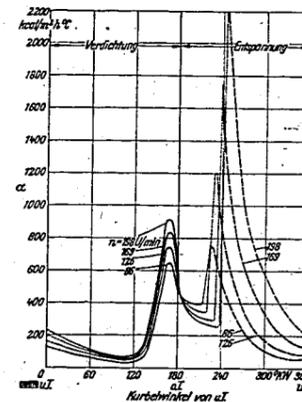


Bild 17. Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl α vom Kurbelwinkel [°KW] für verschiedene Drehzahlen.

Bei der Ermittlung der Wärmeübergangszahl im oberen Totpunkt wurde jedoch die gesamte Fläche des Verdichtungsraumes mit ihrer mittleren Temperaturdifferenz zu der Ladung zugrunde gelegt. Es ist somit eine zu kleine Wärmeübergangszahl ermittelt worden. Berücksichtigt man die geringere Temperaturdifferenz der Flächen, die die abgekühlte Luft im Spalt einschließen und 41% der gesamten Oberfläche des Verdichtungsraumes ausmachen, so wird man die Wärmeübergangszahl erhalten, die ihrem tatsächlich auftretenden Wert wohl sehr nahekommen wird.

Die Abkühlung der Luft in dem Spalt kann näherungsweise berechnet werden: Dies soll hier für 126 U/min durchgeführt werden.

Beim Abfallen der Wärmeübergangszahl 17° vor o. T. ist der Kolben 3,7 mm vom oberen Totpunkt entfernt. Es wurde nun zunächst berechnet, wie groß die zeitlich mittlere, für den Wärmeübergang im Spalt zur Verfügung stehende Fläche und wie groß das zeitlich mittlere von ihr eingeschlossene Luftgewicht zwischen 17 und 0° vor o. T. ist. Aus diesen Werten läßt sich sowohl die übergehende Wärme als auch die innere Energie der Luft ermitteln, wenn man hierzu die Wärmeübergangszahl nimmt, die sich nach dem Versuch in diesem Bereich ergibt.

Im folgenden stellen G_{sp} das zeitlich mittlere Luftgewicht, T_{sp} die zeitlich mittlere Lufttemperatur und F_{sp} die zeitlich mittlere, am Wärmeübergang beteiligte Fläche im Spalt dar. Die innere Energie, die abgegeben werden kann, ist

$$\Delta U_{sp} = G_{sp} c_{pm} (T_{sp} - T_w) \quad [\text{kcal}] \quad (21)$$

$$= 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot 0,176 \cdot 290$$

$$\Delta U_{sp} = 0,92 \cdot 10^{-2} \text{ kcal.}$$

In erster Annäherung läßt sich auch die für das gleiche Zeitintervall in die Wandungen des Spaltes übergehende Wärmemenge bestimmen. Die zeitlich mittlere Temperaturdifferenz für den Wärmeübergang wird zunächst mit $(T_{sp} - T_w)/2 = 145^\circ$ angenommen.

$$\Delta Q_{sp} = \alpha F_{sp} \Delta T \Delta z \quad [\text{kcal}] \quad (22)$$

$$= 800 \cdot 0,999 \cdot 10^{-2} \cdot 145 \cdot 6,25 \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta Q_{sp} = 0,724 \cdot 10^{-2} \text{ kcal}$$

Δz [h] ist die für den Wärmeübergang zur Verfügung stehende Zeit.

Damit werden 78,7% der inneren Energie an die Wände abgeführt werden. In Wirklichkeit ist der Hundertsatz größer, da, wie man sieht, mit einer zu kleinen Temperaturdifferenz gerechnet worden ist, denn nach der ersten Annäherung hat sich die Luft nur auf 62°C über Wandtemperatur abgekühlt.

Setzt man die Berechnung nach diesem Näherungsverfahren fort, so ist für eine Temperatur der Luft im Spalt von +35°C über Wandtemperatur die in die Wandung übergehende Wärme gleich der Abnahme der inneren Energie der Luft im Spalt. Von der gesamten Energie der Luft sind damit 88% abgeführt worden. In Wirklichkeit wird die Abkühlung der Luft sicher noch größer sein, da ja vor dem betrachteten Zeitabschnitt die Luft im Spalt schon eine tiefere Temperatur haben wird als im Hauptverdichtungsraum, und da auch hier schon die Oberfläche im Verhältnis zum eingeschlossenen Luftvolumen viel größer ist als im Hauptverdichtungsraum.

Ein Temperaturausgleich durch Wirbelung wird deshalb zwischen Spalt und Hauptraum nicht erfolgen, da die Luftwirbel in dem engen Spalt sehr rasch abgebremst werden. Außerdem beträgt das im Spalt eingeschlossene Luftgewicht im Totpunkt nur noch etwa 70% des Gewichtes bei einer Kolbenstellung von 17° vor o. T.; d. h. aber, daß die Luftteilchen nach dem Hauptraum hin beschleunigt und so dem Eindringen der Wirbel des Haupttraumes entgegenwirken werden.

Jetzt kann näherungsweise die wirkliche Wärmeübergangszahl im oberen Totpunkt berechnet werden. Diese wurde ermittelt nach Gl. 16 b, d. h. aber, sie ergibt sich als umgekehrt proportional der für den Wärmeübergang zur Verfügung stehenden Fläche und Temperaturdifferenz.

Berücksichtigt man bei der Berechnung von α , daß im oberen Totpunkt 41% der Fläche des Verdichtungsraumes einen etwa 90% geringeren Temperaturunterschied mit der Ladung aufweisen, als dies im Hauptverdichtungsraum der Fall ist, so ergibt sich im oberen Totpunkt für 126 U/min statt einer Wärmeübergangszahl von 500 eine solche von 795 kcal/m²h°C. Der so gewonnene Verlauf der Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel entspricht im Charakter durchaus dem nach *Nußelt* berechneten Kurvenzug der Wärmeübergangszahlen für dasselbe Indikatordiagramm.

Der Grund für das flache Abfallen der Wärmeübergangszahlen nach dem oberen Totpunkt wird ebenfalls in dem Spalt zwischen Kolbenboden und Zylinderkopf zu suchen sein. Beim Abwärtsgehen des Kolbens wird die heiße Luft des Haupttraumes mehr und mehr in das sich vergrößernde Volumen des Spaltes einströmen. Es wird wieder mehr Wärme an die vorher am Wärmeübergang nur gering

beteiligten Flächen übertreten. Die ermittelten Wärmeübergangszahlen werden den tatsächlich auftretenden mittleren Wärmeübergangszahlen allmählich immer näher kommen, da nach und nach die ganze Fläche mit annähernd der gleichen Temperaturdifferenz — wie bei der Auswertung zugrunde gelegt — wieder am Wärmeübergang beteiligt sein wird.

c) Der Einfluß der Kondensation

Bei der Betrachtung der ermittelten Wärmeübergangszahl für die Entspannung sieht man, daß diese plötzlich sehr hohe Werte annimmt. Diese Tatsache kann nur darin begründet sein, daß bei der Entspannung der Wasserdampf der Luft kondensiert und dadurch die Wärmeübergangszahl scheinbar oder auch wirklich beeinflußt wird. Nun soll nachgerechnet werden, ob Kondensation tatsächlich in dem fraglichen Bereich eintreten kann und wie ihre Auswirkung auf die Wärmeübergangszahl sein wird.

Der Wasserdampf kondensiert dann, wenn sein Partialdruck den Sättigungsdruck der zugehörigen Temperatur unterschreitet. Ist die relative Feuchtigkeit der Luft mit φ , der Partialdruck des Wasserdampfes mit \mathcal{P}_D , sein Sättigungsdruck mit \mathcal{P}_S bezeichnet [20, S. 12], so ist

$$\mathcal{P}_D = \varphi \cdot \mathcal{P}_S \quad (23)$$

\mathcal{P}_D ist bestimmt durch die Beziehung:

$$\mathcal{P}_D = \frac{G_D R_D}{G_L R_L} p \quad (24)$$

oder

$$\mathcal{P}_D = C p \quad (24 a)$$

p [kg/cm²] Gesamtdruck der feuchten Luft
 G_D [kg] Gewicht des Wasserdampfes
 G_L [kg] Gewicht der trockenen Luft
 R_D [mkg/kg°C] Gaskonstante des Wasserdampfes
 R_L [mkg/kg°C] Gaskonstante der feuchten Luft

Der konstante Faktor C läßt sich einfach aus dem Anfangszustand der Luft mit Gl. 23 und 24 a bestimmen:

$$C = \varphi \mathcal{P}_S / p \quad (25)$$

Bild 18. Mittlere relative Feuchtigkeit φ der Luft, Partialdruck \mathcal{P}_D und Sättigungsdruck \mathcal{P}_S des Wasserdampfes, sowie die frei werdende Verdampfungswärme Q_2 während der Entspannung in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel [°KW] für 126 U/min.

Reduzierter Barometerstand $p_b = 750,4$ mm QS; Außentemperatur $t_A = +20^\circ\text{C}$; relative Feuchtigkeit der angesaugten Luft $\varphi = 70\%$.

Hat man C , so kann man leicht durch Multiplikation mit p den Partialdruck des Wasserdampfes für das ganze Arbeitsspiel finden. Man sieht dann, daß während der Verdichtung der Partialdruck immer weit über dem Sättigungsdruck des Wasserdampfes liegt, φ wird stark fallen, was eine Trocknung der Luft bedeutet. Bei der Entspannung jedoch steigt wegen der raschen Temperaturabnahme φ sehr rasch an, und es kommt zu einer Überschneidung von \mathcal{P}_D und \mathcal{P}_S . Es tritt also Kondensation ein. Die Verdampfungswärme des kondensierenden Wasserdampfes wird dabei frei werden (Bild 18).

Die vor Eintritt der Kondensation in der Luft enthaltene Wasserdampfmenge ergibt sich aus dem Anfangszustand zu

$$G_D = G x \varphi \quad [\text{kg}] \quad (26)$$

x [kg/kg] = Wasserdampfgehalt der Luft.

Die nach Eintritt der Kondensation, also im Sättigungsgebiet, in der Luft enthaltene Wasserdampfmenge beträgt

$$G_{DS} = G x_s \quad [\text{kg}] \quad (27)$$

$$x_s = \frac{0,622 \cdot \mathcal{P}_S}{p - \mathcal{P}_S} \quad [\text{kg/kg}] \quad (28)$$

Somit ist für jeden Augenblick das ausgefallene Wassergewicht bestimmt. Die dadurch freigewordene Wärmemenge ergibt sich zu

$$Q_{1,2} = (G_{DS1} - G_{DS2}) r \quad [\text{kcal}] \quad (29)$$

$$r \text{ [kcal/kg]} = \text{Verdampfungswärme.}$$

Aus Bild 18 ist der Verlauf von \mathcal{P}_D , \mathcal{P}_S und φ sowie die freiwerdende Wärmemenge Q_2 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel aufgetragen. Man sieht, daß bei einem Kurbelwinkel von 219° nach u. T. für 126 U/min die Kondensation einsetzt, also tatsächlich mit dem Ansteigen der Wärmeübergangszahl zusammenfällt.

In Bild 16 stellt also für die Entspannung der Verlauf von Q nicht mehr die in die Wandungen übergegangene Wärme dar, sondern es muß zu dieser Wärme die freigewordene Kondensationswärme Q_k in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel hinzugefügt werden. Das bedeutet aber einen flacheren Verlauf der Kurve für Q nach Einsetzen der Kondensation und damit ein geringeres α . Vom Einsetzen der Kondensation ab stellen die ermittelten Wärmeübergangszahlen nur scheinbare Werte dar und sind deshalb in Bild 16 gestrichelt eingetragen worden.

Nun wurde versucht, den tatsächlichen Verlauf der übergehenden Wärme und damit auch der Wärmeübergangszahl für die Expansion zu berechnen; es zeigte sich aber, daß dies zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis führte. Es müßte danach der erhaltene Kurvenzug für Q nach seinem Maximum noch rascher abfallen, als dies bei den ausgewerteten Diagrammen der Fall ist. Mit einem Kondensationsverzögerung ist nicht zu rechnen, vor allem, da das plötzliche Ansteigen von α mit dem errechneten Beginn der Kondensation zusammenfällt. Vielmehr wird die Ursache für das abgeschwächte Abfallen von Q nach dem Maximum darin zu suchen sein, daß die aufgenommenen Indikatorgramme bei ihrer Auswertung Feinheiten, wie sie hier eine Rolle spielen, nicht erkennen ließen, um so mehr, als sich gerade bei der Entspannung Schwingungen der Indikatoranzeige störend bemerkbar machen und häufig ausgeglichen werden mußten.

Es läßt sich jedoch genau der Gesamtwert der bis zum Ende der Entspannung durch Kondensation freigewordene Wärmemenge berechnen und so der mutmaßliche Verlauf der übergehenden Wärmemenge abhängig von der Zeit darstellen, wie dies in Bild 19 geschehen ist.

Die für die einzelnen Drehzahlen bei einer Außentemperatur von $+20^\circ\text{C}$ und einer relativen Feuchtigkeit von 70% bei einem Arbeitsspiel freigewordene Verdampfungswärme beträgt für

n	86	126	169	198	U/min
Q_k	0,828	0,858	0,727	0,581	10^{-2} kcal.

d) Vergleich der Wärmeübergangszahlen

Um die gefundenen Wärmeübergangszahlen mit den Werten zu vergleichen, die sich nach den Beziehungen von *Nußelt* und *Jaklitsch* ergeben, wurden letztere für eine Motordrehzahl von 126 U/min nach dem Indikatorgramm berechnet. Die Ergebnisse sind im Vergleich zu den gemessenen Wärmeübergangszahlen in Bild 20 dargestellt. Es ergeben sich sowohl nach *Nußelt* als auch nach *Jaklitsch* viel geringere

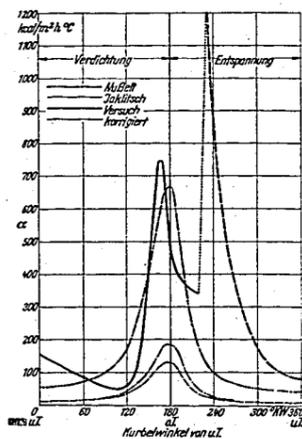


Bild 20. Gemessene und nach *Nußelt* und *Jaklitsch* errechnete Wärmeübergangszahlen α in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel [$^\circ\text{KW}$] für 126 U/min.

Zahlentafel 2. Vergleich der Wärmeübergangszahlen α nach verschiedenen Quellen.

$^\circ\text{KW}$ von u. T.	Verdichtung			Entspannung			
	Versuch	<i>Nußelt</i>	<i>Jaklitsch</i>	$^\circ\text{KW}$ von u. T.	Versuch	<i>Nußelt</i>	<i>Jaklitsch</i>
30°	119	12	12	180°	500	134	183
50°	98	13	13	190°	405	114	168
70°	75	16	17	200°	372	77	115
90°	57	20	21	210°	353	49	70
110°	52	28	33	220°	345	34	47
120°	60	34	41	230°	α durch Kondensation beeinflusst	25	33
130°	85	45	55	240°		20	25
140°	180	60	76	250°		17	20
150°	385	80	102	270°		13	14
160°	650	105	137	290°		11	12
170°	740	126	170	310°		10	10
180°	500	134	183	330°		9	9

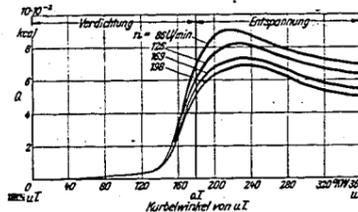


Bild 19. In die Wandungen übergehende Wärmemenge Q für den Verdichtungs- und Entspannungsverlauf für verschiedene Drehzahlen in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel [$^\circ\text{KW}$].

Werte; sie betragen meist nur 20 bzw. 25% der tatsächlich auftretenden Zahlen. Zahlentafel 2 gibt eine Nebeneinanderstellung der nach *Nußelt* und *Jaklitsch* sowie der durch die Versuche ermittelten Wärmeübergangszahlen.

Es wurde bereits nachgewiesen, daß die durch den Versuch bestimmten Wärmeübergangszahlen vielfach gar nicht den wirklichen Wärmeübergangszahlen entsprechen, sondern häufig nur als scheinbare zu werten sind. Es ist dies namentlich im Totpunkt und bei der Entspannung vom Eintritt der Kondensation ab der Fall. Der wirkliche Verlauf der Wärmeübergangszahlen wird vielmehr tatsächlich dem Charakter nach den Verlauf nehmen, wie er sich nach *Nußelt* ergibt, abgesehen vom Beginn der Verdichtung, wo die Wärmeübergangszahlen durch die Luftwirbel, die sich vom Saughub her erhalten haben, in die Höhe getrieben werden.

Es ist nun festgestellt worden, mit welchem Faktor die nach *Nußelt* errechnete Wärmeübergangszahl multipliziert werden muß, um auf die Versuchswerte zu kommen. Zu diesem Zweck ist die mittlere Wärmeübergangszahl für die Verdichtung einmal nach *Nußelt*, das andere Mal für den Versuch bestimmt worden. Der Quotient dieser beiden mittleren Wärmeübergangszahlen ergibt den gesuchten Faktor. Es stellt sich heraus, daß die *Nußelt*-schen Werte etwa um das Fünffache vergrößert werden müssen, um auf die Versuchswerte zu kommen.

Für die korrigierten Wärmeübergangszahlen ergibt sich damit die Beziehung ...

$$\alpha = 5 \cdot 0,99 \cdot \sqrt[3]{p^2 T} \cdot (1 + 1,24 w_m) \quad (30)$$

$$w_m = s \cdot n / 30 \quad [\text{m/s}]$$

Die so vergrößerten Wärmeübergangszahlen nach *Nußelt* wurden ebenfalls in Bild 20 eingetragen. Sie stimmen zwar mit den Wärmeübergangszahlen des Versuchs in ihren zeitlichen Werten nicht genau überein, jedoch wird die Genauigkeit für Vorausberechnungen des Wärmeüberganges ähnlicher Maschinen im allgemeinen genügen.

Es wurde davon abgesehen, eine bessere Übereinstimmung der korrigierten Wärmeübergangszahlen mit den Versuchswerten zu erreichen, da die Wärmeübergangszahlen in anders konstruierten Motoren durch verschiedenartige Wirbelungen der Zylinderladung in ihrer Größe doch mehr oder weniger beeinflusst werden.

Berücksichtigt man die Einflüsse, die beim Abfallen der Wärmeübergangszahlen im oberen Totpunkt und bei der Kondensation beschrieben worden sind, so werden auch für die Entspannung die korrigierten Werte, die ebenfalls das Fünffache der *Nußelt*-schen Wärmeübergangszahlen betragen, für trockene Luft annähernd richtig sein.

Der die mittlere Kolbengeschwindigkeit berücksichtigende Faktor $(1 + 1,24 w_m)$ von *Nußelt* erwies sich bei den durchgeführten Versuchen als richtig. Für eine Motordrehzahl von 198 U/min ergeben sich danach um 11% größere Wärmeübergangszahlen als für 126 U/min. Die Versuchswerte liegen bei 198 U/min für die Verdichtung durchschnittlich 12,5% höher als bei 126 U/min. Man erkennt in Anbetracht der etwas höheren Ladungstemperaturen bei 198 U/min eine sehr gute Übereinstimmung.

Für die an die Wandungen abgeführte Wärme ergibt sich mit der neuen Wärmeübergangszahl die Beziehung

$$dQ = -5 \cdot 0,99 \cdot \sqrt[3]{p^2 T} \cdot (1 + 1,24 w_m) \cdot F \cdot (T - T_w) dz \quad [\text{kcal}] \quad (31)$$

4. Die Temperaturmessungen

a) Die Temperaturmessung der Wandungen

Zur genauen Feststellung der Erwärmung der Zylinderwandungen und des Kolbens beim Anlassen wurden die auf S. 46 beschriebenen und in Bild 5 eingetragenen Thermolemente in die Wandungen eingebaut. Die Erwärmung wurde bei Außentemperaturen zwischen $+30^\circ\text{C}$ und -20°C gemessen. Da wegen der vorhandenen Meßgeräte immer nur drei Meßstellen gleichzeitig beobachtet werden konnten, mußten bei der Aufstellung des Temperaturfeldes der gesamten Zylinderwandungen für eine bestimmte Außentemperatur und Drehzahl jeweils soviel Versuche gemacht werden, bis alle Meßstellen beobachtet waren. Dabei mußte beachtet werden, daß die Versuchsbedingungen möglichst konstant gehalten wurden und vor allem vor jedem Versuch ein guter Temperaturausgleich stattgefunden hatte, zu dem 2 bis 3 Stunden erforderlich waren. Bei jedem Versuch einer solchen Versuchsreihe wurden bei einem Thermolement die Messungen wiederholt, um eine Kontrolle für die gleiche Aufwärmung der Wandungen zu haben.

Die Temperaturmessungen wurden bei abgestelltem Kühlwasserumlauf und ohne Kraftstoffeinspritzung durchgeführt. Außerdem hatte zur Entlastung des Anlaßaggregates nur der Versuchszylinder Verdichtung. Bei Außentemperaturen unter 0°C wurde das Kühlwasser, um ein Einfrieren zu vermeiden, durch ein Gemisch von 50% Wasser, 40% Glycerin und 10% Spiritus ersetzt.

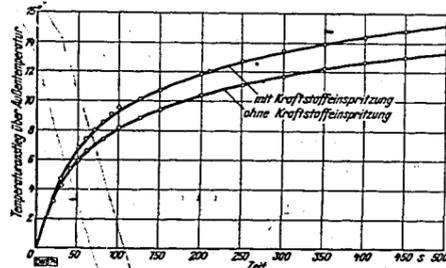


Bild 21. Aufwärmung des Zylinderkopfes am Thermoelement V mit und ohne Kraftstoffeinspritzung in Abhängigkeit von der Zeit bei 120 U/min.
Außentemperatur $t_A = +2,5^\circ\text{C}$;
Verdichtungsdruck $p_v = 29,7 \text{ ata}$.

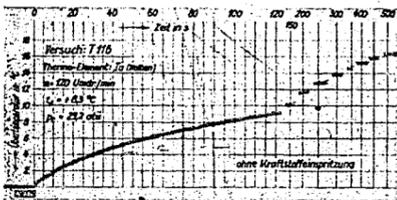


Bild 22.

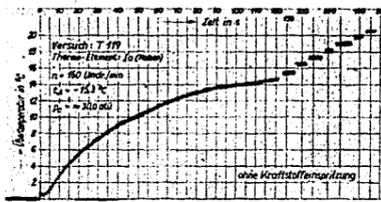


Bild 23.

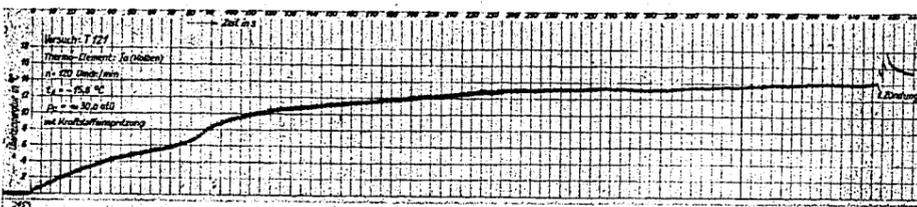


Bild 24.

Diese Maßnahmen veränderten die Bedingungen, die bei einem normalen Startvorgang im Fahrbetrieb vorliegen, beträchtlich; es soll deshalb der Einfluß dieser Abänderungen ermittelt werden. Man muß unterscheiden, inwieweit sie erstens von den Bedingungen bei den vorher durchgeführten Anlaufversuchen abweichen und zweitens, inwieweit sie gegen die Bedingungen verstoßen, die bei einem Anlaufvorgang in der Praxis angetroffen werden.

Die bei den durchgeführten Anlaufversuchen festgestellte Abhängigkeit der Anlaufdauer von der Außentemperatur soll mit Hilfe der Temperaturzunahme der Wandungen im nächsten Abschnitt rechnerisch verfolgt werden. Voraussetzung hierfür ist, daß sowohl bei den Anlaufversuchen als auch bei der Aufnahme der Temperaturzunahme der Wände die gleichen Versuchsbedingungen vorliegen. Dies war bis auf den Umstand, daß bei den Temperaturmessungen kein Kraftstoff eingespritzt werden konnte, der Fall. Die Kraftstoffeinspritzung mußte bei den Temperaturmessungen, die sich jedesmal über 500 s Dauer erstreckten, unterbleiben, da hierdurch eine zu starke Verschmutzung des Verbrennungsraumes und eine Verdünnung des Schmieröles eingetreten wäre. Außerdem hätte immer, um eine Störung der Temperaturmessung zu vermeiden, ein Kraftstoff eingespritzt werden müssen, der bei den Ladungstemperaturen des entsprechenden Versuches nicht gezündet hätte.

Es muß also die durch das Unterbleiben der Kraftstoffeinspritzung verursachte Beeinflussung der Aufwärmung der Wände berücksichtigt werden. Bei dem Zylinderkopf, dessen Aufwärmung in erster Linie durch die Verdichtungswärme verursacht wird, stieg mit Kraftstoffeinspritzung bei allen

Außentemperaturen die Temperatur etwas stärker an als ohne Kraftstoffeinspritzung. Die Übertemperatur betrug hierbei nach 115 s Versuchsdauer — dies entspricht der 100. s eines Anlaufversuches (siehe S. 43) — z. B. 9,7 bzw. 8,6 °C beim Thermoelement V, d. h., sie liegt im ersten Fall um 1,1 °C höher (Bild 21).

Bei der Laufbuchse dagegen und beim Kolben war bei Außentemperaturen von etwa +10 bis +30 °C ein wesentlicher Unterschied in der Aufwärmung mit und ohne Kraftstoffeinspritzung nicht zu bemerken. Bei Außentemperaturen unter +10 °C war die Temperaturzunahme mit Einspritzung sogar etwas geringer, wohl dadurch, daß die Lauffläche durch den eingespritzten Kraftstoff zusätzlich geschmiert und damit die Reibungswärme verringert wurde. Dies zeigen die Bilder 22 und 24, die zwei mit dem Saitengalvanometer gemachte Temperaturmessungen des Kolbens am Thermoelement Ia darstellen. Man sieht, daß bei Bild 24 mit Kraftstoffeinspritzung trotz der viel tieferen Außentemperatur von -15,6 °C zunächst die Aufwärmung geringer ist als bei Bild 22, das bei einer Außentemperatur von +8,3 °C gemacht wurde. Das kurze stärkere Ansteigen der Temperatur bei Bild 24 von der 85. Sekunde ab ist auf eine plötzlich auftretende größere Reibung zurückzuführen. Der Verlauf der Temperaturkurven bei längeren Anlaufzeiten wird an anderer Stelle noch eingehender behandelt.

Bild 23 zeigt im Vergleich zu Bild 22, wie stark die Aufwärmung bei tiefen Temperaturen ohne Kraftstoffeinspritzung ist.

Während also ein großer Fehler in den Temperaturmessungen an der Zylinderbuchse und dem Kolben nicht zu erwarten ist, wird ein Fehler, der etwa -1 °C beträgt, beim Zylinderkopf eintreten. Die Oberfläche des Zylinderkopfes macht jedoch nur etwa 21 % der Oberfläche des gesamten Arbeitsraumes aus, so daß der höchste Fehler bei der Bestimmung der mittleren Temperatur der Oberfläche des gesamten Arbeitsraumes kaum mehr als 0,2 °C betragen wird. Da dieser Fehler nicht größer ist als die Unterschiede in der Aufwärmung, die durch eine verschiedene starke Verschmutzung des Motors hervorgerufen werden, kann er vernachlässigt werden.

Um zu wissen, welchen Abweichungen die Aufwärmung der Wandungen bei einem Startversuch im praktischen Fahrbetrieb unterworfen sein kann, wurden auch die anderen beim Versuch getroffenen Abänderungen in ihrer Auswirkung auf die Aufwärmung untersucht. Der Einheitlichkeit halber sollen diese Einflüsse hier am Thermoelement V bei 120 U/min dargelegt werden.

Die zur Entlastung des Antriebsaggregats getroffene Maßnahme vergrößert die Ungleichförmigkeit des Motors (vgl. Teil II, S. 29). Gerade im Bereich des oberen Totpunktes, wo der Polytropenexponent am kleinsten, der Wärmeübergang damit am größten ist, tritt dadurch, daß nur der Versuchszylinder verdichtet ist, eine zusätzliche Verzögerung ein. Durch Vergleichsversuche konnte eine durch die vergrößerte Ungleichförmigkeit hervorgerufene stärkere Aufwärmung der Wandungen nicht festgestellt werden. Im Gegensatz hierzu war sogar die Aufwärmung etwas größer, wenn alle Zylinder verdichtet waren, was darauf zurückzuführen ist, daß jetzt von dem Versuchszylinder nicht mehr soviel Wärme nach den nicht verdichteten kälteren Zylindern abfließt. Wie Bild 25 zeigt, ist die unterschiedliche Aufwärmung so gering, daß sie keine Beeinflussung des Anlaufverhaltens mit sich bringen wird.

Die Verwendung des auf S. 61 angegebenen Gemisches als Kühlmittel läßt wegen seiner geringeren spezifischen Wärme ($c = 0,71$) eine stärkere Aufwärmung erwarten als bei der Wasserkühlung. Bild 26 zeigt, daß dies auch in geringem Maße wirklich der Fall ist. Da sich aber die spezifische Wärme und die Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels von Fall zu Fall nicht wesentlich ändern werden, ist auch durch das Kühlmittel eine ins Gewicht fallende Beeinflussung der Wandungsaufwärmung nicht zu erwarten.

Lediglich die letzte Abänderung, nämlich das Abstellen der Bewegung des Kühlmittels, kann das Anlaufverhalten in geringen Grenzen beeinflussen. Es wurde festgestellt, daß die Aufwärmung bei umlaufendem Kühlmittel bei allen Temperaturmessstellen etwas geringer war als bei abgestelltem Kühlmittel. Dies ist wegen des besseren Wärmeüberganges von den Wandungen an das Kühlwasser bei dessen Bewegung verständlich. Wie Bild 27 zeigt, macht sich der Einfluß der Bewegung des Kühlmittels erst nach etwa 80 s Anlaufdauer bemerkbar. Das Anlaufverhalten wird also nur bei außerordentlich langer Startdauer bei umlaufendem Kühlmittel schlechter werden. Bemerkenswert sei noch, daß die Umlaufgeschwindigkeit des Kühlmittels beim Versuch beträchtlich höher war, als einer Startdrehzahl von 120 U/min entspricht.

Der Verdichtungsdruck änderte sich bei den einzelnen Versuchen bei einer bestimmten Drehzahl wegen verschieden starker Lässigkeit um etwa 1 at. Eine Beeinflussung der Wandungstemperaturen beim Aufwärmen konnte dadurch nicht festgestellt werden. Wie durch die Anlaufversuche festgestellt wurde, bewirkt eine Änderung des Verdichtungsdruckes durch verschieden starke Lässigkeit um einen Betrag von 1 at eine Änderung der Höchsttemperatur der Ladung um nur etwa 3 °C, so daß eine verschieden starke Aufwärmung auch nicht erwartet werden kann.

Bild 28. Erwärmung des Zylinderkopfes am Thermolement VI in Abhängigkeit von der Drehzahl n nach verschiedenen Zeiten.
Außentemperatur $t_A = +3$ bis $+14^\circ\text{C}$.

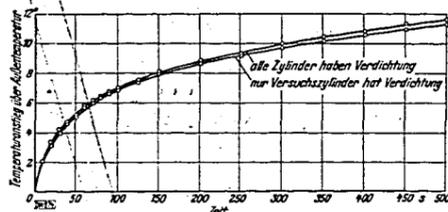


Bild 25. Aufwärmung des Zylinderkopfes am Thermolement V in Abhängigkeit von der Zeit bei 120 U/min, wobei einmal nur der Versuchszylinder Verdichtung hat und vergleichsweise hierzu alle Zylinder.
Außentemperatur $t_A = 22^\circ\text{C}$; Verdichtungsdruck $p_c = 28,6$ ata.

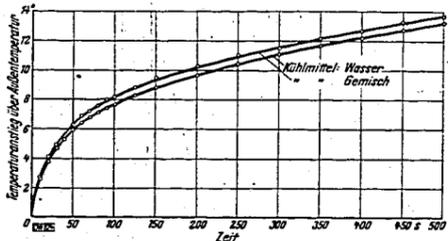


Bild 26. Einfluß des Kühlmittels auf die Aufwärmung des Zylinderkopfes am Thermolement V in Abhängigkeit von der Zeit bei 120 U/min.
Außentemperatur $t_A = +1,4^\circ\text{C}$; Verdichtungsdruck $p_c = 29,3$ ata.

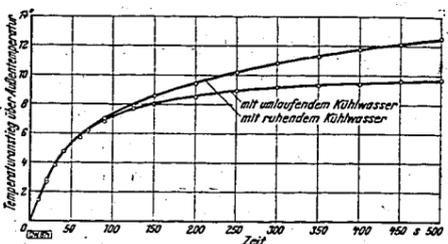


Bild 27. Einfluß der Bewegung des Kühlmittels auf die Aufwärmung des Zylinderkopfes am Thermolement V in Abhängigkeit von der Zeit bei 120 U/min.
Außentemperatur $t_A = +4,5^\circ\text{C}$; Verdichtungsdruck $p_c = 30,0$ ata.

Bild 30. Erwärmung der Zylinderbuchse am Thermolement III mit und ohne Verdichtung in Abhängigkeit von der Drehzahl n nach verschiedenen Zeiten.
Außentemperatur $t_A \approx +3^\circ\text{C}$.

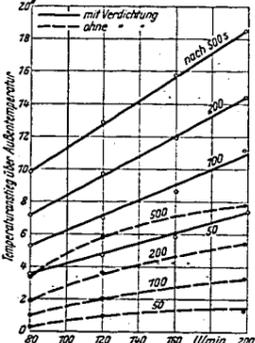
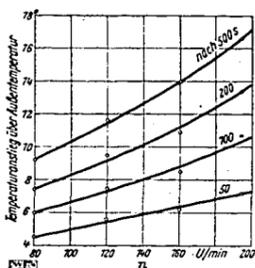


Bild 29. Erwärmung des Kolbens am Thermolement I mit und ohne Verdichtung in Abhängigkeit von der Drehzahl n nach verschiedenen Zeiten.
Außentemperatur $t_A \approx +10^\circ\text{C}$.

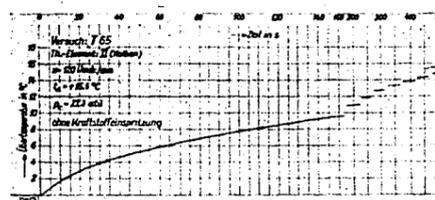
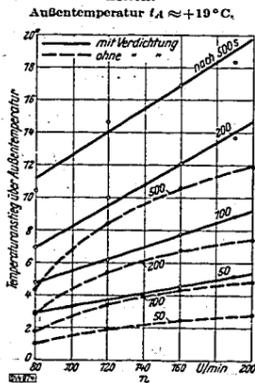


Bild 31. Kolben.

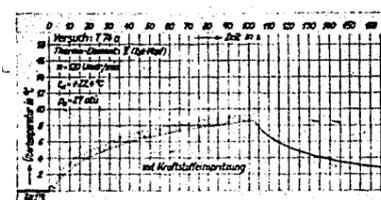


Bild 32. Zylinderkopf.

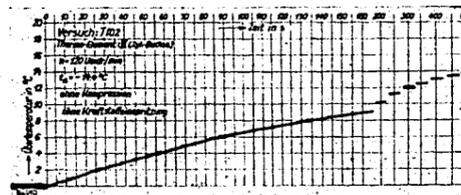


Bild 33. Zylinderbuchse.

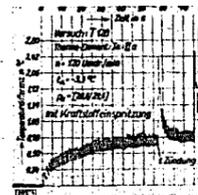


Bild 34. Temperaturdifferenz zwischen den Thermolementen Ia und XIa im Kolbenboden in Abhängigkeit von der Zeit, gemessen mit Hilfe des Seitengalvanometers.

Als Beispiel für die Temperaturmessungen mit den einzelnen Thermolementen sind die Temperaturen für eine bestimmte Außentemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl und nach verschiedenen Zeiten für je ein Element im Zylinderkopf, in der Buchse und im Kolben angegeben. Bild 28 zeigt die Aufwärmung des Zylinderkopfes am Thermolement VI. Die Bilder 29 und 30 zeigen die Aufwärmung am Thermolement I im Kolben und am Thermolement III in der Zylinderbuchse, und zwar mit und ohne Verdichtung. Die Messungen ohne Verdichtung wurden durchgeführt, um dadurch den Einfluß der Reibungswärme zu erkennen. Die Temperatursteigerung durch Reibung allein ist immer etwa halb so groß wie die durch Reibungs- und Verdichtungswärme zusammen. Die Bilder 31 bis 34 zeigen noch einige Temperaturmessungen, wie sie mit dem Seitengalvanometer an einigen Thermolementen bei verschiedenen Außentemperaturen gemacht wurden.

Bild 31 ist eine Temperaturaufnahme am Kolben vom Thermolement XI, das dem Element I gegenüberliegt. Trotz der hohen Wärmeleitfähigkeit des Kolbenmaterials von etwa 125 kcal/mh $^\circ\text{C}$ sind die Temperaturzuckungen in 8 mm Abstand von der gasberührten Oberfläche schon fast abgeklungen.

Bild 32 zeigt eine Aufnahme vom Thermolement V im Zylinderkopf. Hier wurde der Motor nach 115 s Anlaßzeit angehalten und die Abkühlungskurve mit aufgenommen. Bewirkt die Aufwärmung der Wände wirklich eine wesentliche Verbesserung der Selbstzündungsbedingungen, so sieht man, wie wichtig es ist, den Motor möglichst anhaltend durchzudrehen, um einen Erfolg zu erzielen. Bei einer Unterbrechung des Anlaßvorganges fließt die gespeicherte Wärme sehr rasch wieder ab, und bei dem nächsten Startversuch muß der Motor fast die gleiche Zeit wieder durchgedreht werden, um auf das bereits zuvor schon erreichte Temperaturniveau zu kommen.

Bild 33 stellt eine Temperaturaufnahme der Zylinderbuchse dar, wie sie sich ohne Verdichtung und Kraftstoffeinspritzung ergibt. Bei Bild 34 sind die Thermolemente Ia und XIa im Kolben gegenüberliegend, geschaltet und geben so den Temperaturabfall in der Wandung wieder.

Bei den im Zylinderkopf eingebauten Thermolementen wurde bei allen Außentemperaturen immer genau dieselbe Temperatursteigerung beobachtet. Dies läßt darauf schließen, daß der Polytropenexponent der Verdichtung für alle Außentemperaturen derselbe sein muß. Es konnten natürlich immer nur Temperaturmessungen miteinander verglichen werden, die unmittelbar hintereinander gemacht wurden, da sonst die Verschmutzung der Zylinderwände, insbesondere des Zylinderkopfes und des Kolbenbodens, verschieden sein konnte, wodurch der Verdichtungsexponent und damit die Aufwärmung verändert worden wäre.

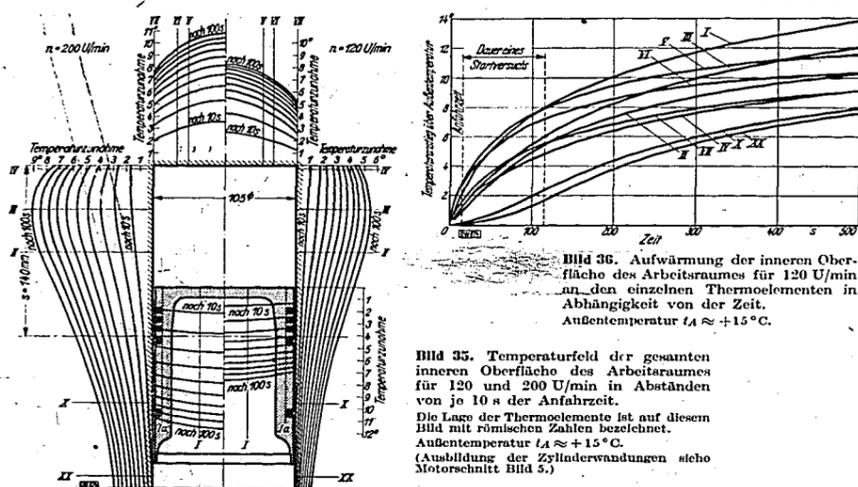


Bild 35. Temperaturfeld der gesamten inneren Oberfläche des Arbeitsraumes für 120 und 200 U/min in Abständen von je 10 s der Anfahrzeit. Die Lage der Thermoelemente ist auf diesem Bild mit römischen Zahlen bezeichnet. Außentemperatur $t_A \approx +15^\circ\text{C}$. (Ausbildung der Zylinderwandungen siehe Motorschnitt Bild 5.)

Bei der Aufwärmung der Zylinderlaufbuchse und des Kolbens wurde bei Temperaturen über 10°C eine ins Gewicht fallende Abhängigkeit von der Außentemperatur ebenfalls nicht festgestellt, dagegen war bei Außentemperaturen unter $+10^\circ\text{C}$ wegen der viel größeren Zähigkeit des Öles und der dadurch größeren Reibungswärme die Aufwärmung erheblich größer. Wurde jedoch bei diesen tiefen Temperaturen Kraftstoff eingespritzt, so lag die Aufwärmung wieder in den Grenzen, die sich für Außentemperaturen über $+10^\circ\text{C}$ ergaben (siehe S. 63). Dies kann jedoch nur als Regelfall betrachtet werden, da selbstverständlich die Zähigkeit und die Schmierfähigkeit des Kraftstoffes hierbei auch eine Rolle spielen (vgl. Bild 23 und 25).

Nach jeder Temperaturmessung wurde der Versuchszylinder 5 min lang mit voller Füllung gezündet. So sollte ein Ausbrennen der sich an den Wandungen niederschlagenden Ölhaut erreicht werden, um für den folgenden Versuch Bedingungen zu erzeugen, wie sie beim Start eines im Betrieb gewesenen Motors vorliegen.

b) Das Temperaturfeld der Wandungen des Arbeitsraumes

Wie durch Messungen bewiesen worden ist, ändert sich die Aufwärmung der Wandungen in Abhängigkeit von der Anfahrzeit für eine bestimmte Drehzahl nur wenig mit der Außentemperatur. Selbst die durch die erhöhte Reibung bedingte stärkere Aufwärmung der Zylinderbuchse und des Kolbens wird beim Anlassen eines Motors durch die Einspritzung des Kraftstoffes mehr oder weniger ausgeglichen. Es wird also, um den Einfluß der Aufwärmung auf den Anlaßvorgang zu untersuchen, genügen, wenn mit einer Aufwärmung weiter gerechnet wird, wie sie sich etwa bei einer Außentemperatur von $+15^\circ\text{C}$ einstellt.

Daher wurde das Temperaturfeld der inneren Oberfläche des Arbeitsraumes zu verschiedenen Zeiten vom Beginn der Anfahrzeit abgeleitet, wie es sich den Messungen entsprechend und unter der vereinfachenden Annahme einer symmetrischen Temperaturverteilung zur Zylinderachse bei etwa $+15^\circ\text{C}$ ausbilden wird. In Bild 35 ist das so erhaltene Temperaturfeld für 120 und 200 U/min wiedergegeben. Bild 36 zeigt den zugehörigen Temperaturanstieg der einzelnen Thermoelemente in Abhängigkeit von der Zeit.

c) Die mittlere Aufwärmung des Arbeitsraumes

Die Temperaturerhöhung der Wände wird sich auf den Temperaturzustand der Ladung auswirken. Entweder wird sich die angesaugte Luft vor Verdichtungsbeginn an den Wänden mehr oder weniger erwärmen, oder es wird wegen der allmählich kleiner werdenden Temperaturdifferenz nach Verdichtungsbeginn der Wärmeübergang an die Wandungen geringer werden, oder beide Einflüsse

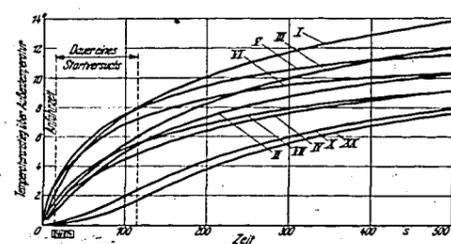


Bild 36. Aufwärmung der inneren Oberfläche des Arbeitsraumes für 120 U/min an den einzelnen Thermoelementen in Abhängigkeit von der Zeit. Außentemperatur $t_A \approx +15^\circ\text{C}$.

werden sich überschneiden. Will man den Einfluß auf die Zylinderladung näherungsweise bestimmen, so wird es, da die Temperaturverteilung der inneren Wandoberfläche wenig unterschiedlich ist, zulässig sein, mit der zeitlich und örtlich mittleren Wandtemperatur während eines Arbeitsspiels zu rechnen. Die Temperaturzuckungen während eines Arbeitsspiels können vernachlässigt werden, da sie den ganzen Anlaßvorgang über die gleiche Amplitude haben (s. Bild 34) und dadurch die Ladung auch während des ganzen Anlaßvorganges in gleicher Weise beeinflussen werden. Der zeitliche Verlauf der örtlich mittleren Temperatur der inneren Zylinderoberfläche, an der der Wärmeaustausch mit der Ladungsluft stattfindet, ergibt sich aus dem dargestellten Temperaturfeld. Die mittlere Temperatur für die Zylinderbuchse, den Kolben und den Zylinderkopf wurde mit Hilfe des Planimeters aus den Temperaturkurven für die einzelnen Zeiten (s. Bild 35) bestimmt.

Bezeichnet man die so gewonnenen zeitlich und örtlich mittleren Temperaturen der Oberfläche des Zylinderkopfes mit θ_1 , des Kolbenbodens mit θ_2 und der Zylinderbuchse mit θ_3 , die entsprechenden Flächen mit F_1 bis F_3 , so ergibt sich als mittlere Temperaturzunahme t_w der gesamten Zylinderoberfläche

$$t_w = \frac{\theta_1 F_1 + \theta_2 F_2 + \theta_3 F_3}{F_1 + F_2 + F_3} \quad [^\circ\text{C}] \quad (32)$$

Bild 37 zeigt die nach Gl. 32 erhaltene zeitlich und örtlich mittlere Aufwärmung der gesamten Zylinderoberfläche für verschiedene Motordrehzahlen. In diesem Bild ist die Temperaturzunahme über die Außentemperatur in Abhängigkeit von der Zeit aufgetragen.

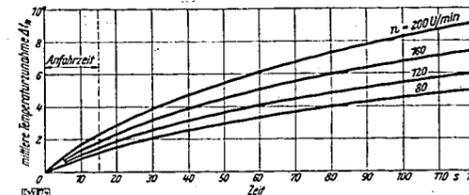


Bild 37. Mittlere Temperaturzunahme der gesamten inneren Oberfläche des Arbeitsraumes abhängig von der Zeit. Außentemperatur $t_A \approx +15^\circ\text{C}$.

5. Die Zunahme des Verdichtungsdruckes

Bei den Anlaßversuchen war in der Regel ein Anwachsen des Verdichtungsdruckes zu beobachten. Bei einer Drehzahl von 120 U/min, bei der die Anlaßversuche durchgeführt wurden, betrug diese Drucksteigerung bei allen Außentemperaturen beim Lanova-Motor etwa 0,4 at vom Augenblick der ersten Einspritzung ab bis etwa zum 30. darauffolgenden Arbeitsspiel. Bei den anderen Versuchsmotoren mit unmittelbarer Strahleinspritzung und Nachkammer stieg der Druck etwa um denselben Betrag an. Nach dem 30. Arbeitsspiel war in den weitaus meisten Fällen eine Drucksteigerung nicht mehr zu bemerken. Da, wie bereits erwähnt, streng unterschieden werden muß, ob die Drucksteigerung durch verschieden starke Lässigkeitsverluste oder durch eine Verbesserung des Polytropenexponenten bewirkt wird, muß versucht werden, die Ursache für diesen Druckanstieg zu finden. Bei den Temperaturmessungen, bei denen kein Kraftstoff eingespritzt wurde, war dieser Druckanstieg nicht zu bemerken, vielmehr blieb der Druck während der ganzen Versuchsdauer von 500 s konstant. Es ist also dadurch einwandfrei nachgewiesen, daß der Druckanstieg beim Anlassen durch die Kraftstoffeinspritzung hervorgerufen wird.

Man kann sich vorstellen, daß durch die Kraftstoffeinspritzung sowohl die Lässigkeitsverluste als auch der Wärmeübergang beeinflusst werden. Einerseits können durch die zusätzliche Schmierung und damit bessere Abdichtung der Lauffläche die Lässigkeitsverluste abfallen, andererseits kann sich durch den an den Wandungen niederschlagenden unverbrannten Kraftstoff eine Ölhaut ausbilden, die den Wärmeübergang verschlechtert und damit den Verdichtungsdruck bei gleicher Lässigkeit verbessert.

Gegen die Annahme, daß die Lässigkeitsverluste sich verringern, spricht die Tatsache, daß unabhängig davon, ob bei einer bestimmten Drehzahl der Verdichtungsdruck zu Beginn der Einspritzung auf Grund verschiedener Lässigkeit z. B. 27 oder 29 atü betrug, der Enddruck durch die Einspritzung immer um den gleichen Betrag von 0,4 at gestiegen ist. Dies war mit großer Regelmäßigkeit der Fall (Bild 38). Wenn sich aber die Lässigkeit verringert, so ist zu erwarten, daß die Drucksteigerung nicht so regelmäßig verläuft und außerdem nicht immer 0,4 at beträgt. Es liegen ja bei einem Verdichtungsdruck von 27 atü zu Beginn des Versuches ganz andere Abdichtungsverhältnisse vor als bei einem Enddruck von 29 atü.

Für die Annahme, daß die Wärmeübergangsverhältnisse von der Ladungsluft an die Wandungen sich verschlechtern, spricht die große Regelmäßigkeit des Druckanstieges. Die Ölhaut wird sich an den Wandungen durch das Aufspritzen des Kraftstoffes immer in gleichem Maße ausbilden. Dies wird besonders beim Kolbenboden und beim Zylinderkopf der Fall sein, da diese Flächen beim Einspritzen unmittelbar von dem Kraftstoffstrahl getroffen werden. Es läßt sich außerdem bei sehr tiefen Außentemperaturen deutlich auf eine Verbesserung des Polytropenexponenten durch den auf die Wände aufgespritzten Kraftstoff schließen.

Geht man mit der Außentemperatur und damit mit der Wandtemperatur so tief, daß der Kraftstoff bereits dickflüssig wird, so wird sich am Kolbenboden und Zylinderkopf allmählich eine dickere Kraftstoffschicht ausbilden und den Wärmeübergang in viel stärkerem Maße beeinflussen, Teil I, Bild 10. Die durchgeführten Anlaßversuche zeigten hierbei ein erheblich verbessertes Anlaßverhalten der Maschinen, das nur auf höhere Verdichtungstemperaturen zurückgeführt werden kann. Bild 24 stellt die Temperatursteigerung des Kolbens bei einem solchen Anlaßversuch dar, der lediglich zur Darstellung des Einflusses des Kraftstoffniederschlags an den Wandungen bei einer Außentemperatur von $-15,6^{\circ}\text{C}$ mit einem Dieselloil der Cetanzahl 46,5 durchgeführt wurde.

Die Aufwärmung des Kolbens ist hier kleiner als bei normalen Anlaßversuchen mit Kraftstoff-einspritzung. Auch lassen die abnehmenden Temperaturzuckungen je Arbeitspiel auf eine Verbesserung des Polytropenexponenten schließen. Es ist dies jedoch kein einwandfreier Beweis, denn durch den aufgespritzten Kraftstoff ist das Thermolement von der gasberührten Oberfläche weiter fortgerückt, und die Temperaturschwingungen werden, begünstigt durch die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Kraftstoffes, beim Erreichen des Elementes bereits stärker abgeklungen sein, als es zu Anfang des Versuches der Fall war.

Ein weiterer Beweis für die Verschlechterung des Wärmeüberganges durch eine an den Wandungen ausgebildete Ölschicht wurde dadurch erbracht, daß in den Versuchszylinder während des Ansaughubes etwa 1 cm^3 Motorenöl durch das Einlaßventil eingebracht wurde. Diese Maßnahme bewirkte eine Steigerung des Verdichtungsdruckes. Durch zahlreiche Versuche wurde nachgewiesen, daß eine Steigerung des Verdichtungsdruckes durch verringerte Lässigkeit um 1 at eine Verbesserung der Anlaßtemperatur für einen bestimmten Kraftstoff von $1,5^{\circ}\text{C}$ zur Folge hat. Die gleiche Drucksteigerung durch das Einbringen von Motorenöl in den Zylinder bewirkte aber eine Verbesserung der Anlaßtemperatur von 3°C , Teil I, Bild 22. Nimmt man näherungsweise einen mittleren Polytropenexponenten von $1,26$ und ein Druckverhältnis von $28,6$ an, so bedeutet das in dem ersten Fall eine Erhöhung der Verdichtungsdrucktemperatur von 3°C und im zweiten Fall eine solche von 6°C . Zwangsläufig muß sich also der Polytropenexponent der Verdichtung verbessert haben.

Es ist also mit großer Wahrscheinlichkeit anzunehmen, daß die bei den Anlaßversuchen regelmäßig beobachtete Drucksteigerung von etwa $0,4\text{ at}$ bei 120 U/min auf eine Änderung der Wärmeübergangsverhältnisse zurückzuführen ist. Die in dem nächsten Abschnitt angestellten Berechnungen rechtfertigen diese Annahme weitgehend.

Bei den Anlaßversuchen mit anderen Motordrehzahlen war zu beachten, daß der Druckanstieg auch hier immer während der ersten 30 Arbeitsspiele nach Beginn der Kraftstoffeinspritzung vor sich ging, schnell abnahm, und nach dem 30. Arbeitspiel in der Regel keinen weiteren Anstieg mehr brachte. In Bild 38 ist der wahrscheinliche Druckverlauf beim Anlassen für die verschiedenen Drehzahlen in Abhängigkeit von der Zeit eingetragen.

6. Die Einflüsse der Aufwärmung und des Verdichtungsdruckes auf die Anlaßdauer

a) Der Einfluß der Aufwärmung auf die Ladung

Wie bereits erwähnt, kann sich die Aufwärmung der Zylinderwände beim Anlassen in zweifacher Art auf den Temperaturzustand der Zylinderladung auswirken; einerseits durch die Aufwärmung der angesaugten Luft vor Beginn der Verdichtung und andererseits durch eine geringere Wärmeabfuhr wegen der kleiner werdenden Temperaturdifferenz zwischen der Luft und den Wandungen.

Bei den Anlaßversuchen ist immer beobachtet worden, daß die Verdichtungsdrucktemperatur auch nach der 30. s noch anwachsen muß, trotzdem der Verdichtungsdruck nicht mehr zunimmt. Nach dem allgemeinen Gasgesetz (Gl. 11) kann aber eine Temperaturzunahme bei konstantem Volumen und konstantem Druck, wie das ja dann der Fall ist, nur noch einsetzen, wenn sich das Ladungsgewicht verringert. Es muß also so sein, daß sich die angesaugte Luft vor Beginn der Verdichtung annähernd auf die Wandtemperatur erwärmt.

Nun soll nachgerechnet werden, wie groß die Wärmeübergangszahl während des Saughubes sein muß, damit sich die angesaugte Luft annähernd auf die mittlere Temperatur der Wandungen aufwärmen kann.

000997

Der Wärmeübergang von den Wandungen an die Luft wird beim Saughub, je nach der Lage der einzelnen am Wärmeübergang beteiligten Flächen, wegen der verschiedenen Luftgeschwindigkeiten in Abhängigkeit vom Ort und von der Zeit sehr verschieden sein. So hat z. B. die Luft im Ventil Sitz bei 120 U/min eine höchste Geschwindigkeit von $22,5\text{ m/s}$ und eine mittlere von $13,3\text{ m/s}$. Man sieht, wie stark sich hier der zeitliche Wert der Wärmeübergangszahl ändern wird. Hierzu kommt noch die große Verschiedenheit der örtlichen Geschwindigkeit der Luft im Zylinder. Da sich die Aufwärmung der angesaugten Luft wegen der unbekanntenen und verwickelten Geschwindigkeitsverteilung im Zylinder nicht schrittweise berechnen läßt, kann man nur die zeitlich mittlere Wärmeübergangszahl für die zeitlich mittlere Oberfläche des Arbeitsraumes ermitteln.

Wird angenommen, daß sich die Luft annähernd auf die Wandtemperatur erwärmt, so ist die von den Wänden übergehende Wärmemenge Q_1 gegeben durch die erforderliche Zunahme des Wärmeinhaltes der Luft:

$$Q_1 = c_p G_a (T_w - T_A) \quad [\text{kcal}] \quad (33).$$

Das Gewicht der Luftladung zu Beginn der Verdichtung ist durch den Liefergrad und den Barometerstand bestimmt. Die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck wird dem Bild 15, die Temperaturzunahme der Wand gegenüber der Außentemperatur dem Bild 37 entnommen.

Die mittlere Wärmeübergangszahl α_m für den Saughub berechnet sich danach zu

$$\alpha_m = \frac{Q_1}{F_m \Delta t \Delta z} \quad [\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}] \quad (34);$$

$$F_m = 4,77 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2.$$

Hierbei bedeutet F_m den zeitlichen Mittelwert der am Wärmeübergang beteiligten Oberfläche, Δt die mittlere Temperaturdifferenz zwischen dieser Oberfläche und der angesaugten Luft und Δz die Zeit, die für den Wärmeaustausch zur Verfügung steht.

Um die kleinste erforderliche Wärmeübergangszahl zu berechnen, soll vereinfachend angenommen werden, daß die Temperatur der Luft zu Beginn der Verdichtung immer gerade soviel $^{\circ}\text{C}$ unter der Wandtemperatur liegt, um wieviel sich die Wände während der 15 s Anfahrzeit, also vor Beginn der ersten Einspritzung, erwärmt haben. Für 120 U/min sind das $1,5^{\circ}\text{C}$. Dann ist näherungsweise die mittlere Temperaturdifferenz

$$\Delta t = (T_{w15} - T_a) + \frac{T_w - T_{w15}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (35);$$

$$T_{w15} = \text{abs. Wandtemperatur nach } 15\text{ s Anfahrzeit.}$$

Berechnet man so die erforderliche mittlere Wärmeübergangszahl, so stellt man zunächst fest, daß diese mit zunehmender Erwärmung anwächst. Für 120 U/min z. B. beträgt sie nach 20 s 57 und am Ende des Anlaßversuches nach 100 s $110\text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$.

Für verschiedene Drehzahlen ergeben sich die größten Wärmeübergangszahlen, die nach 100 Spielen Anlaßdauer erforderlich sind, zu

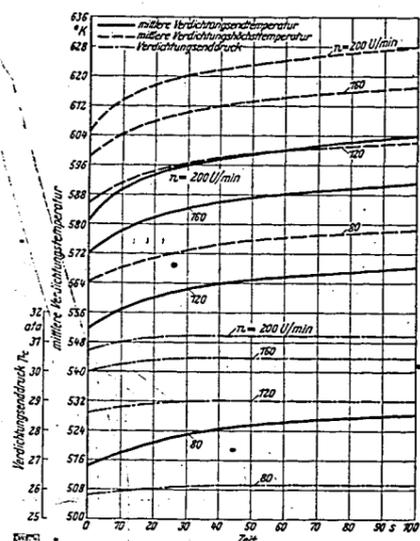
n	80	120	160	200 U/min
α_m	78	110	140	156 kcal/m ² h [°] C.

Bei den durchgeführten Versuchen war es nicht möglich, die Wärmeübergangszahlen für den Saug- und Auspuffhub zu bestimmen. Es müssen daher die mittleren Wärmeübergangszahlen, die in anderen Verbrennungskraftmaschinen und in Luftverdichtern für den Saughub gemessen wurden, zum Vergleich herangezogen werden. Für die Wärmeübergangszahl bei Verbrennungskraftmaschinen und Drehzahlen zwischen 100 und 200 U/min haben für den Saughub gemessen:

Eichelberg	ungefähr $200\text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$	[6, S. 69]	Satzmann	ungefähr $200\text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$	[37, S. 87]
Emele	ungefähr $300\text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$	[7, S. 125]	Hug	ungefähr $200\text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$	[18, S. 38]

Beim zweistufigen Kolbenverdichter für Luft fand Kollmann [22] Wärmeübergangszahlen beim Ansaugen, die sich in der gleichen Größenordnung bewegen.

Diese Zahlen können nicht unmittelbar als Vergleich herangezogen werden, da es sich bei sämtlichen angeführten Verbrennungsmaschinen um größere stationäre Dieselmotoren handelt, von denen die Versuchsmaschinen von Hug und Eichelberg nach dem Zweitakt-, die von Emele und Satzmann nach dem Viertaktverfahren arbeiteten. Außerdem sind alle diese Wärmeübergangszahlen bei im Betrieb befindlichen Maschinen gemessen worden. Sie lassen aber nach ihrer Größenordnung mit größter Wahrscheinlichkeit darauf schließen, daß auch für den Anlaßvorgang bei kalter Maschine die berechneten und oben angegebenen erforderlichen Wärmeübergangszahlen für einen angenäherten Temperaturausgleich zwischen Wand und Luft auftreten und voraussichtlich sogar noch größer sein werden.



Zahlentafel 3. Berechnung der Zunahme der mittleren Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur T_{cm} beim Anlassen in Abhängigkeit von der Zeit für 120 U/min. (Nach Gl. 11 und Gl. 39 berechnet).
 $G_c/G_a = 0,959$

Zeit s	T_a °K	p_c ata	G_c kg·10 ⁻³	T_{cm} °K	V_c m ³ ·10 ⁻³	m'
0	288,2	28,60	1,472	551,1	0,083	1,244
10	289,0	28,78	1,467	556,4	0,083	1,246
20	289,6	28,90	1,463	560,2	0,083	1,247
30	290,2	28,97	1,460	562,9	0,083	1,248
40	290,7	29,0	1,458	564,0	0,083	1,249
50	291,1	29,0	1,456	565,0	0,083	1,249
60	291,5	29,0	1,454	565,6	0,083	1,249
70	291,8	29,0	1,452	566,3	0,083	1,249
80	292,1	29,0	1,451	567,0	0,083	1,249
90	292,4	29,0	1,449	567,4	0,083	1,249
100	292,7	29,0	1,448	567,7	0,083	1,249

Bild 38. Anwachsen der Verdichtungshöhe, der Verdichtungs- und Zylinderwandtemperaturen und des Verdichtungs- enddruckes beim Anlassen mit verschiedenen Drehzahlen in Abhängigkeit von der Zeit.
Außentemperatur $t_A = +15^\circ\text{C}$ (vgl. auch Zahlentafel 3).

b) Die Zunahme der Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur
Nachdem so die Temperatur der Luft bei Beginn der Verdichtung bekannt ist:

$$T_a \approx T_w \quad [^\circ\text{K}] \quad (36)$$

ist auch das Ladungsgewicht bestimmt. Außerdem ist der Verlauf des Verdichtungs- enddruckes in Abhängigkeit von der Anlaßzeit bekannt.

Es läßt sich so nach Gl. 11 die Zunahme der Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur beim Anlassen in Abhängigkeit von der Zeit berechnen. Zahlentafel 3 gibt die Werte für 120 U/min bei einer Außentemperatur von $+15^\circ\text{C}$ und einem reduzierten Barometerstand von 745,5 mm QS wieder.

In Bild 38 ist der Verlauf der Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur und des Verdichtungs- enddruckes eingezeichnet. Aus Bild 14 kann man ersehen, um welchen Betrag die Verdichtungshöhe bei dem Versuchsmotor höher liegt als die Endtemperatur. Diese Differenz wird sich mit der Anlaß- dauer nur wenig ändern, so daß in Bild 38 auch der Verlauf der Höchsttemperatur in Abhängigkeit von der Zeit eingetragen werden konnte.

Für die einzelnen Drehzahlen ergibt sich eine Zunahme der Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur bei einer Anlaßdauer von 100 s wie folgt:

n	80	120	160	200 U/min
ΔT	14,2	16,6	19,0	23 °C.

c) Die Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur bei der ersten Zündung bei verschiedenen Außentemperaturen

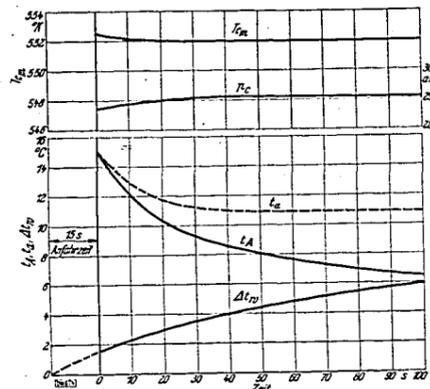
Nach den weiter oben gemachten Berechnungen läßt sich die Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur berechnen, die sich nach Bild 39 für verschiedene Außentemperaturen für die erste Zündung ergibt.

Um die Temperatur zu erhalten, die die Ladung bei verschiedenen Außentemperaturen zu Beginn der Verdichtung hat, muß hier zu der Außentemperatur der Betrag hinzugefügt werden, um den sich die Wandungen seit Beginn des Anlaßversuches erwärmt haben. Hiernach ist

$$T_a = T_A + (T_w - T_{w15}) \quad [^\circ\text{K}] \quad (37)$$

In Bild 39 ist der Verlauf der Außentemperatur, der sich bei den Anlaßversuchen, abhängig von der Zeit, für die erste Zündung ergeben hat, sowie die mittlere Wandtemperaturzunahme, ebenfalls abhängig von der Zeit, eingezeichnet. Aus diesen beiden Kurven läßt sich durch Addition die Temperatur der Ladung zu Beginn der Verdichtung für alle Außentemperaturen und Zeiten ermitteln. Da auch die Veränderlichkeit des Verdichtungs- enddruckes während des Anlassens bekannt ist, läßt sich für alle Zeiten die Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur berechnen.

Man erhält das interessante Ergebnis, daß für das Arbeitsspiel, bei dem die erste Zündung auftritt, immer derselbe Temperaturzustand der Ladung vorherrscht. Lediglich während der ersten 15 s des Anlassens fällt die Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur



Zahlentafel 4. Zahlenwerte zu Bild 39 nach Gl. 11 berechnet (120 U/min).
 $G_c/G_a = 0,959$

Zeit s	T_a °K	p_c ata	G_c kg·10 ⁻³	V_c m ³ ·10 ⁻³	T_{cm} °K
0	288,2	28,70	1,472	0,083	552,6
10	286,1	28,88	1,484	0,083	552,2
20	285,0	28,99	1,490	0,083	552,0
30	284,4	29,06	1,493	0,083	552,0
40	284,2	29,09	1,494	0,083	552,0
50	284,1	29,10	1,495	0,083	552,0
60	284,1	29,10	1,495	0,083	552,0
70	284,1	29,10	1,495	0,083	552,0
80	284,1	29,10	1,495	0,083	552,0
90	284,1	29,10	1,495	0,083	552,0
100	284,1	29,10	1,495	0,083	552,0

Bild 39. Außentemperatur t_A , mittlere Zunahme Δt_c der Zylinderwandtemperatur, Temperatur der Ladung zu Beginn t_w und am Ende T_{cm} der Verdichtung und Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur p_c bei der ersten Zündung in Abhängigkeit von der Zeit für 120 U/min (vgl. auch Zahlentafel 4).

etwas ab. Der Grund kann darin zu suchen sein, daß sich mit steigendem Druck und gleicher Temperatur der Zündverzögerung eines bestimmten Kraftstoffes verkürzt (siehe Bild 39). Zahlentafel 4 gibt die Werte für 120 U/min wieder.

Das Ergebnis dieser Berechnungen rechtfertigt die Annahmen, die auf Seite 68 und 69 gemacht worden sind. Es waren dies die Annahmen, daß einerseits die Zunahme des Verdichtungs- enddruckes auf eine Verbesserung des Polytropenexponenten zurückzuführen ist, andererseits aber die Aufwärmung der Wandungen den Polytropenexponenten nicht beeinflusst, sondern lediglich das Ladungs- gewicht vermindert.

Da die Anlaßversuche bei 120 U/min durchgeführt worden sind, ist nur die mittlere Kurve für die Abhängigkeit der Anlaßzeit von der Außentemperatur für diese Drehzahl bekannt. Diese Abhän- gigkeit läßt sich jedoch auf Grund der Erkenntnis, daß der eingespritzte Kraftstoff immer bei dem-

Bild 40 (unten). Anlaßdauer in s abhängig von der Außentemperatur bei verschiedenen Drehzahlen.

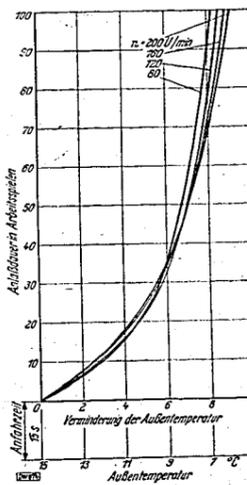
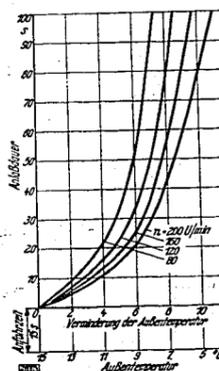
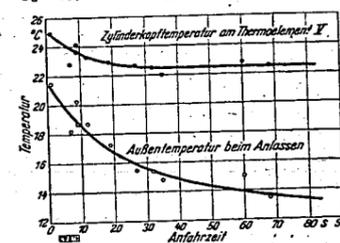


Bild 41. Anlaßdauer in Arbeitsspielen abhängig von der Außentemperatur für verschiedene Drehzahlen.

Bild 42. Außentemperatur und Temperatur des Zylinderkopfes am Thermoelement V bei der ersten Zündung in Abhängigkeit von der Anlaßzeit bei 120 U/min.
Kraftstoff: Krackgasöl + 1,5 Vol-% Amylnitrat;
 $C_a = 38$; Verdichtungs- und Zylinderwandtemperatur $p_c = 29,0$ ath.



selben Temperaturzustand der Ladung zur Entzündung kommt, und mit Hilfe der gemessenen mittleren Wandtemperatur auch für die anderen Drehzahlen berechnen.

Aus Bild 40 ist zu ersehen, daß bei gleicher Anlaßdauer mit steigender Drehzahl die für das Einsetzen der Zündung erforderliche Außentemperatur immer kleiner wird. Es wird also, abgesehen von der ohnehin schon höher liegenden Verdichtungsendtemperatur bei höheren Drehzahlen, von Vorteil sein, den Motor möglichst rasch durchzudrehen. Es liegt dies in der stärkeren Wandaufwärmung und in dem stärkeren Anwachsen des Enddruckes begründet. Bild 41 zeigt, daß für eine bestimmte Anzahl von Arbeitsspielen die Verminderung der Außentemperatur für gleiches Anlaßverhalten für alle Drehzahlen annähernd dieselbe ist. Lediglich bei großer Spielzahl zeigt sich eine stärkere Abnahme der Außentemperatur mit steigender Drehzahl.

Temperaturmessungen der Wandungen im Augenblick der ersten Zündung, die während der Anlaßversuche vorgenommen wurden, bestätigen die angestellten Berechnungen. Bild 42 zeigt die Außentemperatur beim Anlassen sowie die Zylinderkopftemperatur am Thermolement V im Augenblick der ersten Zündung in Abhängigkeit von der Anlaßzeit. Bei den Berechnungen ist die Annahme gemacht worden, daß die Ladungstemperatur zu Beginn der Verdichtung angenähert die mittlere Temperatur der Wandungen erreicht. Tatsächlich zeigt die Temperaturkurve für das Thermolement V denselben Verlauf, der sich rechnerisch auf Bild 39 für die Temperatur der Ladung zu Beginn der Verdichtung ergeben hat.

d) Die Verbesserung des mittleren Polytropenexponenten mit der Anlaßdauer und die Verdichtungshöchsttemperatur

Die Verbesserung des mittleren Polytropenexponenten, die durch das Anwachsen des Temperaturzustandes der Ladung mit der Anlaßdauer eintritt, ist nur geringfügig. Aus der Polytropengleichung

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{m'-1}{m'}} \quad (38)$$

errechnet man m' zu

$$m' = \frac{1}{1 - \frac{\lg(T_c/T_a)}{\lg(p_c/p_a)}} \quad (39)$$

Danach beträgt der mittlere Exponent für die polytropische Verdichtung m'_k , der auch die Lässigkeitsverluste berücksichtigt, jeweils nach der 1. und 100. s eines Anlaßversuches für

n	80	120	160	200 U/min
nach 1 s: m'_k	1,218	1,244	1,255	1,258
nach 100 s: m'_k	1,223	1,249	1,262	1,266

Mit diesen Polytropenexponenten (siehe auch Zahlentafel 3) läßt sich jedoch nur die mittlere Temperatur der Ladung im oberen Totpunkt berechnen. Über die auftretende zeitliche und örtliche Höchsttemperatur der Ladung besagt dieser Polytropenexponent nichts. Wenn auch wegen der Abkühlung der Luft im Spalt und im Anlaßspeicher die Temperatur im Hauptverdichtungsraum höher liegt als die mittlere berechnete Endtemperatur, so wird der Temperaturhöchstwert im Hauptverdichtungsraum wahrscheinlich doch noch vor dem oberen Totpunkt liegen. Die folgenden Berechnungen sollen dies für 126 U/min beweisen.

Im oberen Totpunkt befinden sich 8,1% der Ladung im Spalt, 5,4% im Anlaßspeicher und 86,5% im Hauptverdichtungsraum. Die Temperatur im Spalt wird nach S. 58 mit 328° K und im Anlaßspeicher nach den Messungen von *Schaub* (Teil II, Bild 18) mit 538° K angenommen. Der Verdichtungsdruck beträgt 28,6 ata. Danach ergibt sich für den oberen Totpunkt die Temperatur im Hauptverdichtungsraum zu 584° K. Die Mischungstemperatur für den gesamten Verdichtungsraum ist aber schon bei einer Kolbenstellung von 15° KW vor o. T. 587° K. Außerdem wird der Höchstwert der Temperatur im Hauptraum nicht gerade mit dem Höchstwert der mittleren Temperatur des gesamten Verdichtungsraumes zusammenfallen. Damit wird die Höchsttemperatur im Hauptverdichtungsraum sicher höher als 587° K sein und vor dem oberen Totpunkt liegen.

Ein Vergleich der mittleren Höchsttemperatur im Verdichtungsraum von 587° K bei 120 U/min zeigt eine gute Übereinstimmung mit den von *Schaub* (Teil II, Bild 18) durchgeführten Messungen. *Schaub* hat bei derselben Drehzahl in der Mitte des Haupttraumes eine Höchsttemperatur von 620° K gemessen. Da die Temperatur von 587° K für die 15. s der Anfahrzeit berechnet worden ist, wird die mittlere Höchsttemperatur im Hauptraum nach 5 min Anfahrzeit, nach denen *Schaub* die Messungen durchgeführt hat — entsprechend einer Aufwärmung der Wände bis zu dieser Zeit von 10° C —, um etwa 20° C höher liegen, also ungefähr bei 607° K. Die noch vorhandene Differenz der Höchsttemperatur von 13° C erklärt sich daraus, daß der berechnete Wert von 607° K den Mittelwert über den

gesamten Verdichtungsraum darstellt, wogegen die Temperatur von 620° K von *Schaub* in der Mitte desselben gemessen worden ist.

Schaub hat für die aus dem Verdichtungsdruck und dem Ladungsgewicht berechneten mittleren Verdichtungsendtemperaturen Werte gefunden, die genau in der Mitte zwischen seinen Meßwerten im Hauptverdichtungsraum und im Anlaßspeicher liegen. Da jedoch der Anlaßspeicher nur 5,4% des Volumens des Hauptverdichtungsraumes ausmacht, liegen die berechneten mittleren Temperaturen zu tief. Berücksichtigt man nun bei diesen Berechnungen, daß der Höchstwert der mittleren Temperaturen (Bild 14) erheblich vor dem oberen Totpunkt und auch viel höher liegt, so ergibt sich bei *Schaub* eine wesentlich bessere Übereinstimmung mit den gemessenen Höchsttemperaturen.

Schaub hat bei der Berechnung der mittleren Gastemperatur mit einem Liefergrad η_L von 0,90 bis 0,93 gerechnet. Nach dem Beginn des Druckanstiegs der Schwachfederdiagramme ergibt sich aber für den betrachteten Drehzahlbereich ein Liefergrad von 0,97 bis 0,975. Die Messungen von *Schaub* wurden immer nach einer Anfahrzeit von 5 min aufgenommen. Bis dahin haben sich aber die Zylinderwände im Mittel um etwa 10° C erwärmt. Dies entspricht nach S. 69 einer Verringerung des Ladungsgewichtes gegenüber dem von *Schaub* für die Außentemperatur bestimmten von rd. 4%. Der zu klein angenommene Liefergrad wird also durch die Aufheizung der Ladung vor Beginn der Verdichtung weitgehend richtige Ergebnisse zur Folge haben.

Bei der Berechnung des mittleren Polytropenexponenten hat *Schaub* entsprechend dem Liefergrad von 0,93 mit einem effektiven Verdichtungsverhältnis von

$$\epsilon_e = 1:13,34$$

gerechnet. Dem aus dem Schwachfederdiagramm ermittelten Liefergrad von 0,975 entsprechend wird das effektive Verdichtungsverhältnis mit

$$\epsilon_e = 1:14,8$$

richtiger gewählt sein. Danach sind aber die von *Schaub* berechneten mittleren Polytropenexponenten sowohl für die mittlere berechnete Temperatur des gesamten Verdichtungsraumes als auch für die gemessenen Höchsttemperaturen im Hauptverdichtungsraum etwas zu groß.

7. Die Wärmebilanz

Zur Bestätigung der Berechnungen und Messungen soll die berechnete abgeführte und die vom Motor aufgenommene Wärmemenge in Vergleich gesetzt werden.

Am genauesten läßt sich dieser Vergleich anstellen, wenn mit Hilfe von Temperaturmessungen der Wärmefluß an allen Stellen der Oberfläche des Arbeitsraumes bestimmt werden kann. Wie jedoch bereits auf Seite 51 erwähnt, konnten diese Messungen nicht mit genügender Genauigkeit durchgeführt werden. Auch der näherungsweise Bestimmung des Wärmeflusses durch Messung des Temperaturabfalles in den Wänden setzen sich große Schwierigkeiten entgegen. Abgesehen davon, daß der Temperaturabfall in den Wänden bei nicht stationärem Temperaturzustand nicht linear verläuft, wird es schwer sein, die beiden Thermolemente, mit denen der Temperaturabfall gemessen werden soll, so anzuordnen, daß sie in die Richtung des Wärmestromes fallen. Dieser verläuft ja nicht senkrecht zur Oberfläche, sondern wird von dieser Richtung durch die Gestalt der Wände und die Werkstoffanhäufungen mehr oder weniger abweichen.

Messungen der Temperaturdifferenz an jeweils zwei sich gegenüberliegenden Thermolementen (z. B. III und XIII) bestätigten diese Erwartungen. Sie stimmten zwar der Größenordnung nach mit den vorausberechneten Temperaturdifferenzen überein, ließen jedoch eine auch nur annähernd genaue Bestimmung des Wärmeflusses nicht zu.

Es kann daher ein Vergleich der abgeführten und der im Motor gespeicherten Wärme nur näherungsweise durch kalorimetrische Messungen vorgenommen werden. Hierbei wurde die Zunahme des Wärmehaltes des Motors nach einer Anfahrzeit von 500 s gemessen und mit der berechneten abgeführten Verdichtungswärme verglichen.

Aus dem Indikatorgramm ergab sich nur die für den Verdichtungs- und Ausdehnungshub vom Motor aufgenommene Wärme Q_2 und Q_3 . Die für den Ausschub- und Ansaughub Q_4 und Q_1 vom Motor an die Ladung abgegebene Wärme muß erst berechnet werden.

Für den Ausschubhub geschieht das näherungsweise mit Hilfe von wahrscheinlichen Mittelwerten der Wärmeübergangszahlen und Temperaturdifferenzen, auf die man aus dem Temperaturverlauf und dem Verlauf der Wärmeübergangszahl für die Expansion schließen kann.

Zahlentafel 5. Von den Zylinderwänden während des Ausschubhubes an die Ladung abgegebene Wärme Q_4 (nach Gl. 38 berechnet).

n U/min	t_m °C	α_m kcal/m ² h°C	F_m m ²	z h	Q_4 kcal
86	30	50	$4,77 \cdot 10^{-2}$	$0,09 \cdot 10^{-2}$	$0,09 \cdot 10^{-2}$
126	28	80	$4,77 \cdot 10^{-2}$	$0,61 \cdot 10^{-2}$	$0,71 \cdot 10^{-2}$
169	14	100	$4,77 \cdot 10^{-2}$	$4,93 \cdot 10^{-2}$	$0,33 \cdot 10^{-2}$
198	5	115	$4,77 \cdot 10^{-2}$	$4,21 \cdot 10^{-2}$	$0,11 \cdot 10^{-2}$

Zahlentafel 6. Für ein Arbeitsspiel in den Wänden gespeicherte Wärmemenge Q.

n U/min	$Q_4 + Q_5$ kcal	Q_4 kcal	Q_5 kcal	Q kcal
86	$6,93 \cdot 10^{-2}$	$-0,69 \cdot 10^{-2}$	$-0,07 \cdot 10^{-2}$	$6,17 \cdot 10^{-2}$
126	$6,36 \cdot 10^{-2}$	$-0,71 \cdot 10^{-2}$	$-0,09 \cdot 10^{-2}$	$5,56 \cdot 10^{-2}$
169	$5,43 \cdot 10^{-2}$	$-0,33 \cdot 10^{-2}$	$-0,10 \cdot 10^{-2}$	$5,00 \cdot 10^{-2}$
198	$5,03 \cdot 10^{-2}$	$-0,11 \cdot 10^{-2}$	$-0,12 \cdot 10^{-2}$	$4,80 \cdot 10^{-2}$

$$Q_4 = \alpha_m F_m t_m z \quad [\text{kcal}] \quad (38).$$

Die Werte zu Gl. 38 sind für die einzelnen Drehzahlen in Zahlentafel 5 zusammengestellt.

Für den Ansaughub läßt sich die abgegebene Wärmemenge auf Grund der angenäherten Temperaturgleichheit der angesaugten Luft und der mittleren Wandtemperatur berechnen. Sie beträgt z. B. für das 40. Spiel für

n	86	126	169	198	U/min
Q_4	$0,07 \cdot 10^{-2}$	$0,09 \cdot 10^{-2}$	$0,10 \cdot 10^{-2}$	$0,12 \cdot 10^{-2}$	kcal.

Die von der Wand an die Ladungsluft abgegebene Wärme ändert sich natürlich in geringem Maße mit der mittleren Wandtemperatur; bei der Aufstellung der Wärmebilanz genügt es, wenn mit den mittleren Werten gerechnet wird.

Die für das ganze Arbeitsspiel in den Wänden gespeicherte Wärmemenge ist in Zahlentafel 6 wiedergegeben.

Die Vergleichsrechnung der vom Motor aufgenommenen Wärme und der Zunahme des Wärmeinhaltes des Motors soll wieder für 120 U/min bei einer Außentemperatur von $+15^\circ\text{C}$ durchgeführt werden.

Die bei 120 U/min je Arbeitsspiel in die Wände übergehende Verdichtungswärme ergibt sich aus Zahlentafel 6 durch Interpolation zu $5,65 \cdot 10^{-2}$ kcal. Die durch Reibung erzeugte Wärmemenge muß gemäß den ohne Verdichtung aufgenommenen Temperaturkurven geschätzt werden. Die Aufwärmung der Zylinderbuchse und des Kolbens war ohne Verdichtung bei einer Außentemperatur von $+15^\circ\text{C}$ immer etwa halb so groß wie mit Verdichtung. Es wird also in erster Annäherung ebensoviel Wärme durch die Verdichtung wie durch die Reibung an die Buchse und den Kolben übergehen. Von der Verdichtungswärme gehen 75% bei einer Kolbenstellung zwischen 15° vor und 15° nach o. T. über. Entsprechend den anteiligen Flächen heißt das, daß von der gesamten Verdichtungswärme etwa 39% von dem Kolben und der Zylinderbuchse aufgenommen werden. In erster Annäherung werden damit durch Reibung 11 kcal in 500 s erzeugt. Es ist dabei noch nicht berücksichtigt, daß die Reibungswärme bei Verdichtung durch den höheren Anpreßdruck der Kolbenringe höher sein wird als die ohne Verdichtung. Da es jedoch nicht bekannt ist, um welchen Hundertsatz sich die Reibungswärme bei Verdichtung erhöht, muß diese vorläufig außer Betracht bleiben.

Damit gehen insgesamt an Verdichtungs- und Reibungswärme in 500 s 39,25 kcal in den Motor über.

Um zu messen, welche Wärmemenge sich bei einem Anfahrversuch von 500 s Dauer im Motor speichert, wurden die folgenden Versuche unternommen. Genau nach 500 s wurde die Maschine angehalten. Danach wurde der Temperaturabfall der einzelnen Thermoelemente gemessen. Nach etwa 10 bis 12 min war die Temperatur soweit ausgeglichen, daß alle Thermoelemente in den Wänden und im Kühlwasser annähernd die gleiche Temperatur zeigten. Bei 120 U/min lag diese Temperatur immer um etwa $1,8$ bis $1,9^\circ\text{C}$ über der Außentemperatur.

Der Wärmewert der bei der Aufwärmung in Frage kommenden Maschinenteile und des Kühlwassers ist berechnet worden und ergibt sich im einzelnen aus der folgenden Zusammenstellung:

Wärmewert des Kühlwassers im Zylinderkopf und -block	11,03 kcal/°C
Wärmewert des Zylinderkopfes	3,20 kcal/°C
Wärmewert des Kolbens und Kolbenbolzens	0,44 kcal/°C
Ungefäher Wärmewert der Zylinderbuchse und des anteiligen Gehäuses	5,00 kcal/°C
Gesamter Wärmewert	19,67 kcal/°C.

Für die vom Motor in 500 s aufgenommene Wärmemenge wurden 39,25 kcal berechnet. Diese Wärmemenge entspricht einer Aufwärmung der anteiligen Maschinenteile und des Kühlwassers von 2°C . Gemessen wurden aber immer $1,8$ bis $1,9^\circ\text{C}$. Es ergibt sich also eine gute Übereinstimmung bei dieser überschläglichen Berechnung. Für die anderen Drehzahlen ist die Übereinstimmung entsprechend.

In Zahlentafel 6 wurden die für die einzelnen Drehzahlen im Motor gespeicherten Wärmemengen zusammengestellt. Damit läßt sich für diese Drehzahlen der mittlere Wärmefluß \bar{Q} für die zeitlich und örtlich mittlere Oberfläche des Arbeitsraumes berechnen. Er beträgt für

n	86	126	169	198	U/min
\bar{Q}	3230	4410	5320	5980	kcal/m ² h.

Da die mittlere Aufwärmung der gesamten Oberfläche des Arbeitsraumes bekannt ist, läßt sich die Aufwärmung in Abhängigkeit vom Wärmefluß darstellen, wie dies in Bild 43 geschehen ist.

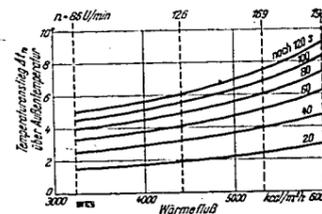


Bild 43. Mittlere Aufwärmung der inneren Oberfläche des gesamten Arbeitsraumes in Abhängigkeit vom Wärmefluß zu verschiedenen Zeiten. Außentemperatur $t_A \approx +15^\circ\text{C}$.

8. Kritik der Versuchsergebnisse

Die Untersuchungen waren nur möglich in Verbindung mit den Anlaßversuchen, die vor und während dieser Untersuchungen durchgeführt worden sind. Besonders die mittlere Abhängigkeit der Anlaßdauer von der Außentemperatur für einen bestimmten Kraftstoff ließ sich nur durch die zahlreichen Anlaßversuche — es sind insgesamt an vier Fahrzeugdieselmotoren annähernd 2000 Anlaßversuche durchgeführt worden — nachweisen.

Beim Anlassen eines Fahrzeugdieselmotors im einzelnen wird natürlich sein Verhalten nicht unbedingt den angestellten Berechnungen folgen. Es liegt in der Natur des Startvorganges, daß sich vielfach die Verhältnisse — wie z. B. der Schmierzustand, die Lässigkeit und der Grad der Verschmutzung der Oberfläche des Verdichtungsraumes — von einem zum anderen Mal in unberechenbarer Weise ändern werden. Da aber bei den Berechnungen Mittelwerte aus vielen solchen Versuchen herangezogen worden sind, sind die Ergebnisse als Mittelwerte auch unbedingt richtig.

Bei der Aufnahme der Indikatordiagramme war die große Luftfeuchtigkeit von erheblichem Nachteil. Namentlich bei der Ermittlung der Wärmeübergangszahl für die Expansion machte sich dieser Umstand störend bemerkbar. Die große relative Feuchtigkeit der Luft ist darauf zurückzuführen, daß durch den häufigen erforderlichen Temperaturwechsel im Kältetunnel sämtliche Wände des Raumes innen feucht waren. Ihr störender Einfluß ist erst hinterher beim Auswerten der Diagramme bemerkt worden. Da besonders die Wärmeübergangsverhältnisse, die bei der Verdichtung vorliegen, von Interesse sind, konnte auf eine Wiederholung der Aufnahme der Indikatordiagramme bei trockener Luft verzichtet werden.

Die Temperaturmessungen und das daraus gebildete mittlere Temperaturfeld des gesamten Arbeitsraumes sind nur für das verwendete Öl richtig. Bei der Verwendung von Motorenöl mit anderer Zähigkeit wird sich die Aufwärmung durch die verschiedene Reibungswärme etwas ändern. Bei den Versuchen aber kam es darauf an, dasselbe Öl zu verwenden, wie das bei den Anlaßversuchen der Fall war. Diese Bedingung ist erfüllt worden; es kam in beiden Fällen Mobilöl „Aretic“ zur Verwendung.

Rechnerisch wurde nachgewiesen, daß während des Saughubes eine annähernde Aufheizung der Luft auf Wandtemperatur wahrscheinlich ist. Dabei muß natürlich berücksichtigt werden, daß dieser Aufheizung Grenzen gesetzt sind sowohl durch die Drehzahl als auch durch die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Luft. Wird die Drehzahl oder auch die Temperaturdifferenz zu groß, so wird die Wärmeübergangszahl nicht mehr ausreichen, um eine annähernde Temperaturgleichheit zwischen Wand und Luft zu bewirken.

9. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit hatte als Hauptziel, den Zusammenhang zwischen Anlaßdauer beim Kaltstart eines Fahrzeug-Dieselmotors und der Außentemperatur zu klären, namentlich hinsichtlich der dabei auftretenden thermodynamischen Vorgänge. Die theoretischen Überlegungen fußen dabei auf den Versuchen, die an mehreren Fahrzeug-Dieselmotoren in der Kältekammer vorgenommen

worden waren. Der Aufbau dieser Motoren, das Versuchsverfahren und die notwendigen Temperaturmessungen der Zylinderwände werden eingehend beschrieben.

Ausgehend von den schon vorliegenden Versuchen über die Abhängigkeit der Zündwilligkeit eines Kraftstoffes von den äußeren Betriebsbedingungen beim Kaltstart (z. B. Außentemperatur, Drehzahl, Verdichtungsdruck usw.) wurde der bei diesen Anlaufversuchen im Zylinder auftretende Wärmeübergang zwischen Gas und Wand eingehend untersucht. Die Wärmeübergangszahlen konnten mit Hilfe genauer Indikatorgramme und der von Schaub (Teil II, S. 29) bestimmten Lässigkeitsverluste für alle Kolbenstellungen während des Verdichtungs- und Ausdehnungsvorganges ermittelt werden. Die Ermittlung erfolgte nach Berechnung von Hilfsgrößen auf graphischem Wege.

Als auffallendes Ergebnis zeigte sich hierbei der große Einfluß des engen Spaltes zwischen Kolben und Zylinderkopf in der Nähe des oberen Totpunktes auf den Wärmeübergang sowie der Einfluß der im Verlauf des Ausdehnungshubes eintretenden Kondensation des Wasserdampfes der Ansaugluft auf die Wärmeübergangszahl und den Wärmeinhalt des arbeitenden Gases.

Die ermittelten Wärmeübergangszahlen erwiesen sich für das Kaltanlassen eines Fahrzeug-Dieselmotors als etwa fünfmal so groß wie die für gleiche Betriebsbedingungen nach den Angaben von Nupelt [32] berechneten Werte. Diese Unterschiede sind mit Wahrscheinlichkeit auf die kleinen Abmessungen der Versuchsmaschine und auch darauf zurückzuführen, daß es sich in dem vorliegenden Falle um das Kaltanlassen und nicht um den betriebswarmen Zustand handelt.

Für den Gaswechselforgang ist folgendes wichtige Ergebnis ermittelt worden. Die Rechnungen lassen mit großer Wahrscheinlichkeit erkennen, daß die Ladung bei den im praktischen Betrieb auftretenden Temperaturdifferenzen zwischen der angesaugten Luft und den Zylinderwänden während des Ansaugvorganges angenähert die Temperatur der Wände annimmt. Dies läßt sich mit Hilfe der bei anderen Untersuchungen ermittelten Wärmeübergangszahlen beim Ansaugvorgang von Verbrennungsmotoren mit großer Sicherheit nachweisen.

Weitere Betrachtungen sind dem Studium der Aufwärmung der Zylinderwandungen während des Anlassens gewidmet, und zwar für die Drehzahlen von 80 bis 200 U/min. An Hand ausgedehnter Temperaturmessungen mit 22 eingebauten Thermolementen konnte die zeitlich und örtlich mittlere Aufwärmung der Zylinderwände, d. h. die Temperaturzunahme gegenüber der Außentemperatur in Abhängigkeit von der Anlaufdauer ermittelt werden.

Da die angesaugte Luft während des Gaswechselforganges die Temperatur der Wände mit großer Annäherung annimmt, konnte ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen der Anlaufdauer bis zur ersten Zündung und der Außentemperatur als weiteres wichtiges Ergebnis aufgezeigt werden. Hierbei wurde nachgewiesen, daß durch anhaltendes Durchdrehen eines Fahrzeug-Dieselmotors infolge der immer größer werdenden Aufwärmung der Zylinderwände eine Verbesserung der Selbstzündungsbedingungen bewirkt wird. Es ist also falsch, beim Kaltanlassen eines Fahrzeug-Dieselmotors den Motor durch mehrere hintereinander folgende Startversuche in Gang setzen zu wollen; vielmehr wird man, wenn überhaupt ein Zünden bei der gegebenen Außentemperatur möglich ist, durch ein einmaliges lang anhaltendes Anlassen am schnellsten die Selbstzündungsbedingungen erreichen, da die hierzu notwendige Aufwärmung der Zylinderwandungen nicht unterbrochen wird.

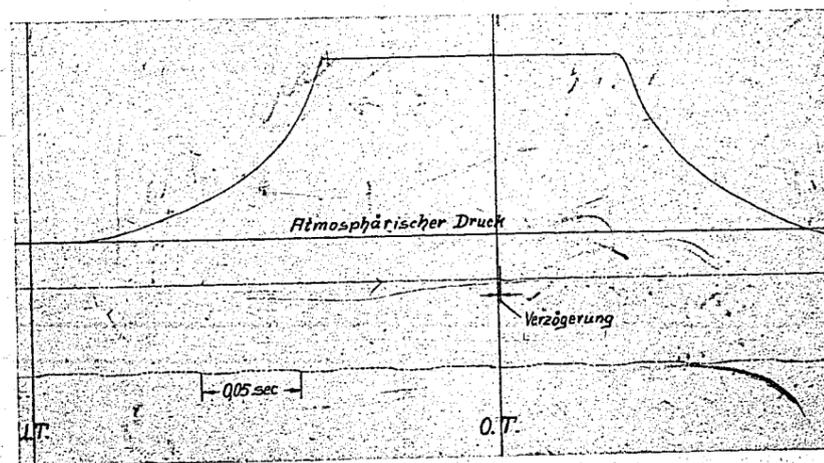
An Hand der Temperaturaufnahmen ist gezeigt worden, wie schnell bei einer Unterbrechung des Anlaufvorganges die in den Wänden aufgespeicherte Wärme wieder abfließt. Die Notwendigkeit dieses geschilderten Anlaufvorganges für eine Fahrzeug-Dieselmotoren steht, wie hier bemerkt sei, in Gegensatz zu den Forderungen des Kaltanlassens eines Fahrzeug-Ottomotors mit Benzin. Bei diesem ist es zweckmäßiger, den Startvorgang nicht zu lange auszudehnen, sondern vielmehr zu unterbrechen, um dem durch den Vergaser in das Ansaugsystem und die Zylinder eingetretenen Kraftstoff die erforderliche Zeit zum Verdampfen zu geben.

Mit Hilfe der Aufwärmkurven wurde nachgewiesen, daß eine Zündung immer dann einsetzt, wenn für einen gegebenen Kraftstoff und eine gegebene Drehzahl dieselbe Verdichtungs- und Temperatur erreicht wird — einerlei, wie groß die Außentemperatur ist — und daß es eben bei verschiedenen Außentemperaturen erforderlich ist, den Motor verschieden lange anzulassen. Dieser Beweis konnte mit Hilfe der Anlaufkurven, die die Abhängigkeit der Anlaufzeit von der Außentemperatur für einen gegebenen Kraftstoff anzeigen, geführt werden.

Diese Feststellung stimmt mit den bisherigen Erkenntnissen überein, die besagen, daß bei einem durch die Drehzahl festgelegten Zündverzögerung und Verdichtungsdruck ein ganz bestimmter Temperaturzustand der Ladung für das Einsetzen der ersten Zündung erreicht werden muß.

10. Übersicht der benutzten Formelgrößen

$A = \frac{1}{427}$	[kcal/mkg]	mechanisches Wärmeäquivalent	T	[° K]	absolute Temperatur
b	[mm QS]	Barometerstand	T_a	[° K]	absolute Ladungstemperatur zu Beginn der Verdichtung
c_m	[m/s]	mittlere Kolbengeschwindigkeit	T_a'	[° K]	absolute Außentemperatur
c_p	[kcal/kg°C]	wahre spezifische Wärme bei unveränderlichem Druck	T_w	[° K]	absolute Zylinderwandtemperatur
c_v	[kcal/kg°C]	wahre spezifische Wärme bei unveränderlichem Volumen	U	[kcal]	innere Energie
c_{vm}	[kcal/kg°C]	mittlere spezifische Wärme bei unveränderlichem Volumen	V	[m³]	augenblicklicher Zylinderinhalt
D	[mm]	Zylinderbohrung	V_H	[cm³]	Hubraum
F	[m²]	augenblickliche Oberfläche des Verbrennungsraumes	V_c	[cm³]	Verdichtungsraum (Kleinstwert des Verbrennungsraumes)
G	[kg]	augenblickliches Ladungsgewicht	x	[mm]	Kolbenweg vom oberen Totpunkt
G_e	[kg]	Ladungsverlust	x'	[kg/kg]	Wasserdampfgehalt der Luft
L	[mkg]	äußere Arbeit	x''	[kg/kg]	Wasserdampfgehalt der Luft bei Sättigung
m	[—]	Exponent der Polytropen	z	[h]	Zeit
m'	[—]	scheinbarer Exponent der Polytropen, wie er sich mit den Lässigkeitsverlusten ergibt	α	[kcal/m³h°C]	Wärmeübergangszahl
n	[U/min]	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle	$\epsilon = \frac{V_c}{V_H + V_c}$	[—]	Verdichtungsverhältnis
p	[kg/cm²]	absoluter Druck der Zylinderladung	η_v	[—]	volumetrischer Liefergrad
P	[kg/m²]	an die Zylinderwände abgeführte Verdichtungswärme	κ	[—]	Exponent der Adiabaten
Q	[kcal]	Wärmefuß durch die Zylinderwände	λ	[kcal/mh°C]	Stangenverhältnis
Q_c	[kcal/m³h]	Gaskonstante	λ'	[kcal/mh°C]	Wärmeleitfähigkeit
R	[mkg/kg°C]	Kolbenhub	ϕ	[—]	relative Luftfeuchtigkeit
s	[° C]	Temperatur	ϕ_{max}	[—]	bezieht sich auf den Beginn des Druckanstiegs im Zylinder
t	[—]	—	Index _c	[—]	bezieht sich auf den oberen Totpunkt (Verdichtungsende)
			Index _{sp}	[—]	bezieht sich auf den Zwischenraum zwischen Zylinderkopf und Kolben gebildeten Spalte



Ausschnitt aus dem Originaldiagramm, nach dem Bild 9 (S. 52) gezeichnet wurde, in natürlicher Größe.

Schriftumsverzeichnis

- [1] *Boerlage, G. D. und J. J. Broeze*: Zündung und Verbrennung im Dieselmotor — VDI-Forsch.-Heft 366, Berlin: VDI-Verlag 1934, S. 6/13.
- [2] *ten Bosch, M.*: Die Wärmeübertragung. Ein Lehr- und Nachschlagewerk für den praktischen Gebrauch, 3. Aufl. — Berlin: J. Springer 1936.
- [3] *Breves, L.*: Die Fortpflanzung der Verbrennung im Dieselmotor — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 6 (1935) S. 1/13; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VI, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 37/45.
- [4] *Dreyhaupt, F.*: Vorgänge im Brennraum beim Lanova-Dieselmotor — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 9 (1938) S. 1/13; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VII, Berlin: VDI-Verlag 1938, S. 45/57.
- [5] *Eichelberg, G.*: Temperaturverlauf und Wärmespannungen in Verbrennungsmotoren — VDI-Forsch.-Heft 263, Berlin: VDI-Verlag 1923.
- [6] *Eichelberg, G.*: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragung im Dieselmotor — VDI-Forsch.-Heft 300, Berlin: VDI-Verlag 1928, S. 61/66.
- [7] *Emele, G.*: Temperaturverteilung und Wärmeübergang bei Kolben von Verbrennungskraftmaschinen — Diss. T. H. Karlsruhe 1931.
- [8] *Eweis, M.*: Reibungs- und Undichtigkeitsverluste an Kolbenringen — VDI-Forsch.-Heft 371, Berlin: VDI-Verlag 1935.
- [9] *Fiebelkorn, H.*: Anlaufversuche mit dem Einheitsdieselmotor in der Kältekammer — Autom.-techn. Z. Bd. 41 (1938) S. 406/09.
- [10] *Fiebelkorn, H.*: Schmierölversuche in bezug auf Eigenreibung am Einheitsdieselmotor in der Kältekammer — Autom.-techn. Z. Bd. 42 (1939) S. 225/28.
- [11] *Fiebelkorn, H.*: Kraftstoff und Schmieröl in der Kälte — Kraftstoff Bd. 15 (1939) S. 99/103.
- [12] *Gräber, H. und S. Erk*: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, 2. Aufl. — Berlin: J. Springer 1933.
- [13] *Henning, F.*: Wärmetechnische Richtwerte — Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [14] *Herle, L.*: Zündverzögerung und Ausbreitung der Verbrennung im Dieselmotor mit Strahlenspritzung — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 10 (1939) S. 15/27.
- [15] *Hiller, E.*: Das Anlassen der Dieselmotoren — Z. VDI Bd. 80 (1938) S. 1309/16, Bd. 81 (1937) S. 555/56; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VII, Berlin: VDI-Verlag 1938, S. 146/54.
- [16] *Holfelder, O.*: Zündung und Flammenbildung bei der Diesel-Brennstoff-Einspritzung — VDI-Forsch.-Heft 374, Berlin: VDI-Verlag 1935.
- [17] *Holfelder, O.*: Flammenbilder von Dieselverfahren — Z. VDI Bd. 80 (1938) S. 193/95.
- [18] *Hug, K.*: Messung und Berechnung von Kolbentemperaturen in Dieselmotoren — Diss. E. T. H. Zürich 1936.
- [19] *Jahnke, H.*: Fluchtentafeln für feuchte Luft — Berlin: J. Springer 1937.
- [20] *Jaklitsch, F.*: Wärmeübergang bei Maschinen — Ges.-Ing. Beihfte Reihe 1, H. 26, München: R. Oldenbourg 1920.
- [21] *Justi, E.*: Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase — Berlin: J. Springer 1938.
- [22] *Kollmann, K.*: Der Wärmeübergang im Luftkompressor — VDI-Forsch.-Heft 348, Berlin: VDI-Verlag 1931.
- [23] *Kraußold, H.*: Die Wärmeübertragung bei zähen Flüssigkeiten in Rohren — VDI-Forsch.-Heft 351, Berlin: VDI-Verlag 1931.
- [24] *Leunig, G.*: Forschung und Fortschritte im Verbrennungsmotorenbau — Z. VDI Bd. 80 (1938) S. 894/95; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VII, Berlin: VDI-Verlag 1938, S. 44/45.
- [25] *Mehlig, H.*: Zur Physik der Brennstoffstrahlen in Dieselmotoren — Z. VDI Bd. 79 (1935) S. 1205/07; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VI, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 12/13.
- [26] *Meier, A.*: Messung schnellveränderlicher Zylinderwandtemperaturen — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 10 (1939) S. 41/54.
- [27] *Müller, R.*: Untersuchung des Verbrennungsvorgangs deutscher Schweröle in einer Versuchsbombe — Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 3, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 1/10.
- [28] *Nägel, A.*: Der Wärmeübergang zwischen Dampf und Zylinderwand bei der Gleichstrom-Dampfmaschine — VDI-Forsch.-Heft 300, Berlin: VDI-Verlag 1928, S. 33/60.
- [29] *Neumann, K.*: Der Zündverzögerung in der Dieselmotoren — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 10 (1939) S. 2/14.
- [30] *Nußelt, W.*: Die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisoliertstoffen — VDI-Forsch.-Heft 63/64, Berlin: VDI-Verlag 1909, S. 1/84.
- [31] *Nußelt, W.*: Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine — VDI-Forsch.-Heft 264, Berlin: VDI-Verlag 1923.
- [32] *Nußelt, W.*: Der Wärmeübergang zwischen Arbeitsmedium und Zylinderwand in Kolbenmaschinen — VDI-Forsch.-Heft 300, Berlin: VDI-Verlag 1928, S. 15/32.
- [33] *Petersen, A.*: Verfahren zur Messung schnell wechselnder Temperaturen — VDI-Forsch.-Heft 143, Berlin: VDI-Verlag 1913, S. 37/68.
- [34] *Pfriem, H.*: Probleme der periodischen Wärmeübertragung mit Bezug auf Kolbenmaschinen — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 10 (1939) S. 27/40.
- [35] *Rothrock, A. M. und C. D. Waldron*: Some Effects of Injection Advance Angle, Engine-Jacket Temperature, and Speed on Combustion in a Compression-Ignition Engine — Nat. Advis. Comm. Aeron. Rep. Nr. 525 (1935).
- [36] *Rothrock, A. M. und C. D. Waldron*: Effects of Air-Fuel Ratio on Fuel Spray and Flame Formation in a Compression-Ignition Engine — Nat. Advis. Comm. Aeron. Rep. Nr. 545 (1935).
- [37] *Salzmann, F.*: Wärmefluss durch Kolben und Kolbenringe im Dieselmotor (Diss. E. T. H. Zürich 1932) — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 4 (1933) S. 193/98.
- [38] *Saß, F.*: Kompressorlose Dieselmotoren (Druckeinspritzmaschinen). Ein Lehrbuch für Studierende — Berlin: J. Springer 1929.
- [39] *Schack, A.*: Der industrielle Wärmeübergang für Praxis und Studium mit grundlegenden Zahlenbeispielen — Düsseldorf: Verlag Stahl Eisen 1929.
- [40] *Schlaefke, K.*: Vorgänge beim Verdichtungsstadium von Vorkammer-Dieselmotoren — Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 1043/46; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren V, Berlin: VDI-Verlag 1932, S. 90/93.
- [41] *Schmidt, Ekhart*: Vorgänge in der Vorkammer-Dieselmotoren — Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 585/91; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren V, Berlin: VDI-Verlag 1932, S. 68/74.
- [42] *Schmidt, Ernst*: Einführung in die technische Thermodynamik — Berlin: J. Springer 1930.

- [43] *Schmidt, F. A. F.*: Vergleichende Untersuchungen der Verbrennungs- und Arbeitsvorgänge an Motoren verschiedener Arbeitsverfahren — Z. VDI Bd. 80 (1938) S. 769/79; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VII, Berlin: VDI-Verlag 1938, S. 65/75.
- [44] *Schmidt, F. A. F.*: Theoretische Untersuchungen und Versuche über Zündverzögerung und Klopfvorgang — VDI-Forsch.-Heft 392, Berlin: VDI-Verlag 1938, S. 1/14.
- [45] *Schwaiger, K.*: Beitrag zur Bestimmung der Kalteviskosität von Motorschmierölen — Diss. T. H. Dresden 1937.
- [46] *Trichnigg, H.*: Der Leistungsaufwand beim Anlassen von Verbrennungskraftmaschinen — Autom.-techn. Z. Bd. 40 (1937) S. 183/89.
- [47] *Ullmann, K.*: Die mechanischen Verluste des schnelllaufenden Dieselmotors und ihre Ermittlung mit dem Schleppversuch — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 34, Berlin: VDI-Verlag 1939.
- [48] *Wentzel, W.*: Der Zünd- und Verbrennungsvorgang im kompressorlosen Dieselmotor — VDI-Forsch.-Heft 366, Berlin: VDI-Verlag 1934, S. 14/26.
- [49] *Wentzel, W.*: Zum Zündvorgang im Dieselmotor — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 6 (1935) S. 105/15; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VI, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 26/36.
- [50] *Wilke, W.*: Prüfmotoren zur Klopfwertbestimmung von Kraftstoffen — Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 1135/42.
- [51] *Wilke, W.*: Untersuchungen über den Verbrennungsablauf von Dieselmotoren — Motortechn. Z. Bd. 1 (1939) S. 43/49.
- [52] *Wolfer, H. H.*: Der Zündverzögerung im Dieselmotor — VDI-Forsch.-Heft 392, Berlin: VDI-Verlag 1938, S. 15/24.
- [53] *Zeman, J.*: Verdichtungsverluste bei kleineren Zweitakt Dieselmotoren — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 6 (1935) S. 129/38; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VI, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 129/38.
- [54] *Zinner, K.*: Gemischbildung, Verbrennungsablauf und Wirkungsgrad im schnelllaufenden Dieselmotor — Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 9/14; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VII, Berlin: VDI-Verlag 1938, S. 68/63.
- [55] *Zinner, K.*: Zündverzögerungsmessung zur Dieselmotoren-Prüfung — Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 1285.

001003

Neue Hefte **Deutsche Kraftfahrzeugforschung**
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

- Hefte 63 Zündverzögerung und Bewertung des Kraftstoffs. Grundlagen zur Entwicklung eines einheitlichen Prüfverfahrens für Diesel- und Ottokraftstoffe. Von H. Ernst VDI. Zündverzögerungsmessungen an Diesel- und Ottokraftstoffen. Von O. Widmaier. DIN A 4, 36 Seiten mit 44 Bildern und 4 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 3,40 RM.
- Hefte 62 Aufladevorgang von Viertakt Dieselmotoren. Von W. Kiedel. DIN A 4, 14 Seiten mit 32 Bildern. 1941. Brosch. 1,30 RM.
- Hefte 61 Der Spülvorgang auf Grund einer neuen Auffassung der Expansionsströmung. Von F. Schultz-Grunow VDI und K. Wieghardt. DIN A 4, 15 Seiten mit 15 Bildern. 1941. Brosch. 1,50 RM.
- Hefte 60 Der Betrieb gemisch-gespülter Zweitaktmotoren mit Flüssiggas. Von U. Schmidt. DIN A 4, 16 Seiten mit 19 Bildern. 1941. Brosch. 1,50 RM.
- Hefte 59 Das Schmiermittel im Zahnradgetriebe unter besonderer Berücksichtigung der Grenzreibung. Von E. Pietsch VDI. DIN A 4, 24 Seiten mit 20 Bildern, 25 Oszillogrammen und 2 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 2,25 RM.
- Hefte 58 Progressive Federung von Kraftwagen. Von E. Lehr VDI. DIN A 4, 12 S. mit 21 Bildern. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Hefte 57 Versuche zur Frage der Kraftstoffaufbereitung durch die Einspritzdüse. Von W. Oschatz. DIN A 4, 32 Seiten mit 102 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Hefte 56 Spannung und Dauerhaltbarkeit an Schraubenverbindungen mit einer und mehreren Schrauben. Von A. Thum VDI und H. Lorenz VDI. DIN A 4, 20 S. mit 34 Bildern und 13 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 1,85 RM.
- Hefte 55 Kraftstoff und Motor beim Anlassen von Fahrzeugdieselmotoren. Mit folgenden Beiträgen: Der Einfluß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes auf das Anlaßverhalten von Fahrzeugdieselmotoren. Von W. Rixmann. Einfluß der Drehzahl auf die Anlaßbedingungen beim Anlassen von Dieselmotoren. Von F. Schaub. Die Anlaßdauer beim Fahrzeugdieselmotor in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Von H. J. Conrad. DIN A 4, 83 Seiten mit 88 Bildern und 15 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 7,85 RM.
- Hefte 54 Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinder. Von R. Poppinga VDI. DIN A 4, 31 S. mit 41 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Hefte 53 Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor. Von K. Blume VDI. Zündverzögerungsmessung mittels Photozellen in verschiedenen Wellengebietten. Von K. Stallechner VDI. DIN A 4, 48 S. mit 66 Bildern und 8 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,60 RM.
- Hefte 52 Vergleichende Untersuchungen an Lagerschalenwerkstoffen. Von E. Heidebroek VDI und A. Döring. DIN A 4, 12 S. mit 26 Bildern und 1 Zahlentafel. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Hefte 51 Das Kühlgebläse des Kraftfahrzeugs und sein betriebliches Verhalten. Von B. Eckert VDI/ATG. DIN A 4, 43 S. mit 74 Bildern und 2 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,— RM.
- Hefte 50 Die Luftkräfte und ihre Momente am Kraftwagen und die aerodynamischen Mittel zur Beeinflussung der Fahrtrichtungshaltung. Von E. Sawatzki. DIN A 4, 55 S. mit 3 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 3,40 RM.

Verzeichnis der früher erschienenen Hefte steht kostenlos zur Verfügung

Bezug durch jede Buchhandlung!



VDI-VERLAG GMBH · BERLIN NW 7

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 57

001004

95

Versuche zur Frage der
Kraftstoffaufbereitung durch die Einspritzdüse

Dr.-Ing. Werner Oschatz
Maschinenlaboratorium
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. Mehlig VDI)

1941

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

3.7

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 57

001005

Versuche zur Frage der
Kraftstoffaufbereitung durch die Einspritzdüse

Dr.-Ing. Werner Oschatz
Maschinenlaboratorium
der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. Mehlig VDI)

Bibliothek
der
Ruhrechemie Aktiengesellschaft
Oberhausen/Holten
Eingetragen unter
Nr. ~~2879~~ 204

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

001006

INHALTSVERZEICHNIS

1 Einleitung	1
2 Zweck und Ziel der Versuche	2
3 Anordnung und Durchführung der Versuche	3
31 Die gesamte Versuchsanordnung	3
32 Das für die Strahluntersuchungen angewandte Versuchsverfahren	3
321 Einfluß der Anfangstörung der Düse	4
322 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit	4
323 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft	5
324 Einfluß der Strahlgeschwindigkeit	8
4 Versuchsergebnisse	8
41 Einfluß der Anfangstörung der Düse	8
42 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit	13
43 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft und der Strahlgeschwindigkeit	14
5 Die Tropfengrößen	23
6 Die inneren und äußeren Strahlkräfte	25
7 Zusammenfassung und Erörterung der Verwertungsmöglichkeit der Ergebnisse	27
8 Schriftumsverzeichnis	28

Die vorliegende Arbeit wurde im Auftrage und mit Mitteln
des Reichsverkehrsministeriums durchgeführt

D-88

Diese Arbeit wurde unter dem Titel „Düsen- und Strahluntersuchungen“ von
der Technischen Hochschule Dresden als Dissertation angenommen

Alle Rechte vorbehalten / Copyright 1941 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7
Printed in Germany / Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

DW 877

001006

INHALTSVERZEICHNIS

1 Einleitung	1
2 Zweck und Ziel der Versuche	2
3 Anordnung und Durchführung der Versuche	3
31 Die gesamte Versuchsanordnung	3
32 Das für die Strahluntersuchungen angewandte Versuchsverfahren	3
321 Einfluß der Anfangstörung der Düse	4
322 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit	4
323 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft	5
324 Einfluß der Strahlgeschwindigkeit	8
4 Versuchsergebnisse	8
41 Einfluß der Anfangstörung der Düse	8
42 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit	13
43 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft und der Strahlgeschwindigkeit	14
5 Die Tropfengrößen	23
6 Die inneren und äußeren Strahlkräfte	26
7 Zusammenfassung und Erörterung der Verwertungsmöglichkeit der Ergebnisse	27
8 Schriftumsverzeichnis	28

Die vorliegende Arbeit wurde im Auftrage und mit Mitteln
des Reichsverkehrsministeriums durchgeführt

D 88

Diese Arbeit wurde unter dem Titel „Düsen- und Strahluntersuchungen“ von
der Technischen Hochschule Dresden als Dissertation angenommen

Alle Rechte vorbehalten / Copyright 1941 by VDI-Verlag GmbH, Berlin NW 7
Printed in Germany / Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68

DW 877

Formelgrößen

p_n	[kg/cm ²] bzw [ata]	mittlerer Nutzdruck im Motor.
p_g	[kg/cm ²] bzw. [ata]	Gegendruck der Luft in der Versuchsbombe
P_F	[kg]	
F_W	"	
F_Y	"	
F_{Rop}	"	innere Strahlkräfte (Erläuterung Abschnitt 6 Seite 25)
F_{Th}	"	
F_s	"	
F_{AS}	"	
F_{lat}	"	statische Luftkraft
F_{ldyn}	"	dynamische Luftkraft
v_m	[m/s]	mittlere Strahlgeschwindigkeit
ρ	[kg s ³ /m ³]	Dichte
η_{CGS}	[g/cm s]	Zähigkeit (im CGS-System ausgedrückt)
γ	[dyn/cm oder g/cm]	Kapillaritätskonstante
λ	[—]	Luftüberschusszahl

Abkürzungen

^o PW	Grad Pumpenwellenwinkel
S.-B.	Einspritzbeginn

1 Einleitung

Das Arbeitsverfahren der Dieselmachine erfuh mit dem wirtschaftlich bedingten Übergang vom Kraftstoff-Luft-Einblaseverfahren zur kompressorlosen Maschine eine einschneidende Wandlung. Die Frage der Gemischbildung rückte damit mehr als früher in den Vordergrund. Sie wird in neuerer Zeit infolge der einsetzenden Entwicklung der kompressorlosen Dieselmachine zum Schnelllauf und infolge des Strebens nach Erhöhen der spezifischen Leistung weiterhin unterstrichen und zu einem ausschlaggebenden Faktor erhoben.

Während des Arbeitsspieles der kompressorlosen Dieselmachine überlagern sich gegenseitig die Kraftstoffinspritzung, die Gemischbildung und die Verbrennung. Das Beeinflussen dieser sich teilweise überdeckenden Vorgänge bei der Kürze der dafür zur Verfügung stehenden Zeit — bei einer Drehzahl von 3000 U/min verstreichen von Beginn des Einspritzens bis zum Ende der Verbrennung etwa $4 \cdot 10^{-3}$ bis $6 \cdot 10^{-3}$ s — erscheint außerordentlich schwierig. Die Einflußnahme ist jedoch erwünscht, da vom Ablauf des Gesamtvorganges, zeitlich und gütemäßig betrachtet, in erster Linie die Wirtschaftlichkeit des Dieselprozesses abhängt.

In Erkenntnis dieser Tatsache entwickelten sich im Laufe der Jahre die verschiedensten Gemischbildungs- und Verbrennungsverfahren. Allen gemeinsam ist das Bestreben, eine rasche Strahlauflösung und Gemischbildung (in erster Linie Makromischung) herbeizuführen, die im Brennraum vorhandene Luft möglichst vollkommen zur Verbrennung heranzuziehen und ferner die Verbrennung selbst im motorisch günstigen Sinne zu beeinflussen. Es bedarf an sich keiner besonderen Erwähnung, daß im Zusammenhang dieser Fragen noch weit mehr Größen eine Rolle spielen, als hier angedeutet sind. Eine eingehende Erörterung des gesamten Gemischbildungs- und Verbrennungsablaufes und ihrer Einflußgrößen liegt jedoch nicht im Rahmen und in der Absicht dieser Arbeit.

Schon bei oberflächlicher Durchsicht der heutigen verschiedenen Dieselmotortypen kann man eine Unterscheidung derselben nach dem Grad des Einflusses der Einspritzdüse auf den Gemischbildungsvorgang vornehmen. Von diesem Gesichtspunkt aus läßt sich unterscheiden zwischen

1. Gemischbildungsverfahren, die der Düse die Arbeit des Zerstäubens und Verteilens des eingespritzten Kraftstoffes weitgehend abzunehmen versuchen (Vorkammer, Luftspeicher, Lanova, Wirbelkammer; allgemeines Merkmal: Brennraumzerklüftung) und
2. Gemischbildungsverfahren, die vornehmlich auf der guten Zerstäubungs- und Aufbereitungsfähigkeit der Düse aufbauen (sog. reine Strahleinspritzung).

Die ersteren Verfahren arbeiten mit hohen Luftgeschwindigkeiten im Haupt- oder Nebenbrennraum. Der Kraftstoffstrahl wird in Luftwirbel gespritzt (Wirbelkammer), von Luft angeblasen (Luftspeicher) oder über Teilverbrennung in einer Vorkammer durch Abblasen derselben auf den Hauptbrennraum verteilt. Ihnen allen gemeinsam ist das Überschieben des gesamten Hubvolumens oder eines Teils desselben durch den Kolben in vom Zylinder abgetrennte Räume. Dieses mit hohen Luftgeschwindigkeiten verbundene Überschieben und bei Entspannung wieder Ausblasen dieser Nebenräume kostet jedoch Arbeit und verursacht höhere Wärmeverluste, die beide als zusätzliche Verluste zu betrachten sind, um die der sonst erreichbare mittlere effektive Druck p_e verkleinert wird.

Daß diese sog. Gemischbildungsverluste nicht vernachlässigt werden dürfen, ergeben rechnerische Untersuchungen von Cordier [12]¹⁾ wie auch neuere Versuche von Ullmann [17], dem es gelang, die hydraulischen Überschiebverluste einschließlich der durch die hohen Gasgeschwindigkeiten erwachsenden zusätzlichen Wärmeverluste für Gastemperaturen bis rd. 500° C mittels Durchdrehversuchen bei verschiedenen Brennraumzerklüftungen zu ermitteln. Für die Daimler-Benz-Vorkammer, die ein Volumen V_c von etwa 30% des Verdichtungsraumes der Maschine und eine Vorkammerkonstante (Konstante nach Cordier) von $K = 2,07 \cdot 10^{-3}$ besitzt, beträgt der durch Überschieben und Ausströmen der Luft (Verdichtung und Entspannung) bei $n = 2800$ U/min entstehende zusätzliche Verlust einschließlich der thermodynamischen Verluste nach Ullmann $p_w = 0,35$ kg/cm². Bei der Deutz-Vorkammer, deren Inhalt etwa 50% des Verdichtungsraumes ausmacht, erhöht sich p_w auf 0,584 kg/cm². Für die Wirbelkammer (Oberhänsli- und Ricardo) mit $K = 10 \cdot 10^{-3}$ bis $15 \cdot 10^{-3}$

¹⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis am Schluß der Arbeit.

ist $p_w = 0,15 \text{ kg/cm}^2$. Diese Werte sind als untere Grenze zu betrachten, da sie im Schleppversuch ermittelt wurden. Bei motorischem Betrieb werden sie sich infolge der bedeutend höheren Temperaturen noch um weitere zusätzliche thermodynamische Verluste vergrößern.

Für einen Dieselmotor entsprechen bei Zugrundelegen von $n = 2500 \text{ U/min}$, $p_w = 6 \text{ kg/cm}^2$ und einem spezifischen Kraftstoffverbrauch von $b_w = 210 \text{ g/PS}_0\text{h}$ diese Gemischbildungsverluste den folgenden Kraftstoffmengen:

- für die Vorkammer mit $V_c = 30\%$: $11,6 \text{ g/PS}_0\text{h}$ ($= 5,52\%$ von b_w),
- für die Vorkammer mit $V_c = 50\%$: $18,7 \text{ g/PS}_0\text{h}$ ($= 8,9\%$ von b_w),
- für die Wirbelkammer: $5,1 \text{ g/PS}_0\text{h}$ ($= 2,43\%$ von b_w).

Würden diese Verluste vermieden, so wäre dadurch ein Leistungsgewinn der Maschine im Verhältnis $(p_w + p_w)/p_w$, also von 6% bzw. 10% bzw. 2,6% zu erzielen.

Mit diesen Gemischbildungsverlusten, die mit steigender Drehzahl etwa quadratisch anwachsen, wird eine weitgehende Unabhängigkeit von der Zerstäubungs- und Aufbereitungsfähigkeit der Düse erkaufte.

Bei der unmittelbaren Strahleinspritzung, die bei der zweiten Gruppe der Gemischbildungsverfahren vorliegt, fallen diese Verluste fort. Die Maschine kann in dem Aufbau des Brennraumes einfacher gehalten werden. Dieser paßt sich der Strahlform angenähert an und weist überdies noch unbedingt kleinere, Wärmeverluste an das Kühlwasser verursachende Oberflächen auf, als dies eine Brennraumzerklüftung mit sich bringt. Die unmittelbare Strahleinspritzung stellt jedoch andererseits bedeutend erhöhte Anforderungen an die gemischbildende Fähigkeit der Düse.

Das Streben, die Leistung der Dieselmachine zu verbessern, findet ganz allgemein ihren Ausdruck in dem Erhöhen der Drehzahl und des mittleren effektiven Druckes p_e , sowie in dem Trachten nach Herabsetzen des Luftüberschusses λ . Man ist ferner bemüht, die Verlustleistung auf ein Mindestmaß herabzudrücken. Die Vorteile, welche die mit reiner Strahleinspritzung arbeitende Maschine in diesem Zusammenhange wie auch in baulicher Hinsicht bietet, berechtigt sie, in die engere Wahl für die Weiterentwicklung zur schnellaufenden Hochleistungsmachine gezogen zu werden. Daß dieser Weg noch nicht auf breiterer Basis beschritten wurde, liegt neben anderen Gründen mit daran, daß über die Zerstäubungs- und Aufbereitungsfrage des Kraftstoffes und im besonderen über den Einfluß der Düse auf dieselbe noch weitgehende Unklarheit herrscht und daß die meisten heute verwendeten Düsen wirtschaftlich noch nicht den bei reiner Strahleinspritzung auftretenden Anforderungen genügen.

Die im folgenden geschilderten Versuche und ihre Ergebnisse beabsichtigen, zu dem in seiner Bedeutung hier aufgezeigten Probleme der Kraftstoffaufbereitung durch die Düse einen Beitrag zu liefern.

2 Zweck und Ziel der Versuche

Um eine grundsätzliche Klärung der sich im Dieselmotor überlagernden Erscheinungen der Kraftstoffeinspritzung, der Gemischbildung und Verbrennung zu ermöglichen, wurde für das Erforschen des Gesamtvorganges eine Unterteilung vorgenommen in Untersuchungen am Kraftstoffstrahl

a) in kalter ruhender Luft, b) in heißer ruhender Luft, c) in heißer bewegter Luft. Die folgenden Ausführungen bringen die Versuche und ihre Ergebnisse am Kraftstoffstrahl in kalter ruhender Luft. (Die Versuche in heißer Luft sind z. T. noch nicht abgeschlossen, werden später veröffentlicht.)

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

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

3 Anordnung und Durchführung der Versuche

31 Die gesamte Versuchsanordnung

Die Versuche wurden an einer im Maschinenlaboratorium der T. H. Dresden vorhandenen Anlage (Bild 1) ausgeführt, die grundsätzlich beibehalten, jedoch wesentlich verbessert und erweitert wurde. Die Anlage dient der Photographie der Strahlen mittels hochgespannter elektrischer Funken. Sie ist bekannt durch frühere Versuche von *Holfelder* [4, 5] und *Mewer* [11]. Deshalb soll hier von einer eingehenden Beschreibung dieser Anlage abgesehen werden.

In photographischer Hinsicht war es für die Durchführung des Versuchsplanes erforderlich, sehr scharfe, vergrößerungsfähige Bilder anzufertigen, um Einblicke in die Strömungsform des Strahles, die Tropfenbildung und Tropfengröße zu erhalten. Von dem Gelingen dieser Aufgabe, der sich anfangs bedeutende Schwierigkeiten entgegenstellten, hing die Durchführung der Versuche überhaupt ab. Von einer ausführlichen Schilderung der Entwicklung dieses Lupenvergrößerungsverfahrens für Flüssigkeitsstrahlen ist aus Platzgründen hier abgesehen²⁾. Der Enderfolg der Maßnahmen war, daß einwandfreie photographische Lupenvergrößerungen der Strahlen gelangen, die bis zu 45- bis 50fach linear weiter vergrößert werden konnten. Die Tropfen waren dabei bis zu einem kleinsten wahren Durchmesser von 2μ meß- und auszählbar.

Weiterhin waren notwendig, die aufzunehmenden Strahlstadien in irgendeiner Weise kenntlich und damit reproduzierbar zu machen, um dadurch eine äußerliche, voneinander unabhängige Vergleichsbasis für die verschiedenen zu untersuchenden Düsen- und Spritzflüssigkeiten zu schaffen.

Zu diesem Zweck wurde auf der Pumpenwelle eine mitrotierende Kurbelwinkelmarke angebracht, die vom Belichtungsfunken gleichzeitig mit dem zu photographierenden Strahl beleuchtet wurde. Durch eine zweite Kamera wurde diese Marke dann in Zuordnung zum aufzunehmenden Strahlstadium mit photographiert (Bild 1). Der Nullpunkt der Skala war mit dem theoretischen Förderbeginn der Pumpe identisch (Einstellung mittels Kapillare). So bestand auch die Möglichkeit, die sich für die verschiedenen Düsen und Abspritzdrücke einstellende Spritzverzögerung photographisch zu ermitteln. Darauf soll hier jedoch nicht näher eingegangen werden.

Für das Abtasten der verschiedenen Strahlstadien von Einspritzbeginn bis Einspritzende durch den Belichtungsfunken und im Zusammenhang mit dem Wunsch nach Reproduzierbarkeit dieser Strahlstadien mußte nun angestrebt werden, eine von Pumpendrehzahl und Funkenspannung vollkommen unabhängige und beliebig einstellbare Funkenauslösung zu erreichen. Die Auslösung der Belichtungsfunken in Abhängigkeit vom Pumpenwellenwinkel $[\text{PW}]$ war bereits durch frühere Arbeiten an der Anlage grundsätzlich gelöst²⁾. In diesem Zusammenhang sei deshalb auf diese Arbeiten verwiesen und hier nur erwähnt, daß die Auslösung entscheidend verbessert wurde durch Verwendung eines Iontrons. Die Genauigkeit der Funkenauslösung war damit absolut und drehzahlunabhängig und wies nur Schwankungen auf von $\pm 0,1^\circ \text{PW}$ (gegenüber bis zu $\pm 2,5^\circ \text{PW}$ mit dem alten Verfahren), die jedoch lediglich noch auf die von Hand vorgenommene Einstellung der Auslösung zurückzuführen sind.

32 Das für die Strahluntersuchungen angewandte Versuchsverfahren

Man war bestrebt, die im Versuchsplan aufgeführten Einflüsse durch die Versuchsführung einzeln herauszuschälen. Es war daher zunächst erforderlich, den Einfluß des Einspritzgesetzes weitgehend auszuschalten, d. h. die entsprechenden Versuchsbedingungen möglichst konstant zu halten. Aus diesem Grunde wurden sämtliche Versuche mit einer Spritzmenge von 30 mg/Hub bei einer Pumpendrehzahl von $n = 1000 \text{ U/min}$ durchgeführt. In einem Motor von $650 \text{ cm}^3 \text{ Hubvolum}$ entspricht einer Gasölmenge von 30 mg/Hub bei $n = 2900 \text{ U/min}$ etwa ein effektiver Druck $p_e = 5,7 \text{ kg/cm}^2$. Das Einspritzsystem bestand für alle Versuche aus einer Bosch-Einzylinderpumpe PE1B mit 6 mm Plungerdurchmesser und einer Einspritzleitung von 2 mm Dmr. und 870 mm Länge . Das Einspritzgesetz war somit — für einen bestimmten Abspritzdruck betrachtet — nur den geringen Schwankungen

²⁾ Es sei auf die ausführliche Niederschrift dieser Arbeit verwiesen, die sich in der Handbücherei des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule Dresden befindet.

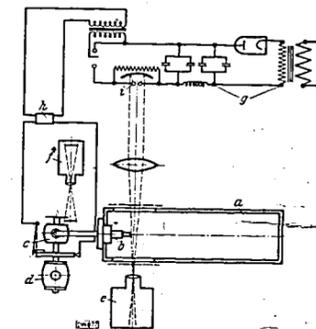


Bild 1. Versuchseinrichtung für Strahluntersuchungen.

unterworfen, die sich als Randbedingungen für den Schwingungsvorgang in der Kraftstoffleitung durch Verwendung verschiedener Düsenkonstruktionen einstellen.

Zur versuchsmäßigen Erfassung der im Versuchsplan genannten Einflüsse ist folgendes auszuführen:

321 Einfluß der Anfangsstörung der Düse

Im Gegensatz zur Rohrströmung ist die Strömungsform eines sich frei in Luft fortbewegenden Flüssigkeitsstrahles im wesentlichen bestimmt durch die Anfangsstörung, die von der Gestaltung und den fertigungsmäßigen Eigenheiten der Düse abhängt. Unter Anfangsstörung hat man die Einwirkung zu verstehen, welche die Düse auf den austretenden Strahl ausübt. Diese Einwirkung rührt her von den verschiedenartigen Zustromverhältnissen (Nadelsitz usw.) der Spritzflüssigkeit zur Düsenaustrittsbohrung und bis zu einem gewissen Grade von der Anordnung und Beschaffenheit der Austrittsöffnung selbst (scharfer blendenartiger Austritt oder glatte Bohrung mit $l \geq d$).

Von den heute hauptsächlich verwendeten industriellen Düsen wurden einige ausgewählt, mit denen verschiedene Anfangsstörungen verwirklicht werden konnten. Die Untersuchungen wurden

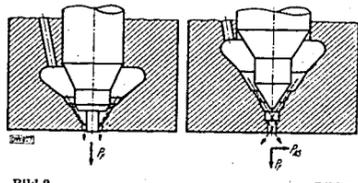


Bild 2.

Bild 3.

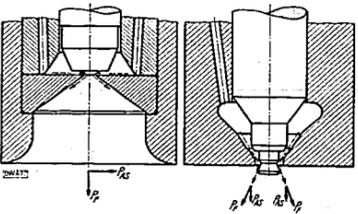


Bild 4.

Bild 5.

Bild 2. Zapfendüse; Austrittsbohrung 1,0 mm lichter Dmr.

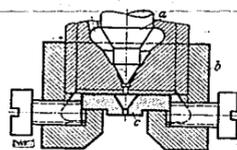
Die Nadel ist bei dieser schematischen Darstellung und auch bei den folgenden Düsen der Bilder 3, 4 und 5 in angehobenem Zustand gezeichnet.

Bild 3. Nadeldüse; Austrittsbohrung 1,0 mm lichter Dmr.

Bild 4. Flachsitzdüse; Austrittsbohrung 0,8 mm lichter Dmr.

Bild 5. Zapfendüse mit Kegel; Austrittsbohrung 2,0 mm lichter Dmr.

Bild 6. Behelfsmäßig hergestellte Spaltdüse.
a) Nadeldüse Bild 3; b) Befestigung für den Spaltvorsatz; c) Spaltvorsatz.



ausschließlich mit geschlossenen Düsen durchgeführt, da dieselben unbestreitbare Vorzüge gegenüber offenen Düsen für die Verwendung im Motor besitzen.

Die Bilder 2 bis 6 zeigen die untersuchten Düsen. Die Düsenadel ist stets in angehobenem Zustand gezeichnet. Die gestrichelten Linien stellen den Verlauf von Stromfäden dar. Die Wirkungsweise der Düsen und ihr Einfluß auf die Strömungsform wird an Hand der gemachten Aufnahmen im Abschnitt 4 eingehend erläutert werden.

Die Strahlaufnahmen, die der Untersuchung der Strömungsform des Strahles abhängig von der Anfangsstörung dienen sollten, wie auch die späteren Untersuchungen über die Tropfenbildung und den Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit und der Luft, wurden in unmittelbarer Nähe der Düse vorgenommen, um einen möglichen Einfluß der Erdanziehung auszuschalten. Die Strahlgeschwindigkeiten lagen — entsprechend den im Dieselmotor üblichen Abspritzdrücken — zwischen 40 und 170 m/s, so daß in Düsennähe mit Sicherheit die Erdanziehung keinen Einfluß auf den Strahl ausübte.

322 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit

Die verwendeten Spritzflüssigkeiten sind in Zahlentafel 1 enthalten.

Die in dieser Zahlentafel fettgedruckten Zahlen stellen die physikalischen Kenngrößen der Spritzflüssigkeiten dar, auf deren versuchsmäßige Erfassung es bei den Strahluntersuchungen ankam.

Im Vergleich zu Gasöl besitzt Wasser mehr als die doppelte Oberflächenspannung bei bedeutend geringerer Zähigkeit. Die physikalischen Kenngrößen des Wassers stehen zahlenmäßig also in unmittelbarem Gegensatz zu Gasöl. Das verwendete Schmieröl tritt durch seine Gasöl und Wasser übertreffende Zähigkeit hervor.

Zahlentafel 1. Physikalische Daten der Spritzflüssigkeiten

Spritzflüssigkeit	Wichte bei 20° C g/cm ³	Oberflächenspannung bei 20° C g/cm	Kinematische Zähigkeit bei 20° C cm ² /s
Gasöl (Derop)	0,855	0,031	0,062
Wasser	1	0,0739	0,01
Schmieröl	0,875	0,035	22,8

Bei der Fortbewegung eines Flüssigkeitsstrahles in Luft wirkt neben dem statischen Luftdruck auch noch der Einfluß der durch das Mitreißen von Luft entstehenden dynamischen Luftkräfte. Nähere Ausführungen hierüber sind in den späteren Abschnitten 43 und 6 enthalten. Für die grundsätzliche Beurteilung sowohl des Einflusses der verschiedenen physikalischen Kenngrößen der Spritzflüssigkeiten als auch der verschiedenen Anfangsstörungen zunächst auf die Strömungsform und den Strahlaufbau würde das Vorhandensein der äußeren Luftkräfte fälschend wirken und somit den Erfolg dieser Untersuchungen überhaupt in Frage stellen. Die äußeren Luftkräfte müssen also zunächst ausgeschaltet werden, was durch Untersuchen des Strahles im Vakuum möglich ist. Durch Anfertigen photographischer Lupenvergrößerungen der Strahlen im Vakuum ist man in der Lage, relativ zueinander festzustellen:

- den Einfluß verschiedener Anfangsstörungen in ihrem Zusammenwirken mit den molekularen Flüssigkeitskräften und -eigenschaften bei Verwendung ein und derselben Spritzflüssigkeit auf die Strömungsform.
- bei gleichbleibender Anfangsstörung unter Verwendung verschiedener Spritzflüssigkeiten den Einfluß der unterschiedlichen physikalischen Kenngrößen der Spritzflüssigkeiten auf die Strömungsform.

Durch diese Art der Versuchsführung ist es möglich, getrennt von den übrigen jeden Einfluß einzeln zu erfassen. Sie gestattet damit eine klare Beurteilung der Auswirkungen der einzelnen Größen auf die später noch zu behandelnden Versuchsfragen.

Als bis zu einem gewissen Grade fälschend wirkend könnte man die im Vakuum auftretende Verdampfung und das Entweichen der in der Spritzflüssigkeit gelösten Luft anführen. Der Sättigungsdruck des verwendeten Derop-Gasöls bei 20° C beträgt etwa 10 mm QS²⁾, der von Wasser 17,5 mm QS. Diese Zahlen zeigen, daß die im Vakuum⁴⁾ auftretende Verdampfung bei den hier verwendeten Flüssigkeiten sehr gering ist. Aus Augenbeobachtung und Photographie konnte auch kein Anhaltspunkt gefunden werden, daß beide Erscheinungen einen zusätzlichen fälschenden Einfluß auf die Ergebnisse ausübten.

323 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft

Aus früheren Untersuchungen am Flüssigkeitsstrahl [4, 5, 8, 9, 10] ist der große Einfluß der Luftdichte auf Eindringtiefe, Strahlauflösung, Tropfenbildung usw. bekannt. Die im Motor bei üblichen Verdichtungsverhältnissen am Ende des Verdichtungsstages (also während der Einspritzung) auftretende Luftdichte liegt beim Ottomotor bei etwa 0,55 kg s²/m⁴, beim Dieselmotor bei etwa 1,75 kg s²/m⁴. Auf die Verhältnisse in der Bombe bei kalter Luft von 20° C übertragen, finden sich diese Luftdichten wieder bei etwa 4,5 bis 5 ata bzw. bei 14 bis 15 ata Luftdruck (Bild 7). Das Ziel der in diesem Zusammenhang unternommenen Versuche sollte es sein, abhängig von Strömungsform und Geschwindigkeit des Strahles Einblicke in die sich unter verschiedenen Luftdichten einstellende Flüssigkeitsverteilung im Strahl zu gewinnen, ferner Aufschlüsse über die einsetzende Tropfenbildung und Tropfengröße zu erhalten.

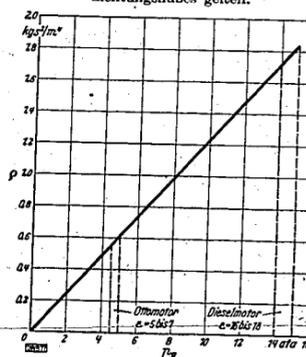
Der Ermittlung der mengenmäßigen Kraftstoffverteilung im Strahl mußte das erhöhte Interesse der Versuche gelten, denn ihre Kenntnis bietet — vom verbrennungs-technischen Standpunkt aus betrachtet — eine brauchbare überschlägige Beurteilungsmöglichkeit für das Arbeiten der Düse im Motor.

Ein Versuch wurde zunächst mit Plastilinabdrücken unternommen, die in 50 mm Entfernung von der Düsen-

2) Im Maschinenlaboratorium der T. H. Dresden gemessen.

4) In der Bombe wurde ein Vakuum von 30 bis 40 mm QS erreicht.

Bild 7. Abhängigkeit der Luftdichte ρ vom Luftdruck p_a bei $t_1 = 20^\circ\text{C}$ Lufttemperatur in der Bombe; mit Angabe der Bereiche, die für Otto- und Dieselmotor am Ende des Verdichtungsstages gelten.



vorderkante vom Strahl gemacht wurden. Da Plastilin ein vollkommen homogener, leicht nachgiebiger Stoff ist, muß sich ein getreues Bild der Flüssigkeitsverteilung über den Strahlquerschnitt ergeben. Dort, wo sich die größte Flüssigkeitsmenge im Strahl befindet (d. i. im Strahlkern), ist der Stoßimpuls und damit der Eindruck im Plastilin am tiefsten. Eine mengenmäßige Auswertung der Abdrücke in dieser Richtung, die nach dem Stoßprinzip möglich wäre, wurde jedoch nicht vorgenommen, da die Abdrücke dafür doch zu ungenau sein dürften, weil die aufgespritzte Flüssigkeit gleich wieder verdrängt wird, abfließt und somit bis zu einem gewissen Grade erodierend wirkt. Da die Abdrücke jedoch sehr anschaulich den Einfluß der Luftdichte auf den Strahlbau wiedergeben (wie später gezeigt werden wird), war man bestrebt, durch Einhalten einer immer gleichbleibenden Anzahl von Aufspritzungen die Abdrücke unter sich gut vergleichbar zu machen. Durch eine besondere Vorrichtung wurde für das Einhalten dieser Bedingung gesorgt.

Auf diese Weise angefertigte Plastilinabdrücke geben für in großen Mengen vorzunehmende industrielle Untersuchungen von Kraftstoffstrahlen rasch und anschaulich vergleichsmäßige Aufschlüsse über das Arbeiten der einzelnen Düsen.

Für die genaue mengenmäßige Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung im Strahl wurde ein Auffangverfahren angewandt, für das folgende Gesichtspunkte maßgebend waren:

- Das Auffanggefäß darf keinerlei Störung rücklaufend auf Strahlbildung und Strahlauflösung ausüben.
- Das Einschleusen der Flüssigkeit in das Auffanggefäß muß glatt und ohne Konvergenz- oder Wirbelbildung an der Auffangmündung (etwa durch Vorhandensein einer Druckdifferenz zwischen Bombe und Auffanggerät oder infolge zu geringer Geschwindigkeit der Auffangflüssigkeit) erfolgen, da sonst das Ergebnis gefälscht wird.

Die beispielsweise von Lee [8] zur Ermittlung der Flüssigkeitsverteilung angewandten Verfahren (Absaugrohr- und Schalenauffangverfahren) erfüllen obige Forderungen nur in sehr beschränktem

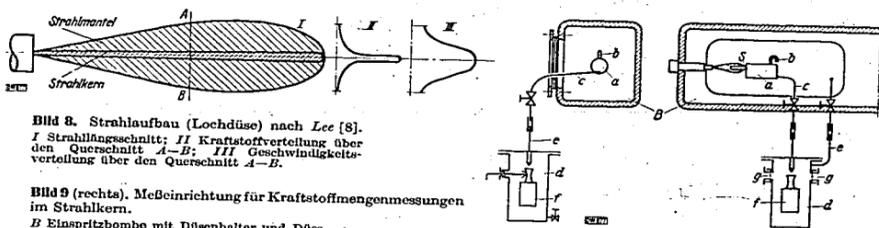


Bild 8. Strahlaufbau (Lochdüse) nach Lee [8].
I Strahlquerschnitt; II Kraftstoffverteilung über den Querschnitt A-B; III Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt A-B.

Bild 9 (rechts). Meßeinrichtung für Kraftstoffmengenmessungen im Strahlkern.

B Einspritzbombe mit Düsenhalter und Düse
S Sondenrohr; 2 mm licht. Dmr., ≈ 50 mm lang, vorn allmählich scharf zugeschlifft
a locker mit Metallwolle gefülltes Dämpfungsgefäß
b Öffnung für den Druckausgleich zwischen a und B
c Abfluß für die aufgefangene Kraftstoffmenge
d außerhalb der Bombe B aufgestelltes Gefäß
e Leitung für den Druckausgleich zwischen B und d
f schwenkbar angeordnetes Auffanggefäß für die sondierte Kraftstoffmenge
g Fenster

Maße. Die von ihm aufgestellte, in Bild 8 schematisch wiedergegebene Darstellung des Strahlaufbaues (Kern und Mantel) und der Geschwindigkeitsverteilung im Strahlquerschnitt, die durch die Plastilinabdrücke bestätigt wurde, weist jedoch darauf hin, daß ein einwandfrei arbeitendes Auffangverfahren nach Punkt a) und b) nur im Strahlkern überhaupt Aussichten auf Erfolg und genügende Genauigkeit (Forderung b) haben kann, da dort größte Masse und somit größte Durchschlagskraft vorhanden sind.

Aus diesem Grunde wurde für die Untersuchungen ein Auffangverfahren angewendet, das nur den Strahlkern erfaßt. Als Kriterium für die Kraftstoffverteilung im Strahl und damit für das Arbeiten der Düse und des Lufterinflusses betrachtet man dann den prozentualen Anteil, den der Strahlkern an der insgesamt je Hub eingespritzten Flüssigkeitsmenge besitzt. Vom Standpunkt der Gemischbildung und der motorischen Verbrennung aus ist dieses Verfahren wohl mit am besten gerechtfertigt.

Bild 9 zeigt schematisch die Durchführung dieser im Strahlkern vorgenommenen Auffangversuche.

In den Strahl ragt mittig ein feststehendes, vorn mit allmählichem Übergang scharf zugeschlifftes Sondenrohr S von 50 mm Länge hinein. Aus den Plastilinabdrücken ergab sich, daß der Kerndurchmesser der Strahlen höchstens etwa 2 bis 3 mm für die hier gewählte Einspritzmenge von 30 mg/Hub beträgt. Der lichte Sonden Durchmesser wurde dementsprechend zu 2 mm ausgeführt. Die mit ziemlicher Geschwindigkeit die Sonde durchlaufende aufgefangene Flüssigkeitsmenge gelangt zunächst in ein locker mit Metallwolle gefülltes Dämpfungsgefäß a, das des besseren Luftdruckausgleiches wegen noch eine zweite Öffnung b nach außen besitzt. Von a aus fließt die aufgefangene

Flüssigkeit unter stetem Gefälle durch die Leitung c in ein zweites, außerhalb der eigentlichen Einspritzbombe B aufgestelltes Gefäß d, das jedoch über die Leitung e luftseitig mit der Einspritzbombe B nochmals verbunden ist, so daß B und d immer unter ein und demselben Luftdruck stehen. In diesem Gefäß d wurde die herabfließende Flüssigkeit durch ein von außen ein- und ausschwenkbares Auffanggefäß f gesammelt. In f wurden jeweils die sondierten Mengen von 2000 bis 4000 Einspritzungen aufgefangen, worauf f ausgebaut und gewogen wurde. Die Anordnung des zweiten Gefäßes d war erforderlich, um das zeitraubende, umständliche Öffnen der eigentlichen Einspritzbombe B zum Ausbau des Auffanggefäßes nach der Messung zu vermeiden.

Die Entfernung Düse—Sondenöffnung betrug für sämtliche Messungen 50 mm. Die Einstellung der Sondenöffnung auf die Kernmitte des Strahles wurde folgendermaßen vorgenommen: In 50 mm Entfernung von der Düse wurde zunächst ein Plastilinabdruck vom Strahl genommen, in dem der Strahlkern sich deutlich abzeichnete. Das Plastilin befand sich dabei in einem Holzgestell, das in seiner Stellung zur Düse durch seitliche Anschläge genau festgelegt war und somit selbst nach nochmaligem Aus- und Einbau stets wieder die zuerst innegehabte Lage einnehmen mußte. Auf das Plastilin wurde nun ein Fadenkreuz gelegt, auf Mitte Kernabdruck ausgerichtet und am Holzgestell befestigt. Nachdem dann das Plastilin aus dem Gestell entfernt war, konnte die Sonde selbst genau auf die durch das Fadenkreuz ersetzte Kernmitte eingestellt und ausgerichtet werden.

Der eingangs für das Arbeiten des Auffangverfahrens aufgestellten Forderung a) ist man insofern gerecht geworden, als das Sondenrohr entsprechend lang (50 mm) ausgeführt und genau mittig in die Strahlachse gelegt wurde (Anvisieren der Linie Fadenkreuz—Düsenbohrung). Durch diese Maßnahmen und durch die scharf zugeschlifftene Eintrittsöffnung der Sonde konnte keinerlei Stau oder sonstige rückwirkende Beeinflussung der Strahlbildung und -auflösung eintreten. Die zusätzliche Öffnung b des Dämpfungsgefäßes a gleicht etwa in a durch das stoßweise Einschleusen der Flüssigkeit auftretende Luftschwingungen aus und verhindert das Zustandekommen von Luftdruckunterschieden zwischen B und a. Dem gleichen Zweck und damit der Erfüllung der Forderung b) dient die Verbindung e zwischen B und d.

Durch Augenbeobachtung des Einschleusvorganges konnte bei stroboskopischer Beleuchtung mit dem Belichtungsfunken der Anlage festgestellt werden, daß das Auffangen des Strahlkerns einwandfrei unter Erfüllung der dafür aufgestellten Bedingungen verläuft⁵⁾.

Nachdem mit Hilfe dieser Verfahren der Einfluß der Luftdichte auf die Strahlauflösung näher untersucht werden kann, besteht Interesse daran, den Einfluß auch der Luftzähigkeit auf die Strahlauflösung getrennt vom Dichteinfluß zu erfassen. Obwohl hierüber noch keine Untersuchungen bekannt sind, wird ihre Bedeutung doch erhellt, wenn man sich vergegenwärtigt, daß die Luftzähigkeit im Motor bei Verdichtungsende (650° C) etwa $4040 \cdot 10^{-7}$ g/cm s (CGS-Einheiten) beträgt (Bild 91, Punkt B), während sie bei 20° C in der Bombe nur etwa $1850 \cdot 10^{-7}$ g/cm s besitzt (Bild 91, Punkt A). Eine zusätzliche Abhängigkeit der Luftzähigkeit vom Druck tritt praktisch bei dem im Motor in Frage kommenden Druckbereich (höchstens 120 at) nicht auf.

Die Erfassung des Zähigkeitseinflusses auf den Strahl in der Bombe, also bei gleichbleibender Temperatur von 20° C, gelingt dadurch, daß man die Bombe anstatt mit Luft mit einem Gas anderer Zähigkeit füllt. In Annäherung an die im Motor auftretende große Luftzähigkeit wäre Neon mit einer Zähigkeit von etwa $3100 \cdot 10^{-7}$ g/cm s das geeignete Gas gewesen. Wegen des hohen Preises des Neons mußte davon abgesehen werden. Als nächstes Gas, das einen bedeutenden Zähigkeitsunterschied gegenüber Luft aufweist, zeigt sich Äthan mit etwa $920 \cdot 10^{-7}$ g/cm s bei 20° C (Punkte C, Bild 91), also mit etwa der halben Luftzähigkeit bei gleicher Temperatur.

Es wurden nun Vergleichsversuche mit Hilfe des Auffangverfahrens bei Einspritzung in die Luft- und Äthanatmosphäre unternommen. Dabei wurde sofort nach Abschluß der in Luft vorgenommenen Auffanguntersuchungen die Bombe nach Entfernen der Luft mittels Vakuumpumpe mit Äthan gefüllt und — ohne daß an der Einstellung und Anordnung der Versuchsanlage das geringste geändert wurde — mit den Auffangversuchen in Äthan begonnen. Die Ergebnisse müssen im Verhältnis zueinander den Einfluß der unterschiedlichen Zähigkeit der beiden Gase auf die Strahlauflösung bei sonst gleichen Gasdichten aufzeigen.

Für die Bedingung gleicher Gasdichten von Luft und Äthan ($\rho_A = \rho_L$) ergeben sich die jeweils in der Bombe einzustellenden Drücke bei konstanter Gastemperatur von 20° C aus

$$P_A = \frac{R_A}{R_L} P_L = 0,963 P_L,$$

wobei R_A bzw. R_L die Gaskonstanten von Äthan und Luft bedeuten.

⁵⁾ Das Einschleusen kann zum Beweis dafür leider nicht photographiert werden, da — wie aus den Strahl-
aufnahmen hervorgeht — auf dem Bild das Strahlinnere stets schwarz erscheint, weil die Flüssigkeit (besonders
Gasöl) zu wenig Licht durchläßt. Auf dem Bilde ist also vom Einschleusvorgang nichts zu erkennen. Für das Auge
genügt jedoch das durch den Strahl scheinende Licht vollkommen, um genaue Einzelheiten feststellen zu können.

324 Einfluß der Strahlggeschwindigkeit

Die Versuche von Haenlein [2] haben neben anderem vor allem eindeutig den Einfluß zunehmender Strahlggeschwindigkeit auf die Strahlauflösung aufgezeigt. Er verwendete dabei allerdings nur zylindrische Lochdüsen.

Im Zusammenhang mit der vorliegenden Arbeit sollte der Einfluß der Strömungsform bei verschiedener Anfangsstörung und Abänderung der Strahlggeschwindigkeit auf die Strahlauflösung mittels des Auffangverfahrens festgestellt werden. Dabei wurde die Strahlggeschwindigkeit nur soweit verändert, wie sie den heute im Diesel- und Ottomotor hauptsächlich verwendeten Abspritzdrücken von etwa 70 bis 300 at entspricht. Die mittleren Strahlggeschwindigkeiten lagen dabei zwischen etwa 40 und 170 m/s. Eine weitere Steigerung des Abspritzdruckes und damit der Strahlggeschwindigkeit wurde vor allem aus dem Grunde unterlassen, weil bereits bei 300 at Abspritzdruck die Nadelsitze der Düsen nach 2- bis 3stündigem kalten Betrieb deutliche Verschleißspuren aufwiesen, was bei einigen Düsen allmählich zum Klemmen der Nadel führte.

Die mittlere Strahlggeschwindigkeit wurde festgestellt, indem bei stroboskopischer Funkenbeleuchtung die Strahllängen von Einspritzbeginn an von Grad zu Grad ausgemessen wurden. Schleichendes Einspritzende oder Nachspritzen blieb unberücksichtigt. Aus den so gefundenen Strahllängen und den bei der konstant eingehaltenen Versuchsdrehzahl von $n = 1000$ U/min bekannten Zeiten je ° PW konnte die mittlere Strahlggeschwindigkeit errechnet werden. Aus verständlichen technischen Gründen ließen sich die Strahlggeschwindigkeiten der untereinander verglichenen Düsen nicht genau jeweils auf dieselbe Größe bringen. Der auftretende Unterschied hält sich jedoch in Grenzen, die auf das Ergebnis des Vergleiches keinen Einfluß haben.

4. Versuchsergebnisse

Es sei zunächst bemerkt, daß die Ergebnisse nicht genau so getrennt voneinander wiedergegeben werden können, wie es den im Versuchsprogramm nacheinander aufgeführten und unterteilten Einflußgrößen entsprechend geschehen müßte. Es sind daher Ergebnisse, die eigentlich unter ein anderes Kapitel gehörten, jedoch im Zusammenhang erwähnenswert und zum tieferen Verständnis notwendig erscheinen, oft vorweggenommen bzw. später wiederholt.

Bezüglich der angeführten Strahlaufnahmen sei gesagt, daß auf allen Bildern sich links die Düse befindet; der Strahl bewegt sich auf dem Bilde also stets von links nach rechts. Der Maßstab der Kopien ist jeweils angegeben.

41 Einfluß der Anfangsstörung der Düse

Die Stromfäden in Bild 2 zeigen, daß bei der Zapfendüse die Spritzflüssigkeit nach Durchströmen des Nadelsitzes auf den zylindrischen Zapfen trifft und, an ihm entlang gleitend, durch die Düsenbohrung ins Freie gelangt. Diese Führung der Spritzflüssigkeit durch den Zapfen bringt es mit sich, daß die Flüssigkeit als geschlossener Zylinder die Düse verläßt. Die Bilder 10 bis 12 zeigen den Strahl in verschiedenen Stadien von Einspritzbeginn an gerechnet. Aus Bild 10 geht hervor, daß der Strahl beim Ablösen von dem Nadelsitz sich unter dem Einfluß der Oberflächenspannung zu einzelnen, unter sich jedoch zusammenhängenden Kernen ballt und in der Mitte Hohlräume aufweist. Dies wird vielleicht noch deutlicher in Bild 13 und 14, die das Einspritzende bei einer dem Bild 2 ähnlichen Zapfendüse zeigen, bei der der Zapfen jedoch etwas länger aus dem Düsenkörper herausragt.

Auf den Bildern 11 und 12, die gegenüber Bild 10 spätere Strahlstadien wiedergeben, zeigt der Strahl deutlich seine zusammengeballte, äußerlich zylindrische Strömungsform. Die unmittelbar an der Düse (ganz links auf Bild 11 und 12) seitlich abflatternden Flüssigkeitsstrahlen weisen darauf hin, daß sich an der Düsenbohrung selbst vorstehende Zacken bzw. ein Grat befindet, der dieses aus dem Rahmen fallende Abspalten kleiner Randteile und auch die etwas zerrissene Oberfläche des Strahles selbst verschuldet⁴⁾. Spätere Bilder von einer Düse mit einwandfreier Bohrung zeigen eine vollkommen glatte Strahloberfläche (Bilder 26 und 27) bei geballter Strömung.

Die Strahlaufnahmen, Bilder 10 bis 12, beweisen die Richtigkeit der eingangs angenommenen und durch die eingezeichneten Stromfäden in Bild 2 veranschaulichten Wirkungsweise der Zapfendüse. Es bestätigt sich, daß der Strahl bei Verlassen der Düse lediglich einen Impuls (entsprechend P_f in Bild 2) in Richtung der Strahlachse erhält. Kleine Quergeschwindigkeiten dürften allerdings trotzdem im Strahl vorhanden sein. An dem Zustandekommen einer reinen Schichtenströmung nach Art der aus der Hydrodynamik der Rohrströmung bekannten laminaren Strömung darf jedoch überhaupt gezweifelt werden. Die weit auseinanderliegenden Dichten der beiden Medien Flüssigkeit und Luft, die sich etwa wie 1000:1 verhalten, und das Vorhandensein der in der Grenzschicht der Flüssigkeit auftretenden Oberflächenspannung bringen es mit sich, daß sich die geringste Störung der Strahl-

⁴⁾ Die verwendete Zapfendüse (Bild 2) wurde absichtlich in dem angelieferten Zustand belassen, um so die fabrikatorische Beschaffenheit und ihren Einfluß auf den Strahl mit verdeutlichen zu können.

oberfläche auf das Strahlinnere fortpflanzt und reine Schichtenströmung verhindern wird. Die bei der Zapfendüse (Bild 2) beobachtete Strömungsform sei daher als „geballte Strömung“ bezeichnet.

Die in Bild 3 dargestellte Nadeldüse zeigt eine von der Zapfendüse sich etwas unterscheidende Anfangsstörung. Die Spritzflüssigkeit strömt durch den Nadelsitz an der Nadelspitze entlang mit großer Geschwindigkeit einem Punkt zu, an dem die von allen Seiten kommenden Stromfäden aufeinander prallen. Durch diesen „Flüssigkeitsstoß“ und durch die weiter nachdrängende Flüssigkeit (Druckgefälle) wird von dieser Düse dem ausfließenden Strahl ein Impuls aufgedrückt, entsprechend einer Kraft, deren eine Komponente P_f in Richtung der Strahlachse und andere Komponenten P_{AS} senkrecht dazu liegen (Bild 3). Die Folge davon ist eine gegenüber der geballten Strömung mehr aufgelockerte Strömung, wie die Bilder 15 bis 18 zeigen.



Bild 10.



Bild 11.

Bild 10 bis 12. Kraftstoffstrahl mit geballter Strömung, erzeugt mit Zapfendüse (Bild 2), in verschiedenen Stadien nach Einspritzbeginn.
Gasöl; Vakuum; $v_m = 80$ m/s; Einspritzdauer: 9° PW bei $n = 1000$ U/min; Vergr. 3,8-fach.
Bild 10: 0,9° PW nach S.-B.; Bild 11: 2,5° PW nach S.-B.; Bild 12: 8° PW nach S.-B.



Bild 12.

Bild 13 und 14 (unten). Kraftstoffstrahl am Einspritzende bei geballter Strömung, erzeugt mit einer Zapfendüse (ähnlich Bild 2).

Gasöl; $P_f = 1$ ata; $v_m = 80$ m/s; Strahlstadium: kurz vor Spritzende; Vergr. 7,8-fach.

Bild 13 zeigt das Ablösen des Kraftstoffes von der Düsen- nadel und den einsetzenden Einfluß der Oberfl.-Spannung des Kraftstoffes. Bild 14 verdeutlicht die Hohlraum- bildung innerhalb des Strahles.

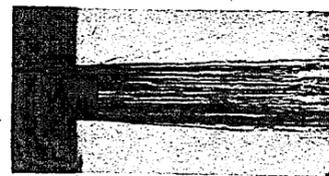


Bild 13.



Bild 14.

Bei dieser Düse wirkt die gegenüber dem Bohrungsdurchmesser große Bohrungslänge in Verbindung mit der Zähigkeit der Spritzflüssigkeit jedoch stark dämpfend auf die Anfangsstörung. Die senkrecht zur Strahlachse gerichteten Komponenten P_{AS} werden dadurch stark verkleinert und verschwinden schließlich ganz gegen Einspritzende zu, wo das Druckgefälle zwischen der Flüssigkeit im Nadelsitz und dem ausfließenden Strahl nur noch sehr klein ist. Die anfänglich aufgelockerte Strömung geht hier infolgedessen am Einspritzende in die geballte Strömung über.

Im Gegensatz zur Nadeldüse (Bild 3) besitzt die in Bild 4 dargestellte Flachsitzdüse eine Anfangsstörung, die das Zustandekommen einer reinen aufgelockerten Strömungsform des ausfließenden Strahles von Einspritzbeginn bis Einspritzende ermöglicht. Die Spritzflüssigkeit strömt in einer Ebene radial von allen Seiten zwischen Düsenblatt und Nadelsitz auf die blendenartig angeordnete Düsenbohrung zu. In der Düsenbohrung selbst kommt es zum Flüssigkeitsstoß. Er muß bei dieser Düse stärker sein, als bei der Nadeldüse (Bild 3), da die Flüssigkeit nicht wie dort unter einem Winkel von etwa 60° sondern in einer Ebene auf die Bohrung und damit auf den Stoßpunkt zufließt. Die bei

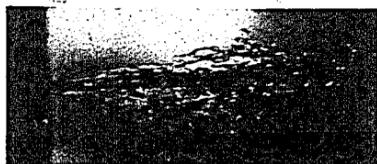


Bild 15.

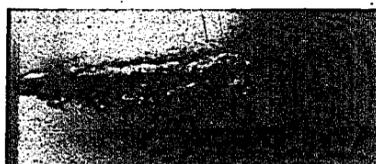


Bild 16.

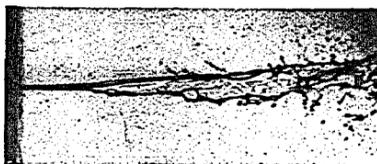


Bild 17.



Bild 18.

Bild 15 bis 18. Kraftstoffstrahl mit aufgelockerter Strömung, die in geballte übergeht, erzeugt mit Nadeldüse (Bild 3), in verschiedenen Stadien nach Einspritzbeginn.

Gasöl; Vakuum; $v_m = 75$ m/s; Einspritzdauer: $10,5^\circ$ PW bei $n = 1000$ U/min; Vergr. 2,5 fach.

Bild 15: 2° PW nach S.-B.; Bild 16: $4,5^\circ$ PW nach S.-B.; Bild 17: 7° PW nach S.-B.; Bild 18: 9° PW nach S.-B.

der Nadeldüse vorhandene Dämpfung durch die Düsenbohrung fällt bei der hier verwendeten Flachsitzdüse ebenfalls fort. Daraus kann man schließen, daß die durch den Flüssigkeitsstoß erzeugte, senkrecht zur Strahlachse auftretende Kraftkomponente P_{AS} (Bild 4) bedeutend größer sein muß als bei der Nadeldüse (Bild 3), und daß sie sich ungehindert durch etwaige Dämpfung auf den Strahl auswirken kann⁷⁾.

Die von der Flachsitzdüse gemachten Strahltaufnahmen, Bilder 19 bis 21, bestätigen diese Ausführungen und zeigen eine vollkommen aufgelockerte Strömungsform des Strahles. Bemerkenswert an dieser Strahlform und auf den Aufnahmen deutlich erkennbar ist die gegenüber der geballten Strömung bessere Kraftstoffverteilung des Strahles über ein größeres Volumen und der zerklüftete

⁷⁾ Eine gewisse Dämpfung der P_{AS} -Komponente und ihrer Auswirkung auf die Strahlbildung durch die Zähigkeit der Spritzflüssigkeit ist natürlich stets vorhanden.



Bild 19.



Bild 20.



Bild 21.

Bild 19 bis 21. Kraftstoffstrahl mit aufgelockerter Strömung, erzeugt mit Flachsitzdüse (Bild 4), in verschiedenen Stadien nach Einspritzbeginn.

Gasöl; Vakuum; $v_m = 77$ m/s; Einspritzdauer: 13° PW bei $n = 1000$ U/min; Vergr. 5 fach.

Bild 19: 4° PW nach S.-B.;
Bild 20: 9° PW nach S.-B.;
Bild 21: 11° PW nach S.-B.

Strahlrand, der für die Erzeugung und den Angriff der später zu beschreibenden Luftkräfte günstigere Bedingungen mit sich bringt, als dies bei der geballten Strömung der Fall ist.

Man kann also nach den bisherigen Feststellungen zwischen zwei grundsätzlich verschiedenen Strömungsformen des Strahles unterscheiden, die ihr Entstehen der in der Düse auftretenden Anfangsstörung verdanken: zwischen geballter und aufgelockerter Strömung. Die beiden charakteristischen zum Erzeugen dieser Strömungsformen hier verwendeten Düsen sind die Zapfendüse Bild 2 und die Flachsitzdüse Bild 4.

Die in Bild 5 dargestellte Zapfendüse mit am Zapfenende angedrehtem Kreisegel stellt einen Abart der Zapfendüse des Bildes 2 dar. Die eingezeichneten Stromfäden zeigen, daß die Spritzflüssigkeit zunächst am zylindrischen Zapfenteil entlang gleitet, dann auf den kegelförmigen Zapfenteil stößt, von dem sie weitergeführt wird und in der Form einer kegeligen Mantelfläche die Düse

Bild 22. Bei der Zapfendüse mit Kegel (Bild 5) verläßt die Spritzflüssigkeit die Düse als kegelförmiges Häutchen.
Zähes Schmieröl; Vakuum;
 $v_m \approx 40$ m/s; nat. Größe.
Strahlstadium: $\approx 5^\circ$ PW nach S.-B.



verläßt. Dies ist sehr klar auf Bild 22 unter Verwendung des sehr zähen Schmieröls veranschaulicht. Die Spritzflüssigkeit verläßt also in Form eines kegeligen Häutchens die Düse. Die große Zähigkeit des Schmieröls verhindert eine weitere Auflösung desselben. Unter Verwendung des weniger zähen Gasöls tritt dieselbe Art der Strahlbildung auf. Es wird auch hier zunächst unter dem Einfluß der Zähigkeit des Gasöls ein Häutchen gebildet, das jedoch unmittelbar nach Verlassen des Zapfens infolge der Oberflächenspannung des Gasöls in einzelne kleine Strahlkerne zerfällt, die dann für sich weiter fliegen. Dabei wird jedoch die Kegelmantelform des Strahles auch weiterhin gewahrt. Eine Photographie dieser Strahlform mit Gasöl, die ohne weiteres Einblick in dieselbe gewährt, ist aus den in der Fußnote 5 auf Seite 7 geschilderten Gründen nicht möglich gewesen, da das Gasöl im Gegen-

Bild 23. Oberflächenspannung verursacht Zerfallen des mit der Zapfendüse (Bild 5) erzeugten kegelförmigen Flüssigkeitshäutchens (vgl. Bild 22).
Gasöl; $p_a = 1$ ata; $v_m \approx 50$ m/s;
Strahlstadium: $8,8^\circ$ PW nach S.-B.; Einspritzdauer: 13° PW bei $n = 1000$ U/min; Vergr. 5 fach.



satz zu dem verwendeten Schmieröl nicht genügend Helligkeit zum Belichten des Filmes durchläßt. Der Nachweis der kegelmantelförmigen Strahlform bei der Zapfendüse (Bild 5) mit Gasöl gelang jedoch mit Hilfe der auf Seite 22 näher beschriebenen, in den Strahl gesetzten Blende (Bild 83), die einen Mittelschnitt des Strahles freigibt unter Zurückhaltung der vor und hinter diesem Mittelstück des Strahles befindlichen Strahlteile. Das so gewonnene Bild 84 zeigt deutlich den kegelmantelförmigen Aufbau des Strahles auch bei Gasöl.

Zum Beweis für das oben erwähnte Zerfallen des sich vom Zapfenkegel ablösenden Häutchens in einzelne Kerne bei Verwendung von Gasöl kann noch die zufällig gelungene Aufnahme, Bild 23, angeführt werden, die diesen Einfluß der Oberflächenspannung veranschaulicht.

Noch deutlicher wurde die Häutchenbildung und der Häutchenzerfall mit der in Bild 6 dargestellten behelfsmäßig aufgebauten Spaltdüse festgestellt. Die Bilder 24 und 25 zeigen die Draufsicht auf die Breitseite des den Spalt verlassenden Häutchens. In Bild 24 ist die Kernbildung an dem vorderen Teil des Häutchens zu sehen. Bild 25, das ein späteres Einspritzstadium wiedergibt, läßt

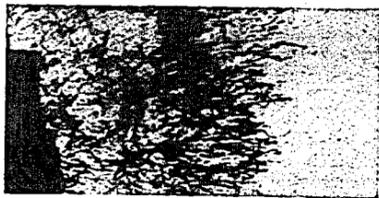


Bild 24. Bild 24 und 25. Zerfall des mit Spaltdüse (Bild 6) erzeugten Flüssigkeitshäutchens. Bild 25.
Gasöl; Vakuum; Spalthöhe $\approx 0,1$ mm; Vergr. 5 fach.
Bild 24: früheres; Bild 25: späteres Strahlstadium.

erkennen, daß das Häutchen dann auch quer zur Einspritzrichtung in einzelne kleine Kerne zerfällt. Auf die Bedeutung dieser Häutchenbildung wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen werden. Nun wurden die Strahlen aus der Zapfendüse (Bild 2) und der Flachsitzdüse (Bild 4) bei verschiedenen Strahlgeschwindigkeiten untersucht. Es ist wichtig — besonders für die späteren Messungen — feststellen zu können, daß mit steigender Strahlgeschwindigkeit die Strömungsform bei diesen beiden Düsen grundsätzlich dieselbe bleibt. Ein Übergang beispielsweise von geballter zu aufgelockelter Strömung mit steigender Strahlgeschwindigkeit — wie man etwa in Analogie zur Rohrströmung aus dem Übergang von laminarer in turbulente Strömung annehmen könnte — tritt bei dem hier erfaßten Geschwindigkeitsbereich nicht ein. Es ist auch nicht anzunehmen, daß bei der Art der Führung der Flüssigkeit, beispielsweise bei der Zapfendüse, Bild 2, in der Düse sich starke, senkrecht zur Strahlachse gerichtete Geschwindigkeitskomponenten ausbilden können, die dann zu einer mehr aufgelockerten Strömungsform führen würden.

In diesem Zusammenhang sei noch auf die in den Bildern 26 bis 29 wiedergegebenen Versuche mit einer Flachsitzdüse von 0,3 mm Dmr. und einer solchen mit 1 mm Bohrungsdmr. bei stets gleich bleibendem Nadelsitzdurchmesser von 3 mm Dmr. hingewiesen. Die Flachsitzdüse mit 0,3 mm Dmr. zeigt überraschenderweise eine reine geballte Strömung. Dies kommt anscheinend dadurch zustande,

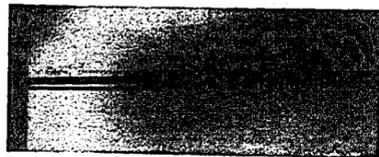
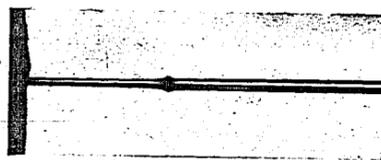
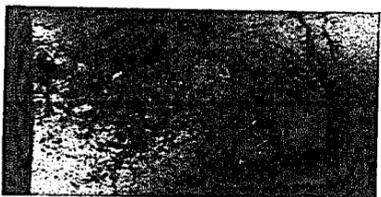


Bild 26. Bild 26 und 27 (obere Bildreihe). Kraftstoffstrahl mit geballter Strömung, erzeugt mit Bild 27.
einer Flachsitzdüse mit 0,3 mm Dmr., bei verschiedenen Strahlgeschwindigkeiten v_m .
Gasöl; Vakuum; Strahlstadium: 5° PW nach S.-B.; Einspritzdauer: $\approx 13^\circ$ PW bei $n = 1000$ U/min; Vergr. 5 fach.
Bild 26: $v_m = 72$ m/s; Bild 27: $v_m = 160$ m/s.

Bild 28 und 29 (untere Bildreihe). Kraftstoffstrahl mit aufgelockelter Strömung, erzeugt Bild 29.
mit einer Flachsitzdüse mit 1,0 mm Dmr., in verschiedenen Stadien nach Einspritzbeginn.
Gasöl; Vakuum; $v_m \approx 60$ m/s; Einspritzdauer: $\approx 12^\circ$ PW bei $n = 1000$ U/min; Vergr. 5 fach.
Bild 28: 1,0° PW; Bild 29: 10° PW nach S.-B.



daß die Geschwindigkeit der Flüssigkeit auf dem hier gegenüber der Düse mit 0,8 mm Dmr. längeren Weg im Nadelsitz (Flachsitze) durch die Flüssigkeitszähigkeit und -reibung stark herabgemindert wird, was gleichzeitig die vollkommene Abdämpfung des Flüssigkeitsstoßes in der Düsenbohrung zur Folge hat⁸⁾.

Die Flachsitzdüse mit 1 mm Düsenbohrung zeigt wieder reine aufgelockerte Strömung (Bilder 28 und 29). Bild 29 läßt jedoch vermuten, daß der Strahlkern hier stärker ist als bei der Düse mit 0,8 mm Bohrungsdmr.

Diese beiden Aufnahmereihen wurden lediglich mit angeführt, um zu zeigen, daß beim Entwurf der Düse weit mehr Umstände zu berücksichtigen sind, um den erhofften Erfolg zu erzielen, als von vornherein zu übersehen sind. Die günstigste Lösung kann dabei oft nur durch den Versuch ermittelt werden, wie diese Beispiele zeigen.

42 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Spritzflüssigkeit

Die Zähigkeit der Flüssigkeit wirkt grundsätzlich hemmend und verzögernd auf die Flüssigkeitsbewegung als Ganzes und auf die Bewegung von Flüssigkeitsteilchen relativ zu den anderen innerhalb der Flüssigkeit selbst. Sie dämpft die Anfangsstörung, besonders den Flüssigkeitsstoß und damit das Entstehen der P_{AS} -Komponenten. Aus den Einspritzversuchen von Haenlein [3] mit zähen Flüssigkeiten geht fernerhin hervor, daß die Strahlauflösung in starkem Maße durch die Zähigkeit der Flüssigkeit behindert wird. Diese Feststellung wird weiterhin unterstrichen durch den Vergleich der Häutchenbildung und des Häutchenzerfalls in Bild 22 (sehr zähes Schmieröl) und in den Bildern 23 und 24 (Gasöl). Hierbei zeigt sich, daß die Zähigkeit selbst das Auswirken der Oberflächenspannung zu hemmen und damit die wichtigste Voraussetzung der Tropfenbildung zu unterbinden in der Lage ist. Die Aufnahmen von Haenlein mit zähen Flüssigkeiten zeigen demnach auch keine Tropfenbildung (wie hier an den später gezeigten Aufnahmen mit Gasöl oder Wasser zu sehen sein wird), sondern lediglich ein Auflösen des Strahles in einzelne Flüssigkeitstränen.

Die Oberflächenspannung ist im Gegensatz zum Begriff der Dichte und Zähigkeit keine spezifische Flüssigkeitseigenschaft. Sie verdankt ihr Zustandekommen den Kohäsionskräften, die zwischen den Flüssigkeitsmolekülen bestehen. Sie ist damit also abhängig von der Flüssigkeitsdichte.

Bei merklich werdender Krümmung der Flüssigkeitsoberfläche setzt die Wirkung der Oberflächenspannung ein. Sie äußert sich in der Form des sogenannten Krümmungsdruckes, der bestrebt ist, einem vorgegebenen Flüssigkeitsvolumen die kleinste Oberfläche, also Kugelgestalt, zu geben. Für den Krümmungsdruck p gilt allgemein die Beziehung

$$p = \gamma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \text{ [kg/cm}^2\text{]},$$

wobei γ die Kapillaritätskonstante, R_1 und R_2 die Krümmungsradien der Flüssigkeitsoberfläche in zwei zueinander senkrecht stehenden Schnittebenen bedeuten. Man erkennt aus dieser Gleichung, daß der Krümmungsdruck mit kleiner werdendem Krümmungsradius zunimmt. Dies hat für die Strömungsform des Strahles, den Strahlzerfall und die Tröpfchenbildung eine außerordentliche Bedeutung.

Zunächst muß man feststellen, daß der von der Oberflächenspannung herrührende Krümmungsdruck das Zustandekommen und Aufrechterhalten der geballten Strömung überhaupt erst ermöglicht. Zum Erreichen der aufgelockerten Strömung ist andererseits demnach dem Strahl ein entsprechender Impuls zu geben, der den Krümmungsdruck der geballten Strömung zu überwinden imstande ist und der das bemerkenswerte scheibenförmige Aufteilen senkrecht zur Strahlachse hervorbringt, das man bei der aufgelockerten Strömung im Vakuum beobachtet⁹⁾.

Man kann für ein und dieselbe Spritzflüssigkeit aus der Gleichung für den Krümmungsdruck weiter schließen, daß bei gleicher äußerer Störung der Strahloberfläche ein zylindrischer Strahlkern nach Art des Bildes 26 von sehr kleinem Durchmesser allein unter dem Einfluß des Krümmungsdruckes schneller und in feinere Tropfen zerfallen muß als ein Strahlkern größeren Durchmessers, da bei letzterem der Krümmungsdruck bedeutend kleiner ist.

Diese Erkenntnis ist im besonderen mit Hilfe der Spaltdüse veranschaulicht und praktisch nutzbar zu machen. Je nach Höhe des Spaltes wird ein stärkeres oder dünneres Häutchen gebildet. Das dünnere Häutchen wird gegenüber dem stärkeren sich unter dem Einfluß der Oberflächenspannung in Kerne bedeutend kleineren Durchmessers zerteilen, die dann ihrerseits nach obigen Ausführungen günstiger für den Weiterzerfall sind. In den Bildern 24 und 25 von der Spaltdüse sowie in den Bildern 17 und 18 ist im Strahl selbst und an der Strahlspitze bereits ein heftiges Zertropfen der feinen Kerne infolge des großen Krümmungsdruckes derselben zu sehen, wohingegen dies bei den anderen im Vakuum

⁸⁾ Weitere Deutung hierzu siehe Fußnote 9.

⁹⁾ Man kann nach dieser Feststellung bezüglich der im vorigen Abschnitt behandelten Flachsitzdüse mit 0,3 mm Dmr. die dort beobachtete geballte Strömung auch noch so erklären, daß hier der Flüssigkeitsstoß bereits nicht mehr ausreicht, um den bei der kleinen Bohrung (und somit einem Kern kleinen Durchmessers) entstehenden größeren Krümmungsdruck zu überwinden.

mit demselben Gasöl als Spritzflüssigkeit gemachten Aufnahmen (z. B. Bilder 10 bis 12, 15, 16, 19 bis 21) nicht zu beobachten ist.

Eine weitere Bestätigung für die Richtigkeit dieser Feststellungen bietet die im praktischen Motorbetrieb bestens bewährte *Saurer*-Spaltdüse, die mit sehr dünnem Spalt arbeitet und mit der bei reiner Strahleinspritzung der günstige Kraftstoffverbrauch von 159 g/PS_h im Motor erzielt wurde¹⁰⁾.

Um den Einfluß der physikalischen Kenngrößen der Spritzflüssigkeit auf die Strömungsform noch etwas näher beleuchten zu können, wurde im Vergleich zu den bisher mit Gasöl gemachten Versuchen mit Wasser eingespritzt, dessen physikalische Kenngrößen zahlenmäßig im unmittelbaren Gegensatz zu denen des Gasöls stehen (vgl. Zahlentafel 1). Die Zähigkeit des Wassers ist um ein Vielfaches kleiner, die Oberflächenspannung mehr als doppelt so groß wie die des Gasöls.

Die mit der Zapfendüse (Bild 2) und Wasser erzeugte geballte Strömung zeigen die Bilder 30 und 31; die mit der Flachsitzdüse von 0,8 mm Dmr. (Bild 4) und Wasser hervorgerufene aufgelockerte Strömung geben die Bilder 32 und 33 wieder (vgl. hierzu die Bilder 10 bis 12 und 19 bis 21 der Gasölaufnahmen).

Die geballte Strömung mit Wasser weist gegenüber der von Gasöl keinen Unterschied auf. Die Bilder 32 und 33 zeigen jedoch im Vergleich mit den Bildern 19 bis 21, daß das Auflockern der Strömung mit Wasser infolge der gegenüber Gasöl geringeren Zähigkeit bei sonst gleicher Anfangsstörung in verstärktem Maße erfolgt, daß andererseits infolge der größeren Oberflächenspannung von Wasser sich sofort innerhalb des Strahlgefüges (Bild 32) und auch in den Randzonen (Bild 33) bei der aufgelockerten Strömung senkrecht zur Strahlachse gerichtete Kerne sehr kleinen Durchmessers bilden, die infolge ihres starken Krümmungsdruckes bereits im Vakuum zertropfen.

43 Einfluß der physikalischen Eigenschaften der Luft und der Strahlgeschwindigkeit

Aus den bisher im Vakuum gemachten Aufnahmen geht hervor, daß außer durch den Krümmungsdruck kein nennenswertes Zertropfen des Strahles auftritt. Die Bilder 34 bis 42 der geballten Strömung und die Bilder 43 bis 53 der aufgelockerten Strömung bei verschiedenen Luftdichten jedoch dabei

¹⁰⁾ Man muß sich bei dieser Feststellung darüber klar sein, daß dieses günstige Ergebnis natürlich nicht allein der Düse zu verdanken ist, denn es kommt ja im Motor stets in bezug auf die Verbrennung auf das Zusammenarbeiten Düse—Brennraum—Luftbewegung an. Man darf in diesem Falle jedoch sagen, daß die *Saurer*-Spaltdüse an dem günstigen Ergebnis ausschlaggebenden Anteil besitzt.



Bild 30. Bild 30 und 31 (obere Bildreihe). Vergleichsversuche mit Wasser: Geballte Strömung, erzeugt mit Zapfendüse (Bild 2).

Wasser; Vakuum; $v_m = 100$ m/s; Vergr. 5fach.
Bild 30: Einspritzbeginn; Bild 31: Mittleres Strahlstadium.

Bild 32 und 33 (untere Bildreihe). Vergleichsversuche mit Wasser: Aufgelockerte Strömung, erzeugt mit Flachsitzdüse (Bild 4).

Wasser; Vakuum; $v_m = 60$ m/s; Vergr. 5fach.
Bild 32: Kurz nach S.-B.; Bild 33: Kurz vor Spritzende.
(Auf die Wiedergabe der einzelnen Strahlstadien wird verzichtet, da die Düse mit Wasser sehr unregelmäßig spritzte.)



gleichbleibender Strahlgeschwindigkeit zeigen, daß mit steigender Luftdichte die Tropfenbildung mehr und mehr einsetzt; und zwar tritt das Zertropfen bei aufgelockelter Strömung bereits bei niedrigeren Luftdichten und heftiger ein, als dies bei der geballten Strömung der Fall ist.

Man kann daraus feststellen, daß die eigentliche Strahlauflösung und das heftig einsetzende Zertropfen lediglich dem Einfluß der Luftkräfte zuzuschreiben ist. Es ist also sachlich nicht richtig zu sagen: „Die Düse zerstäubt“. Die Düse schafft lediglich durch Erzeugen der Strömungsform des Strahles (Anfangsstörung) die Voraussetzung für mehr oder weniger

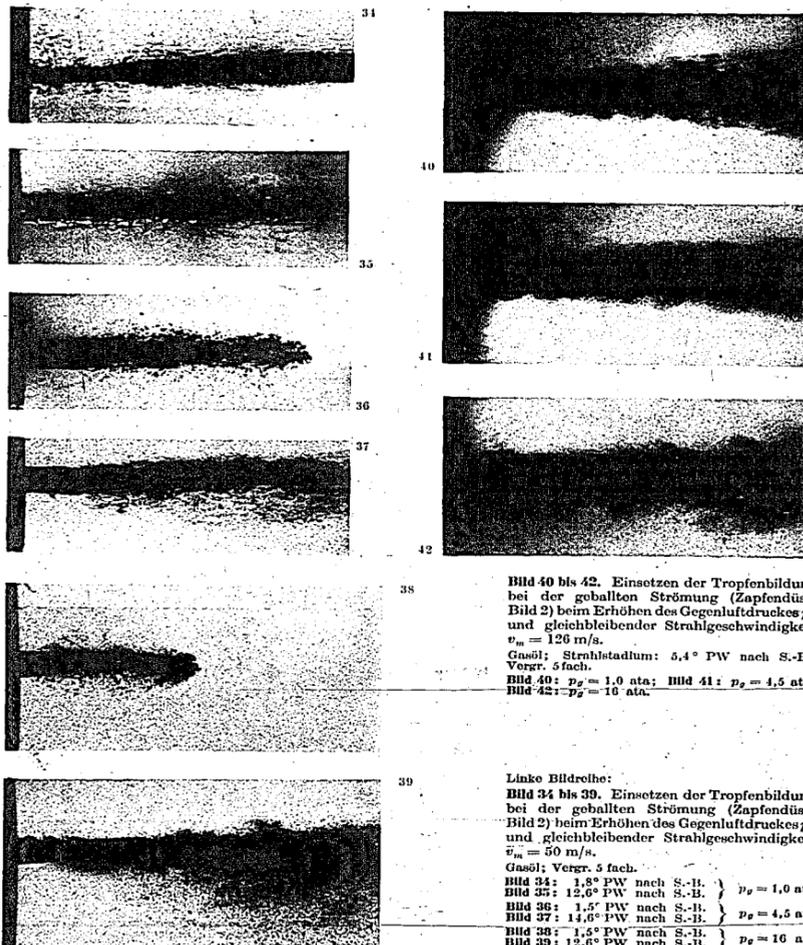


Bild 40 bis 42. Einsetzen der Tropfenbildung bei der geballten Strömung (Zapfendüse, Bild 2) beim Erhöhen des Gegenluftdruckes p_g und gleichbleibender Strahlgeschwindigkeit $v_m = 120$ m/s.
Gasöl; Strahlstadium: $5,4^\circ$ PW nach S.-B.; Vergr. 5fach.
Bild 40: $p_g = 1,0$ ata; Bild 41: $p_g = 4,5$ ata;
Bild 42: $p_g = 10$ ata.

Linke Bildreihe:
Bild 34 bis 39. Einsetzen der Tropfenbildung bei der geballten Strömung (Zapfendüse, Bild 2) beim Erhöhen des Gegenluftdruckes p_g und gleichbleibender Strahlgeschwindigkeit $v_m = 50$ m/s.
Gasöl; Vergr. 5fach.
Bild 34: $1,8^\circ$ PW nach S.-B. } $p_g = 1,0$ ata
Bild 35: $12,6^\circ$ PW nach S.-B. }
Bild 36: $1,5^\circ$ PW nach S.-B. } $p_g = 4,5$ ata
Bild 37: $14,6^\circ$ PW nach S.-B. }
Bild 38: $1,5^\circ$ PW nach S.-B. } $p_g = 10$ ata
Bild 39: $12,6^\circ$ PW nach S.-B. }



Bild 43.

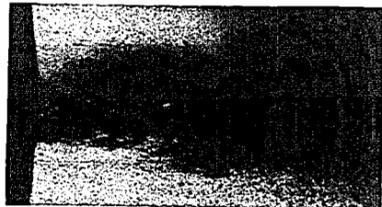


Bild 47.



Bild 44.



Bild 48.



Bild 45.

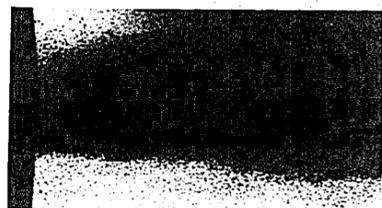


Bild 49.



Bild 46.

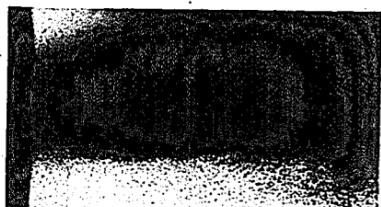


Bild 50.

Bild 43 bis 50. Einsetzen der Tropfenbildung bei der aufgelockerten Strömung (Flachsitzdüse, Bild 4), beim Erhöhen des Gegenluftdruckes p_g und gleichbleibender Strahlgeschwindigkeit $v_m = 60$ m/s.

Bild 43: 1,0° PW nach S.-B.	Bild 43: 1,0° PW nach S.-B. } $p_g = 1,0$ ata
Bild 44: 12° PW nach S.-B.	Bild 44: 12° PW nach S.-B. }
Bild 45: 1,0° PW nach S.-B.	Bild 46: 2,0° PW nach S.-B. } $p_g = 4,5$ ata
Bild 46: 4,7° PW nach S.-B.	Bild 48: 4,7° PW nach S.-B. }
Bild 47: 12° PW nach S.-B.	Bild 50: 12° PW nach S.-B. } $p_g = 16$ ata

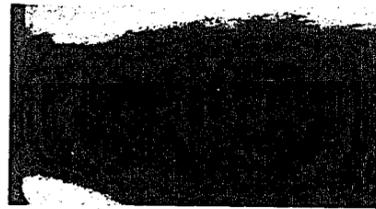


Bild 51.



Bild 52.

Bild 51 bis 53. Einsetzen der Tropfenbildung bei der aufgelockerten Strömung (Flachsitzdüse, Bild 4), beim Erhöhen des Gegenluftdruckes p_g und gleichbleibender Strahlgeschwindigkeit $v_m = 130$ m/s.

Gasöl; Strahlstadium: 6° PW nach S.-B.;
Vergr. 5fach.

Bild 51: $p_g = 1,0$ ata; Bild 52: $p_g = 4,5$ ata;
Bild 53: $p_g = 16$ ata.



Bild 53.

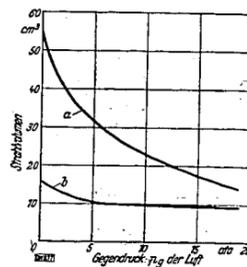
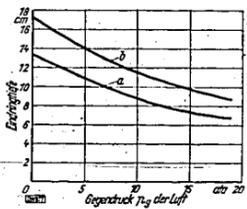


Bild 54 (oben) und 55 (unten). Strahlvolumen und Eindringtiefe bei Einspritzende in Abhängigkeit vom Luftgedrueck p_g .

Kurve a: aufgelockerte Strömung; Flachsitzdüse (Bild 4); $v_m = 125$ m/s;
Kurve b: geballte Strömung; Zapfendüse (Bild 2); $v_m = 119$ m/s.



rasches Zerstäuben. Die Düse kann zwar von vornherein die Spritzflüssigkeit über ein mehr oder weniger großes Volumen aufteilen — die eigentliche Strahllösung bleibt jedoch ausschließ- lich den durch die Relativgeschwindigkeit Flüssigkeit-Luft ent- stehenden Luftkräften vorbehalten. Diese Anschauung wird durch die später behandelten Mengemessungen noch weiter belegt werden.

Aus früheren Untersuchungen über den Einfluß der Luft- dichte auf den Strahl ist bekannt, daß mit steigender Luftdichte die Eindringtiefe und das Gesamtvolumen des Strahles abnimmt. Die Bilder 54 und 55 zeigen für die geballte und die aufgelockerte Strömungsform den Verlauf dieser Werte über der Luftdichte (Gegen- druck der Luft) aufgetragen. Sie sind für das Einspritzende ermittelt, also für das Strahlstadium, in dem der letzte Rest der für die Untersuchungen zugrunde gelegten Einspritzmenge von 30 mg/Hub gerade die Düse verlassen hat. Für die Ermittlung der Strahl- volumina ist angenommen worden, daß der Strahl sich geometrisch aus einem Kreiskegel mit an der Grundfläche des Kreiskegels an- gesetzter Halbkugel zusammensetzt. Bei bekannter Gesamtlänge l und Kegelwinkel α errechnet sich dann das Strahlvolumen aus (Bild 56):

$$V_{str} = \frac{\pi \cdot P \cdot \lg^2 \alpha / 2}{3 \cdot (1 + \lg \alpha / 2)^2} \cdot (1 + 2 \lg \alpha / 2).$$

Winkel α und Länge l wurden aus den Aufnahmen ausgemessen. Bei dieser Art der Volumenerrechnung fällt das Volumen des Strahles bei geballter Strömung etwas zu groß, bei aufgelockelter Strömung etwas zu klein aus.

An diesen Schaubildern ist der große Einfluß der Luftdichte einerseits und das unterschiedliche Verhalten der beiden Strömungs-

Bild 56. Ermittlung des Strahl- volumens aus einem Kreiskegel mit an der Grundfläche angesetzter Halbkugel.



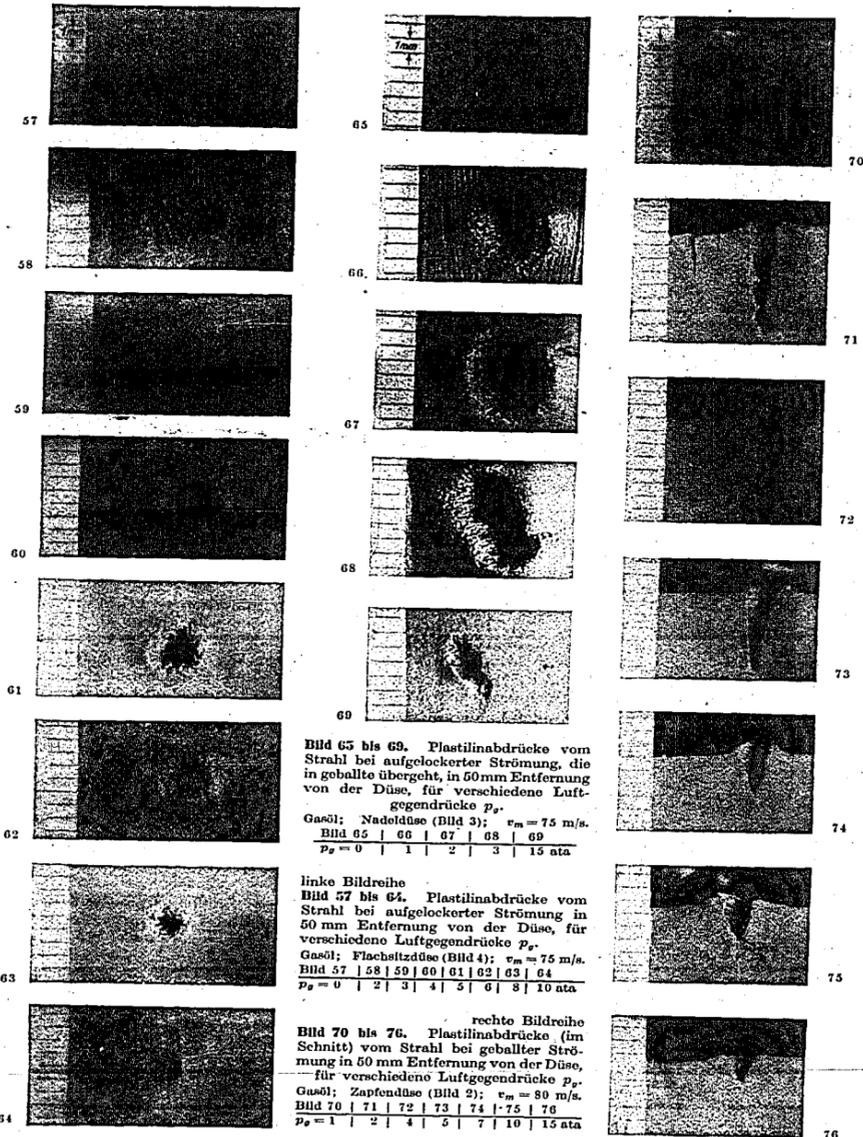


Bild 65 bis 69. Plastilinabdrücke vom Strahl bei aufgelockelter Strömung, die in geballte übergeht, in 50 mm Entfernung von der Düse, für verschiedene Luftgedrücke p_g .

Gasöl; Nadeldüse (Bild 3); $v_m = 75$ m/s.
Bild 65 | 66 | 67 | 68 | 69
 $p_g = 0$ | 1 | 2 | 3 | 15 ata

linke Bildreihe
Bild 57 bis 64. Plastilinabdrücke vom Strahl bei aufgelockelter Strömung in 50 mm Entfernung von der Düse, für verschiedene Luftgedrücke p_g .

Gasöl; Flachstzdüse (Bild 4); $v_m = 75$ m/s.
Bild 57 | 58 | 59 | 60 | 61 | 62 | 63 | 64
 $p_g = 0$ | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 ata

rechte Bildreihe
Bild 70 bis 76. Plastilinabdrücke (im Schnitt) vom Strahl bei geballter Strömung in 50 mm Entfernung von der Düse, für verschiedene Luftgedrücke p_g .

Gasöl; Zapfendüse (Bild 2); $v_m = 80$ m/s.
Bild 70 | 71 | 72 | 73 | 74 | 75 | 76
 $p_g = 1$ | 2 | 4 | 5 | 7 | 10 | 15 ata

formen bei weiterer Strahlauflösung unter Gegendruck andererseits zu erkennen. Das Volumen des Strahles bei aufgelockelter Strömung ist bedeutend größer und weist eine ausgeprägtere Abhängigkeit vom Gegendruck auf, als dies beim Strahl mit geballter Strömung der Fall ist.

Aus Bild 54 ergibt sich noch folgende wichtige Feststellung: Unter Zugrundelegung des zur Verbrennung erforderlichen theoretischen Luftbedarfes, also für $\lambda = 1$, enthält der aufgelockerte Gasölstrahl bei 15 ata Gegendruck der Luft in der Bombe 70%, der Strahl mit geballter Strömung nur 38% der nötigen Luftmenge. Wie eingangs festgelegt, ist die bei 15 ata in der Bombe herrschende Luftdichte die gleiche, wie sie im Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung im Dieselmotor anzutreffen ist.

Einen näheren Aufschluß über die Vorgänge im Strahl bei zunehmendem Gegendruck der Luft geben die Plastilinabdrücke, die in 50 mm Entfernung von Düsenvorderrande vom Strahl genommen wurden. Die Bilder 57 bis 64 zeigen die Abdrücke vom Strahl mit aufgelockelter Strömungsform (Flachstzdüse 0,8 mm Dmr.). Es ist auf den Bildern zu erkennen, daß das im Vakuum sehr lockere Strahlgefüge sich bei 2 ata Gegendruck bereits etwas zusammengeschlossen hat. Bei 3 ata Gegendruck ist ein deutlicher Ansatz zu einer Kernbildung im Strahl wahrzunehmen (siehe Bild 59). Dieser Kern verstärkt sich bei 4 und 5 ata Gegendruck noch mehr. Durch den weichen Übergang vom Kerneindruck im Plastilin nach außen ist die Struktur des Strahles nach Lee (Bild 8) bestätigt. Um den Strahlkern herum befindet sich ein aus abgespalteten Strahlteilen bestehender Strahlmantel. Die Kernbildung kommt bei der aufgelockerten Strömung jedoch erst unter dem Einfluß der Luftdichte zustande. Die weiteren Abdrücke bei 6,8 und 10 ata Gegendruck zeigen dann einen mehr und mehr abnehmenden Strahlkernabdruck.

Aus diesen Abdrücken kann man folgendes schließen: Mit vom Vakuum an zunehmender Luftdichte wird die Auflockerung des Strahles zunächst mehr und mehr aufgehoben. Der Strahl wird zusammengedrückt, und es zeichnet sich ein deutlicher Strahlkern ab. Dieser Strahlkern ist am ausgeprägtesten und besitzt den größten Durchmesser bei etwa 4 bis 5 ata Gegendruck der Luft. Bis hierhin tritt also keine Strahlauflösung (abgesehen von der Tropfenbildung an den äußeren Randteilen des Strahles) sondern eher eine zunehmende Strahlverdichtung auf. Diese Erscheinung ist dem Einfluß des von außen auf den Strahl einwirkenden statischen Luftdruckes zuzuschreiben. Das Zusammendrücken des Strahles wäre nicht vorhanden, wenn durch die Relativgeschwindigkeit Strahl—Luft und durch das dabei auftretende Mitreißen der Luft durch den Strahl große dynamische Luftkräfte erzeugt würden, die den Strahl weiter zerteilen würden. Diese dynamischen Luftkräfte haben bei der Arbeit des Zerteilens die in der Flüssigkeit vorhandenen inneren molekularen Flüssigkeitskräfte zu überwinden (Oberflächenspannung, Kohäsionskraft). Da der Strahl nun aber bis zu einer dem Luftdruck von 4 bis 5 ata entsprechenden Luftdichte nicht weiter aufgelöst, sondern mehr und mehr verdichtet wird, so kann man daraus schließen, daß die bis zu diesem Stadium erzeugten dynamischen Luftkräfte noch nicht groß genug sind, um die inneren molekularen Flüssigkeitskräfte des Gasölstrahles überwinden zu können, und daß sich somit der Einfluß des statischen Luftdruckes durch Zusammendrücken des Strahles voll auswirken kann. Bei 4 bis 5 ata Gegendruck ist jedoch gewissermaßen ein Gleichgewichtszustand zwischen inneren molekularen Flüssigkeitskräften des Gasölstrahles und äußeren dynamischen Luftkräften erreicht, denn nach Überschreiten dieses Punktes setzt mit steigendem Gegendruck — deutlich wahrnehmbar durch den immer kleiner werdenden Strahlkern im Abdruck — der Kernabbau und damit zunehmende Strahlauflösung ein. Die äußeren auf den Strahl zerteilend und abspaltend wirkenden dynamischen Luftkräfte werden mit steigender Luftdichte größer. Auf das Zustandekommen dieser dynamischen Luftkräfte wird im Abschnitt 6 näher eingegangen werden.

Die in den Bildern 65 bis 69 wiedergegebenen Strahlabdrücke bei Verwendung der Nadeldüse (Bild 3) bestätigen die oben geschilderten Beobachtungen. Bei dieser Düse trat jedoch bei 3 ata Gegendruck eine Kernspaltung auf, die das Bild verwischt, weshalb die Wiedergabe der Abdrücke bei den folgenden Druckstufen unterlassen wurde. Der Abdruck bei 15 ata Gegendruck (Bild 69) zeigt jedoch deutlich die gegenüber 2 ata eingetretene Kern- und Strahlauflösung.

Bei der geballten Strömung (Zapfendüse, Bild 2) tritt die Erscheinung des Zusammendrückens des Strahles bei vom Vakuum an zunehmender Luftdichte nicht in dem Maße auf wie bei der aufgelockerten Strömung, da die geballte Strömung im Vakuum an und für sich schon einen ziemlich festen Strahlkern darstellt, der von vornherein nur geringe Hohlräume besitzt. Mit Hilfe der später beschriebenen Mengemessung gelingt jedoch auch hier der Nachweis, daß die im Strahlinneren befindlichen Hohlräume bei der geballten Strömung und damit der Strahl selbst zusammengedrückt wird. Die in den Bildern 70 bis 76 im Schnitt wiedergegebenen Abdrücke der geballten Strömung lassen jedoch mit Deutlichkeit erkennen, daß auch hier der Strahlabbau bei etwa 5 ata Gegendruck der Luft einsetzt und mit weiter steigender Luftdichte zunimmt, was daraus zu ersehen ist, daß sich der Eindruck verbreitert und die Eindringtiefe abnimmt.

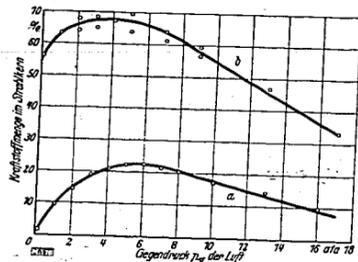


Bild 77. Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Kraftstoffmenge an der insgesamt je Hub eingespritzten Menge in Abhängigkeit vom Luftgedrueck p_g (Aufangversuch).
Kurve a: aufgelockerte Strömung; Flachsitzdüse (Bild 4);
 $v_m = 108 \text{ m/s}$;
 $v_m = 106 \text{ m/s}$.
Kurve b: geballte Strömung; Zapfendüse (Bild 2);
 $v_m = 106 \text{ m/s}$.

Überwiegen der äußeren, abspaltend wirkenden dynamischen Luftkräfte gegenüber den inneren molekularen Flüssigkeitskräften des Gasölstrahles ein und nimmt mit größer werdendem Gegendruck der Luft mehr und mehr zu.

Diese Messungen bestätigen also die bereits an Hand der Plastilinabdrücke gemachten Beobachtungen und geben ein klares Bild über den Einfluß der Luftdichte auf den Strahl. Sie beweisen gleichzeitig, daß man bei der Beurteilung des Luftdichteinflusses auf den Strahl unterscheiden muß zwischen dem Einfluß statischer und dynamischer Luftkräfte.

In dem Diagramm Bild 77 ist ferner der Einfluß der Anfangsstörung und damit der Strömungsform des Strahles auf die Kraftstoffverteilung im Strahl zu erkennen. Die aufgelockerte Strömung weist demnach beim ungünstigsten Gegendruck der Luft (bei etwa 5 ata), also bei größter Strahlendichte, eine bedeutend kleinere aufgefangene Kernmenge als die geballte Strömung auf. Im ganzen beträgt bei diesem für die Auflösung des Gasölstrahles ungünstigsten Gegendruck der Anteil der aufgefangenen Kernmenge an der insgesamt je Hub eingespritzten Flüssigkeitsmenge etwa 68% bei der geballten gegenüber 23% bei der aufgelockerten Strömung. Der jeweilige Rest von etwa 32% bzw. 77% ist also in Form von abgespalteten Tropfen bei diesen beiden Strahlen in bereits besser verteilter Zustand im Strahlmantel zu suchen. Aus diesem Vergleich geht hervor, daß die Anfangsstörung der Flachsitzdüse durch Erzeugen der aufgelockerten Strömung selbst bei ungünstigsten äußeren Bedingungen die bei weitem bessere Voraussetzung für die weitere Strahlauflösung und Kraftstoffverteilung im Strahl mit sich bringt, als dies bei der geballten Strömung der Fall ist.

Aus diesen Mengmessungen ist jedoch noch ein weiterer wichtiger Schluß zu ziehen.

Das Bild 7 zeigte, daß die im Otto- bzw. Dieselmotor bei Verdichtungsende — also im Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung — im Verbrennungsraum auftretende Luftdichte in der Versuchsbombe bei etwa 5 bzw. 15 ata Luftdruck ebenfalls vorhanden ist. Die Mengmessungen im Strahlkern (Bild 77) wie auch die Plastilinabdrücke geben nun Aufschluß darüber, daß bei Strahleinspritzung im Ottomotor (Benzineinspritzung) sich die Strahlauflösung und damit die Gemischbildung unter den ungünstigsten luftseitigen Bedingungen vollzieht¹¹⁾, während die diesbezüglichen Verhältnisse im Dieselmotor weit besser liegen.

Die Mengmessungen wurden nun für die beiden Strömungsformen bei verschiedenen Strahlgeschwindigkeiten durchgeführt. Die Strahlauflösung bei geballter Strömung (b in Bild 78) nimmt zunächst mit steigender Strahlgeschwindigkeit zu (Kernmengen werden kleiner); bei noch größerer Strahlgeschwindigkeit verschlechtert sie sich dann jedoch wieder (Kernmengen nehmen wieder zu). Bei den entsprechenden Untersuchungen mit aufgelockelter Strömung (a in Bild 78) war eine so ausgeprägte Abhängigkeit der Strahlauflösung von der Strahlgeschwindigkeit nicht zu beobachten. Die Kernmengen nehmen hier vielmehr mit steigender Strahlgeschwindigkeit sanft ab. In Bild 79 ist dieser Verlauf der Kernmengen der geballten und der aufgelockerten Strömung bei zwei Gegendrücken

¹¹⁾ Die luftseitigen Bedingungen in bezug auf die Strahlauflösung im Ottomotor liegen ebenfalls günstiger, wenn nicht bei Verdichtungsende sondern in den Saughub eingespritzt wird, wie aus Bild 77 hervorgeht und wie die Ergebnisse der Praxis bestätigen. Außerdem wird für Benzin als Spritzflüssigkeit der für die Strahlauflösung ungünstigste Luftdichtebereich — der für Gasöl bei etwa 5 ata liegt — infolge der unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften des Benzins gegenüber Gasöl eine kleine Verschiebung erfahren.

Die im Strahlkern vorgenommenen Mengmessungen bestätigen und erweitern das bereits durch die Plastilinabdrücke gewonnene Bild vom Einfluß der Luftdichte auf den Strahl. Darüber hinaus vermitteln sie wertvolle Aufschlüsse über die im Kern wirklich vorhandene Flüssigkeitsmenge (bezogen auf die dem Sondendurchmesser von 2 mm entsprechende Auffangfläche) im Verhältnis zur insgesamt je Hub eingespritzten Menge. Das Bild 77 (Vergleich Zapfendüse—Flachsitzdüse) zeigt zunächst den sowohl bei geballter als auch bei aufgelockelter Strömung der Gasölstrahlen gleichen charakteristischen Verlauf der Kernmengen bei steigender Luftdichte (Gegendruck der Luft). Vom Vakuum an nimmt die im Strahlkern aufgefangene Flüssigkeitsmenge mit größer werdendem Gegendruck zu, bis bei etwa 5 ata Gegendruck der Höchstwert erreicht ist. Hier ist der Gleichgewichtszustand zwischen den inneren molekularen Flüssigkeitskräften und den äußeren dynamischen Luftkräften erreicht. Mit weiter steigender Luftdichte nimmt die Kernmenge ab. Die Strahlauflösung setzt mit dem Überwiegen der äußeren, abspaltend wirkenden dynamischen Luftkräfte gegenüber den inneren molekularen Flüssigkeitskräften des Gasölstrahles ein und nimmt mit größer werdendem Gegendruck

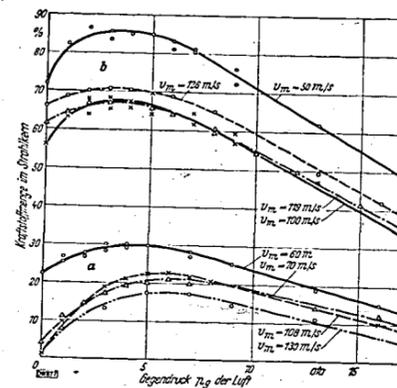


Bild 78. Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Kraftstoffmenge an der insgesamt je Hub eingespritzten Menge in Abhängigkeit vom Luftgedrueck p_g (Aufangversuch), bei verschiedenen Strahlgeschwindigkeiten v_m .
Kurven a: aufgelockerte Strömung (Flachsitzdüse, Bild 4);
Kurven b: geballte Strömung (Zapfendüse, Bild 2).

Bild 79 (rechts). Prozentualer Anteil der im Strahlkern befindlichen Kraftstoffmenge an der insgesamt je Hub eingespritzten Menge in Abhängigkeit von der Strahlgeschwindigkeit v_m , gemessen bei aufgelockelter (a) und geballter Strömung (b) für je zwei Luftgedruecke p_g .

über der Strahlgeschwindigkeit aufgetragen. Aus diesem Schaubild geht hervor, daß es für die Strahlauflösung bei geballter Strömung eine dafür günstigste Strahlgeschwindigkeit (bei etwa $v_m = 110 \text{ m/s}$) gibt. Zur Erklärung dieser Erscheinung kann man folgendes anführen:

Die Mengmessungen haben gezeigt, daß ganz allgemein die Strahlauflösung von dem Größenverhältnis der inneren Flüssigkeitskräfte zu den äußeren Luftkräften abhängt. Unter den inneren Flüssigkeitskräften ist neben der Zähigkeit vor allem die Oberflächenspannung bzw. der davon herrührende Krümmungsdruck zu nennen, der in besonderem Maße bei der geballten Strömung dem Angriff der dynamischen Luftkräfte und damit der Strahlauflösung entgegenwirkt. Die Oberflächenspannung ist jedoch nicht konstant. Ihre zahlenmäßige Größe ist vielmehr bei konstant bleibender Flüssigkeitstemperatur von der Zeit abhängig. Sie besitzt im ersten Augenblick der Bildung der Trennungsschicht zwischen Flüssigkeit und Gas (frische Oberfläche) einen bestimmten Wert (= dynamische Oberflächenspannung), der mit der Zeit abnimmt und der allmählich in eine feste Größe (= statische Oberflächenspannung) übergeht.

Nach Bakker [19] wurde für Wasser von 16°C gegen Luft gemessen:

Anfangswert der Oberflächenspannung	$\gamma_1 = 81,8 \text{ dyn/cm}$	
nach 0,0007 s	$\gamma_2 = 80,1 \text{ dyn/cm}$	2,1%
nach 0,004 s	$\gamma_3 = 77,2 \text{ dyn/cm}$	5,6%
nach 0,008 s	$\gamma_4 = 74,5 \text{ dyn/cm}$	8,8%

} Unterschied gegenüber γ_1

Für Gasöl sind diese Werte nicht bekannt, der Verlauf derselben dürfte jedoch dem der obigen Werte für Wasser ähnlich sein.

Auf einen aus der Düse ausfließenden Wasserstrahl bezogen, bedeutet diese Erscheinung, daß bei 50 m/s Strahlgeschwindigkeit nach 0,0007 s in 35 mm Entfernung von der Düse die Oberflächenspannung den Wert $\gamma_2 = 80,1 \text{ dyn/cm}$ besitzt. Bei 100 m/s Strahlgeschwindigkeit ist γ_2 jedoch erst in einer Entfernung von 70 mm vorhanden. Der Strahlquerschnitt konstanter Oberflächenspannung rückt mit größer werdender Strahlgeschwindigkeit also immer weiter von der Düse weg. Dies bedeutet jedoch, daß damit gleichzeitig das Kräfteverhältnis der inneren zu den äußeren strahlauflösenden Kräften eine Verschiebung erleidet. Andererseits darf man annehmen, daß die äußeren dynamischen Luftkräfte etwa in Form einer e-Funktion mit steigender Strahlgeschwindigkeit zunehmen, daß sie also nach Erreichen eines Größtwertes mit weiter steigender Strahlgeschwindigkeit dann keine nennenswerte Zunahme mehr erfahren (bei gleicher Luftdichte betrachtet).

Dem Zusammenwirken dieser beiden Erscheinungen — einerseits dem Behalten immer größer werdender Strahlängen von der Düse an gerechnet mit zahlenmäßig größerer Oberflächenspannung bei zunehmender Strahlgeschwindigkeit und andererseits der Art des Anwachsens der äußeren strahlzerteilend wirkenden Kräfte in Form einer e-Funktion — ist es zuzuschreiben, daß die Strahlauflösung (in gleichbleibender Entfernung von der Düse betrachtet) in einem bestimmten Strahlgeschwindigkeitsbereich am günstigsten verläuft. Daß diese Tatsache nicht auch bei der aufgelockerten Strömung in dem Maße wie bei der geballten Strömung auftritt (wenigstens in dem hier untersuchten Geschwindigkeitsbereich), ist auf den Umstand zurückzuführen, daß die aufgelockerte Strömung durch ihre

stark zerklüftete Kernoberfläche für das Entstehen und den Angriff der äußeren zerteilend wirkenden Luftkräfte weit günstigere Bedingungen mit sich bringt, als dies bei der geballten Strömung der Fall ist.

Bezüglich der Ergebnisse der Untersuchungen der Strömungsform und der Flüssigkeitsverteilung im Strahl sei abschließend noch folgendes bemerkt:

Es liegt kein Grund vor für die Annahme, daß bei größerer oder kleinerer Einspritzmenge je Hub als der hier für die Versuche eingestellten das Strömungsbild oder die hier ermittelte prozentuale Kraftstoffverteilung eine wesentliche Verschiebung oder Wandlung nach einer anderen Seite hin erfahren werden. Bei gleicher Anfangsstörung und gleichbleibenden Flüssigkeitseigenschaften müssen die Verhältnisse dieselben bleiben. Eine zusätzliche Beeinflussung, beispielsweise durch verändertes Einspritzgesetz, kann jedoch eine bedeutende Veränderung der Ergebnisse veranlassen. Es erscheint angezeigt, den Einfluß des Einspritzgesetzes auf die Strahlbildung und den Strahlerfall noch näher zu untersuchen.

Nun sei noch auf das Einwirken der Luftdichte auf die Strahlform der Zapfendüse (Bild 5) eingegangen.

Aus den Bildern 80 und 81 ist zu erkennen, daß der Spritzwinkel des kegelmantelförmigen Strahles (vgl. Abschnitt 41) mit zunehmender Luftdichte bedeutend kleiner wird, daß der Strahl sich zusammenschließt und daß anscheinend nach Überbrückung des anfänglichen Hohlraumes im Strahl bei größerer Luftdichte dann in gewisser Entfernung von der Düse eine festere Kernbildung auftritt. Diese Art des Zusammenfließens des Strahles ließ sich noch besser veranschaulichen mittels der in Bild 82 und 83 dargestellten Blende. Die Blende läßt nur den mittleren Teil des Strahles weiterfliegen, die anderen Strahlteile werden zurückgehalten. Der Schneidenwinkel und die Spaltbreite der Blende wurden durch Augenbeobachtung bei stroboskopischer Funkenbeleuchtung so eingestellt, daß einerseits ein sofortiges Ablösen des weiterfliegenden Strahlteiles an den Schneiden erreicht und andererseits eine Störung der sonst ohne Blende auftretenden Umfangslinien des Strahles vermieden wurde. Die so gewonnenen Bilder 84 bis 89 zeigen deutlich, wie sich mit steigendem Gegendruck der anfänglich kegelmantelförmige Strahl zusammenschließt und daß sich dabei (deutlich zu sehen bei 17 ata Gegendruck) die Hauptkraftstoffmenge nach Art eines Strahlkernes zusammenschließt und in die Strahlachse verlagert. Die Betrachtung der Aufnahmen hat knapp hinter der Blende zu erfolgen, da weiter von ihr weg der Strahlteil natürlich weiter dem Lufteinfluß unterliegt und somit das eigentliche Ergebnis mehr verwischt wird.

In Bild 90 sind sodann die Ergebnisse der Untersuchung des Strahles in der Äthanatmosphäre wiedergegeben, die zur Ermittlung des Einflusses der Gaszähigkeit auf die Strahlaufösung unternommen wurde. Bild 90 zeigt, daß in Äthan, also in einem Gas mit etwa halber Zähigkeit unter sonst gleichen Bedingungen gegenüber Luft, die Strahlaufösung bei geballter Strömung etwas besser ist. Der Unterschied der Kernmengen beträgt maximal 2 bis 3% der gesamten eingespritzten Kraftstoffmenge. Bei der aufgelockerten Strömung war gegenüber den in Luft gefundenen Werten keine Abweichung in Äthan festzustellen. Der Einfluß geringerer Gaszähigkeit auf die Strahlaufösung äußert sich anscheinend darin, daß das Abfliegen der abgespalteten Teilchen vom Strahlkern vor allem bei der geballten Strömung infolge des geringeren gaseitigen Widerstandes schneller vonstatten geht und daß das Gas mit geringerer Zähigkeit den Strahl etwas besser auflockert und in ihn eindringt. Diese letztere Annahme wurde dadurch bestätigt gefunden, daß bei Äthandichten über 8 ata eine Auffangmessung nicht mehr möglich war, da soviel Äthan in das Auffanggefäß mitgerissen wurde, daß daselbe überschäumte und ein Abwiegen der Auffangmenge unmöglich machte.

Bild 80.



Bild 80 und 81. Einfluß des Luftgedruckes p_g auf den aus der Zapfendüse mit Kegel (Bild 5) strömenden Kraftstoffstrahl.

Gasöl; Strahlstadium: 6° PW nach S.-B.; nat. Größe

Bild 81: $p_g = 10$ ata

001018

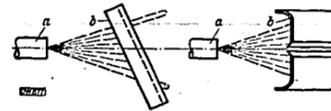


Bild 82 und 83 (links). Blende zur Ermittlung des Strahlaufbaues bei Zapfendüsen mit kegeligem Ansatz, von der Seite und oben gesehen.
a Düse; b Blende.

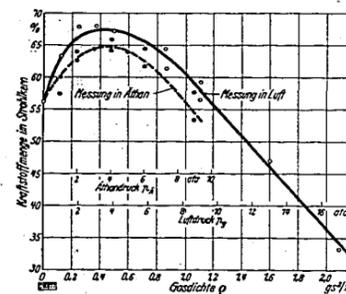


Bild 90 (links). Zur Ermittlung des Einflusses der Zähigkeit des umgebenden Gases auf die Strahlaufösung wurden bei geballter Strömung Vergleichsmessungen in Luft und Äthan vorgenommen: Abhängigkeit der mittels des Auffangverfahrens festgestellten Kraftstoffmenge im Strahlkern (in % der je Hub eingespritzten Menge) von der Gasdichte ρ (und vom Gegendruck p_g der Luft bzw. p_A des Äthans).

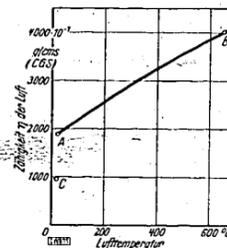


Bild 91 (links). Abhängigkeit der Luftzähigkeit von der Lufttemperatur.
Punkt A: bei 20° C in der Versuchsbombe;
Punkt B: bei Verdichtungsstempertemperatur von 650° C im Dieselmotor; Punkt C: Athanzähigkeit bei 20° C.

Bild 84 bis 89 (rechte Bildreihe). Mit der Blende (Bild 82 und 83) wird der Einfluß des Luftgedruckes p_g auf die Strahlform der Zapfendüse (Bild 5) untersucht. Gasöl; Zapfendüse mit Kegel (Bild 5); nat. Größe.

Bild 84	85	86	87	88	89
$p_g = 1$	4	7	10	13	17 ata

Man kann an diesem Ergebnis ersehen, daß die im Motor bei Verdichtungsstempertemperatur bestehende Gaszähigkeit (Bild 91, Punkt B), die etwa 4,4mal so groß als die von Äthan ist (Bild 91, Punkt C), erschwerend und behindernd auf die Strahlaufösung und damit auf die gesamte Gemischbildung wirken muß.

5 Die Tropfengrößen

Die Messung der Tropfengröße wurde auf den photographischen Lupenvergrößerungen am Strahlrand in dem Bereich zwischen 8 bis 12 mm Entfernung von der Düse vorgenommen. Es werden dadurch etwa die Verhältnisse erfaßt, wie sie in der Strahlzone herrschen, in der beim ungestörten Strahl in der Verbrennungsbombe das Einsetzen der Zündung beobachtet wurde (erstes Strahltrittel) [4, 5]. Die Untersuchungen wurden mit Gasöl bis Wasser als Spritzflüssigkeiten durchgeführt. Die Aufnahmen wurden 40fach linear vergrößert. Die Tropfen würden jeweils in einem Kreis von 80 mm Dmr. (entsprechend 2 mm Dmr.



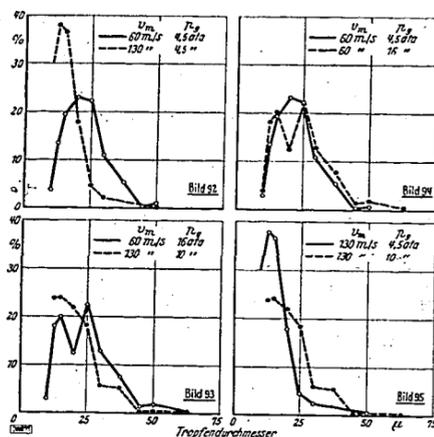


Bild 92 bis 95. Häufigkeit der Tropfen-
größen bei Gasöl in Abhängigkeit von
Strahlgeschwindigkeit v_m und Luftgegen-
druck p_g bei aufgelockelter Strömung
(Flachstrahl, Bild 4).

Bild 96 bis 99. Häufigkeit der Tropfen-
größen bei Gasöl in Abhängigkeit von
Strahlgeschwindigkeit v_m und Luftgegen-
druck p_g bei geballter Strömung (Zapfen-
düse, Bild 2).

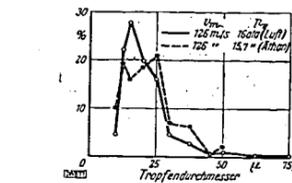
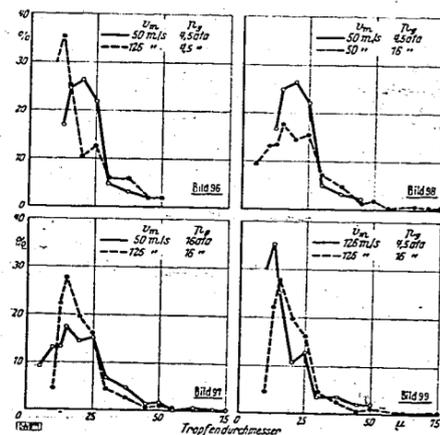


Bild 100. Tropfenhäufigkeitskurven für Gasöl
bei geballter Strömung (Zapfendüse, Bild 2)
in Medien verschiedener Gaszähigkeit.

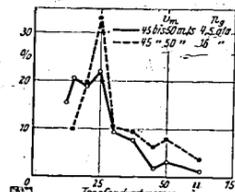


Bild 101. Tropfenhäufigkeitskurven bei ver-
schiedenen Luftgedrücken p_g mit Wasser
als Spritzflüssigkeit.

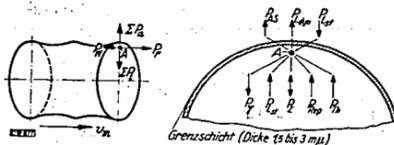


Bild 102. Die inneren und äußeren
Strahlkräfte.
(Erläuterung der Buchstaben siehe Abschn. 6,
Seite 26.)

in Wirklichkeit) der Größe nach aus-
gezählt. Da die Schärfentiefe der Auf-
nahme etwa 1,7 mm betrug, so entspricht
dem auf der Aufnahme je Kreis erfaßten
Raum ein solcher von etwa 5,35 mm³
in Wirklichkeit. Die insgesamt je Kreis
ausgezählte Tropfenanzahl lag zwischen
70 und 200 Tropfen. Für die Auswer-
tung wurden mehrere Kreise auf jeder
Aufnahme herangezogen, deren Tropfen-
zahlen dem Durchmesser nach dann
zusammengenommen und im Diagramm
prozentual aufgetragen wurden nach Art
der von Häuser und Strobel erstmalig
aufgestellten Häufigkeitskurven.

Die Ergebnisse der Tropfengrößenuntersuchungen mittels photographischer Lupenvergrößerung bestätigen im wesentlichen die aus früheren Untersuchungen [10, 13, 14, 20] bereits bekannten Tatsachen. Die häufigsten Tropfenrößen bewegen sich durchweg zwischen 10 und 30 μ Dmr. Tropfenrößen unter 5 μ Dmr. konnten bei den hier verwendeten Flüssigkeiten und unter den sonstigen äußeren Bedingungen (Strahlgeschwindigkeit, Luftdruck) nur vereinzelt festgestellt werden.

Die Auswertung ergibt folgendes Bild für die geballte wie auch für die aufgelockerte Strömungsform des Strahles:

Bei der Luftdichte von 4,5 ata (Bilder 92 und 96) nimmt die Häufigkeit der kleineren Tropfen bei größerer Strahlgeschwindigkeit zu. Die Zerstäubung wird gleichmäßiger.

Bei größerer Luftdichte von 16 ata (Bilder 93 und 97), jedoch bei den gleichen Strahlgeschwindigkeiten wie in den Bildern 92 und 96 zeigen beide Kurven, im besonderen die der kleineren Strahlgeschwindigkeit, einen weiteren Bereich der größten Häufigkeiten. Auch hier nimmt jedoch die Häufigkeit der kleineren Tropfen bei größerer Strahlgeschwindigkeit zu.

Entgegen den Messungen von Saß [14] und Mehlig [10] geht aus den Bildern 94, 95, 98 und 99 hervor, daß bei gleicher Strahlgeschwindigkeit, jedoch verschiedenem Gegendruck der Luft, die Gleichmäßigkeit der Zerstäubung bei kleinerer Luftdichte besser ist als bei größerer.

Dies ist darauf zurückzuführen, daß bei großer Luftdichte die bedeutend stärkeren dynamischen Luftkräfte in der Lage sind, auch größere Flüssigkeitsteile vom Strahlkern abzuspalten, die dann jedoch infolge mehr oder weniger starker Abbremsung ihrer Geschwindigkeit nur zum Teil sofort weiter zerteilt werden. Dieses Ergebnis, das hier am unmittelbar sich in Luft bewegenden Strahl gewonnen wurde, konnte in dieser Form aus den vorerwähnten früheren Untersuchungen nicht hervorgehen, da die Voraussetzungen und die Durchführung dieser früheren Versuche andere waren. Saß spritzte in eine Auffangflüssigkeit, wobei die durch den Aufprall der Tropfen hervorgerufene Störung das Ergebnis bis zu einem gewissen Grade fälscht. Mehlig untersuchte die Tropfendurchmesser in großer Entfernung von der Düse, wobei den Tropfen ein großer Weg für die weitere Zerteilung zur Verfügung stand.

Bild 100 gibt einen Vergleich der Tropfengröße bei gleicher Strahlgeschwindigkeit des Gasöls in Athan und Luft wieder. Infolge der geringeren Zähigkeit des Athans gegenüber Luft wird dem Abfliegen auch größerer Tropfen vom Strahlkern ein geringerer Widerstand entgegengesetzt. Deshalb zeigt die Häufigkeitskurve bei Athan eine größere Unregelmäßigkeit der Zerstäubung, und es sind etwas mehr größere Tropfen festzustellen. Der Unterschied ist jedoch gegenüber Luft nicht sehr groß, was auch der bei der Mengemessung gemachten Beobachtung entspricht.

Bild 101, mit Wasser als Spritzflüssigkeit, zeigt gegenüber Gasöl eine bedeutend größere Unregelmäßigkeit der Zerstäubung. Die größeren Tropfen sind prozentual stärker vertreten. Dieses Verhalten von Wasser ist auf den Einfluß der mehr als doppelt so großen Oberflächenspannung des Wassers im Vergleich zu Gasöl zurückzuführen, die der Zerteilung in immer feinere Tropfen durch die Luftkräfte größeren Widerstand entgegengesetzt. Deutlich geht dies aus der bei Wasser und 16 ata Gegendruck ermittelten Häufigkeitskurve hervor. Die prozentual am stärksten vertretenen Tropfen besitzen einen Durchmesser von 25 μ , wohingegen bei Gasöl unter annähernd gleichen Bedingungen (Bild 98 und 94, ausgezogene Kurve) die häufigsten Tropfen mit etwa 15 bis 20 μ Dmr. vertreten sind.

Man kommt durch dieses Ergebnis zu dem Schluß, daß die Oberflächenspannung — wie weiter oben festgestellt — einerseits im Zusammenwirken mit den dynamischen Luftkräften das Abspalten von Flüssigkeitsteilen vom Strahlkern unterstützt, daß sie andererseits jedoch nach eingetretener Tropfenbildung dem Weiterzerteilen derselben entgegensteht.

Abschließend sei hervorgehoben, daß beim Vergleich dieser Ergebnisse mit denen der früheren Untersuchungen über die Tropfenrößen [10, 13, 14, 20] zu berücksichtigen ist, daß die vorliegenden Ergebnisse im Gegensatz zu den Versuchen anderer Autoren unmittelbar am sich in Luft bewegenden Strahl gewonnen worden sind, daß sie also die natürlichen Verhältnisse unverfälscht widerspiegeln. Bis auf den vorerwähnten Fall des Einflusses verschiedenen Gegendruckes auf die Tropfengröße stimmen trotzdem die Ergebnisse gut überein.

6 Die Inneren und äußeren Strahlkräfte

Aus den vorausgegangenen Untersuchungen geht hervor, daß sowohl das Zustandekommen der zwei grundsätzlichen, hier beobachteten Strömungsformen, wie auch die Strahllösung in Luft in Zusammenhang mit Kräften zu bringen ist, die voneinander ganz verschiedenen Ursprung besitzen.

Bild 102 (links) zeigt einen Abschnitt eines zylindrischen geballten Strahls, der sich in der eingezeichneten waagerechten Richtung in Luft bewegt. Die Geschwindigkeit sei so groß, daß die Erd-

Anziehung keinen Einfluß auf Strahlrichtung und Strahlbildung hat. An einem Flüssigkeitsteilchen A , das sich gerade unterhalb der Grenzschicht in der Schnittebene befinden möge, greifen folgende Kräfte, als Vektoren schematisch dargestellt, an:

- Eine vom Ausflußgefälle herrührende Kraft P_F , die das Teilchen A vorwärts treibt. P_F verringert sich um die vom Gegendruck der Luft herrührende Widerstandskraft P_W , die sich von der Strahlspitze her durch den Strahl auf A überträgt.
- Innere Flüssigkeitskräfte ΣP_i (bzw. deren in der Schnittebene liegende Komponenten). Diese Kräfte sind zu zerlegen (Bild 102 rechts) in die vom Krümmungsdruck herrührende Komponente P_γ , in die neben der molekularen Anziehung bestehende Abstoßungskraft P_{Rep} (Repulsionskraft, die jedoch vernachlässigbar klein ist) und ferner in die von der Wärmebewegung der Moleküle herrührende Komponente P_{Th} (thermodyn. Kraft). P_{Rep} und P_{Th} wirken P_γ entgegen. Bei Vorhandensein einer zusätzlichen Bewegung des Teilchens A relativ zu den benachbarten Teilchen wirkt ferner eine durch die Flüssigkeitszähigkeit verursachte Reibungskraft dieser Bewegung entgegen, deren in die Schnittebene fallende Komponente mit P_r bezeichnet sei.
- Kräfte ΣP_e , die von außen her dem Strahl durch die Düse oder durch die Luft aufgedrückt werden. Sie lassen sich zerlegen in eine durch die Anfangsstörung (Flüssigkeitsstoß) in der Düse hervorgerufene senkrecht zur Strahlachse gerichtete Komponente P_{As} , in die vom Gegendruck der Luft verursachte statische Luftkraft P_{Lst} und in eine dynamische Luftkraft, die durch die Relativgeschwindigkeit Strahl—Luft zustande kommt und deren senkrecht zur Strahlachse zeigende Komponente P_{Ldyn} ist.

Das Zustandekommen der Kraft P_{Ldyn} an der Strahloberfläche hat man sich ganz analog zu dem Vorgang des Entstehens der dynamischen Luftkräfte vorzustellen, die die Bildung des Wellenganges auf dem Meere verursachen — nur mit dem Unterschied, daß dort die Flüssigkeitsoberfläche anfänglich ruht und die Luft sich bewegt, während bei der Strahleinspritzung die Verhältnisse umgekehrt liegen, was jedoch am Grunde nichts ändert. Es kommt lediglich auf das Bestehen einer Relativgeschwindigkeit zwischen Flüssigkeit und Luft an. Dadurch werden Luftdruckunterschiede vor und hinter den stets vorhandenen Unebenheiten der Flüssigkeitsoberfläche hervorgerufen, die zunächst diese Unebenheiten an der Strahloberfläche vergrößern und schließlich die Abtrennung von Strahlteilchen bewirken. An dieser anfänglichen Vergrößerung der Unebenheiten und auch bei dem zuletzt erfolgenden Abtrennen von Teilchen ist der Einfluß der Oberflächenspannung maßgeblich mit beteiligt — obwohl festgehalten werden muß, daß die dynamischen Luftkräfte diese Vorgänge einleiten. Bei diesen Vorgängen wird neben dem radial im Strahl wirkenden Krümmungsdruck (Komponente P_γ) auch die in axialer Richtung vorhandene Oberflächenspannung (die bei achsenparalleler Strahloberfläche noch nicht zur Wirkung kommt) durch die in axialer Richtung einsetzende Krümmung der Strahloberfläche zur Mitarbeit herangezogen.

Stellt man diese Kräfte zusammen, so ist:

$$\frac{P_\gamma \pm P_r - P_{Rep} - P_{Th}}{\Sigma P_i} \approx \frac{P_{As} + P_{Ldyn}}{\Sigma P_e}$$

Diese Kräfterdarstellung macht keinen Anspruch auf streng wissenschaftliche Erfassung des ganzen Problems, dessen allgemein gültige mathematische Lösung heute überhaupt noch unmöglich erscheint. Sie soll lediglich als Stütze für die Beurteilung der freien Strömung in Luft und der Vorgänge bei der Strahlauflösung dienen. Eine zahlenmäßige Auswertung der Gleichung in dieser Form ist ebenfalls nicht möglich, da — abgesehen von P_γ und P_r — der Wert für P_{As} nur unter Zugrundelegung von Vereinfachungen und die Größe von P_{Ldyn} im Zusammenhang mit der von ihr ausgelösten Einwirkung der Oberflächenspannung meßtechnisch und mathematisch nicht erfassbar ist. Die im Zusammenhang mit dieser Arbeit gemachten Strahluntersuchungen lassen jedoch Schlüsse über die Veränderung des gegenseitigen Größenverhältnisses von ΣP_i und ΣP_e zu. Man kann aus der Gleichung folgendes herauslesen:

Bringt man die äußeren Luftkräfte P_{Lst} und P_{Ldyn} zum Verschwinden — einfach, indem man in Vakuum einspritzt — so muß sich deutlich der Einfluß der Anfangsstörung (P_{As}) in seinem Zusammenwirken mit den Flüssigkeitskräften ΣP_i auf die Strömungsform erkennen lassen. Ist $P_{As} = 0$, so ergibt sich eine geballte Strömung. Andererseits wird durch das Vorhandensein von P_{As} dem Strahl eine bessere räumliche Aufteilung gegeben (aufgelockerte Strömung), die Strahloberfläche wird von vornherein größere Unebenheiten aufweisen als im Falle $P_{As} = 0$, wodurch das Entstehen und der Angriff der dynamischen Luftkräfte begünstigt wird.

Der mit Hilfe der Mengennmessungen im Strahlkern gewonnene Einblick in die Strahlauflösung unter verschiedenen Luftdichten gibt Aufschluß über die Veränderung von ΣP_e bei gleichbleibendem ΣP_i , und im besonderen über den Verlauf der Zunahme von P_{Ldyn} .

Mit vom Vakuum an zunehmender Luftdichte ist zunächst die strahlaulösend wirkende Kraft P_{Ldyn} klein gegenüber den inneren Kräften ΣP_i . Es wirkt sich daher in diesem Luftdichtebereich der statische Luftdruck besonders aus, der den Strahl zusammendrückt und die in ihm entstandenen Hohlräume schließt ($\Sigma P_i > \Sigma P_e$). Bei etwa 5 ata Gegendruck ist die gemessene Kernmenge beim Gasölstrahl am größten, d. h. der Gleichgewichtszustand zwischen inneren und äußeren Kräften ist erreicht ($\Sigma P_i = \Sigma P_e$). Mit weiter steigender Luftdichte nehmen die dynamischen Luftkräfte bei sonst gleichen Bedingungen weiter zu, die Kernmenge wird kleiner ($\Sigma P_i < \Sigma P_e$).

Die Mengennmessungen bei verschiedener Strahlgeschwindigkeit lassen ferner den Schluß zu, daß mit steigender Strahlgeschwindigkeit bei konstant bleibender Luftdichte die dynamischen Luftkräfte etwa in Form einer e-Funktion anwachsen.

7 Zusammenfassung und Erörterung der Verwertungsmöglichkeit der Ergebnisse

Für die Untersuchung von Flüssigkeitsstrahlen wird ein Versuchsverfahren angewendet, das gestattet, die einzelnen auf den Strahl einwirkenden Einflüsse teils getrennt und teils relativ zueinander zu erfassen und sie auf diese Art einer vergleichenden Beurteilung zu unterziehen.

Die Basis, auf der alle weiteren Untersuchungen aufbauen, ist die Strömungsform des Strahles. Es zeigt sich, daß die Strömungsform des in Luft sich bewegenden Strahles in Düsennähe eine Funktion der Anfangsstörung ist und daß man zwischen „gebalteter“ und „aufgelockert“ Strömung unterscheiden kann. Die Anfangsstörung ist ferner maßgebend für die Flüssigkeitsverteilung im Strahl, die äußeren Luftkräfte dagegen für die eigentliche Strahlauflösung und Tropfenbildung. Es wird damit sachlich richtiggestellt, daß die Düse selbst nicht zerstäubt. Die Düse schafft lediglich durch Erzeugen der Strömungsform des Strahles die wichtigste Voraussetzung für das mehr oder weniger rasche Aufteilen und Zerstäuben der Spritzflüssigkeit, dessen Durchführung jedoch ausschließlich den von außen auf den Strahl einwirkenden Luftkräften vorbehalten bleibt.

Die Zähigkeit der Flüssigkeit wirkt sich hemmend und verzögernd auf Strahlbildung und Strahlzerfall aus, während die Oberflächenspannung die Strahlauflösung und die Tropfenbildung im Zusammenwirken mit den Luftkräften fördert. Als günstig für das Zertropfen erweist sich die Häutchenbildung und der Häutchenzerfall, wobei der die Tropfenbildung unterstützende Krümmungsdruck kleiner Strahlkerne in besonderem Maße in Erscheinung tritt.

Die weitaus stärkste Einflußnahme auf die Strahlbildung und die Strahlauflösung ist der Luftdruck bzw. dem Gegendruck der Luft zuzuschreiben. Bei gebalteter wie auch bei aufgelockert Strömung tritt mit vom Vakuum an zunehmender Luftdichte ein Zusammendrücken des Strahles auf, das beim Gasölstrahl bei etwa 5 ata Luftdruck das Maximum erreicht. Die im Strahlkern befindliche Flüssigkeitsmenge nimmt zu, eine Strahlauflösung findet — abgesehen von geringer Tropfenbildung am Strahlrand — nicht statt. Erst mit von 5 ata an weiter steigender Luftdichte werden immer größere strahlaulösend wirkende Luftkräfte durch die Relativgeschwindigkeit Strahl—Luft erzeugt, die eine zunehmende Strahlauflösung des Gasölstrahls herbeiführen.

Die tiefere Ursache für diese Erscheinung ist in dem Größenverhältnis der inneren Flüssigkeitskräfte des Gasölstrahles zu den von außen auf den Strahl einwirkenden Kräften zu suchen, das sich mit steigender Luftdichte verändert. Diese Strahlkräfte werden einer genaueren Betrachtung unterzogen.

Der Einfluß der Luftdichte auf den Strahl wird durch Plastilinabdrücke veranschaulicht und durch im Strahlkern vorgenommene Auffangmessungen mengenmäßig belegt. Es zeigt sich, daß sich demnach die Strahleinspritzung im Ottomotor (Benzineinspritzung) unter den ungünstigsten luftseitigen Bedingungen vollzieht¹²⁾, wohingegen die im Dieselmotor während der Einspritzung herrschende Luftdichte weit bessere Voraussetzungen für die Strahlauflösung bietet.

Die bei gleicher Einspritzmenge je Hub durchgeführten Mengennmessungen ergeben ferner, daß die Anfangsstörung der Düse entscheidenden Anteil an der Kraftstoffverteilung im Strahl hat. Beispielsweise betrug beim Gasölstrahl die bei ungünstigster Luftdichte (5 ata) und sonst gleichen Bedingungen im Strahlkern aufgefangene Kraftstoffmenge bei gebalteter Strömung etwa 68%, bei aufgelockert Strömung etwa 23%. Der jeweilige Rest von 32% bzw. 77% befindet sich in Form von bereits abgespaltenen Flüssigkeitsteilchen im Strahlmantel und kann allgemein als Maßstab für die Beurteilung der Kraftstoffverteilung im Strahlquerschnitt angesehen werden.

Die bei gleichbleibender Luftdichte, jedoch verschiedener Strahlgeschwindigkeit durchgeführten Auffangmessungen zeigen, daß es für die geballte Strömung eine für die Strahlauflösung günstigste Strahlgeschwindigkeit gibt. Diese Tatsache wird mit dem Übergang von dynamischer zu statischer Oberflächenspannung und der dadurch mit steigender Strahlgeschwindigkeit eintretenden Verschiebung des Verhältnisses der inneren zu den äußeren Strahlkräften erklärt. Bei aufgelockert Strömung ist diese ausgeprägte Abhängigkeit der Strahlauflösung von der Strahlgeschwindigkeit nicht vorhanden,

¹²⁾ Siehe hierzu Fußnote 11.

da diese Strömungsform weit günstigere Voraussetzungen für die Strahlaflösung mit sich bringt, als es bei der geballten Strömung der Fall ist.

Die im Vergleich zu Luft vorgenommenen Einspritzversuche in ein Gas mit geringerer Zähigkeit lassen den Schluß zu, daß die im Dieselmotor während des Einspritzvorganges herrschende Luftzähigkeit die Strahlaflösung stark behindert.

Die Untersuchungen über die Tropfengrößen am bewegten Strahl bestätigen im wesentlichen die aus früheren Messungen bekannten Ergebnisse.

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

Die Untersuchungen haben gezeigt, daß die von der Anfangsstörung der Düse erzeugte Strömungsform des Strahles die Voraussetzung für mehr oder weniger gute Kraftstoffverteilung und Strahlaflösung mit sich bringt. In dieser Hinsicht ist die aufgelockerte Strömungsform der geballten überlegen. Die hier zum Erzeugen der aufgelockerten Strömung verwendete Flachsitzdüse ist zweifellos noch weiter verbesserungsfähig. Es wird möglich sein, unter grundsätzlicher Beibehaltung des konstruktiven Aufbaues der Düse dem Strahl einen größeren Winkel zu geben und dadurch die Aufteilung des Kraftstoffes von vornherein noch weiter zu verbessern.

Der anderen grundsätzlichen Art der Strahlaflösung mittels Spaltdüse (Häutchenbildung und -zerfall) ist erhöhte Aufmerksamkeit zu schenken. Der Vorteil der hierbei auftretenden sehr raschen und feinen Zerstäubung macht es wert, diese Düsenart — die bis jetzt als erfolgreiche Bauart in der Saurer-Ringspaltdüse vorhanden ist — einer eingehenden Untersuchung und Weiterentwicklung zu unterziehen. Mit dieser Düse bieten sich zweifellos für kleine Zylinderdurchmesser (kleine Eindringtiefe des Strahles) gute Aussichten hinsichtlich Gemischbildung und Verbrennung.

Die Bombenuntersuchungen haben ferner ergeben, daß sowohl bei geballter als auch bei aufgelockelter Strömung mit sehr hohen Abspritzdrücken (über etwa 220 at) keine weitere wesentliche Verbesserung der Strahlaflösung erzielt werden kann. Für die Lebensdauer der Düse dürfte dies von Vorteil sein. Diese in der Bombe gemachte Beobachtung ist auf ihre Gültigkeit unter motorischen Bedingungen von Fall zu Fall noch zu überprüfen.

8 Schriftumsverzeichnis

- [1] E. Blum: Vorgänge in Einspritzsystemen schnellaufender Dieselmotoren — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 7 (1936) S. 93/103.
- [2] K. Blume: Diplomarbeit 1936, Handbücherei des Maschinenlaboratoriums der T. H. Dresden.
- [3] A. Haenlein: Über den Zerfall eines Flüssigkeitsstrahles — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 2 (1931) S. 139/49.
- [4] O. Holfelder: Zur Strahlzerstäubung bei Dieselmotoren. Der Strahlzerfall abhängig von Düsenform und Gegendruck — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 3 (1932) S. 229/40.
- [5] O. Holfelder: Der Einspritzvorgang bei Dieselmotoren — Z. VDI Bd. 76 (1932) S. 1241/44; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VI, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 1/4.
- [6] O. Klüsener: Zum Einspritzvorgang in der kompressorlosen Dieselmotoren — Z. VDI Bd. 77 (1933) S. 171/72; auch: VDI-Sonderheft Dieselmotoren VI, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 5/6.
- [7] Landolt-Börnstein: Physikalisch-chemische Tabellen, 5. Aufl. — Berlin: J. Springer 1923 bis 1936.
- [8] D. W. Lee: Measurements of Fuel Distribution within Sprays for Fuel-Injection Engines — Nat. Advis. Comm. Aeron. Techn. Rep. Nr. 565 (1936).
- [9] D. W. Lee: The Effect of Nozzle Design and Operating Conditions on the Atomization and Distribution of Fuel Sprays — Nat. Advis. Comm. Aeron. Techn. Rep. Nr. 425 (1932).
- [10] H. Mehlig: Zur Physik der Brennstoffstrahlen in Dieselmotoren — Autom.-techn. Z. Bd. 37 (1934) S. 411/21.
- [11] S. Meurer: Neuere Mittel zur Untersuchung der Vorgänge im Motor — 74. VDI-Hauptversammlung in Darmstadt 1936. Fachvorträge — Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 242/49.
- [12] A. Fischinger und O. Cordier: Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor (Die Verbrennungskraftmaschine, Heft 7) — Wien: J. Springer 1939.
- [13] W. Riehm: Untersuchungen über den Einspritzvorgang bei Dieselmotoren — Z. VDI Bd. 68 (1924) S. 641/46.
- [14] F. Saas: Kompressorlose Dieselmotoren (Druckeinspritzmaschinen). Ein Lehrbuch für Studierende — Berlin: J. Springer 1929.
- [15] J. Sauter: Die Größenbestimmung der im Gemischnebel von Verbrennungskraftmaschinen vorhandenen Brennstoffteilchen — VDI-Forsch.-Heft 279, Berlin: VDI-Verlag 1926.
- [16] H. Triebnigg: Der Einblase- und Einspritzvorgang bei Dieselmotoren — Wien: J. Springer 1925.
- [17] K. Ullmann: Versuche, die sich mit der Ermittlung der Überschiebverluste bei Brennraumzerklüftung befassen, gelangen demnächst in der Dtsch. Kraftf.-Forsch. zur Veröffentlichung.
- [18] C. Weber: Zum Zerfall eines Flüssigkeitsstrahles — Z. angew. Math. Mech. Bd. 11 (1931) S. 136/54.
- [19] W. Wien und F. Harms: Handbuch der Experimentalphysik, Bd. VI (G. Bakker: Kapillarität und Oberflächenspannung) — Leipzig: Akadem. Verlagsges. 1928.
- [20] A. Wöltjen: Über die Feinheit der Brennstoffzerstäubung in Ölmaschinen — Diss. T. H. Darmstadt 1925.

001022

Neue Hefte **Deutsche Kraftfahrtforschung**
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

- Heft 61 Der Spülvorgang auf Grund einer neuen Auffassung der Expansionsströmung. Von F. Schultz-Grunow VDI und K. Wieghardt.
- Heft 60 Der Betrieb gemisch-gepülter Zweitaktmotoren mit Flüssiggas. Von U. Schmidt. DIN A 4, 16 Seiten mit 19 Bildern. 1941. Broschiert 1,50 RM.
- Heft 59 Das Schmiermittel im Zahnradgetriebe unter besonderer Berücksichtigung der Grenzreibung. Von E. Pietsch VDI. DIN A 4, 24 Seiten mit 20 Bildern, 25 Oszillogrammen und 2 Zahlentafeln. 1941. Broschiert 2,25 RM.
- Heft 58 Progressive Federung von Kraftwagen. Von E. Lehr VDI. DIN A 4, 12 S. mit 21 Bildern. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Heft 57 Versuche zur Frage der Kraftstoffaufbereitung durch die Einspritzdüse. Von W. Oschatz. DIN A 4, 32 Seiten mit 102 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Heft 56 Vorspannung und Dauerhaltbarkeit an Schraubenverbindungen mit einer und mehreren Schrauben. Von A. Thum VDI und H. Lorenz VDI. DIN A 4, 20 S. mit 34 Bildern und 13 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 1,85 RM.
- Heft 55 Kraftstoff und Motor beim Anlassen von Fahrzeugdieselmotoren. Mit folgenden Beiträgen: Der Einfluß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes auf das Anlaßverhalten von Fahrzeugdieselmotoren. Von W. Rixmann. Einfluß der Drehzahl auf die Selbstzündungsbedingungen beim Anlassen von Dieselmotoren. Von F. Schaub. Die Anlaßdauer beim Fahrzeugdieselmotor in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Von H. J. Conrad. In Vorbereitung.
- Heft 54 Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinder. Von R. Poppinga VDI. DIN A 4, 31 S. mit 41 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Heft 53 Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor. Von K. Blume VDI. Zündverzugs-messung mittels Photozellen in verschiedenen Wellengebieten. Von K. Stallehn VDI. DIN A 4, 48 S. mit 66 Bildern und 8 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,50 RM.
- Heft 52 Vergleichende Untersuchungen an Lagerschalenwerkstoffen. Von E. Heidebroek VDI und A. Döring. DIN A 4, 12 S. mit 26 Bildern und 1 Zahlentafel. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Heft 51 Das Kühlgebläse des Kraftfahrzeugs und sein betriebliches Verhalten. Von B. Eckert VDI/ATG. DIN A 4, 43 S. mit 74 Bildern und 2 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,— RM.
- Heft 50 Die Luftkräfte und ihre Momente am Kraftwagen und die aerodynamischen Mittel zur Beeinflussung der Fahrtrichtungshaltung. Von E. Sawatzki. DIN A 4, 55 S. mit 3 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 3,40 RM.

Verzeichnis der früher erschienenen Hefte steht kostenlos zur Verfügung

Bezug durch jede Buchhandlung!



VDI-VERLAG GMBH · BERLIN NW7

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 59

001023

96

**Das Schmiermittel
im Zahnradgetriebe unter besonderer
Berücksichtigung der Grenzreibung**

Dr.-Ing. Edgar Pietsch VDI
Lehrstuhl
für Maschinenkunde und Fördertechnik
an der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. E. Heidebroek VDI)

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

2.25

001024

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 59

Das Schmiermittel
im Zahnradgetriebe unter besonderer
Berücksichtigung der Grenzreibung

Dr.-Ing. Edgar Pietsch VDI
Lehrstuhl
für Maschinenkunde und Fördertechnik
an der Technischen Hochschule Dresden
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. E. Heidebroek VDI)

Bibliothek
der
Reichsanita-AG-Gesellschaft
Oberhausen-Folien
Eingetragen am

1941

2228 205

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

Vorwort

Die Anregung, mit technischen Hilfsmitteln und technischen Maßgrößen den Schmierzustand bei Grenzreibung, insbesondere an Zahnrädern zu untersuchen, erhielt ich von meinem hochverehrten Lehrer, Herrn Professor Dr.-Ing. Heidebrock VDI. Für seine wertvollen Ratschläge bei der Durchführung der Forschungsarbeiten bin ich ihm zu größtem Danke verpflichtet.

Mit den vorliegenden Untersuchungen wurde zugleich ein Auftrag des Forschungsrates für das Kraftfahrzeugwesen beim Reichsverkehrsministerium mit Unterstützung des Herrn Reichsverkehrsministers weitergeführt. Für diese Unterstützung spreche ich auch an dieser Stelle meinen aufrichtigen Dank aus.

Ich danke fernerhin den Lehrstuhlmitarbeitern, Herrn Mechanikermeister Tolde und Fräulein Schmidt, für die unentbehrliche Hilfe bei den Versuchsarbeiten.

Dresden, im November 1940

E. Pietsch VDI

D-88

Diese Arbeit bildet einen Teil der von der Technischen Hochschule Dresden angenommenen Dissertation

Alle Rechte vorbehalten / Copyright 1941 by VDL-Verlag GmbH, Berlin NW 7
Printed in Germany / Druck: Triasdruck GmbH, Berlin SW 68
DW 892

Einleitung¹⁾

Die Frage der wirtschaftlichen Kraftübertragung zwischen geschmierten, relativ zueinander bewegten Maschinenteilen (Zahnräder, Wellen und Lager, Kolben und Zylinder usw.) ist in der Regel eng verbunden mit dem Schmierproblem, wenn man hierunter die mechanischen, physikalischen und chemischen Vorgänge in der Schmierstoffschicht, sowie deren Auswirkungen auf die begrenzenden Gleit- und Wälzflächen, versteht. Dem Schmierstoff muß bei diesen Vorgängen eine besondere Bedeutung beigemessen werden, die sich keineswegs vermindert, wenn sich der Schmiervorgang in engsten Spaltweiten abspielt, wo die Oberflächenkräfte der begrenzenden Körper und damit die Baustoffe der Maschinenteile selbst Einfluß auf den Reibungsvorgang gewinnen (Grenzreibung). Die neuere Forschung geht vielmehr von der Erkenntnis aus, daß der — übrigens in der Praxis weitaus häufigste — Schmierzustand in der Grenzreibung von den festen Baustoffen und dem „Werkstoff Öl“ gemeinsam bestimmt wird, woraus aber zwangsläufig folgt, daß die Beurteilung eines Schmierstoffes allein nach Zähigkeit, spezifischem Gewicht, Säurezahl usw. zu Fehlschlüssen führen kann.

Im Laboratorium für Schmierforschung an der Technischen Hochschule Dresden (Leiter Professor Dr.-Ing. E. Heidebrock) werden im Anschluß an zahlreiche Einzeluntersuchungen des Schmierzustandes bei Fließreibung [1, 2, 3, 4]²⁾ seit einiger Zeit auch Versuche durchgeführt, die der Frage des Zusammenwirkens von Bau- und Schmierstoffen bei Grenzreibung gewidmet sind. Obwohl eine endgültige Klärung der komplizierten molekularen Wechselwirkungen in Grenzschichten nur die physikalisch-chemische Grundlagenforschung bringen kann, so geben doch die zahlreichen Laufversuche an der Lagerprüfmaschine [5] und am Zahnradprüfstand interessante Aufschlüsse über das abweichende Schmierverhalten bei verschiedener Bau- und Schmierstoffpaarung.

Die im vorliegenden Bericht beschriebenen Untersuchungen des Schmiermittels im Zahnradgetriebe schließen an frühere Forschungsarbeiten an, die sich mit dem Problem der Druckübertragung zwischen geschmierten Gleit- und Wälzflächen schlechter Schmiegun befassen [6, 7]. In Vorversuchen wurde die Möglichkeit einer Herabminderung der tangentialen Reibungskräfte an Zahnflanken bzw. ihrer schädlichen Wirkungen auf mechanische Weise durch einstellbare Stufenzahnräder geprüft.

Die Hauptversuche beschränkten sich zunächst auf die Prüfung verschiedenartiger Öle und Fette hinsichtlich Stärke und Dauer ihrer Schmierfähigkeit bei dosierter Schmierung eines bestimmten Räderpaares. Gleichlaufend mit diesen Arbeiten wurden zwischen parallelen Platten mit Grenzschichten derselben Öle einfache Zerreiß- und Schubversuche [8] vorgenommen und die Ergebnisse mit denen der dosierten Zahnflankenschmierung verglichen. Nachdem sich einige hochviskose Schmierstoffe für Getriebesmierung besonders geeignet zeigten, wurde ergänzend auch die Frage einer zweckmäßigen Schmiertechnik für zähe Getriebeöle behandelt.

I. Die Verminderung der tangentialen Reibungskräfte und ihrer schädlichen Wirkungen

Die tangentialen Reibungskräfte an den Zahnflanken beeinflussen maßgebend den Getriebewirkungsgrad, die Abnutzung außerhalb der Teilkreiszone und die Lautstärke des Geräusches. Sie müssen deshalb durch geeignete Maßnahmen in wirtschaftlichen Grenzen gehalten werden.

Für gegebene Betriebsverhältnisse sind grundsätzlich zwei Möglichkeiten zur Herabminderung der Reibungszahlen vorhanden, die sich in der Regel ergänzen müssen: die zweckmäßigere Gestaltung der Zahnräder und die Verwendung besserer Getriebeöle. Unter „Gestaltung“ der Räder soll dabei Werkstoffauswahl, Formgebung und Bearbeitungsgüte verstanden werden.

Das Schrifttum der letzten 15 Jahre bietet zahlreiche Beispiele für das Bestreben, den Einfluß dieser einzelnen Faktoren zu erkennen und für die Praxis auszunützen. Es seien hiervon nur einige Arbeiten angeführt.

¹⁾ Der vorliegende Bericht enthält einen Teil der vom Verfasser bei der Technischen Hochschule Dresden eingereichten Doktor-Dissertation. Ein weiterer Teil erscheint in der Zeitschrift „Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens“ Bd. 12 (1941) Heft 2 S. 74/87.

²⁾ Die Zahlen in den eckigen Klammern beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis am Schlusse des Berichtes.

Den Einfluß der Zahnform (Evolventen- und Zykloidenverzahnung; Außen- bzw. Innenverzahnung u. a.) auf den Schmierungsprozess und damit auch auf die Reibungskräfte an Zahnflanken hat *Allmann* [9] untersucht.

Über Forschungsarbeiten der Zahnradfabrik Friedrichshafen mit Rädern verschiedener Werkstoffe, verschiedenen Überdeckungsgrades und abweichender Schliffgüte sowie deren Auswirkungen auf Reibung und Abnutzung berichtete *Kutzbach* [10], der auch auf den Vorteil des Einlaufens unter hoher Belastung bei geeignetem Material hinwies.

Die Getriebeegeräusche, ihre Beziehung zur Zahnreibung und die Möglichkeiten zu ihrer Verminderung werden in den Arbeiten von *Graf v. Soden* [11], *Hofer* [12] und *Dietrich* [7] beschrieben.

Die umfangreichen Versuche *Dietrichs* zeigen außerdem den bestimmenden Einfluß der Ölart, der Verzahnungsfehler (Teilungsfehler, Flankenformfehler usw.) und der Bearbeitungsgüte auf den Verlauf der tangentialen Reibungskräfte. Bemerkenswert ist hier die festgestellte geringe Abnahme der Reibungszahl μ mit zunehmender Schliffgüte ($\mu = 0,125$ bis $0,09$ für Radpaare mit Schruppschliff bis Doppelschlichtschliff), woraus gefolgert werden kann, daß durch neue, verfeinerte Bearbeitungsverfahren eine weitere Verbesserung der Reibungsverhältnisse nur in unwesentlichem Maße zu erwarten ist.

Viel wichtiger als die Steigerung der Oberflächengüte erscheint nach den Arbeiten *Dietrichs* die richtige Ölartwahl, denn unter gleichen Betriebsverhältnissen und Tauchschmierung konnte der μ -Wert je nach Art des Schmierstoffes im günstigsten Fall um etwa 50% gesenkt werden. Im folgenden Teil II dieser Arbeit wird gezeigt, daß durch neuartige Getriebeöle noch wesentlich mehr erreicht werden kann.

Trotz dieser Erkenntnisse, die die maßgebende Bedeutung des Schmiermittels für die Größe der Reibungskräfte zeigen, bleibt noch die Frage zu klären, ob man durch Überlagerung der Reibungsschwingungen auch an Geradzahnradern die Tangentialkräfte oder deren Wirkung noch weiter vermindern kann, nachdem *Hofer* [13] schon auf die günstigen Überlagerungserscheinungen an Schräg Zahnradern hingewiesen hat.

Um diese Fragen zu klären, wurden Versuche mit einem Räderpaar nach Bild 1 a bis c³⁾ durchgeführt. Auf den Naben der Räder 1 a bzw. 2 a wurde je ein Zahnkranz 1 b bzw. 2 b mit gleichen Daten wie die Radkörper ($z = 24$, $m = 5$, $b = 20$ mm, $\alpha = 20^\circ$, $\epsilon_s = 1,6$) drehbar gelagert (Bild 1 b), so daß im Prinzip Stufenzahnradern mit einstellbarer Stufung vorliegen. Die Teile a und b lassen sich in einer bestimmten Stellung miteinander verschrauben (Bild 1 a).

Die kämmenden Räder 1 a/2 b bzw. 1 b/2 a werden je nach ihrer Bearbeitung einen Tangentialdruckverlauf von ganz bestimmtem Charakter erzeugen, wie aus den theoretischen und praktischen Laufbildern (Oszillogramme) von *Dietrich* [7] hervorgeht. Auf die Welle wirkt jeweils nur die resultierende Reibungskraft, wenn man sich die Kräfte beider Radpaare in der Mitte des gesamten Systems angreifend denkt.

³⁾ Die Herstellung dieser Versuchsräder hatten durch Vermittlung des Lehrstuhls Prof. Dr.-Ing. *Kienzle* (Berlin) die Deutschen Nileswerke A.-G. (Berlin) übernommen. Beiden Stellen gebührt für das gezeigte Entgegenkommen herzlicher Dank.

Bild 1. Einstellbare Stufenzahnradern.

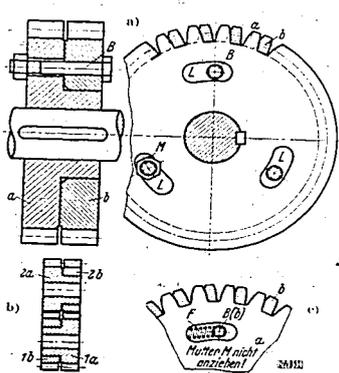
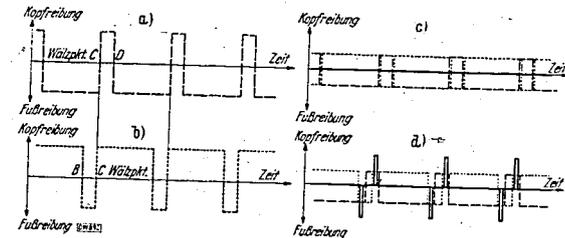


Bild 2. Überlagerung der Reibungskräfte bei Rädern mit Teilungsfehlern (vgl. *Dietrich* [7]).
 a) Reibungsverlauf, wenn die Eingriffsteilungen am getriebenen Rad größer sind als die am treibenden Rad; b) Reibungsverlauf, wenn die Eingriffsteilungen am getriebenen Rad kleiner sind als die am treibenden Rad; c) Überlagerung der Laufbilder nach a) und b) bei gleichen Betriebsverhältnissen und einer Phasenverschiebung um das Stück $B-C$ der Eingriffsteilung; d) Verhältnisse wie bei c), wobei aber die Phasenverschiebung nicht genau einstellt ist.



Theoretisch kann man die Kraftwirkung auf die Welle, hervorgerufen durch die Zahnreibung, vollkommen aufheben. Nach Bild 2 a ist z. B. (abgesehen von einer Phasenverschiebung) das idealisierte Laufbild eines Radpaares, wenn die Eingriffsteilungen am getriebenen Rade größer sind als die am treibenden, das gespiegelte Laufbild eines zweiten Radpaares, wo umgekehrt gerade die Teilungen am treibenden Rade die größeren sind (Bild 2 b) [7]. Überlagert man nun beide Systeme bei gleichen Betriebsverhältnissen, indem man das Radpaar mit dem Laufbild nach Bild 2 b um das Stück BC der Eingriffsteilung gegenüber dem anderen vorverdrehet, so werden zunächst einmal, weil jedes Radpaar nur noch die halbe Last zu übertragen hat, die Schwingungsamplituden halbiert. (Es wird dabei vorausgesetzt, daß die Zahnflankenreibung proportional mit der Belastung ansteigt, was die praktischen Versuche auch bestätigen.) Die Resultierende der überlagerten Kräfte bleibt dann theoretisch während des ganzen Eingriffsvorganges Null (Bild 2 c). Praktisch stellen sich aber der Verwirklichung eines vollkommenen Ausgleichs verschiedene Schwierigkeiten entgegen.

a) Wie schon *Dietrich* [7] gezeigt hat, läßt sich der theoretische Tangentialdruckverlauf nur angenähert verwirklichen, da sich meistens mehrere Herstellungsfehler in ihrer Wirkung addieren. Eine Abweichung des Laufbildes von der idealen Form wird aber auch den vollkommenen Ausgleich durch Überlagerung der Reibungskräfte meistens verhindern.

b) Eine weitere Schwierigkeit besteht in der Herbeiführung der mehrfachen „Passung“; denn es muß erreicht werden, daß beide Radpaare ständig im Eingriff sind und sich gleichmäßig in die Kraftübertragung teilen. Dies erfordert aber höchste Genauigkeit der Herstellung, wenn der wirkliche Eingriffspunkt nicht zwischen den einzelnen Radpaaren hin- und herpendeln soll.

c) Einstellungsschwierigkeiten bereitet der Verdrehungswinkel, um den beide Radpaare verschoben werden müssen, wenn der günstigste Fall des Kräfteausgleiches erreicht werden soll. Eine geringe Abweichung von der günstigsten Stufung nach Bild 2 c würde die gewünschte Überlagerungswirkung verhindern und zu starken Stößen im Reibungsverlauf führen (Bild 2 d).

Die praktischen Untersuchungen der einstellbaren Stufenzahnradern wurden auf der von *Dietrich* [7] beschriebenen Versuchsanlage durchgeführt, die den Reibungsverlauf auf oszillographischem Wege zu verfolgen gestattet. (Vgl. auch S. 6 des vorliegenden Berichtes.)

Unter gleichen Betriebsverhältnissen wurden zunächst die Laufbilder aufgenommen, wenn die Radpaare 1 a/2 b bzw. 1 b/2 a (Bild 1 b) allein miteinander kämmen und die gesamte Last übertragen. Der gleiche Reibungskraftverlauf nach Oszillogramm 1 in beiden Fällen deutet darauf hin, daß alle Zahnkranze mit dem gleichen Werkzeug bearbeitet worden sind. Die meisten Reibungsschwingungen zeigen dabei auffallend gut den Charakter des theoretischen Reibungsverlaufes bei vollkommen fehlerloser Verzahnung (Bild 3 a) [7], so daß die Bearbeitungsgenauigkeit dieser Niles-Räder als vorzüglich bezeichnet werden kann.

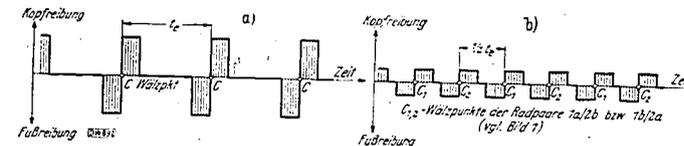


Bild 3. Überlagerung der Reibungskräfte bei fehlerlosen Rädern.
 a) Resultierender Reibungsverlauf bei fehlerloser Verzahnung; b) Überlagerung des Reibungsverlaufes durch zwei Radpaare mit fehlerloser Verzahnung, Phasenverschiebung: $1/3 t_e$.

Verschraubt man nun die Radpaare mit einer gegenseitigen Verdrehung, z. B. um $1/3$ der Eingriffsteilung t_e , so wird sich theoretisch das Laufbild nach Bild 3 b verändern, da wir im Oszillogramm stets nur die Summe der Reibungskräfte messen. Solange von jedem Radpaar je 2 Zähne im Eingriff sind, gleichen sich die Reibungskräfte aus. Sind dagegen von einem Radpaar zwei Zähne, von dem anderen aber nur ein Zahn im Eingriff, kann die Resultierende nicht mehr Null werden. Da jedoch auf ein Zahnpaar nur $1/3$ der für das Drehmoment maßgebenden resultierenden Normalkraft entfällt, wird auch die resultierende Reibungskraft auf $1/3$ der ursprünglichen Größe absinken, während die Frequenz im Laufbild verdoppelt erscheint.

Der praktische Versuch brachte eine Bestätigung dieser theoretisch abgeleiteten Überlagerungswirkung, obwohl sie sich zunächst trotz genauester Einstellung der Räder aus den oben gezeigten Gründen nur an einzelnen Zahnpaaren verwirklichen ließ. An den Stellen, wo sich die Räder in die Kraftübertragung teilen (Oszillogramm 2), sieht man im Laufbild deutlich die starke Verringerung

der Amplitude bei einer Verdopplung der Schwingungsfrequenz. Überträgt zeitweise nur ein Radpaar das Moment, so stellen sich sofort wieder die Reibungsverhältnisse nach Bild 3 a bzw. Oszillogramm 1 ein.

Da bei Stufenzahnradern der beschriebenen Anordnung eine genaue Passung der Zähne und gleichmäßige Lastverteilung auf beide Räderhälften offenbar schwer zu verwirklichen ist, müßte man zweckmäßig den verdrehbaren Zahnkranz *b* (Bild 1 a) elastisch mit dem Radkörper *a* verbinden, damit ein ständiger Kontakt beider Radteile *a* und *b* mit ihren Gegenrädern gesichert ist.

Ein Versuch mit eingelegten Federn nach Bild 1 c ergab bei selbsttätiger Versetzung der Räderhälften um etwa $\frac{1}{2}t$, ein Laufbild nach Oszillogramm 3, in dem die Reibungsamplituden an allen Zähnen gegenüber Oszillogramm 1 erheblich vermindert erscheinen. Im Schwingungsverlauf treten allerdings Unregelmäßigkeiten auf, die auf fortwährende kleine Relativverschiebungen der beiden Radsysteme zurückgeführt werden müssen. Praktisch würde man etwa so vorgehen, daß durch Laufbildaufnahmen die günstigste Stufenversetzung der Radpaare ermittelt wird („Abstimmen“) und in dieser Lage die Bolzen *B* (Bild 1) — z. B. durch Ausfüllen der Schlitzes *L* mit Gummipuffern — elastisch festgelegt werden. Durch diese Anordnung kann man an Rädern mit Geradzähnen mit Sicherheit die Zahnbeanspruchung zeitlich und örtlich gleichmäßiger verteilen, die resultierende Reibungskraft verkleinern und damit das Getriebegeräusch vermindern.

II. Das Schmiermittel bei dosierter Zahnflankenschmierung

Bekanntlich verliert das Schmieröl bei Dauerschmierung (z. B. Tauch- und Umlaufschmierung) infolge Verunreinigungen und Alterung im Laufe der Zeit erheblich an Schmierfähigkeit. Wo das Öl nicht gleichzeitig als Kühlöl benutzt werden und deshalb keinen Kreislauf zwischen Wärmeaufnahme- und Wärmeabgabestelle vornehmen muß, wäre daher als Ideal eine reine Frischölschmierung erwünscht, die nur dasjenige Öl zuführt, das unbedingt gebraucht und verbraucht wird. Da sich andererseits eine kontinuierliche reine Frischölschmierung mit den bekannten Schmierungsmethoden wirtschaftlich nicht durchführen läßt, ist man in diesem Falle gezwungen, den Flanken nur von Zeit zu Zeit eine den Betriebsverhältnissen angepaßte Menge Frischöl zuzuführen („dosierte“ Schmierung).

Wenn die bisher bekannten Methoden der Dosierungsschmierung (z. B. Tropfschmierung, Abschmieren der Räder im Stillstand) den Ansprüchen der meisten Getriebe nicht genügen, so ist dies höchstens ein Beweis dafür, daß die Schmiertechnik noch unvollkommen ist. Über das Arbeitsvermögen der Schmiermittel und den Wert einer dosierten Schmierung ist damit noch nichts ausgesagt.

Im Versuch gibt die einmalige dosierte Schmierung u. a. wertvollen Aufschluß über das Verhalten des Schmiermittels im Zahnradgetriebe bei Grenzreibung.

a) Der Versuchsplan

1. Die Versuchsaufgabe

Die Versuche sollten zeigen, wie lange unter festgelegten Betriebsbedingungen eine bestimmte Schmiermenge auf den Zahnflanken eines Prüfgetriebes ihre Schmierfähigkeit behält („Lebensdauer“ des Schmiermittels). Es galt, dabei den Reibungskraftverlauf zu verfolgen und kennzeichnende Eigenschaften der Öle bzw. Fette festzustellen.

2. Das Versuchsgetriebe

Als Prüfstand wurde die von Dietrich [7] beschriebene Anlage benutzt (s. unter Punkt 5). Das Versuchsgetriebe bestand aus dem im gleichen Bericht mehrfach erwähnten Räderpaar 1/23 mit Maag-Doppelschlichtschliff (Zahnradfabrik Friedrichshafen), wovon Rad 1 als fehlerlos befunden wurde, während Rad 23 künstlich mit Teilungsfehlern versehen worden war. Ein fehlerloses Gegenrad wurde absichtlich nicht verwendet, um die Laufverhältnisse der Praxis anzugleichen.

Die Räder zeigten folgende Abmessungen: $b = 20$ mm, $z = 24$ ($i = 1:1$), $m = 5$ mm, $\alpha = 20^\circ$, $\epsilon_s = 1,6$.

3. Die Versuchsöle

Geprüft wurden 7 Öle und 4 Fette nach Tafel 1. Diese Auswahl trafen die Lieferfirmen⁴⁾ selbst, die sich an einer Klärung von Schmierkraft und Lebensdauer dieser Schmierstoffe interessiert zeigten.

⁴⁾ Die Schmiermittel wurden vom Ölforschungslaboratorium der I. G. Farbenindustrie A.-G., Ammoniakwerk Merseburg, Leiter Dr. Zorn, bzw. von der Rhenania-Ossag, Mineralölwerke A.-G., Hamburg, zur Verfügung gestellt.

001027

Tafel 1. Die untersuchten Schmiermittel

Lfd. Nr.	Bezeichnung in der Arbeit	Lieferfirma	Angaben seitens der Firma	Zustand des Schmiermittels bei Raumtemperatur (22° C)
1	Öl A	Rhenania Ossag	Getriebeöl für Drehzahlen über 1500 U/min	Klares, hellgelbes Öl mit geringer Zähigkeit
2	Öl B	I. G. Farbenindustrie Öl I	Reines Kohlen-Wasserstoff-Öl mit Zusatz (Ester)	Klares, schwarzbraunes Öl mit geringer Zähigkeit
3	Öl C	I. G. Farbenindustrie Öl II	Reines Kohlen-Wasserstoff-Öl mit Zusatz (Ester)	Klares, rötlichbraunes Öl mit geringer Zähigkeit
4	Öl D	I. G. Farbenindustrie Öl III	Reines Kohlen-Wasserstoff-Öl mit Zusatz (Schwefelverbindung)	Trübes, gelbbraunes Öl mit etwas größerer Zähigkeit. Das Öl setzt nach längerer Zeit eine graue trübe Flüssigkeit ab
5	Öl E	I. G. Farbenindustrie Öl IV	Reines Kohlen-Wasserstoff-Öl	Klares, honiggelbes Öl mittlerer Zähigkeit
6	Öl F	I. G. Farbenindustrie Öl V	Reines Kohlen-Wasserstoff-Öl	Klares, gelbbraunes Öl mit sehr großer Zähigkeit und leimartigem Verhalten (große Klebwirkung). Das Öl läßt sich zu langen Fäden ausziehen
7	Öl F ₁	I. G. Farbenindustrie Öl VI	Reines Kohlen-Wasserstoff-Öl	Öl mit ähnlichem Aussehen und Verhalten wie Öl F, jedoch mit noch größerer Viskosität
8	Fett G	Rhenania Ossag	Getriebeöl für geschlossene, nicht öldrückgekapselte Getriebe	Schwarzes Fett von mittlerer Konsistenz, welches an blanken Metallflächen schlecht haftet. Der innere Verband der Fetttelchen ist sehr gut; man kann das Fett deshalb zu einer dünnen Haut ausziehen
9	Fett H	Rhenania Ossag	Getriebeschmiermittel	Rotes Fett von mittlerer Konsistenz, welches sich gut auf die Zahnflanken aufstreichen läßt. Der innere Verband ist lockerer als bei Fett G
10	Fett J	Rhenania Ossag		Süßlich riechendes, schwarzes Fett von geringer Konsistenz. Schon bei Zimmertemperatur zeigen sich flüssige Bestandteile. Der innere Verband entspricht etwa Fett H. Haftet gut an blanken Metallflächen
11	Fett K	Rhenania Ossag		Gelbes Fett von größerer Konsistenz. Haftet nicht so gut an Metallflächen wie die Fette H und J, aber besser als Fett G. Es läßt sich zu kurzen Fäden ausziehen

4. Die Versuchsbedingungen

Für eine Öl- und Fettprüfung, wie sie vorstehende Versuchsaufgabe erfordert, kommen als veränderliche Faktoren in erster Linie die Belastung der Zahnräder (übertragene Umfangskraft), die Umfangsgeschwindigkeit (Drehzahl) und die aufgebrauchte Schmiermenge in Betracht. Die Schmierstoffe wurden deshalb unter folgenden Versuchsbedingungen geprüft:

Tafel 2. Versuchsbedingungen für die Prüfung der Schmierstoffe

Vers.-Nr.	Gesamtmenge des Schmiermittels V cm ³	Schmier-schichtdicke δ mm	Drehzahl n der Versuchs-räder ($i = 1:1$) U/min	Umfangsgeschwindigkeit v m/s	Drehmoment M_d cmkg	Umfangskraft F kg	Übertragene Leistung N	
							$c = \frac{v}{b \cdot l}$ kg/cm ²	PS
1	1	0,1	100	0,63	280	47	15	0,39
2	1	0,1	500	3,15	120	20	6,4	0,84
3	5	0,5	100	0,63	280	47	15	0,39
4	5	0,5	500	3,15	120	20	6,4	0,84

Die Gesamtmengen von 1 bzw. 5 cm³ entsprechen etwa einer knappen und einer reichlichen Dosierung. Sie wurden mit einem feinen Pinsel auf die sorgfältigst gereinigten Arbeitsflanken der Prüfäder gleichmäßig verteilt, so daß sich bei einer bestrichenen Gesamtfläche von rd. 100 cm² die ungefähre Schmier-schichtdicke δ bei Versuchsbeginn leicht errechnen läßt. (Bei der Auswertung ist

zu beachten, daß beide Flächen der aufeinandertreffenden Flanken von Rad und Gegenrad mit einem Ölfilm der Dicke δ überzogen wurden.)

Die Drehzahlen $n = 100$ bzw. 500 U/min ergeben Umfangsgeschwindigkeiten von $v_s = 0,63$ bzw. $3,15$ m/s. Für hohe Drehzahlen ist die Anlage aus schwingungstechnischen Gründen nicht geeignet. Auch die Belastungen mußten zunächst in den angegebenen Grenzen gehalten werden.

5. Die Messungen

Die Beobachtung und Aufzeichnung des Verlaufes der tangentialen Reibungskräfte am treibenden Rad I sowie die Messung der Drehmomente geschah wiederum in der von Dietrich [7] beschriebenen Weise. Das Prinzip der Meßanlage sei hier nur kurz umrissen.

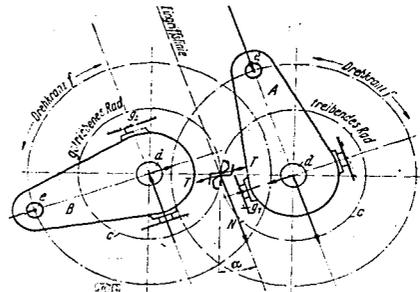


Bild 4. Schema der Schwingeneinstellung (aus Dietrich [7]).

Achse der Schwingen A liegt parallel zur Eingriffslinie. Achse der Schwingen B liegt senkrecht zur Eingriffslinie. System A mißt die Tangentialkraft T in Kammer g . System B mißt die Schwingung N der Normalkraft in Kammer g .
 c Versuchsräder, d Radwellen, e Schwingenzapfen, f Drehkränze, g Quarkammern, A, B Lauerschwingen.

ist durchaus denkbar, daß ein Öl große Tangentialkräfte bewirkt und trotzdem eine lange Lebensdauer besitzt, während ein anderes vielleicht die Reibungskraft bei gleicher Belastung stark herabsetzt, aber sehr schnell verbraucht ist.

Laufende Messungen der nach kurzer Betriebszeit wahrscheinlich nur noch wenige Moleküllängen betragenden Schmierschichtdicken schieden wegen der meßtechnischen Schwierigkeiten von vornherein ebenso aus wie chemische Analysen zur Feststellung etwaiger Ölveränderungen.

Vorversuche zeigten aber sehr bald, daß im Prüfgetriebe die Reiboxydation an den Zahnflanken, auf die schon Dietrich [7] hingewiesen hat, das erschöpfte Arbeitsvermögen eines Schmierfilms erkennen läßt. Es stellte sich nämlich heraus, daß unter den gewählten Betriebsbedingungen bei ungeschmierten, sauber entfetteten Rädern die Rostbildung schon nach wenigen Sekunden einsetzte, während sie durch eine Schmierschicht mehr oder weniger verzögert wurde. Da das Auftreten der Reiboxydation an den Zahnflanken mit großen Reibungssprüngen im Laufbild verbunden ist [14], konnte der Vorgang während des Betriebes im Oszillographen leicht beobachtet werden, so daß die Anlage zur Feststellung der Rostbildung nicht stillgesetzt werden mußte. (Vgl. z. B. Oszillogramm 12 bis 14.) Die Reibungsspitzen, hervorgerufen durch die Rostbildung, konnten auch unschwer von den Reibungssprüngen im Laufbild unterschieden werden, die an einzelnen Zähnen trotz genauer Bearbeitung der Flanken durch kleine Fehler unvermeidlich sind.

Es wurden die Betriebszeiten gemessen bis zu Beginn der Reiboxydation an irgendeinem Zahn (Ro_1 -Punkt) und bis zur starken Rostbildung an fast allen Flanken (Ro_2 -Punkt). Einzelne Zähne kamen infolge nur kurzzeitiger Belastung, bedingt durch die Teilungsfehler des Rades 23, für eine stärkere Rostbildung nicht in Frage.

Das Laufbild wurde bei den einzelnen Versuchen von Zeit zu Zeit oszillographiert. Vor den Aufnahmen wurden aus Vergleichsgründen bei den Versuchen nach Nr. 2 und 4 erst die Betriebsverhältnisse nach Nr. 1 und 3 eingestellt (vgl. Tafel 2), so daß alle Oszillogramme bei $n = 100$ U/min ($v = 0,62$ m/s) und $M_t = 280$ cmkg ($c = 15$ kg/cm²) entstanden sind.

Zur Beurteilung der Reibungsverhältnisse bei Verwendung der einzelnen Schmierstoffe wurden bei den Versuchen nach Nr. 1 und 3 (Tafel 2) nach genau 2 Minuten Laufzeit Aufnahmen des Tangentialdruckverlaufes gemacht und die mittleren Amplituden (T_{max}) der Reibungsschwingungen miteinander verglichen.

Die Wellen der Getrieberäder $1/23$ sind nach Bild 4 fliegend in den Schwingen A bzw. B (Drehpunkte e) gelagert. Für die vorliegenden Versuche fand meßtechnisch nur das System A Verwendung, das mit Hilfe des Drehkränzes f in die richtige Meßlage gebracht wurde. Die Summe T der veränderlichen Tangentialkräfte an den im Eingriff befindlichen Zahnflanken wirkt auch auf die Quarkammer g_1 und erzeugt daselbst Ladungsänderungen, die nach entsprechender Verstärkung im Oszillographen aufgezeichnet werden.

Schwierig war zunächst die Festlegung eines Bezugspunktes für das Arbeitsvermögen der Schmierstoffe. Wann mußte ein Öl oder Fett als verbraucht gelten?

Eine bestimmte Größe der Tangentialkraft konnte hierfür keinen Anhaltspunkt geben, da jeder Schmierstoff infolge seiner Eigenschaften (Zähigkeit usw.) im Zusammenwirken mit Material- und Oberflächenbeschaffenheit der Zahnflanken andere Reibungsverhältnisse schafft. Es

6. Die Vorbereitung der Versuche

Nach den Erkenntnissen der Molekularphysik haftet das Schmiermittel mit einer Schicht von mehreren Moleküllängen so fest an den Oberflächen, daß es nur durch besondere Maßnahmen wieder entfernt werden kann. Da allen Prüfungen aus Vergleichsgründen das gleiche Zahnradpaar $1/23$ zugrunde gelegt werden mußte, galt es vor allem, die Ölrreste nach jedem Versuch soweit als nur irgendmöglich zu beseitigen, um die späteren Ergebnisse hierdurch nicht zu verfälschen. Außerdem war auch noch die Oxydschicht von den Zahnflanken zu entfernen, wobei nachgeprüft werden mußte, ob dieser wiederholte Verschleißvorgang wesentlichen Einfluß auf die späteren Versuche hatte. Die Reinigungs- und Kontrollarbeiten wurden deshalb nach folgendem festgelegten Schema vorgenommen.

Nach jedem Versuch wurden die Räder zunächst mit Benzin abgewaschen, getrocknet und hierauf die Oxydschicht mit Petroleum z. T. unter Verwendung feinsten Schmirgelpapiers beseitigt. Nach einer zweiten Waschung mit Benzin ließ man die Räder 5 Minuten lang in Benzinform und nach der Trocknung die gleiche Zeit in reinem Alkohol unter geringer Belastung laufen. Außerdem wurde jede Zahnflanke noch einzeln mit in Alkohol getränkter Watte abgerieben und hierauf mit Watte getrocknet. Wurde der nachfolgende Versuch mit einem anderen Schmierstoff als bei der vorangegangenen Prüfung durchgeführt, so wurden die Flanken wiederholt einzeln mit dem neuen Öl abgerieben und zwischendurch wieder gesäubert, so daß man schließlich bei dem neuen Versuch höchstens mit Resten des gleichen Schmiermittels zu rechnen hatte.

Der Einfluß der durch die Reiboxydation im Laufe der Zeit bedingten Veränderung der Flankenoberfläche auf die Messungen wurde dadurch nachgeprüft, daß die zuerst durchgeführten Versuche inmitten und nach Beendigung des gesamten Arbeitsprogrammes wiederholt wurden. Da sich nur ganz unbedeutende Abweichungen gegenüber den ersten Messungen ergaben, konnte die Veränderung der Flankenoberfläche bei der Auswertung der Ergebnisse vernachlässigt werden.

Um der veränderlichen Ölzähigkeit Rechnung zu tragen, wurden die Versuche sämtlich bei etwa 22° C Zimmertemperatur durchgeführt.

b) Die Versuchsergebnisse

1. Die Meßergebnisse und ihre Auswertung für eine Güteskala der geprüften Schmierstoffe

Die Bilder 5 bis 8 zeigen die Ro_1 - bzw. Ro_2 -Punkte der unter den Versuchsbedingungen nach Tafel 2 geprüften Schmierstoffe.

Bei kleiner Getriebeleistung und geringer Schmiermenge (Bild 5) zeigt sich das günstige Arbeitsvermögen sämtlicher Öle gegenüber den dauerhaften Fetten. Unter den Ölen fällt die relativ große Lebensdauer der zähflüssigen synthetischen Schmiermittel F , F_1 und E auf, was besonders durch die Ro_2 -Punkte wiedergespiegelt wird. Beachtenswert ist noch, daß die Ro_2 -Punkte mit geringen Ausnahmen größenordnungsmäßig die gleiche Reihenfolge ergeben wie die Ro_1 -Werte.

Bild 6 zeigt etwa in gleicher Rangordnung die Lebensdauerwerte der Schmierstoffe bei gleicher Dosierungsmenge, aber 5facher Drehzahl und etwa doppelter Getriebeleistung. Während die Fette entsprechend der häufigeren Belastung schneller verbraucht sind als unter den Bedingungen gemäß Bild 5, zeigen die Öle fast durchweg ein größeres Arbeitsvermögen. Es erscheint hiernach sehr wahrscheinlich, daß trotz der geringen Ölmengen der Schmierzustand sich mehr aus dem Gebiet der „Grenzreibung“ in das Gebiet der „Flüssigkeitsreibung“ bewegt.

Bei reichlicher Schmierung und geringer Drehzahl (Bild 7) wird das Bild dadurch verzerrt, daß die beim Eingriff in den Grund der Zahnflanken verdrängten Ölmengen an den Flanken wieder emporklettern und wiederholt einen neuen Ölfilm bilden. Diese Ergebnisse scheiden deshalb für eine Beurteilung des Arbeitsvermögens aus. Beachtenswert ist, daß das Fett J , welches bei Raumtemperatur dünnflüssige, ölige Bestandteile besitzt, bei fast allen Messungen ein den Ölen ähnliches Verhalten zeigt, während die Fette G , H und K eine Sonderstellung einnehmen.

Bei reichlicher Schmierung, aber größerer Umfangsgeschwindigkeit (Bild 8) wird die verdrängte Ölmenge schnell abgespritzt, so daß sich auch zwangsläufig die alte Rangordnung wieder einstellen muß. Nur bei dem zähflüssigsten Öl F_1 waren noch längere Zeit größere Ölmengen festzustellen, die wiederholt die Flanke bestrichen und dadurch kein zuverlässiges Urteil über die Dauer der Schmierfähigkeit zuließen.

Die Ro_1 - bzw. Ro_2 -Werte nach den Bildern 5, 6 und 8 (bzw. für Öl F_1 nach den Bildern 5 und 6) wurden durch einen Relativwert ausgedrückt, wobei als Einheit die Ergebnisse des Öles A unter den jeweiligen Betriebsverhältnissen dienten. Aus diesen Relativwerten wurde für alle Schmierstoffe ein Mittelwert $\bar{\epsilon}$ errechnet, der als Kennwert für die Lebensdauer, bezogen auf das Vergleichsöl A , gelten kann (Bild 9). Gleichzeitig sind die entsprechend errechneten Mittelwerte $\bar{\lambda}$ der Reibungs-

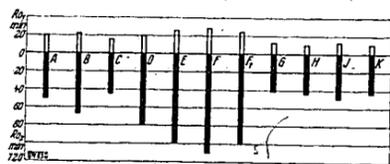


Bild 5. $n = 100$ U/min, $N = 29,3$ mkg/s, $F = 1$ cm²,
 $r = 0,63$ m/s, $c = 15$ kg/cm².

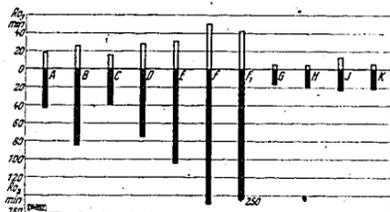


Bild 6. $n = 300$ U/min, $N = 62,6$ mkg/s, $F = 1$ cm²,
 $r = 3,15$ m/s, $c = 6,1$ kg/cm².

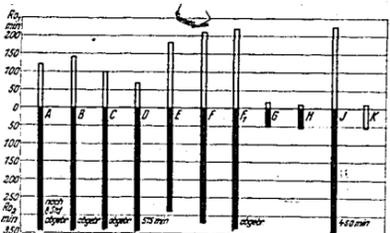


Bild 7. $n = 100$ U/min, $N = 29,3$ mkg/s, $F = 5$ cm²,
 $r = 0,63$ m/s, $c = 15$ kg/cm².

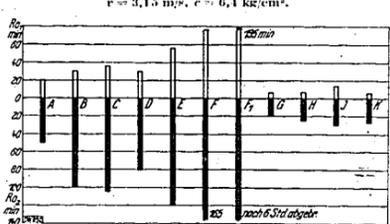


Bild 8. $n = 300$ U/min, $N = 62,6$ mkg/s, $F = 5$ cm²,
 $r = 3,15$ m/s, $c = 6,1$ kg/cm².

Bild 5 bis 8. Vergleich der „Lebensdauer“ dosierter Schmierfilme.

ausschläge (T_{max})_m (vgl. Bild 10) und bei den Ölen die Zähigkeiten η^2 (Bezugstemperatur 40° C) relativ zueinander eingetragen.

Eine Bewertung der untersuchten Schmierstoffe nach fallenden ξ -Werten (in dieser Reihenfolge sind die Schmiermittel in Bild 9 angeordnet) ergibt folgende Güteskala:

F, F₁, E, B, D, C, A, J, K, H, G

Öle Fette

Die zähflüssigen Kohlenwasserstoffe F, F₁ und E können hiernach als besonders gute Getriebeöle bezeichnet werden, während die vier untersuchten konsistenten Fette nur eine geringe Lebensdauer besitzen.

Der Vergleich mit den Zähigkeitswerten η zeigt, daß ihre größenordnungsmäßige Reihenfolge mit der Güteskala nur ungefähr übereinstimmt, während die Stufung selbst eine ganz andere ist. Hieraus folgt, daß die Lebensdauer eines Schmierstoffes offenbar nicht allein von seiner Zähigkeit abhängt.



Bild 9. Relativbild von Lebensdauer, Zähigkeit und Reibung, geordnet nach fallenden ξ -Werten.
 ξ Lebensdauerfaktor; η dynamische Zähigkeit bei 40° C;
 λ Reibungsausschläge.

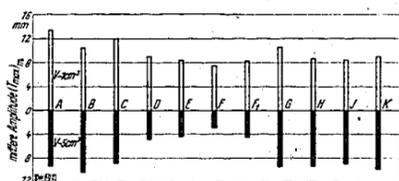


Bild 10. Vergleich der Reibungsausschläge bei dosierter Schmierung nach 2 min Laufzeit.

⁵⁾ Die Zähigkeitsmessungen für die Öle B bis F₁ mit dem Vogel-Ossag-Viskosimeter übernommen in dankenswerter Weise die I. G. Farbenindustrie A.-G., Ammoniakwerk Merseburg.

Die Gegenüberstellung der λ -Werte zeigt, wie auch schon von Dietrich [7] u. a. beobachtet wurde, daß zähflüssige Öle trotz ihrer großen inneren Reibung im Gebiet der Grenzreibung den geringsten Reibungsausschlag (μ -Wert) ergeben. Die besten Schmierstoffe in bezug auf Lebensdauer nach obiger Güteskala zeichnen sich also obendrein auch durch äußerst günstige Reibungsverhältnisse aus und setzen damit, wie festgestellt werden konnte, die Getriebe Geräusche ganz wesentlich herab. Die Erkenntnisse Dietrichs [7], daß der Reibungskraftverlauf die Geräuschbildung maßgebend beeinflusst, finden damit eine erneute Bestätigung.

Fette setzen die Tangentialkräfte zunächst stark herab, aber schon nach wenigen Minuten Belastungszeit ergeben sich entsprechend der geringen Lebensdauer große Amplituden im Reibungskraftverlauf. Es wird hierdurch bestätigt, daß diese Schmiermittel den hohen mechanischen Beanspruchungen (Überschreitung der „Belastungsgrenze der Fette“) nicht gewachsen sind bzw. daß sich ihre Konsistenz durch die großen Belastungen rasch ändert [15].

2. Kennzeichnende Laufbilder

Die Oscillogramme 4 bis 7 zeigen den Reibungskraftverlauf bei Verwendung des Öls A. Oscillogramm 4, aufgenommen bei Tauchschmierung, zeigt keine wesentlichen Abweichungen gegenüber dem Laufbild zu Beginn der dosierten Schmierung nach Oscillogramm 5. Den Beginn der Reiboxydation gibt Oscillogramm 6 wieder, während Oscillogramm 7 die fortgeschrittene Rostbildung an

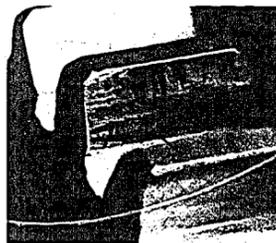


Bild 11. Leichte Reiboxydation.

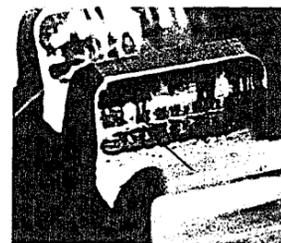


Bild 12. Starke Reiboxydation.

Bild 11 und 12. Bildung von Reiboxydation an den Zahnflanken, nachdem das Schmiermittel verbraucht ist (Wälzlinie durch Pfeile gekennzeichnet).

mehreren Zähnen nach 35 Minuten Laufzeit zeigt. Wie sich die leichte und fortgeschrittene Reiboxydation an den Zahnflanken bemerkbar macht, zeigen die Aufnahmen nach den Bildern 11 und 12. Kennzeichnend ist dabei die deutliche Markierung der Wälzlinie als Zone, in der keine Rostbildung auftritt (in Bild 11 und 12 durch Pfeile gekennzeichnet). Man muß also annehmen, daß zwischen geschmierten Flächen diese Oxydationserscheinungen entweder überhaupt nur in Verbindung mit Gleitreibung auftreten oder aber durch sie besonders stark gefördert werden.

Einige Laufbilder bei Schmierung mit konsistenten Fetten zeigen die Oscillogramme 8 bis 14. Die rasche Verschlechterung der Reibungsverhältnisse vor Beginn der Rostbildung wird bei einem Vergleich der mittleren Schwingungsamplituden deutlich.

Von besonderem Interesse sind die Oscillogramme 15 bis 18 bei Schmierung mit dem hochviskosen Öl F. Man erkennt neben geringen Reibungsausschlägen eine besondere glättende Wirkung des Schmiermittels in bezug auf die Oberschwingungen im Reibungskraftverlauf, die wahrscheinlich durch die Oberflächenrauigkeiten angeregt werden [7]. Das Öl vermag offenbar die Zähne mit einem druckfesten, elastischen Überzug derart zu versehen, daß man Laufverhältnisse fast wie mit idealen Flankenoberflächen erhält. Diese Erscheinung wirkt sich äußerst günstig auf die Geräuschbildung aus, da das elastische Polster auch dämpfend auf Eingriffsstöße wirkt.

Ein Vergleich der Oscillogramme 15/16 mit Oscillogramm 8/9 zeigt, daß geringe Amplituden nicht unbedingt mit dieser glättenden Wirkung verbunden sind, sondern daß diese Eigenschaft nur ganz bestimmten Schmiermitteln zugesprochen werden kann. — Außer Öl F zeigte sich noch das verwandte Öl F₁ ausgleichend in bezug auf die Oberschwingungen.

3. Das Arbeitsaufnahmevermögen der Fette in Abhängigkeit von der Getriebeleistung

Der Kraftfluß geht bei der Kraftübertragung zwischen relativ zueinander bewegten geschmierten Gleit- oder Wälzflächen — z. B. im Zahnradgetriebe — durch die Schmierschicht, so daß die Vermutung einer bestimmten Beziehung zwischen der geleisteten mechanischen Arbeit und der Lebensdauer eines Schmierstoffes naheliegt.

Bei den Ölen war eine gesetzmäßige Abhängigkeit der Lebensdauer von der übertragenen Getriebeleistung nicht festzustellen. Der günstige Einfluß erhöhter Gleitgeschwindigkeit wurde bereits erwähnt.

Die Lebensdauer der Fette zeigte sich von der Schmiermenge unabhängig, was darauf hindeutet, daß sich eine stärkere Schmierschicht auf den Flanken nicht zu halten vermag. Auch eine Schmierkeilwirkung tritt bei erhöhter Gleitgeschwindigkeit nicht auf. Dagegen ergab sich die Schmierdauer etwa proportional zur übertragenen Getriebeleistung, so daß sich eine Art Arbeitsaufnahmevermögen A_1 bzw. A_2 dieser Schmierstoffe (in mkg/cm^2 geschmierte Arbeitsfläche) errechnen läßt, wenn man die Ro_1 - bzw. Ro_2 -Werte in s nach den Bildern 5 bis 8 mit der jeweils übertragenen Leistung (in mkg/s) multipliziert und das Ergebnis auf die Einheit (1 cm^2) der geschmierten Gesamtfläche (= 100 cm^2) bezieht.

Nach Bild 13 ist das Arbeitsaufnahmevermögen A_1 bzw. A_2 bei den drei Fetten G, H und K annähernd gleich (gestrichelte Linien). Der Schmierstoff J zeigt, wie schon erwähnt, öhlähnliche Beschaffenheit und entsprechendes Verhalten, so daß ein konstanter Faktor A nicht ermittelt werden konnte.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die untersuchten konsistenten Fette für dosierte Getriebeschmiernung bei Dauerbetrieb wenig geeignet sind. Die chemische Industrie befindet sich bei der Suche nach hochdruckfesten Schmierstoffen mit ihren auf reiner Kohlen-Wasserstoffbasis hergestellten neuartigen synthetischen Ölen offenbar auf dem richtigen Wege. Aufgabe der Ingenieure ist, es, durch eine brauchbare Schmiertechnik diese hochviskosen Öle der Praxis zu erschließen.

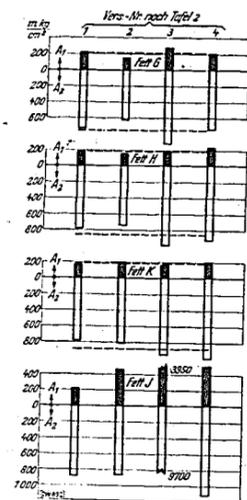


Bild 13. Das Arbeitsaufnahmevermögen A_1 bzw. A_2 von Schmierfetten für die vier Versuche der Tafel 2.

III. Die Technik der Zahnradschmierung mit hochviskosen Schmierstoffen

Je nach den Betriebsverhältnissen werden bei der Getriebeschmiernung folgende Schmierverfahren angewendet:

1. Reine Frisch-Schmierung

- Abschmieren der Zahnflanken mit Fett,
- Schmierung durch stetig oder zeitweise zulaufendes Öl.

2. Reine Umlaufschmierung

- Tauchschiernung,
- Schmierung durch Schmierräder, Schmierketten oder Schmierringe,
- Druckölschmierung durch Umlaufpumpe (Einspritzschmierung).

3. Umlauf + Frischschmierung

Für höher belastete, raschlaufende Getriebe, wie man sie etwa im Kraftwagen oder Flugzeug verwendet, kommen in der Regel nur Tauchschiernung oder Druckölschmierung in Frage, wobei den Zahnflanken genügende Ölmengen zugeführt werden und für gute Kühlung der Räder gesorgt ist. Die allmähliche Ölverschlechterung erfordert von Zeit zu Zeit eine Erneuerung des Schmiermittels, da Reibung und Verschleiß in zulässigen Grenzen gehalten werden sollen.

Für Schmiermittel, die auch bei Betriebstemperatur noch sehr zähflüssig sind, scheiden beide Schmierverfahren aus, da das Öl zu langsam in die Zahnflanken fließt und nicht mehr die ganze Flanke benetzt bzw. bei Druckölschmierung durch Umlaufpumpen kaum noch wirtschaftlich gefördert werden kann. Die Anwendung der hochviskosen Schmierstoffe beschränkte sich deshalb bisher allgemein auf langsam laufende Getriebe mit reiner Frischschmierung.

001030

Nachdem bei den oben beschriebenen Versuchen die günstigen Eigenschaften bestimmter hochviskoser Öle bei der Paarung mit Stahlzahnradern nachgewiesen werden konnten, die sich zweifellos auch im raschlaufenden, hochbelasteten Getriebe auswirken können, sollte nachgeprüft werden, ob eine einfache Schmierung schnelllaufender Zahnradpaarungen mit zähen Ölen möglich ist.

a) Das Prinzip der „Flichkraftschmierung“

Wie oben gezeigt wurde, lassen sich hochviskose Öle von außen auf die Flanken raschlaufender Getrieberäder mit wirtschaftlichen Hilfsmitteln nicht mehr aufbringen. Eine einfache Möglichkeit liegt dagegen in der Schmierung von „innen“ her, wenn man die Flichkraft für die Ölschmierung ausnutzt.

Nach den Bildern 14 a bis c wird das Schmiermittel im einfachen Zulauf einer „Öltasche“ innerhalb oder außerhalb des Zahnrades oder auch einer Hohlwelle zugeführt, wo es sich bei der Drehbewegung gleichmäßig über den ganzen Umfang verteilt. Die Flichkraft bewirkt, daß das Öl durch kleine Bohrungen nach außen fließt (Bild 14 d) und mit Sicherheit die Zahnflanken mit einem Schmierfilm überzieht, wobei die Verteilung des Schmiermittels durch die Flanke des Gegenrades bewirkt wird. Je breiter die Zähne, desto mehr Bohrungen (etwa nach den Bildern 14 a oder c) müssen sie erhalten.

Dieses einfache Arbeitsprinzip der „Flichkraftschmierung“ hat den Vorteil äußerster Sparsamkeit, denn durch zweckmäßige Mengenregelung ist es möglich, den Zahnflanken gerade so viel Frischöl zuzuführen, wie es die Betriebsverhältnisse erfordern. Flichkraft, Bohrungsdurchmesser, Betriebstemperatur und Zähigkeit des Schmiermittels bestimmen die jeweils durchfließende Ölmenge. Es ist daher notwendig, daß man den vorherrschenden Betriebszustand des Getriebes sowie das Verhalten des Schmieröles genau kennt, um die Zulaufkanäle richtig bemessen zu können. Bei anwachsender Drehzahl und damit häufigerem Eingriffsvorgang regelt die zunehmende Flichkraft die Fördermenge selbsttätig. Bei dünnflüssigeren Ölen bzw. höheren Betriebstemperaturen wird es zweckmäßig sein, in die Ölkanäle Döchte (Bild 14 e) oder vor deren Mündung in die Öltasche einen Filzring (Bild 14 f) einzulegen, damit das Schmiermittel nur tropfenweise abgegeben wird. — Eine geregelte dosierte Schmierung läßt sich dadurch praktisch leicht verwirklichen, daß man die Öltasche vom Schmierstoffbehälter aus nur von Zeit zu Zeit mit einer festzuliegenden wirtschaftlichen Ölmenge speist.

Da das Übersetzungsverhältnis einer Getriebestufe in der Regel von $i = 1:1$ abweicht, so daß jeder Zahn mit verschiedenen Zähnen des Gegenrades kämmt, kann man die Flichkraftschmierung auch einzelnen „Schmierflanken“ übertragen, die nach und nach alle Gegenflanken mit Öl bestreichen.

Der Vorteil dieser „Flichkraftschmierung“ liegt neben der Wirtschaftlichkeit bezüglich des Ölverbrauches und der einfachen Handhabung nicht zuletzt darin, daß die bekannte Planschwirkung und die Quetschölverdrängung [23], wie man sie von der Tauchschiernung her kennt, vermieden werden. Diese setzen u. a. durch Schaum- und Nebelbildung die Schmierkraft des Öles erheblich herab, führen zu chemischen Zersetzungen und beeinflussen die Laufeigenschaften der Getrieberäder.

Besonders zeichnet sich das beschriebene Verfahren vor den anderen natürlich dadurch aus, daß die Verwendung eines jeden Schmieröles, des dünnflüssigen wie des hochviskosen, in langsam- und raschlaufenden Getrieben ermöglicht wird, so daß die Technik der Schmierung die Ölauswahl nicht mehr wie bisher bestimmend beeinflusst. Bezüglich der Erwärmung bleibt zu prüfen, ob durch die hochviskosen Schmiermittel die Entstehung der Reibungswärme wesentlich vermindert werden kann. Ist dies nicht der Fall, so müßte bei der Flichkraftschmierung eine zusätzliche Kühlung der Räder vorgesehen werden, da das Schmieröl bei dieser ausgesprochenen Sparschiernung als Wärmeträger kaum in Betracht kommt.

Es sei auch noch erwähnt, daß sich die Flichkraftschmierung leicht mit der Tauchschiernung vereinigen läßt, wenn man den Ölspiegel im Gehäuse so hoch legt, daß die flache Tasche (etwa nach Bild 14 a) in das Schmiermittel eintaucht.

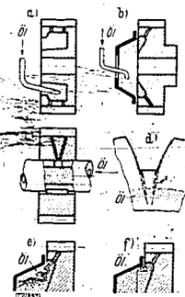


Bild 14. Die Technik der Flichkraftschmierung.

- Öltaschen im Inneren des Baukörpers;
- aufgesetzte Öltaschen;
- Zuleitung des Öles durch die Welle;
- die Ölbohrungen münden zweckmäßigweise neben der Flanke;
- eingelegte Döchte verhindern überreichliche Schmierung;
- eingeleiteter Filzring verhindert überreichliche Schmierung.

b) Die Vergleichsversuche mit Dosierungs-, Zulauf- und Fliehkraftschmierung

Einige Versuche sollten den Wert der Fliehkraftschmierung bei Verwendung des hochviskosen Öles F_1 zeigen. Da nur eine geringe Menge des laboratoriumsmäßig hergestellten synthetischen Schmierstoffes zur Verfügung stand, konnten mit Tauchschmierung keine Laufversuche durchgeführt werden. Um aber die Ergebnisse der Fliehkraftschmierung besser beurteilen zu können, wurde zum Vergleich das Laufbild auch bei Dosierungs- und Zulaufschmierung untersucht. Den Arbeiten lag folgender Plan zugrunde:

1. Die dosierte Schmierung

- a) Die Arbeitsflanken wurden im Stillstand der Räder mit 20 cm^3 Öl abgeschmiert.
 b) Das Prüfgetriebe lief mit einer Drehzahl $n = 500 \text{ U/min}$ bei einem gemessenen Drehmoment $M_d = 120 \text{ cmkg}$. Nach 1, 5 und 15 Minuten Laufzeit wurde je eine Laufbildaufnahme gemacht.

2. Die Zulaufschmierung

Nach einer Laufzeit von 18 Minuten mit dosierter Schmierung wurden weitere 10 cm^3 Öl während des Betriebes auf die Flanken (kurz hinter dem Eingriff) geträufelt und die Wirkung im Oszillographen beobachtet.

3. Die Fliehkraftschmierung

Die Flanken wurden im Stillstand mit einer Gesamtölmenge von 5 cm^3 bestrichen, um den Trockenlauf bei Betriebsbeginn zu vermeiden. Die Öltasche wurde mit weiteren 15 cm^3 gefüllt und während des Betriebes in den gleichen Zeitabständen, wie vorher bei der dosierten Schmierung, der Reibungsverlauf im Bilde festgehalten.

Als Versuchsgetriebe wurde ein Räderpaar der Fahrradfabrik Friedrichshafen mit gleichen Abmessungen wie bei der Ölprüfung nach S. 4 verwendet. Das treibende Rad hatte keine geschliffenen Flanken und war ungehärtet geblieben. Es wurde eine Öltasche angebracht und mit den arbeitenden Zahnflanken nach den Bildern 14 b/d durch eine Bohrung von $1,8 \text{ mm}$ Dmr. verbunden. Fünf Zähne erhielten je zwei Ölkamäle etwa nach Bild 14 a. Als getriebenes Zahnrad diente das auf S. 4 beschriebene fehlerlose Rad 1 mit Maag-Doppelschlichtschliff, welches beim Versuch eine Einrichtung für Fliehkraftschmierung nicht besaß.

Zu 1. Die Reibungskräfte bei dosierter Schmierung.

Oszillogramm 19 zeigt bei Versuchsbeginn eine mittlere Reibungsamplitude von $13,5 \text{ mm}$. Die einzelnen Zahnsschwingungen erscheinen weitestgehend geglättet, wie es auch bei Öl F (s. S. 9) beobachtet wurde. Die Geräusche sind sehr gering.

Schon nach 5 Minuten Laufzeit hat sich die tangentielle Reibungskraft erheblich vergrößert (Oszillogramm 20: Mittlere Amplitude 20 mm). Der größte Teil der aufgetragenen Schmiermenge ist abgeschleudert oder zerstört worden und die geringe Restmenge genügt nicht mehr, die glättende Wirkung aufrechtzuerhalten. Die Oberschwingungen lassen deutlich einen anderen Reibungszustand erkennen.

Der geringe, kaum noch sichtbare Ölfilm genügt, während weiterer 10 Minuten Laufzeit (Oszillogramm 21) eine wesentliche Verschlechterung der Tangentialkräfte zu verhindern, wie auch schon aus der unter Teil II des Berichtes festgestellten guten Schmierfähigkeit des Öles F_1 hervorgeht.

Zu 2. Die Reibungskräfte bei Zulaufschmierung.

Will man die glättende Wirkung wieder herbeiführen, so kann dies nur durch eine neue Ölzufuhr geschehen. Nach dem Aufträufeln von weiteren rd. 10 cm^3 Schmiermenge hinter dem Eingriff zeigte das Laufbild (Oszillogramm 22) aber nur eine geringe Verbesserung des mittleren Ausschlages auf 18 mm , während die Oberschwingungen unverändert anhielten. Es ist dies ein sicheres Zeichen dafür, daß schon bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_u \approx 3 \text{ m/s}$ der größte Teil der auftretenden Öltropfen einfach beiseite geschleudert wird, ohne die Zahnflanken auf ihrer ganzen Fläche mit einem Schmierfilm zu überziehen.

Ein ganz ähnlicher Vorgang würde sich mit höheren Umfangsgeschwindigkeiten auch bei Anwendung der Tauchschmierung ergeben, wo das Rad dann in einem Hohlraum des hochviskosen Öles läuft und nur noch am Zahnkopf geschmiert wird.

Zu 3. Die Reibungskräfte bei Fliehkraftschmierung.

Wirtschaftlicher gestaltet sich die Verteilung des Öles bei Anwendung der Fliehkraftschmierung. Die Oszillogramme 23 bis 25 zeigen vollkommen gleiche Laufbilder, obwohl sie zu Beginn des Laufversuches und nach 5 bzw. 15 Minuten Betriebszeit aufgenommen wurden. Überdies läßt sich feststellen, daß nicht nur die Reibungsamplitude mit 14 mm auf einem äußerst niedrigen Wert gehalten

001031

werden konnte, sondern daß auch die glättende Wirkung des Öles bis zur Beendigung des Vergleichsversuches erhalten blieb. Dadurch zeigten die stark gedämpften Geräusche auch keinerlei Veränderung während der Laufzeit. — Der Einfluß der doppelten Bohrungszahl, d. h. vermehrter Ölzufuhr, läßt sich auf den Laufbildern nicht eindeutig erkennen.

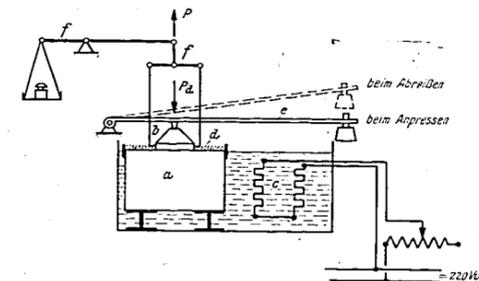
Im Durchschnitt wurden je Minute den Schmierflanken insgesamt etwa $1,4 \text{ cm}^3$ Öl zugeführt, so daß ein Liter Schmierstoff für zwölf Betriebsstunden gereicht hätte. Das abgeschleuderte Öl würde im praktischen Falle natürlich aufgefangen und wiederholt zur Schmierung verwendet werden.

Dieser einfache Versuch zeigt deutlich die Vorteile der Fliehkraftschmierung und die Möglichkeit einer ständigen und gleichmäßigen Frischölzufuhr, die sich auch auf den Flankenverschleiß günstig auswirken muß.

IV. Die Messung der „Schmierfähigkeit“ von Ölen

Der Begriff der „Schmierfähigkeit“ eines Öles konnte bisher weder vom mechanischen noch vom physikalisch-chemischen Standpunkt aus klar umrissen werden. Er kennzeichnet ebenso wie Schlüpfrieger, oiliness, onctuosité u. a. hauptsächlich das abweichende Schmierverhalten von Schmierstoffen in der Grenzreibung, das selbst bei Einhaltung gleicher Viskosität beobachtet werden kann [16]. Eine Gegenüberstellung der Reibungs-, Zähigkeits- und Lebensdauerwerte bei den Versuchen mit dosierter Zahnflankenschmierung nach Abschnitt 2 (Bild 9) zeigte deutlich, daß die stark temperatur-

Bild 15. Schema der Abreibvorrichtung.



abhängige Zähigkeit zur Beurteilung der Schmierstoffe allein nicht ausreicht, sondern daß auch hier wahrscheinlich die verschiedene Schmierfähigkeit der Öle den Schmierzustand bei Grenzreibung maßgebend beeinflusst. Man kann dabei annehmen, daß Lebensdauer und Schmierfähigkeit in einem ganz bestimmten Verhältnis zueinander stehen.

Eine absolute Messung der Schmierfähigkeit von Ölen erscheint unmöglich, solange man Ursprung und Wesen derselben noch nicht kennt. Dagegen können auch Vergleichsmessungen zur Beurteilung der Öle wertvolle Hilfsdienste leisten, wenn es gelingt, die Schmierfähigkeit durch ein einfaches Meßverfahren relativ, etwa in Beziehung zu einem bestimmten Eichöl, auszudrücken. In diesem Zusammenhang sind die Ergebnisse elementarer Untersuchungen über den Schmierzustand in der Grenzreibung bemerkenswert, die im Laboratorium für Schmierungsforschung an der Technischen Hochschule Dresden durchgeführt wurden [8].

Nach Bild 15 wird eine an der Oberfläche sehr sauber polierte Platte (Tuschierplatte aus Stahlguß) in ein offenes Gefäß gestellt, in dem durch ein Ölbad eine bestimmte Temperatur unter Zuhilfenahme einer Heizspirale eingehalten werden kann. Auf die polierte Oberfläche wird eine leichte Schicht des zu untersuchenden Schmierstoffes gebracht und nun eine ebenfalls sorgfältig geglättete Gegenplatte aus Stahl (50 mm Dmr.) aufgelegt. Diese Versuchsplatte ist gelenkig an dem Waagebalken einer Gewichtswaage (Dezimalwaage) aufgehängt und an mehreren Punkten so gefaßt, daß die Waagenbelastung gleichmäßig angreift. Zur Einleitung des Versuches wird zunächst die Versuchsplatte von einem in einer Schneide gelenkig angreifenden, durch Hebel übersetzten Gewicht angedrückt und dadurch die Zugkraft der Waage ausgeschaltet. Bewegt man dabei die Versuchsplatte etwa 1 Minute lang leicht hin und her, so spürt man, daß sie sich immer schwerer bewegt und schließlich nahezu ruckweise festsetzt, so daß sie nur noch mit Gewalt verschoben werden kann. Es ist dann der „Kontakt“ zwischen den Metallplatten und dem Schmierfilm hergestellt. Das Belastungsgewicht wird dann

schnell abgehoben und die Zugkraft der mit einem bestimmten Gewicht belasteten Waage auf die Versuchsplatte freigegeben. Es vergeht jedesmal eine gewisse Zeit, bis die obere Platte abreißt; diese Zeit, die je nach der Belastung bzw. Art des Schmierstoffes mehrere Minuten bis zu vielen Stunden dauern kann, wird gemessen, ebenso die wirkende Zugkraft.

Diese Abreißversuche ergeben, trotz der Einfachheit der behelfsmäßigen Einrichtung, bei hundertfacher Wiederholung stets ein überraschend gleichmäßiges Ergebnis. Bedeutet σ_z [kg/m²] die auf die Flächeneinheit der abgerissenen Platte bezogene Zugbelastung, t_z die bis zur Lösung verstreichende Zeit in s, so ist stets

$$\sigma_z t_z = \text{konst [kgs/m}^2] = \eta_z.$$

Eine Veränderung der Öltemperatur ergab, daß η_z proportional zu der im Durchflußviskosimeter gemessenen dynamischen Zähigkeit η [kgs/m²] verläuft, so daß sich für jeden Schmierstoff ein dimensionsloser und temperaturunabhängiger Faktor $\psi_z = \eta_z/\eta$ errechnen läßt. Hierbei war u. a. die bemerkenswerte Tatsache festzustellen, daß dieser Faktor ψ_z für die Öle ganz verschiedene Werte annehmen kann und somit offenbar einen Kennwert für den Schmierzustand in der Grenzreibung darstellt. Für die Schmieröle nach Tafel 1 ergab sich:

Öl	A	B	C	D	E	F	F ₁
$\psi_z \cdot 10^{-6}$	0,568	1,63	1,0	1,36	1,54	13,5	9,75
ψ_z'	1	2,87	1,78	2,4	2,72	23,7	17,1

Die Werte für ψ_z' errechnen sich, wenn man die Faktoren ψ_z auf Öl A als Einheit bezieht.

Ein Vergleich mit den relativen Lebensdauerwerten ξ der Öle nach Bild 9 zeigt, wenn man diese ebenfalls auf das Eichöl A bezieht, eine auffallend gute Übereinstimmung von ξ und $\sqrt{\psi_z'}$ (Bild 16), so daß man vermuten muß, daß der Abreißversuch an dünnen Ölfilmen den Schmierzustand in der Grenzreibung — also etwa an den Flanken von Zahnrädern — kennzeichnet. Würde hierfür ein exakter Beweis durch die physikalisch-chemische Grundlagenforschung gelingen, so wäre die Technik um ein einfaches Verfahren zur Beurteilung der Schmierfähigkeit von Ölen bereichert.

Die Versuche mit dem Gerät nach Bild 15 wurden nach verschiedenen Richtungen hin ausgebaut und u. a. der Einfluß von Plattenmaterial, Bearbeitungsgüte usw. festgestellt; Ergebnisse dieser Arbeiten siehe [8].

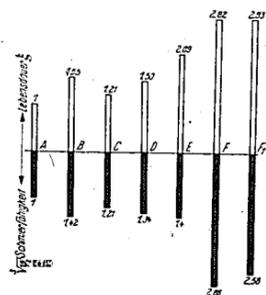


Bild 16. Lebensdauerfaktor ξ und Schmierkennwert $\sqrt{\psi_z'}$ auf Öl A als Einheit bezogen.

V. Die Schmiermittel und der Zahnflankenverschleiß

Der Verschleiß im Zahnradgetriebe wird maßgebend durch die schlechten Schmiegungsverhältnisse der Zahnflanken bedingt, die zu hohen spezifischen Pressungen führen und die Bildung einer tragenden Schmiersehicht, d. h. den Zustand der flüssigen Reibung ungünstig beeinflussen. Allein hierdurch läßt sich die bekannte Erscheinung des besonders starken Flankenverschleißes in der Teilkreiszone (Pittings), wo die Rollbewegung vorherrscht und die tangentialen Reibungskräfte bei ihrem

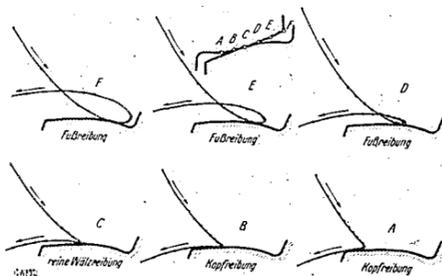


Bild 17. Relativbahnen einzelner Flankenpunkte (A bis F) in bezug auf die Gegenflanke.

Richtungswechsel durch den Nullpunkt gehen, nicht erklären, da die Schmiegunge in jedem Punkt des Eingriffes sehr ungünstig ist. Man muß vielmehr dem kinematischen Ablauf des Zahneingriffes und dem Schmiermittel eine besondere Bedeutung für die Entstehung von Aufrauungen und Einbrüchen (Grübchen) im Teilkreis beimessen.

Vergleicht man z. B. nach Bild 17 die Relativbahnen der Punkte A bis F in bezug auf die Gegenflanken, so deutet der Verlauf der verschlungenen, spitzen und gestreckten Zykloiden darauf hin, wie verschiedenartig der Kraftimpuls zwischen den Flächenelementen ist und wie dabei zwangsläufig auch die Beanspruchung der Schmiersehicht wechselt. Von besonderem Interesse vom Standpunkt des Verschleißes ist die gespitze Zykloide des Punktes C, die mit ihrer Spitze den Wälzpunkt der Gegenflanke berührt. Die Flächenelemente C der Flanken führen hierbei, wenn sie die Gegenflanke berühren, keinerlei Tangentialbewegung mehr aus, und kraftmäßig entspricht der Eingriffsvorgang beim Abrollen einer schwellenden Druckbelastung, während die Schmiersehicht etwa nach dem Abreißversuch (Bild 15) beansprucht wird. Unter diesen Gesichtspunkten wird zweckmäßig auch der Flankenverschleiß im Teilkreis betrachtet.

Die Zahl der Forschungsarbeiten über Ursache und Wesen der Pittings an Zahnflanken ist nicht gering, und die Anschauungen hierüber gehen z. T. beträchtlich auseinander. Nach den bisherigen Ergebnissen erscheint es sehr zweckmäßig, zwischen „Quetsch-Pittings“ und „Öl-Pittings“⁵⁾ zu unterscheiden, je nachdem die Kräfte bzw. die Art der Kraftwirkung oder das Schmiermittel als Ursache des Teilkreisverschleißes erkannt worden sind.

Die „Quetsch-Pittings“ sind u. a. von Föppl [17] und Ulrich [18] beschrieben und versuchs-mäßig bestimmt worden. Sie sind ihrem Weser nach auf eine Überschreitung der Wechselfestigkeit des Zahnradwerkstoffes zurückzuführen, lassen also eine direkte Beziehung zum Schmiermittel nicht erkennen. Die Grübchen müssen sich demnach zwischen ungeschmierten Körpern bei reiner Wälz-bewegung und hoher Belastung wiedererzeugen lassen.

Andere Forscher machten die Beobachtung, daß die Grübchenbildung nur in Gegenwart eines Schmiermittels auftritt (wobei angenommen werden muß, daß bei diesen Versuchen die Größe der Belastung bzw. die Lastwechsellzahl für die Quetsch-Pittings nicht ausreichte) oder zumindest von der Art des Schmiermittels beeinflusst wird (Öl-Pittings) [19, 20, 21, 22]. Eine bemerkenswerte Erklärung hierfür hat m. W. nur der Amerikaner Stuart Way [19] gegeben, der auf feinste Haarrisse in der Oberfläche hinwies, die sich mit Öl füllen können und durch die großen Druckspitzen in der Schmiersehicht [6], die sich auch auf diese Kapillaren auswirken, eine Art Sprengwirkung hervorrufen und zu Materialzerstörungen führen können. Man müßte allerdings bei diesem Vorgange annehmen, daß die Grübchen auch außerhalb des Teilkreises auftreten würden, da Haarrisse und hohe Schmieröl-drücke in anderen Zonen der Zahnflanke ebenfalls zu finden sind.

Geht man von der Beanspruchung der Schmiersehicht nach Bild 14 aus und setzt voraus, daß auch für kleinste Flächen das Gesetz $\sigma_z t_z = \eta_z$ (vgl. S. 14) Gültigkeit behält, so lassen sich die Öl-Pittings auch auf die Zerreißspannungen im Ölfilm zurückführen. Da der Wert η_z für eine bestimmte Temperatur festliegt und vom Öl bzw. von der Paarung Öl—Werkstoff abhängt, kann die Spannung σ_z bei sehr kleinen Zeiten t_z — der Wälzvorgang dauert in der Regel nur Bruchteile einer Sekunde — sehr groß werden und u. U. die Festigkeit des Zahnradwerkstoffes überschreiten. Dadurch, daß die Bindungen der Grenz-moleküle von Öl und Werkstoff in der Adsorptionsschicht stärker sind als die intermolekularen Bindungen etwa im Metall, würden Kristallteilchen durch das Öl aus ihrem Verband gelöst werden, was einem Verschleißvorgange gleichkommt. Reicht die spezifische Zugkraft σ_z zum plötzlichen Losreißen eines Werkstoffteilchens nicht aus, so kann doch die anhaltende Druck-Zug-Wechselbeanspruchung — dem Abreißvorgang geht zwangsläufig ein Anpreßvorgang voraus — zum Dauerbruch führen. Diese Anschauung über den Verschleiß der Wälzsehichtzone in Gegenwart eines Schmiermittels (Öl-Pittings) umschließt sowohl den Einfluß des Öles als auch den des kinematischen Verlaufes der Wälzbewegung.

Führt man den Zerreißversuch nach Bild 15 hintereinander in großer Zahl als Dauerprüfung durch, dann muß sich die beschriebene Verschleißerscheinung auch versuchs-mäßig herbeiführen lassen. Die Zeit, in der das obere Kontaktglied die Anpreß- bzw. die Zerreißbewegung durchführen muß, wird dabei zweckmäßig sehr klein gehalten, damit die spezifischen Kräfte groß werden und die Korrosionserscheinung möglichst schnell einsetzt.

Zur Durchführung dieser Arbeiten entstand die Versuchsanlage nach Bild 18. Ein geführter Stößel s aus Stahl wird durch eine kräftige Feder f gegen einen Exzenter e gepreßt, der mit der Welle w eines kleinen Elektromotors verspannt ist. Der Stößel dient als oberes Kontaktglied und

⁵⁾ Diese treffenden Ausdrücke verdanke ich einem Vorschlage von Herrn Prof. Dr.-Ing. Kutzbach, Technische Hochschule Dresden.

macht entsprechend der Motordrehzahl etwa 2000 Hübe je Minute. Eine höhenverstellbare Grundplatte *g* wurde so cingerichtet, daß in der unteren Totlage des beweglichen Kontaktgliedes nur noch ein ganz geringer Lichtspalt zwischen den beiden Elementen zu erkennen war. (Eine genaue Messung der Spaltweite konnte mit den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht durchgeführt werden.) Auf die Unterplatte wurde eine dünne Ölschicht aufgebracht und hierauf der Stößel zum Schwingen gebracht. Wie nach dem Versuch festgestellt werden konnte, ließen sich die geringsten „metallischen“ Berührungen sofort durch starke Klopfgeräusche feststellen. Da während des Dauerversuches die Versuchsanlage ruhig lief, konnte ein Aufschlagen des schwingenden Stößels auf die Grundplatte nicht angenommen werden.

Obwohl die Ölbeanspruchung in der Schmiersehicht nicht ganz den Verhältnissen der Zerreißeversuche entsprach [8], wurde ein Dauerversuch durchgeführt und nach je drei Stunden Laufzeit überprüft. Nach rd. 20 Betriebsstunden, das entspricht etwa $2,4 \cdot 10^6$ Zerreißevorgängen, wurden Verschleißerscheinungen beobachtet, die sowohl an der kugligen Stößelfläche (Bild 19), als auch an der ebenen Grundplatte (Bild 20) in Form eines kleinen Kraters entstanden waren. Bemerkenswert sind die außerhalb der Hauptzone verstreut liegenden kleinen Korrosionsstellen, die auf eine allmähliche Vergrößerung des Kraterfeldes mit zunehmender Betriebszeit schließen lassen.

Der Versuch wurde nochmals wiederholt, und zwar diesmal mit ebener Grundfläche des Stößels (2 mm Dmr.). Die Grübchenbildung trat hier bereits nach 14 Stunden Laufzeit (etwa $1,7 \cdot 10^6$ Schwingungen) ein, zeigte aber gegenüber den Bildern 19 und 20 keine Abweichungen.

Schließlich wurde zur Kontrolle ein Aufschlagversuch durchgeführt, wobei das laute Klopfgeräusch auf eine metallische Berührung schließen ließ. Der Versuch zeigte nach wenigen Sekunden eine scharf begrenzte Aufschlagstelle in etwa gleicher Größe wie die vorherigen Korrosionsfelder, aber im Gegensatz hierzu mit starker Oxydbildung.

Zusammenfassung

Für die Größe der tangentialen Reibungskräfte an Zahnflanken ist das Schmiermittel von ausschlaggebender Bedeutung, jedoch lassen sich die von der Reibung herrührenden Druckimpulse auf Welle und Lager auch durch mechanische Verfahren — z. B. Überlagerung der Reibungsschwingungen durch einstellbare Stufenzahnäder — wirkungsvoll herabsetzen.

Versuche mit Dosierschmierung ergaben, daß jedes Schmiermittel seine reibungsmindernde Aufgabe eine gewisse Zeit lang ausüben vermag, wobei diese „Lebensdauer“ als Gütemaßstab

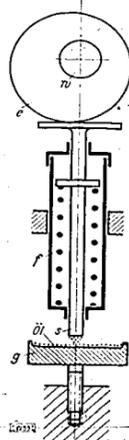


Bild 18. Schema der Anlage für Dauerversuche.
M Motorwelle; w Feder;
g Grundplatte; e Exzenter;
s Stößel.

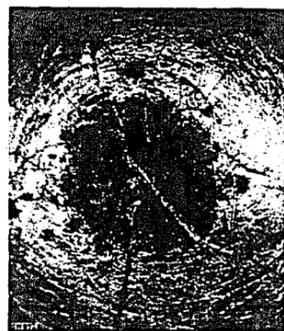


Bild 19 u. 20. Grübchenbildung durch Zug-Druckbeanspruchung der Schmiergrenzschicht.
Die langen Risse im Kraterfeld sind durch eine Fühlrinne entstanden.
Bild 19. Grübchenbildung am Stößel (Vergr. 80 fach, verkl. auf $\frac{1}{2}$).
Bild 20. Grübchenbildung an der Grundplatte (Vergr. 80 fach, verkl. auf $\frac{1}{2}$).

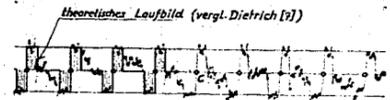


gelten kann. Öle und Fette zeigen dabei ein durchaus verschiedenartiges Schmierverhalten im Zahnradgetriebe. Neuartige synthetische, hochviskose Schmierstoffe zeigten sich besonders vorteilhaft bezüglich der Größe der Reibungszahlen sowie hinsichtlich der Fähigkeit, die Zahnflanken mit einem druckfesten, elastischen Überzug zu versehen, was sich für die Laufruhe der Räder zusätzlich sehr günstig auswirkt. In der „Fliehkraftschmierung“ steht der Schmiertechnik ein einfaches Verfahren zur Verfügung, um diese zähen Öle auch in raschlaufenden Getrieben wirtschaftlich zu verwenden.

Grundlegende Untersuchungen der Kräfteverhältnisse beim Zerreißen einer Schmiergrenzschicht führten zur Aufstellung eines dimensionslosen und temperaturunabhängigen Ölkennwertes, der — wie ein Vergleich mit den Lebensdauerfaktoren vermuten läßt — wahrscheinlich etwas über die „Schmierfähigkeit“ der Öle aussagt. Aus den gefundenen Gesetzmäßigkeiten ergab sich u. a. die Deutung der „Öl-Pittings“ als Folge einer Überschreitung der Zug-Druck-Wechselstetigkeit der geschmierten Zahnflanken.

Oszillogramme

Osz. 1. Laufbild bei der Kraftübertragung durch das Radpaar 1a/2b (vgl. Bild 1b). (Der gleiche Reibungsverlauf ergibt sich:
1. beim Kämmen der Räder 1b/2a und
2. bei gleichzeitiger Kraftübertragung durch beide Radpaare 1a/2b + 1b/2a im unverdrehten Zustand).
C: Wa!punkte.

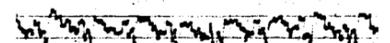


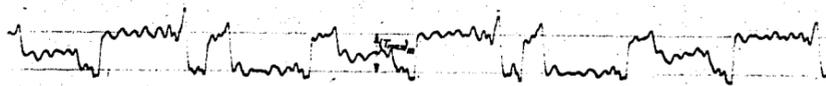
Oszillogramme 1 bis 3.
Laufbilder von regelbaren Stufenzahnädern.
Schmiermittel:
Ol A
Schmierungsart:
dosierte Schmierung, $V = 5 \text{ cm}^3$
Drehzahl:
 $n = 100 \text{ U/min}$
Getriebeleistung:
 $N = 29,3 \text{ mkg/s}$
Bezugstemperatur:
 $T = 22^\circ \text{ C}$.

Osz. 2. Laufbild bei Versetzung der Radpaare um $\frac{1}{2} t_e$.

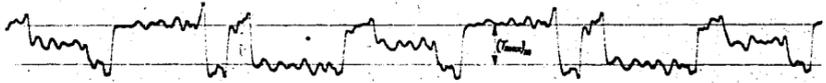
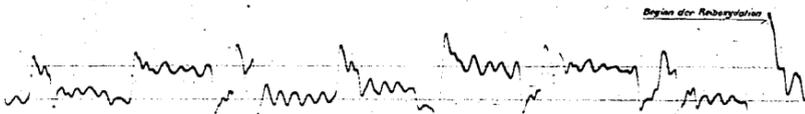
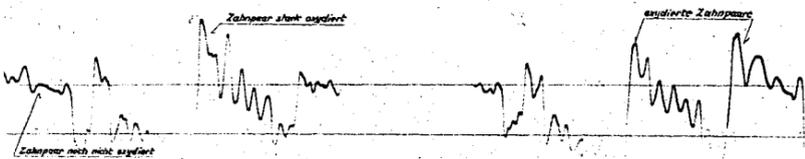


Osz. 3. Laufbild bei elastischer Verbindung der Radteile und Versetzung um etwa $\frac{1}{2} t_e$.





Osz. 4. Laufbild bei Tauchschmierung.

Osz. 5. Laufbild bei 1 cm³ Dosterschmierung. Laufzeit 2 min.Osz. 6. Beginn der Reiboxydation (T₀₁-Punkt). Laufzeit 20 min.

Osz. 7. Fortgeschrittene Reiboxydation. Laufzeit 35 min.

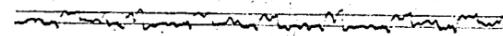
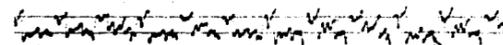
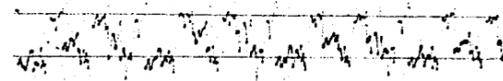
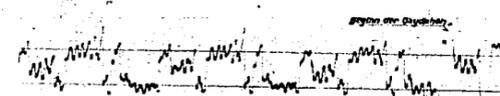
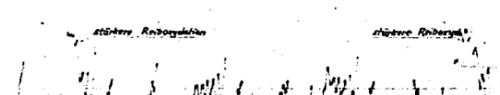
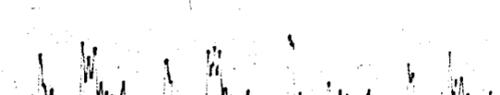
Oszillogramme 4 bis 7. Laufbilder bei Ölschmierung.

Schmiermittel: Öl A
 Drehzahl: $n = 100$ U/min
 Getriebeleistung: $N = 29,3$ mkg/s
 Bezugstemperatur: $T = 22^\circ$ C.

001034

Oszillogramme 8 bis 10.
Laufbilder bei reichlicher Fettschmierung.

Schmiermittel: Fett II
 Schmiermenge: 30 cm³
 Drehzahl: $n = 100$ U/min
 Getriebeleistung: $N = 29,3$ mkg/s.

Osz. 8 (oben).
Aufnahme bei Laufbeginn.Osz. 9.
Aufnahme nach 1 min Laufzeit.Osz. 10.
Aufnahme nach 3 min Laufzeit.Osz. 11.
Laufbild nach 1 min Laufzeit.Osz. 12.
Reiboxydation beginnt nach 12 min Laufzeit.Osz. 13.
Reiboxydation an mehreren Zähnen
nach 23 min Laufzeit.Osz. 14.
Starke Reiboxydation an fast allen Zähnen
(T₀₁-Punkt) nach 30 min Laufzeit.Oszillogramme 11 bis 14.
Entstehen der Reiboxydation bei 5 cm³
Fettschmierung.

Schmiermittel: Fett J
 Drehzahl: $n = 500$ U/min
 Getriebeleistung: $N = 62,6$ mkg/s
 Aufnahmen bei $n = 100$ U/min
 $N = 29,3$ mkg/s.

Oszillogramme 15 bis 18.
Glättende Wirkung des Öls F.
Schmiermenge: 5 cm^3
Drehzahl: $n = 100 \text{ U/min}$
Getriebeleistung: $N = 29,3 \text{ mkg/s}$.

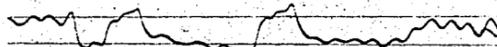
Osz. 15 (oben).
Laufzeit: 2 min.

Osz. 16.
Laufzeit: 15 min.

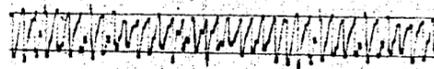
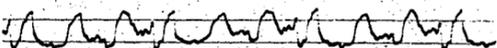


Nur geringe Überschwängungen durch Oberflächenrauigkeit

Osz. 17.
Laufzeit: 45 min.



Osz. 18.
Schmiermenge: 1 cm^3 , Betriebs-
verhältnisse wie oben.
Laufzeit: 2 min (Oszillogramm-
streifen langsamer laufend als
in Bild 15 bis 17).



Osz. 19.
Laufbild nach 1 min Lauf-
zeit (geringe Schwingungs-
amplitude — glättende
Wirkung des Öles).

Oszillogramme 19 bis 21.

Laufbilder bei dosierter

Schmierung.

Schmiermittel:

Öl F₁

Schmiermenge:

$V = 20 \text{ cm}^3$

Drehzahl:

$n = 500 \text{ U/min}$

Getriebeleistung:

$N = 62,6 \text{ mkg/s}$

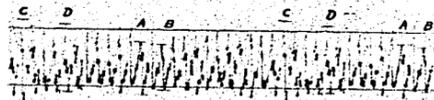
Bezugstemperatur:

$T = 22^\circ \text{ C}$

(Oszillogrammstreifen

langsamer laufend).

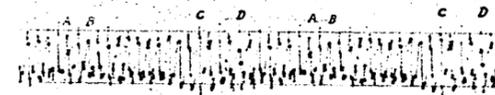
A, B, C, D Zahnmarken.



Osz. 20.
Laufbild nach 5 min Lauf-
zeit (größere Schwingungs-
amplitude — die Ölmenge
reicht für eine glättende
Wirkung nicht mehr aus).



Osz. 21.
Laufbild nach 15 min Laufzeit (Laufbild
infolge der langen Lebensdauer des Öles nur
wenig verändert).

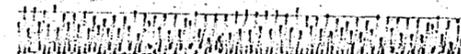


Oszillogramm 22.
Laufbild unmittelbar nach Zufuhr
von weiteren 10 cm^3 Öl.
(Tropfschmierung!)
Die glättende Wirkung ist nicht wieder
erreicht worden, da sich kein neuer Ölfilm
auf den Zahnflanken ausbilden konnte.
A, B, C, D Zahnmarken.

Osz. 23.
Laufbild nach 1 min Laufzeit.



Osz. 24.
Laufbild nach 5 min Laufzeit.



Osz. 25 (unten).
Laufbild nach 15 min Laufzeit.



Oszillogramme 23 bis 25.
Laufbilder bei Fliehkraftschmierung.
Schmiermittel: Öl F₁
Schmiermenge: $V = 20 \text{ cm}^3$
Drehzahl: $n = 500 \text{ U/min}$
Getriebeleistung: $N = 62,6 \text{ mkg/s}$
Bezugstemperatur: $T = 22^\circ \text{ C}$.

Schrifttum

- [1] W. Näcker: Über den Schmiervorgang im Gleitlager — VDI-Forsch.-Heft 352, Berlin: VDI-Verlag 1932.
- [2] A. Rumpf: Reibung und Temperaturverlauf im Gleitlager — VDI-Forsch.-Heft 393, Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [3] E. Heidebrock: Laufeigenschaften von Kunstharzpreßstoff-Lagern — Kunst- u. Preßstoffe 2, Berlin: VDI-Verlag 1937, S. 11/15.
- [4] E. Heidebrock: Versuche an Lagern mit Kunstharzbuchsen — Kunststoffe Bd. 27 (1937) S. 263/67.
- [5] E. Heidebrock und A. Döring: Vergleichende Untersuchungen an Lagerschalen-Werkstoffen — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 52, Berlin: VDI-Verlag 1941.
- [6] W. Pepler: Druckübertragung an geschmierten zylindrischen Gleit- und Wälzflächen — VDI-Forsch.-Heft 391, Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [7] G. Dietrich: Reibungskräfte, Laufruhe und Geräuschbildung an Zahnradern (Diss. T. H. Dresden 1939) — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 25, Berlin: VDI-Verlag 1939.
- [8] E. Heidebrock und E. Pietsch: Untersuchungen über den Schmierzustand in der Grenzreibung — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 12 (1941) S. 74/87.
- [9] F. G. Altmann: Zahnform und Schmierung — Diss. T. H. Dresden 1927.

- [10] *K. Kutzbach:*
Reibung und Abnutzung von Zahnrädern. Bericht über Versuche der Zahnradfabrik Friedrichshafen — Z. VDI Bd. 70 (1926) S. 999/1003.
- [11] *A. Graf v. Soden:*
Das Zahnrad als Lärmquelle — Z. VDI Bd. 77 (1933) S. 231/38.
- [12] *H. Hofer:*
Dynamischer Ausgleich von Zahnraderngetrieben — Z. VDI Bd. 70 (1926) S. 1460/62.
- [13] *H. Hofer:*
Laufruhe von Zahnrädern und ihre Abhängigkeit von der Verzahnung — Werkstattstechnik Bd. 29 (1935) S. 92/95.
- [14] *M. Fink und U. Hofmann:*
Abnutzung von Zahnrädern — Z. VDI Bd. 77 (1933) S. 978/79.
- [15] *H. v. Schroeter:*
Die Schmierung von Gleitlagern mit konsistenten Fetten — Diss. T. H. Karlsruhe 1934.
- [16] *W. Büche:*
Untersuchungen über molekularphysikalische Eigenschaften der Schmiermittel und ihre Bedeutung bei halbflüssiger Reibung — Diss. T. H. Karlsruhe 1930.
- [17] *L. Föppl:*
Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 7 (1936) S. 209/21.
- [18] *M. Ulrich:*
Zur Frage der Grübchenbildung bei Zahnrädern — Z. VDI Bd. 78 (1934) S. 53/55.
- [19] *S. Way:*
Pitting due to rolling contact — J. appl. Mech. Bd. 2 (1935) S. A-49.
- [20] *H. Opitz und F. Blasberg:*
Festigkeiten und Verschleiß von Zahnrädern aus geschichteten Kunstharzpreßstoffen — Dtsch. Kraftf.-Forsch. H. 36, Berlin: VDI-Verlag 1939.
- [21] *A. Meldahl:*
The Brown-Boveri testing apparatus for gear-wheel material — Engineering Bd. 148 (1939) S. 63/66.
- [22] *A. Eichinger:*
Das Problem der Abnutzung bei rollender und gleitender Reibung — Reibung und Verschleiß, Vorträge der VDI-Verschleißtagung Stuttgart 1938, Berlin: VDI-Verlag 1939, S. 15/28.
- [23] *E. Heidebrock und W. Peppeler:*
Untersuchungen über die Quetschöl-Verdrängung und ihre Auswirkung bei Zahnradgetrieben — Kraftf.-techn. Forsch.-Arb. H. 2, Berlin: VDI-Verlag 1936, S. 1/5.

Aufstellung der Bezeichnungen

α	[°]	Eingriffswinkel	
z	—	Zähnezahl	
m	[mm]	Modul der Verzahnung	
b	[mm]	Breite der Zähne	
ϵ_s	—	Überdeckungsgrad	
t_s	[mm]	Eingriffsteilung	
n	[U/min]	Drehzahl der Räder	
N	[PS]	Getriebeleistung	
M_d	[cmkg]	Drehmoment	
U	[kg]	Umfangskraft	
v	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit	
$(T_{max})_m$	[mm]	mittlere Amplitude der Reibungsschwingungen	
Ro_1	[min]	Zeit bis zum Beginn der Reiboxydation an den Zahnflanken	
Ro_2	[min]	Zeit bis zur starken Reiboxydation an den Zahnflanken	
V	[cm ³]	Dosierungsmenge des Schmiermittels	
δ	[mm]	Schmierschichtdicke an einer Zahnflanke bei Versuchsbeginn	
$\bar{\epsilon}$	—	relative Lebensdauer = Mittelwert der relativen Ro_1 - und Ro_2 -Punkte	} bezogen auf Öl A als Einheit
λ	—	relative Reibungskräfte = mittlerer Relativwert der $(T_{max})_m$ -Werte	
A_1, A_2	[mkkg/cm ²]	Arbeitsaufnahmevermögen von Schmierfetten bis zum Beginn (A_1) und bis zur starken Reiboxydation (A_2)	
η	[kgs/m ²]	dynamische Zähigkeit des Öles	
T	[°C]	Öltemperatur	
P_z	[kg]	Zerreißkraft	
$\sigma_z = P_z/F$	[kg/m ²]	spez. Zerreißkraft	
t_z	[s]	Zerreißzeit	
η_z	[kgs/m ²]	Zerreißfähigkeit	
$\psi_s = \eta_z/\eta$	—	Kennwert für die Schmierfähigkeit von Ölen	
F	[m ²]	Grundfläche der kleinen Versuchsplatte	

001037

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 60

97

**Der Betrieb gemisch-gespülter
Zweitaktmotoren mit Flüssiggas**

Dr.-Ing. habil. Ulrich Schmidt
Versuchsanstalt und Amtliche Prüfstelle
für Kraftfahrzeuge
an der Technischen Hochschule Berlin

1941

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

1150

001038

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 60

**Der Betrieb gemisch-gespülter
Zweitaktmotoren mit Flüssiggas**

Dr.-Ing. habil. Ulrich Schmidt
Versuchsanstalt und Amtliche Prüfstelle
für Kraftfahrzeuge
an der Technischen Hochschule Berlin

Bibliothek
der
Ruhrochemie Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 2882 206

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

001039

Die im folgenden Bericht beschriebenen Überlegungen und Versuche wurden auf Veranlassung und im Auftrage des Reichsverkehrsministeriums durchgeführt. Die Untersuchung geschah auf Anregung von Herrn Ministerialrat Schumann, dem für seine Unterstützung und wertvollen Fingerzeige bestens gedankt wird. Die erforderlichen Mittel wurden vom Herrn Reichsverkehrsminister zur Verfügung gestellt, wofür ich hierdurch meinen besten Dank ausspreche.

Die Firmen Auto-Union AG., Chemnitz, Tempo-Werk Vidal & Sohn, Hamburg, Deutsche Vergaser-Gesellschaft Solex-Vergaser, Berlin, und Ehrich & Graetz AG., Berlin, haben die bei ihnen bereits bestehenden Erfahrungen bereitwillig zur Verfügung gestellt und zum Teil an der Entwicklung der erforderlichen neuen Geräte mitgearbeitet, wofür hiermit ebenfalls der Dank der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge ausgesprochen wird.

Berlin, Januar 1941

O. Schöne VDI

INHALTSVERZEICHNIS

I. Zweck der Untersuchung	1
II. Die wesentlichen Fragen beim Flüssiggasbetrieb	1
a) Allgemeiner Aufbau einer Flüssiggasanlage	1
b) Die Unterbringung des Gasvorrats am Fahrzeug	2
c) Die Gasvorwärmung	3
d) Der Vergaser	3
e) Die Schmierung	4
III. Die Versuche	5
a) Prüfstandversuche	5
b) Entwicklung eines Unterdruckölors	7
c) Versuche auf der Fahrbahn	9
d) Erfahrungen bei dem Versuchsbetrieb	11
IV. Zusammenfassung	12

001040

I. Zweck der Untersuchung

Die im vorliegenden Bericht beschriebenen Versuche haben den Zweck, die Möglichkeiten und Voraussetzungen des Flüssiggasbetriebes von Zweitaktmotoren mit Kurbelkastenspülung zu untersuchen und seinen Übergang in die Praxis vorzubereiten. Bei dem Versuch, Benzin einzusparen und dafür Flüssiggas überall da zu verwenden, wo dies nur irgendwie möglich ist, ergab sich die Aufgabe, die Verwendungsmöglichkeit von Gas für kleine Lastfahrzeuge (Nutzlast 1 t und darunter) zu prüfen, zumal 45 % des Gesamtbestandes an Lastkraftwagen eine Nutzlast unter 1 t haben.

Die Zahl der Lastfahrzeuge mit Zweitaktmotoren nimmt ständig zu; sie betrug 1938 90000 bis 95000 Stück, die größtenteils Dreiradwagen waren. Von dieser Gesamtzahl wurden allein 1938 rd. 18000 Stück neu zugelassen. 100000 solcher Fahrzeuge mit einem durchschnittlichen Verbrauch von 7 l/100 km und 25000 km Fahrstrecke im Jahr verbrauchen rd. 130000 t flüssigen Kraftstoff. Aus diesen Zahlen ist die erhebliche Bedeutung zu erkennen, die der Frage der Verwendung von Flüssiggas im Zweitaktmotor zukommt.

Als grundsätzlich neues Problem tritt im Gegensatz zum Viertaktmotor beim gasgetriebenen Zweitakter mit Kurbelkastenspülung die Frage der Schmierung auf, zu deren Lösung neue Wege zu suchen sind.

II. Die wesentlichen Fragen beim Flüssiggasbetrieb

a) Allgemeiner Aufbau einer Flüssiggasanlage

Die Flüssiggasanlage besteht im wesentlichen aus 3 Hauptteilen:

1. Dem Flüssiggasbehälter,
2. dem Regler, der das Gas vom Behälterdruck auf Betriebsdruck herunterregelt und
3. dem Mischapparat, der den Zusatz des Gases zur Verbrennungsluft übernimmt.

Bild 1 zeigt das Schema einer Flüssiggasanlage. Als Behälter dienen bei den bisherigen Ausführungen von Flüssiggasanlagen genormte Stahlflaschen. In diesen befindet sich das Gas in flüssiger Form unter einem Druck von 4 bis 6 at, der sich je nach der herrschenden Temperatur ändert. Jede Flasche ist mit einem Absperrventil versehen.

Von der Flasche gelangt das Gas nach Durchtritt durch das Absperrventil über einen Vorwärmer zu dem Gasdruckregler. Im Vorwärmer wird das Gas durch Zufuhr von Wärme aus dem Kühlwasser des Motors bzw. aus dem Auspuffgas aus dem flüssigen in den gasförmigen Zustand übergeführt. Nach Verlassen des Vorwärmers soll es eine Temperatur besitzen, welche eine Vereisung des Reglers infolge des dort stattfindenden Entspannungsvorganges ausschließt.

Der Regler selbst besteht aus einer Hochdruck- und einer Niederdruckregelstufe. In der ersten Stufe wird das Gas vom Flaschendruck auf etwa 2 at und in der zweiten Stufe dann auf den benötigten Gebrauchsunterdruck entspannt. Dieser liegt nach Angabe der Lieferfirma (Deutsche Vergaser-Gesellschaft) bei -6 bis -10 mm WS. Neuere Regler können wegen der Lageempfindlichkeit ihrer Membran auch stehend eingebaut werden, woraus sich der Vorteil außerordentlich kurz ausfallender Gasleitungen ergibt.

Bild 2 zeigt den Regler für Flüssiggasbetrieb in zwei Ansichten. Von der Gaszuführung *f* (Bild 2), die mit einem Vorwärmer verbunden wird, gelangt das noch nicht entspannte Gas über die erste Regelstufe *d* in den Hauptregler *e* (2. Regelstufe). Nach der zweiten Stufe verteilt es sich auf die Leerlaufleitung *b* und die Hauptgasabfuhrleitung *c*, die in einem abnehmbaren Verschluss eine veränderliche Drosseldüse und ein Rückschlagventil enthält. Diese Drosselstelle dient zur Einregulierung der erforderlichen Gasmenge. Der Leerlaufstutzen *b* enthält gleichzeitig die auswechselbare Leerlaufdüse.

Vom Regler aus gelangt das Gas zur Mischeinrichtung, die dafür sorgen soll, daß bei jedem Betriebszustand der Maschine das erforderliche Mischungsverhältnis Gas:Luft eingehalten wird. Es

bestehen bereits eine große Anzahl verschiedener Mischereinrichtungen, unter denen besonders der bei der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge von Rizmann entwickelte Mischer, der durch Gütere-
regulierung eine besondere Gasersparnis ergibt, hervorgehoben werden soll.

Bei der Entwicklung einer Mischereinrichtung für gemischgespülte Zweitaktmotoren, insbesondere bei kleinen Lieferwagen, muß darauf Rücksicht genommen werden, daß der normale Vergaserbetrieb mit flüssigem Kraftstoff nicht gestört werden und die Mischereinrichtung nur sehr geringen Platz beanspruchen darf.

b) Die Unterbringung des Gasvorrates am Fahrzeug

Eine der wichtigsten Fragen bei der Umstellung kleiner Lieferwagen auf Flüssiggasbetrieb ist der Platzbedarf und das Gewicht des Vorrates an Flüssiggas. Allgemein wird dieser Vorrat bei größeren Lastfahrzeugen in zwei handelsüblichen Gasflaschen mitgenommen, welche unterhalb des Fahrgestelles an besonders angeordneten Schellen befestigt werden. Der eine dieser beiden Behälter dient

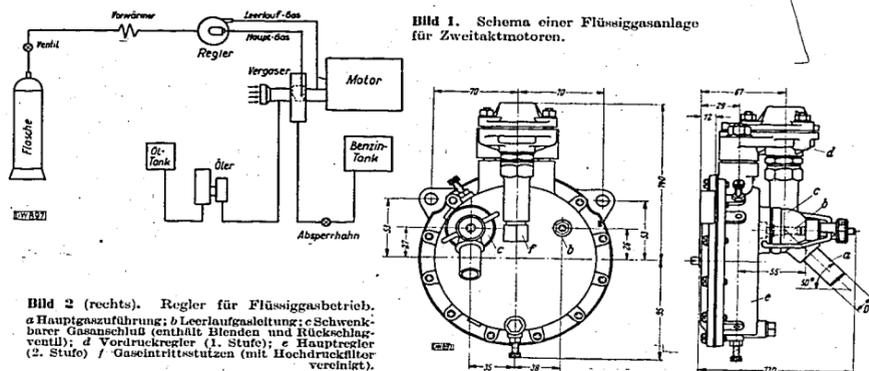


Bild 2 (rechts). Regler für Flüssiggasbetrieb. a) Hauptgaszuführung; b) Leerlaufgasleitung; c) Schwenkbare Gasanschlüsse (enthält Blenden und Rückschlagventil); d) Vordruckregler (1. Stufe); e) Hauptregler (2. Stufe) / Gaseintrittsstutzen (mit Hochdruckfilter vereinigt).

dem normalen Betrieb, während der andere als Vorratsbehälter benutzt wird. Ein solcher Vorratsbehälter ist bei Gasbetrieb, falls nicht gleichzeitig flüssiger Kraftstoff mitgenommen wird, nötig, da eine Kontrolle des Gasverbrauches oder eine Anzeige der im Behälter vorhandenen Gasmenge bisher nicht möglich ist. Eine derartige Kontrolle wäre nur möglich durch Wägung des Gasbehälters, da der Druck keinen Maßstab für die im Behälter vorhandene Menge abgibt. (Zur Zeit sind zwar Versuche mit einem Verbrauchsmeßgerät im Gange, jedoch sind diese noch nicht abgeschlossen.)

Die Mitnahme von zwei Gasflaschen normaler Größe scheidet bei dem Betrieb von Kleinlastwagen mit Flüssiggas wegen Raummangels völlig aus. Es ist jedoch möglich, eine Gasflasche unterzubringen, die bei einem Leergewicht von 40 kg eine Flüssiggasfüllung von durchschnittlich 33 kg besitzt. Die Anbringung des Flüssiggasbehälters am Kleinlastwagen richtet sich nach den Platzverhältnissen. In den meisten Fällen wird es nicht möglich sein, wie bei Großfahrzeugen die Flasche unterhalb des Fahrgestelles aufzuhängen, da der Platz hierfür (Höhe 1300 mm, Dmr. 320 mm) nicht vorhanden sein wird. Infolgedessen muß die Ladefläche für die Unterbringung der Gasflasche benutzt werden.

Bild 3 zeigt einen Kleinlastwagen „Tempo“ 400 cm³, der mit einer Flüssiggasanlage ausgerüstet wurde. Der Kraftstoffbehälter ist innerhalb des Transportkastens angeordnet.

Die Haltung einer verhältnismäßig kleinen Vorratsmenge von flüssigem Kraftstoff im Tank, die dazu dient, nach Leerfahren des Gasbehälters die nächste Gastankstelle zu erreichen, dürfte in den meisten Fällen möglich sein, insbesondere, da der Einsatz dieses Vorratskraftstoffes immer erst nach ungefähr 600 km Fahrstrecke erforderlich wird. Vorbedingung für diese Art der Vorratshaltung ist eine Ausführung der Flüssiggasanlage, die keine Veränderungen an den für den Benzinbetrieb erforderlichen Apparaten vorzunehmen nötigt.

c) Die Gasvorwärmung

Der Kraftstoff, der sich als Flüssigkeit im Vorratsbehälter (Gasflasche) befindet, verdampft in der Leitung zwischen diesem Vorratsbehälter und dem Regler. Der Verdampfer besteht aus einer spiralförmig geführten Gasleitung, die durch ein Mantelrohr umschlossen wird. In den Innenraum dieses Mantelrohrs gelangen die heißen Auspuffgase des Motors. In der Heizschlange nimmt das Gas bei dem Durchfluß von der Flasche zum Regler soviel Wärme auf, daß es verdampft. Die Wärmezufuhr muß so geregelt werden, daß an keiner der beiden Einstufungsstufen des Reglers Vereisungen infolge der dort entstehenden Verdampfungskälte auftreten.

Für die Vorwärmung der geringen Gasmenge, die der Betrieb von kleinen Lastwagen erfordert, genügt es, die Verbindungsleitung zwischen Vorratsbehälter und Regler an irgendeiner Stelle in 4 bis 6 Windungen eng um das heiße Auspuffrohr der Maschine herumzulegen. Der Grad der Vorwärmung muß einmal für einen bestimmten Maschinentyp erprobt werden und kann durch Änderung der Windungszahl geregelt werden.

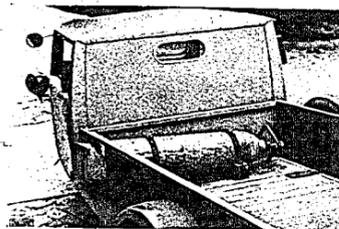


Bild 3. Anordnung der Gasflasche im Wagenkasten.

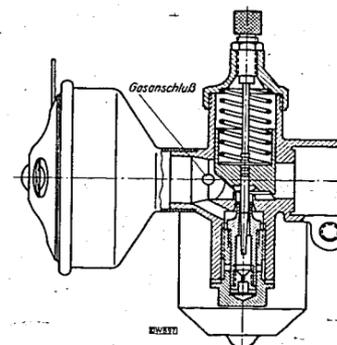


Bild 4 (rechts). Gasanschluß bei Schiebervergaser.

d) Der Vergaser

Das Gas muß dem Vergaser an einer Stelle zugeleitet werden, an der ein genügender Unterdruck zum Ansaugen der erforderlichen Mengen sowie die Möglichkeit einer guten Durchmischung mit der angesaugten Luft besteht, Bild 4. Außerdem muß, wenn die Gaszutrittsöffnung zum Vergaser nicht regelbar ist, der Unterdruck an der Eintrittsstelle des Gases in den Vergaser in einer festen Beziehung zur durchströmenden Luftmenge stehen. Bei Zuführung durch eine trichterförmige Verengung vor der Klappe eines Drosselklappenvergases sind diese Bedingungen gegeben. Bei einem Kolbenvergaser mit Düsenadel muß die Eintrittsöffnung des Gases in den Vergaser möglichst nahe an den Kolbenschieber verlegt werden, jedoch so, daß sie noch nicht im Regelquerschnitt liegt und sich auch bei fast geschlossenem Kolben nicht in dem durch Kolben und Ansaugkanal gebildeten toten Winkel befindet.

Läßt sich eine derartige Zutrittsöffnung nachträglich an einem Vergaser für Zweitaktmotoren nicht mehr anbringen, so ist es meistens möglich zwischen Ansaugfilter und Vergaser ein kurzes Anschlußstück für die Gaszufuhr einzuschalten. Um einen genügenden Unterdruck zu erzielen, erhält dieses Zwischenstück zweckmäßigerweise eine trichterförmige Verengung. Im engsten Querschnitt tritt das Gas aus verschiedenen Bohrungen in den Saugkanal ein.

Bei Kolbenschiebervergäsern besteht schließlich die Möglichkeit, das Gas im geregelten Querschnitt selbst eintreten zu lassen. Da, wie oben erwähnt, in diesem Falle eine Steuerung des Gaszutritts-Querschnittes nötig ist, kann der Schieber selbst diese Aufgabe mit übernehmen. (Bei der Beschreibung der hier durchgeführten Versuche wird eine derartige Ausführung eingehend behandelt.)

Das Gas, das für den Leerlaufbetrieb der Maschine erforderlich ist, wird normalerweise in einen Stutzen geführt, der im Saugrohr hinter dem Vergaser angeordnet und durch eine besondere Leitung mit dem entsprechenden Stutzen des Druckreglers verbunden wird (vgl. Bild 1). Bei Steuerung des Gaseintrittes durch den Kolbenschieber des Vergasers kann bei geeigneter Anordnung der Leerlaufbohrung diese besondere Verbindung und damit auch das in der Hauptgasleitung vom Regler zum Vergaser befindliche Rückschlagventil wegfallen.

e) Die Schmierung

Bei dem Zweitaktmotor mit Kurbelkastenspülung wird normalerweise die erforderliche Schmiermittelmenge durch den Kraftstoff selbst zugeführt, indem dieser in einem bestimmten Verhältnis mit Schmieröl vermischt wird. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, daß — solange der Motor überhaupt läuft — die Zufuhr von Schmieröl gewährleistet ist. Diesem Vorteil stehen jedoch eine ganze Reihe von Nachteilen gegenüber. Die Schmierstoffmenge im Kraftstoff muß so reichlich bemessen werden, daß die ausreichende Schmierung bei Vollastbetrieb gewährleistet wird. Das bedingt jedoch zumeist eine überreichliche Schmierung bei Drosselbetrieb und bei Leerlauf. Ferner werden die Eigenschaften des Schmiermittels durch die Vermischung mit dem Kraftstoff erheblich verschlechtert. Schließlich geht durch die Vermischung des Öles mit dem Kraftstoff bei der Spülung ein erheblicher Teil des Schmiermittels verloren.

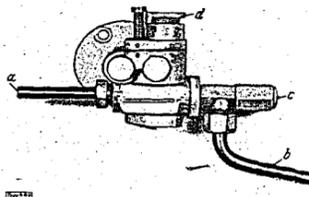


Bild 5. Ölpumpe.
a Ölzufluß; c Ölkontrollring;
b Ölaufluß; d Mengenregulierung.

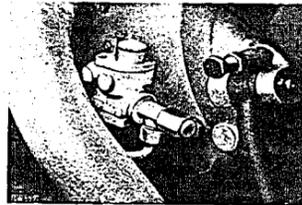


Bild 6. Anbau der Ölpumpe am Kurbelgehäuse des Motors.

Der Übergang von Benzin- auf Flüssiggasbetrieb erfordert eine neue Art des Schmiermittels, da es nicht mehr möglich ist, das Schmieröl zusammen mit dem Kraftstoff dem Motor zuzuführen. Grundsätzlich bestehen folgende Möglichkeiten:

1. Zufuhr mittels besonderer Ölförderpumpe,
2. Zufuhr durch Unterdruck-gesteuerten Öler,
3. Lösung des Schmiermittels im Flüssiggas.

1. Die nachträgliche Anordnung einer Schmierölpumpe wird, wie Verhandlungen mit den verschiedenen Liefer- und Herstellerfirmen gezeigt haben, in den meisten Fällen möglich sein. Die Pumpe wird hierbei häufig von der Motorwelle selbst angetrieben und am Gehäusedeckel angeflanscht und wird durch eine lösbare Kupplung, die durch Schlitz und Nase an den beiden Wellenenden gebildet wird, mitgenommen. Bild 5 zeigt eine derartige kleine Ölförderpumpe, die über eine große Übersetzung von der Motorwelle angetrieben wird. Bild 6 zeigt die Anordnung der Ölpumpe am Motorgehäuse.

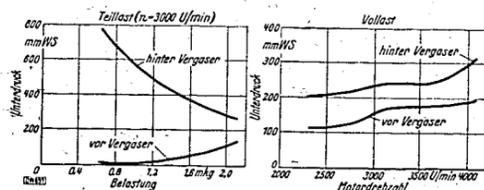


Bild 7. Verlauf des Unterdruckes vor und hinter dem Vergaser.
Triumph-Motor S 350.
Benzinbetrieb, Luftfilter angeschlossen.

Die Anordnung derartiger Pumpen weist jedoch eine Reihe grundsätzlicher Nachteile auf: Der nachträgliche Anbau erfordert Bohrungen für den Durchtritt der Pumpenwelle und Flächen für die Befestigung eines Flansches an Gehäuseteilen des Motors anzubringen und läßt meistens keine genaue Zentrierung der Pumpenwelle zur antreibenden Motorwelle zu. Infolgedessen tritt leicht ein Verschleiß der Kupplungsteile gegeneinander ein. (Das Nichtarbeiten der Pumpe ist für den Fahrer nur dadurch zu erkennen, daß der in Bild 5 mit c bezeichnete Ölkontrollring bei laufendem Motor nicht mehr hinausgedrückt wird.)

Die außerordentlich geringen Ölmengen, die für den Betrieb des kleinen Zweitaktmotors benötigt werden, machen auch bei kleinem Durchmesser des Pumpenkolbens die Verwendung sehr kleiner Pumpenhübe und einer großen Untersetzung notwendig. Infolgedessen wird das Öl nicht gleichmäßig, sondern nur in größeren Abständen, dann aber in übergroßer Menge, der Maschine zugeführt. Der kleine Arbeitshub des Pumpenkolbens bedingt ferner eine außerordentlich sorgfältige Entlüftung der Saugleitung. Bereits bei Zutritt kleinster Luftmengen versagt die Ölförderung. Eine häufige Kontrolle der Arbeitsweise der Pumpe durch Beobachtung des Ölkontrollers ist aus diesem Grunde unbedingt erforderlich.

Die Förderung der von der Motorwelle angetriebenen Ölpumpe ist nur abhängig von der Motordrehzahl. Bei Einstellung der geförderten Ölmenge auf Motorvollast wird demnach bei Drosselbetrieb zuviel Öl geliefert. Umgekehrt würde die Einstellung auf Drosselbetrieb eine zu geringe Schmierung des Motors bei Vollast zur Folge haben. Die zusätzliche Regelung der Ölförderpumpe in Abhängigkeit von der Belastung des Motors ist möglich, verteuert jedoch die Pumpe und erfordert Verbindungen zwischen dem Gestänge des Vergasers und der Pumpe.

2. Eine andere Möglichkeit, die Zuführung der erforderlichen Schmiermittelmenge vorzunehmen, besteht in der Förderung des Öles von einem Vorratsbehälter zum Saugrohr des Motors durch Unter- bzw. Überdruck, welcher der Maschinenleistung proportional ist. Der Unterdruck vor dem Vergaser steigt mit zunehmender Belastung und Drehzahl, Bild 7, und zwar mit zunehmender Belastung nach einer Exponentialkurve und mit zunehmender Drehzahl annähernd linear. Der ungleichförmige Verlauf des Unterdruckes in Abhängigkeit von der Drehzahl ergibt sich durch die ebenfalls mit der Drehzahl schwankende Füllung des Zweitaktmotors. Eine Steuerung der Ölmenge in Abhängigkeit vom Unterdruck vor dem Vergaser würde demnach sowohl die gewünschte Zunahme der Ölmenge mit der Belastung als auch mit der Drehzahl ergeben. Versuche, einen derartig gesteuerten Öler zu entwickeln, sind in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge durchgeführt und zum Abschluß gebracht worden. Die Versuche und die sich daraus ergebende Ölerkonstruktion werden im zweiten Teil dieses Berichtes eingehend behandelt.

3. Eine weitere Form der Ölzufuhr ist durch die Beimischung von Öl zum Flüssiggas gegeben. Es besteht ohne weiteres die Möglichkeit, die erforderliche Ölmenge bereits dem im Vorratsbehälter befindlichen Flüssiggas zuzusetzen, da dieses, genau so wie der flüssige Kraftstoff, das Öl löst. In dem Augenblick jedoch, in welchem das Treibmittel aus dem flüssigen in den gasförmigen Zustand übergeht, wird das Öl ausgeschieden. Dies geschieht in dem Vorwärmer, welcher in Form einer Rohrschleife um das Abspuffrohr herumliegt. Das dort ausfallende Öl sammelt sich in den unteren Teilen der Spirale, bis es einen Pfropfen bildet, und wird sodann von dem nachschiebenden Gas in den Regler hineingedrückt. Hierdurch treten Ölschläge im Regler auf, die das Arbeiten des Reglers unmöglich machen. Bei senkrechter Anordnung des Reglers würde sich ferner das Öl im unteren Teil der Membrankammer sammeln, was man allerdings durch Anordnung des Hauptgasanschlusses im untersten Teil dieser Kammer zum Teil wieder beseitigen könnte.

Nach Angabe der Herstellerfirma soll ferner das Öl die benutzte Niederdruckmembran in verhältnismäßig kurzer Zeit zerstören. Versuche mit dieser Art der Schmiermittelführung sind jedoch im Gange; es soll versucht werden, für die erwähnten Schwierigkeiten Abhilfe zu schaffen. Ein grundsätzlicher Nachteil dieser Art der Schmiermittelführung liegt darin, daß die Treibgasverteilungsstellen gezwungen wären, zwei verschiedene Sorten von Gas am Lager zu halten, nämlich mit und ohne Ölzusatz, wodurch der erforderliche Flaschenpark vergrößert würde.

III. Die Versuche

Die Untersuchungen wurden in folgenden Gruppen durchgeführt:

- a) Prüfstandsversuche,
- b) Entwicklung eines Unterdruckölers,
- c) Versuche auf der Fahrbahn.

a) Prüfstandsversuche

Um die Frage der Gas- und Ölzufuhr beim Betrieb gemischgespülter Zweitaktmotoren mit Flüssiggas untersuchen zu können, wurden an einem 350 cm³ Einzylinder 2-Takt-Motor mit Kurbelkastenspülung der Triumph-Werke Nürnberg auf einem Prüfstand der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge unter Benutzung der handelsüblichen Regler, Vorwärmer und Gasflaschen Versuche durchgeführt.

Die ersten Versuche erstreckten sich auf die Zuführung des Gases für den Drossel- und Vollastbetrieb zum Vergaser, wobei versucht werden sollte, den handelsüblichen Vergaser zu verwenden und durch entsprechende Änderungen dem Gasbetrieb anzupassen. Die Schmierfrage wurde an zweiter

Stelle behandelt und vorerst die Schmierung durch eine gesondert angetriebene Ölpumpe vorgenommen.

Es wurde ein Sum-Doppelschiebervergaser benutzt und die Hauptgasleitung an das Saugrohr zwischen Luftfilter und Vergaser in der Nähe des Luftfilters angeschlossen. Die Zuführung des Leertgaslaufgases erfolgte zwischen Vergaser und Motor.

Bereits die ersten Versuche zeigten, daß mit dieser Anordnung ein einwandfreier Betrieb bei Vollast möglich war; auch der Drosselbetrieb ließ sich durchführen. Der Übergang von Drosselbetrieb auf Vollast ließ jedoch zu wünschen übrig. Dies wurde auf den verhältnismäßig geringen, an der Gaseintrittsstelle herrschenden Unterdruck zurückgeführt. Zur Erhöhung des Unterdruckes wurde die Hauptgasleitung nunmehr zwischen den beiden Kolbenschiebern angeschlossen. Bild 8 zeigt den Vergaser in dieser Ausführung mit den verschiedenen Anschlüssen.

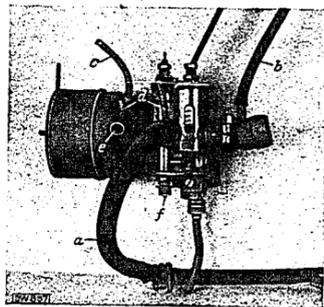


Bild 8. Versuchsvergaser für die Prüfstanduntersuchungen.

- a Hauptgaszuleitung;
- b Leertgaszuleitung (auch zur Druckmessung verwandt);
- c Ölrohr;
- d Druckmeß-Stutzen;
- e versuchsweise Hauptgasleitung;
- f Reguliermadel für Benzinbetrieb.

Mit dieser Anordnung wurde die Motorleistung bei voll geöffnetem Drosselschieber bei Benzin- und Gasbetrieb aufgenommen, wobei in beiden Fällen die Maschine auf „beste Leistung“ eingeregelt wurde. Die Motorleistung wurde durch Messen der Drehzahl mittels Zählwerk und Stoppuhr und des Drehmomentes mit Hilfe eines Pendelgenerators ermittelt. Der Benzinverbrauch wurde durch Stoppen eines geeichten Volums, der Gasverbrauch durch Wägung festgestellt. Aus der Hauptgasflasche wurde zu diesem Zweck eine kleine Meßflasche abgefüllt, die auf einer Tafelwaage stand. Während des Betriebes wurde dann zur Messung von der großen Gasflasche auf die kleine Gasflasche umgeschaltet und die Gewichtsänderung in einer bestimmten Zeit festgestellt. Der Flascheninhalt reichte für 2 bis 3 Messungen aus. Daraufhin konnte die Flasche während des Betriebes von neuem aus der Hauptgasflasche gefüllt werden.

Der Vergaser wird mit Hilfe der Düsenmadel f auf „beste Leistung“ im Benzinbetrieb eingestellt. Die Gasmenge für höchste Leistung im Gasbetrieb wird durch ein in die Gasleitung zwischen Regler und Vergaser eingebautes Regulierventil eingestellt.

Gemäß Bild 9, das die Leistung des Motors bei Betrieb mit Benzin und Flüssiggas bei Vollast zwischen 2000 und 4000 U/min zeigt, liegt die Leistung bei Flüssiggasbetrieb im ganzen Drehzahlbereich um etwa $\frac{1}{2}$ PS niedriger als die Benzinleistung. Der spezifische Kraftstoffverbrauch [g/PS] deckt sich dagegen bei niedrig- und Flüssiggasbetrieb, wenn der Motor auf höchste Leistung eingeregelt wird, völlig. Der Übergang von Benzin- auf Flüssiggasbetrieb bei Zweitaktmotoren mit Kurbelkastenspülung bringt also auf keinen Fall einen untragbaren Leistungsverlust mit sich, und auch der spezifische Kraftstoffverbrauch bewegt sich in normalen Grenzen.

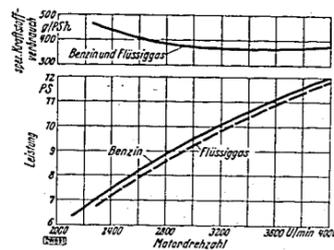


Bild 9. Flüssiggasversuche über Leistung und Kraftstoffverbrauch bei Motorvollast. Triumph-Motor S 350.

b) Entwicklung eines Unterdruckölers

Eine Ölzufuhr, die ohne mechanischen Antrieb arbeitet und die Ölmenge verhältnismäßig der Motorleistung regelt, wurde mit dem Speedoiler versucht. Dieses Gerät ist für eine zusätzliche Oberschmierung hochbelasteter Motoren gebaut und regelt die geförderte Ölmenge in Abhängigkeit von Belastung und Wärmezustand des Motors.

Die Prüfung wurde mittels Herstellen eines Unterdruckes in einem Meßgefäß mit Hilfe einer Wasserstrahlpumpe durchgeführt, wobei die Ölförderung in Abhängigkeit vom Unterdruck festgestellt wurde. Dabei zeigte sich, daß die vom Speedoiler geförderten Ölmenigen viel zu gering waren, um diesen Apparat als alleiniges Schmiergerät in Frage kommen zu lassen, ganz abgesehen von dessen verhältnismäßig komplizierter Bauweise.

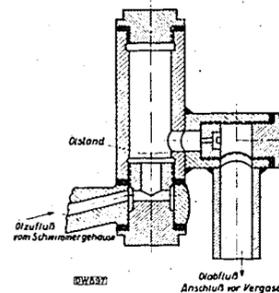


Bild 10. Unterdruck-Öler, Bauart D.

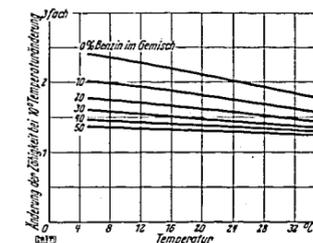


Bild 11. Änderung der Zähigkeit [cSt] von Öl bzw. Öl-Benzin-Gemischen bei 10° Temperaturänderung in Abhängigkeit von der Temperatur.

Die Temperaturen der Abszisse stellen die mittleren Temperaturen des 10°-Bereiches dar; z. B. 16° bedeutet den Bereich von 11° bis 21°.

Es bestand nunmehr die Notwendigkeit, einen neuen brauchbaren Öler zu entwickeln. Gemäß den eingangs angestellten Überlegungen sollte der Öler ohne mechanischen Antrieb arbeiten und durch Unterdruck gesteuert werden. Nach einer Reihe von Vorversuchen entstand der in Bild 10 dargestellte Unterdrucköler, Baumuster D.

Bei Stillstand des Motors liegt, gehalten durch einen Schwimmer, der Ölstand etwas unterhalb der Bohrung der Zumeßdüse, so daß kein Ölfluß zum Vergaser stattfindet.

Bei Inbetriebsetzung des Motors entsteht vor dem Vergaser ein Unterdruck, der sich über die Verbindungsleitung zur Düse fortpflanzt und darüber hinaus in dem zwischen Düse und Schwimmergehäuse befindlichen abgeschlossenen Raum ebenfalls einen Unterdruck erzeugt. Dadurch erhöht sich der Ölstand in diesem Raum, und der Abfluß des Öles über die Düse zum Motor beginnt. Da der Ölspiegel nur 2 bis 3 mm unterhalb der Düsenöffnung liegt, genügt bereits ein außerordentlich kleiner Unterdruck, um die Ölförderung in Gang zu setzen. Der erforderliche Unterdruck ist so klein, daß er auch bei leerlaufendem Motor sicher gehalten wird.

Die Versuchsergebnisse mit dieser Ölerbauart zeigten, daß sie die Erwartungen einwandfrei erfüllt. Die gelieferte Ölmenge war

1. einwandfrei proportional dem Unterdruck und
2. liefen sowohl bei hoher als auch bei niedriger Ölförderung die Kurven gegen null.

Selbstverständlich weist der Unterdrucköler im Gegensatz zur Ölpumpe eine Abhängigkeit der gelieferten Ölmenge von der Zähigkeit auf. Deshalb wurde festgestellt, wie groß diese Abhängigkeit ist und durch welche Mittel sie so weitgehend beseitigt werden kann, daß sie während des Betriebes keinen störenden Einfluß mehr ausübt.

Durch Versuche wurde festgestellt, daß die Zähigkeitsänderung von unverdünntem Öl ziemlich beträchtlich ist, daß jedoch diese Änderung durch Zumischung von Kraftstoff wesentlich herabgesetzt werden kann. Bild 11 zeigt die ermittelte Änderung der Zähigkeit von Öl bzw. Öl-Benzin-Gemischen

bei 10° Temperaturänderung in Abhängigkeit von der Temperatur. Man erkennt, daß bei reinem Öl und + 4 °C beispielsweise bei 10° Temperaturänderung sich die Zähigkeit um den 2,4fachen Betrag ihres Anfangswertes ändert; mit zunehmender Temperatur wird diese Änderung geringer. Bei 50 % Benzin im Gemisch, d. h. bei einer Mischung von gleichen Teilen Öl und Benzin, beträgt die Zähigkeitsänderung bei 10° Temperaturänderung im Mittel nur noch 30 %.

Versuche ergaben, daß in Wirklichkeit die Änderung der geförderten Ölmenge noch kleiner als die errechnete Zähigkeitsänderung ist; sie betrug bei einem Gemisch von gleichen Teilen Benzin und Öl bei 10° Temperaturänderung nur noch 18 bis 20 %. Wird also ein derartiger Öler für eine mittlere Tem-

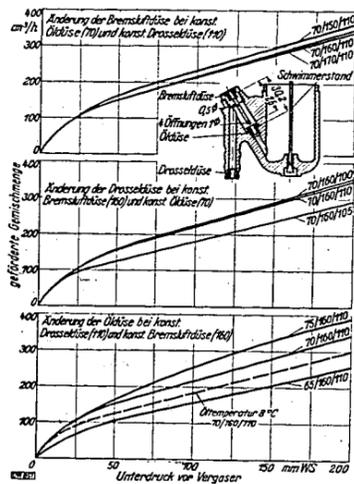


Bild 12. Unterdruck-Öler. Geförderte Menge von Öl-Benzin-Gemisch (1:1) in Abhängigkeit vom Unterdruck.
Öltemperatur 20° C.
Die Zahlen bedeuten Bohrungsdurchmesser in Hundertstel-mm.

Bild 14. Unterdruck-Öler, Bauart D. Spritzguß-Ausführung.

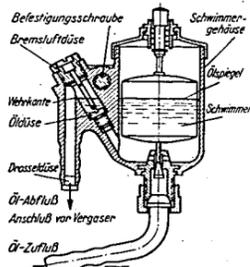
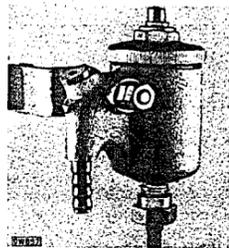


Bild 13. Unterdruck-Öler, Bauart D. Spritzguß-Ausführung.



peratur auf einen Ölzusatz von 1 Teil Öl auf 50 Teile Kraftstoff eingeregelt, so kann bei einer Änderung der Betriebstemperatur von 10° das Mischungsverhältnis zwischen 1:45 und 1:55 schwanken.

Wird für den Winter- und Sommerbetrieb des Fahrzeuges je eine Einstellung der Düse vorgesehen, so genügen diese vollkommen, um die durch die Schwankung der Betriebstemperatur bedingte Änderung der Gemischzusammensetzung in brauchbaren Grenzen zu halten.

Der Wunsch verschiedener Firmen, im Gebiet niedriger Drücke eine stärkere Zunahme der Ölförderung als im linearen Maßstab zu erhalten, erforderte den Öler mit einer Bremsluftdüse und einer Drosseldüse zu versehen, so daß nunmehr durch drei Düsen, genau wie bei einem Vergaser, jede Kurvenform der Ölmenge in Abhängigkeit vom Unterdruck eingestellt werden kann.

Bild 12 zeigt den Einbau und die Anordnung der drei Düsen und den Einfluß der Änderung dieser Düsen auf die Fördermenge. Es wird in allen Fällen genügen, wenn man zwecks Änderung der Ölmenge die Bremsluft- und Drosseldüse konstant läßt und nur die Öldüse verändert. Die Regelung der Ölmenge ist hierdurch in weiten Grenzen möglich.

Der nunmehr versuchsmäßig fertiggestellte Öler wurde sodann baulich für die Serienherstellung in Spritzguß umgearbeitet. Die Bilder 13 und 14 zeigen die endgültige Bauart mit Schwimmerkammer, der das Öl von unten zufließt. Mit der Schwimmerkammer zusammengegegessen ist der Sitz für die Öldüse und der Unterdruckraum. Der vom Schwimmer gehaltene Ölspiegel wird so eingestellt, daß bei fehlendem Unterdruck das Öl bis kurz unterhalb des durch die senkrechte Ölflußleitung und die schräge Düsenkammer gebildeten Wehres steht.

c) Versuche auf der Fahrbahn

Die folgenden Versuche wurden mit einem Dreiradlieferwagen der Tempo-Werke Vidal & Sohn, Hamburg, durchgeführt. Das Fahrzeug besitzt einen wassergekühlten 2-Zylinder-Zweitaktmotor mit Pleuellkastenreinigung, Fabrikat Ilo. Das Hubvolumen des Motors beträgt 400 cm³, die Nutzlast des Fahrzeuges 750 kg. Die Wahl fiel auf dieses Fahrzeug, weil die Nutzfahrzeuge mit Zweitaktmotoren zum weitaus größten Teil Dreiradwagen sind.

Dieses Fahrzeug wurde auf Grund der bei den Prüfstandsversuchen gewonnenen Erfahrungen mit einer Flaschengasanlage ausgerüstet.

Für die Unterbringung des gesondert mitzunehmenden Schmieröles wurde an der Spritzwand neben dem Benzintank ein besonderer Ölbehälter angeordnet, der von der Firma Vidal & Sohn mit einem durch die Spritzwand in das Innere des Wagens hineinragenden kleinen Schauglas ausgerüstet wurde. Hierdurch ist jederzeit eine bequeme Kontrolle des jeweiligen Ölstandes möglich. Der Ölstand nimmt an und hierdurch eine für die Förderung geeignete Viskosität erhält. Vom Öl aus gelangt das Schmiermittel über eine Gummileitung in den Ansaugstutzen des Vergasers.

Es wurden Fahrten zur Messung des Gas-, Benzin- und Ölverbrauches unternommen. Der Verbrauch von flüssigem Kraftstoff wurde in der allgemein üblichen Weise durch Ausfahren einer bestimmten Kraftstoffmenge ermittelt und über längere Strecken kontrolliert. Der Gasverbrauch wurde durch Feststellung des Gewichtsverlustes kleiner Versuchsgasflaschen ermittelt. Die verbrauchte Ölmenge wurde durch Auslitern des zusätzlichen Öltanks festgestellt. Für ganz genaue Messungen wurde das Verbrauchöl aus einem besonders geeichten und graduierten Gefäß entnommen.

Zur Feststellung des Gasverbrauches in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Düsengröße wurde der Kraftstoffverbrauch auf einer Versuchsstrecke (über etwa 20 km) bei voll belastetem Wagen festgestellt. Für die Versuche war der normale Pleuellkastenvergaser mit einem Gaseintrittsrohr auf der Ansaugseite kurz vor der Pleuellkastenbohrung versehen worden. Die Zumessung der erforderlichen Gasmenge erfolgte hierbei durch die im Gasdruckregler angeordnete Blende.

Das Ergebnis ist in Bild 15 eingetragen. Die dünn gestrichelten Linien dieses Bildes, mit Blende 38 bis 47 bezeichnet, zeigen den Gasverbrauch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Mit der Blende 38 konnte nur die niedrigste Geschwindigkeit gefahren werden. Bei weiter geöffnetem Pleuellkastenschieber wurde das Gemisch so arm, daß es nicht mehr zündfähig war. Die Blenden 40 und 44 ergaben brauchbare Verhältnisse, die Blende 47 war nur im höchsten Drehzahlbereich brauchbar, bei niedrigeren Drehzahlen wurde das Gemisch so reich, daß ein Aussetzen eintrat. Alle so aufgenommenen Kurven zeigen einen unerwünschten Verlauf. Der Gasverbrauch nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ab, ein Zeichen dafür, daß die Unterdruckverhältnisse an der Gaszufuhrstelle nicht verhältnismäßig der Pleuellkastenschieberöffnung sind.

Aus diesem Grunde wurde das Gas in einem vor den Vergaser geschalteten Gasmischer, welcher für die Gaszufuhr einen trichterförmigen gelochten Einsatz besaß, zugesetzt. Nach Ermittlung einer geeigneten Hauptgasblende ergaben die Fahrversuche die in Bild 15 eingezeichnete und mit „Lufttrichter“ benannte stark ausgezogene Kurve. Man erkennt, daß im unteren Drehzahlbereich mit dieser Anordnung die günstigen Werte der kleinsten Gasblende erreicht werden konnten und daß im oberen Drehzahlbereich die Mischung entsprechend der Verwendung einer Blende mit 47/100 mm Dmr. erheblich angereichert wurde. Da sich aus der praktischen Erprobung ergeben hatte, daß das Gasgemisch bei der 47er Blende bereits sehr reich ist, wurde diese starke Änderung im Mischungsverhältnis für unerwünscht erachtet.

Aus diesem Grunde ging man zu einer geregelten Gaszufuhr über. Es ist üblich, bei Pleuellkastenvergäsern, insbesondere für Motorräder, den Kraftstoff im geregelten Querschnitt des Ansaug-

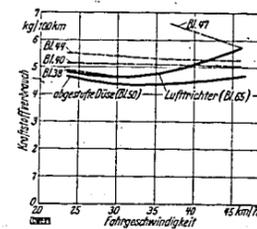


Bild 15. Kraftstoffverbrauch bei Regulierung durch Blende, bei Lufttrichter und abgestufter Düse.
Bl. = Blende.

rohres zuzuführen. Hierdurch wird die Steuerung des Zutrittsquerschnittes für den Kraftstoff erforderlich. Zusammen mit der Firma Ehrlich & Graetz, welche ihre Erfahrungen hierfür, wie bereits eingangs erwähnt, freundlichst zur Verfügung gestellt hat, wurde eine Anordnung mit Düsenadel entwickelt, welche eine gesteuerte Gaszufuhr im Regelquerschnitt ermöglichte. Diese Steuerung der Gaszufuhr mußte selbstverständlich ohne große Änderungen am Vergaser durchgeführt werden können.

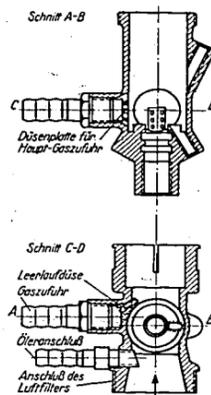


Bild 16. Benzin-Vergaser der Firma Ehrlich & Graetz mit Anschlüssen für Gas- und Ölzufuhr. (Gehäuse für Kolbenschieber.)

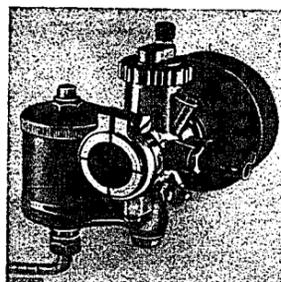


Bild 17. Vergaser mit gesteuerter Gaszufuhr. (Wegfall des Rückschlagventils und der gesonderten Leerlauf-Gaszufuhr.)

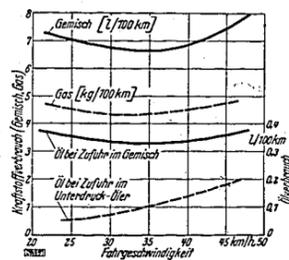


Bild 18. Kraftstoff- und Schmierölverbrauch des Versuchswagens bei voller Belastung.

Zu diesem Zweck wird das Spritzguß-Vergasergehäuse durch ein anderes ersetzt, das an der Wandung der Schieberbohrung einen Anschluß für die Gaszufuhr besitzt (Bild 16 und 17). Dieser Anschluß ist nach dem Schiebergehäuse hin mit einer Düsenplatte versehen, die vier in verschiedener Höhe mündende Düsen besitzt. Je höher der Schieber gehoben wird, um so größer wird der Durchtrittsquerschnitt für die Luft und um so mehr Gasdurchtrittsöffnungen werden freigegeben.

Ferner besitzt der Anschluß für die Gaszufuhr eine hinter dem Drosselschieber mündende Leerlaufdüse. Hierdurch wird die bisher bei gasbetriebenen Fahrzeugen getrennt zu führende Leerlaufleitung und das Rückschlagventil in der Hauptgasleitung im Regler überflüssig, da die Verbindung zwischen Hauptgasleitung und Außenluft bei Leerlauf des Motors durch den Schieber selbst abgesperrt wird.

Gleichzeitig wird im Vergasergehäuse vor dem Schieber ein Röhrchen als Anschluß für die Leitung zum Unterdrucköler angeordnet.

Mit dieser Ausführung wurden nunmehr sowohl kürzere Meßfahrten als auch längere Erprobungsfahrten durchgeführt. Das Ergebnis der Meßfahrten ist in Bild 18 dargestellt. Die obere Linie in diesem Bild mit der Bezeichnung „Gemisch“ zeigt den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges bei Betrieb mit einem Benzin-Öl-Gemisch 20:1 auf 100 km bei voll beladenem Wagen; er schwankt im Mittel um 7 l/100 km. Der Gasverbrauch dagegen (Kurve „Gas“) zeigt einen Wert von nur

4,5 kg/100 km. Diese Kurve ist zu Vergleichszwecken ebenfalls in Bild 18 eingetragen. Man erkennt aus dem Vergleich dieser beiden Kurven, daß das Verhältnis Kraftstoff: Gas im Mittel bei 1,66:1 liegt, d. h. daß der Gasverbrauch im Verhältnis zum normalen Kraftstoffverbrauch günstig ist.

Ähnlich günstig liegen die Verhältnisse bei Betrachtung des Schmiermittelverbrauches. Aus der Kurve für den Kraftstoffverbrauch und dem Mischungsverhältnis 1:20 errechnet sich der Ölverbrauch bei Gemischschmierung und ergibt die zweite stark ausgezogene Kurve in Bild 18. Der bei Gasbetrieb und Unterdruckölung gemessene Ölverbrauch entspricht dagegen der zweiten gestrichelten Kurve. Der Kleinstwert des Ölverbrauches bei Gemischschmierung liegt bei 30 km/h und nimmt entsprechend dem Kraftstoffverbrauch bei niedriger Fahrgeschwindigkeit wieder zu. Der Ölverbrauch bei Unterdruckschmierung dagegen steigt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und besitzt seine niedrigsten Werte bei den kleinsten Motordrehzahlen. Der mittlere Schmierölverbrauch, gemessen über längere Fahrstrecken, die sich auf Landstraße, Stadt und Reichsautobahn verteilen, beträgt etwa nur $\frac{1}{3}$ des Verbrauchs bei Gemischschmierung, d. h. er würde einem Mischungsverhältnis von 1:60 entsprechen.

d) Erfahrungen bei dem Versuchsbetrieb

Während der über 4000 km ausgedehnten Versuchsfahrten mit dem hier entwickelten und erprobten Gasantrieb eines Zweitaktmotors hat es sich gezeigt, daß der Gasbetrieb gegenüber dem Benzinbetrieb eine große Reihe von Vorteilen bietet. Aus Bild 18 ging bereits hervor, daß sowohl der Kraftstoff- als auch der Ölverbrauch bei Gasbetrieb wesentlich niedriger als bei Benzinbetrieb liegt.

Bei Gasbetrieb läuft der Motor infolge der günstigen Gemischbildung bei erheblich niedrigeren Drehzahlen und Belastungen als beim Benzinbetrieb noch ohne aussetzen im Zweitakt. Das Starten macht keine Schwierigkeiten. Bei normal warmer Maschine ist irgendeine Starthilfe nicht erforderlich, bei kalter Maschine empfiehlt es sich, durch kurzen Druck auf den Tipper des Membranreglers einen gewissen Gasüberschuß in der Saugleitung herzustellen.

Infolge des geringen Ölzuflusses, insbesondere bei niederem Teillastbetrieb und bei Leerlauf, arbeitet der gasgetriebene und Unterdruck-geölte Zweitaktmotor in allen Belastungs- und Drehzahlstufen so gut wie rauchfrei.

Zur Kontrolle der Wirkung der Unterdruckschmierung wurde der Motor nach einer Laufzeit von 4000 km auseinandergebaut. Jeder Kolben zeigte eine Freifläche, welche von einem Festlaufen der Maschine bei Betrieb mit der von der Kurbelwelle angetriebenen Ölpumpen herrührt, die während der Versuchsfahrten des öfteren mit der Förderung aussetzte. Während des gesamten Betriebes mit Unterdrucköler ist nie eine Ölschwierigkeit an den Gleitbahnen zwischen Kolben und Zylinder aufgetreten. Beim Ausbau zeigten Kolben und Zylinder einen gleichmäßigen Ölfilm von der Zähigkeit des normalen Schmieröles. Im Kurbelgehäuse war eine Ansammlung von Öl nicht festzustellen, jedoch waren sowohl die Innenwände des Kurbelkastens als auch des Kolbens mit einem Schmierfilm überzogen. Die Schmierung des Pleuellagers am Kolbenbolzen gab während der ganzen Betriebszeit zu keinen Beanstandungen Anlaß; das gleiche gilt für sämtliche übrigen Lagerungen.

Bild 19. Steuerschlitz des Motors des Versuchsfahrzeugs nach 4000 km Fahrt mit Flüssiggas.

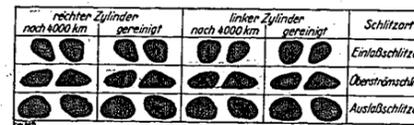


Bild 19 zeigt die Form der Einlaß-, Überström- und Auslaßschlitze beider Zylinder nach einer Laufstrecke von 4000 km. Im Auslaß beider Zylinder sind unwesentliche Ansätze von Ölkohle zu erkennen, die jedoch die Maschinenleistung in keiner Weise beeinflussen können.

Die Versuche wurden bei Außentemperaturen zwischen $+10^\circ$ und -20° ausgeführt, ohne daß Schwierigkeiten bei der Ölzuführung auftraten. Im Anschluß daran wurden eine Anzahl Lieferwagen eines Berliner Transportunternehmens mit einer Flüssiggasanlage und der neu entwickelten Ölerart ausgerüstet. Der Betrieb mit diesen Wagen hat nunmehr in einer etwa $\frac{3}{4}$ jährigen Laufzeit und einer Fahrstrecke je Wagen von etwa 20000 km bei Außentemperaturen von -20° bis $+30^\circ$ nach anfänglichen Schwierigkeiten, die sich aus der Leitungsverlegung ergaben, die volle Brauchbarkeit des entwickelten Systems im praktischen Betrieb gezeigt.

IV. Zusammenfassung

Nach vorangegangenen Prüfstandsversuchen, die der Erprobung eines Zweitaktmotors bei Flüssiggasbetrieb dienten und mit Leistungs- und Verbrauchsmessungen verbunden wurden, erwies sich die Entwicklung eines zuverlässigen Ölers als Ersatz der sonst üblichen Gemischschmierung als wichtigste Aufgabe. Nachdem eine geeignete Bauweise für einen solchen Öler gefunden worden war, wurde dieser bei vielen Versuchsfahrten auf einer Fahrstrecke von rd. 4000 km erprobt. Das Gerät erfüllte hierbei alle gestellten Forderungen.

Zur Untersuchung der Wirtschaftlichkeit des Flüssiggasbetriebes wurden zahlreiche Meßfahrten mit verschiedenen Gasblenden und eingehende Verbrauchsmessungen durchgeführt. Diese Versuche führten zur Entwicklung einer abgestuften Düse für den Gaseintritt in den Vergaser, die — im Gegensatz zur Regulierung durch eine Blende allein — im gesamten Geschwindigkeitsbereich sparsamsten Verbrauch ermöglicht, ohne die erreichbare Spitzengeschwindigkeit herabzusetzen. Durch Abschluß der Eintrittsöffnungen für das Gas durch den Kolbenschieber bei Leerlauf gelang es, das Leerlaufgas von der Hauptleitung abzuzweigen und auf diese Weise eine besondere Leerlaufgasleitung und das Rückschlagventil im Regler überflüssig zu machen.

Die Kosten für den Umbau und die Einrichtung eines Fahrzeuges für Gasbetrieb betragen zur Zeit noch RM 240,—, sind aber nach Ansicht des Verfassers erheblich zu senken. Durch den sparsamen Flüssiggasbetrieb werden die Umbaukosten in verhältnismäßig kurzer Zeit getilgt. Aus dem derzeitigen Preis für 1 l Benzin für Zweitaktmotoren mit RM 0,44, sowie 1 l Öl mit RM 1,30 und 1 kg Treibgas mit RM 0,48 ergeben sich bei dem mittleren Verbrauch nach Bild 18 folgende Betriebskosten:

a) Bei Benzinbetrieb (Gemisch 1:25) werden rd. 7,21/100 km verbraucht, d. h.

6,92 l Benzin	RM 3,05
0,28 l Öl	RM 0,36
	<u>RM 3,41.</u>

b) Bei Flüssiggasbetrieb werden dagegen verbraucht:

rd. 4,5 kg Gas/100 km	RM 2,16
0,15 kg Öl/100 km	RM 0,19
	<u>RM 2,35.</u>

Demnach ergibt sich bei Flüssiggasbetrieb je 100 km eine Betriebskostensparnis von rd. RM 1,—. Bei einem Tagesdurchschnitt von 100 km und 26 Arbeitstagen je Monat beträgt damit die jährliche Ersparnis RM 314,—, woraus hervorgeht, daß durch die Verbilligung der Betriebskosten der erforderliche Umbau in verhältnismäßig kurzer Zeit getilgt wird.

Die Versuche für die Entwicklung einer betriebsfähigen Anlage für den Antrieb kleiner Zweitaktmotoren mit Flüssiggas sind damit beendet. Es liegen fabrikationsreife Entwicklungen des Ölers und des erforderlichen Umbaus des Vergasers vor. Mit diesem Ergebnis wurden die Erprobungen in der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge abgeschlossen. Zur weiteren eingehenden Erprobung wurden eine Reihe von Lieferwagen einer Berliner Transportfirma mit der neuen Flüssiggasanlage ausgerüstet, die nach einem Dauerbetrieb von $\frac{3}{4}$ Jahren die Brauchbarkeit der Gesamtanlage bestätigen.

Die Entwicklung des neuartigen Unterdruckölers ist nicht nur für die Einführung des Flüssiggasbetriebes von Interesse, sondern bietet auch unter Beibehaltung des Benzinbetriebes eine Reihe wichtiger Vorteile. Durch die getrennte Zufuhr von Öl und Kraftstoff wird die Herstellung des Benzin-Ölgemisches, die bisher an den Tankstellen vorgenommen werden mußte, überflüssig und hierdurch ein bisheriger wichtiger Hinderungsgrund für den Export unserer Zweitaktfahrzeuge hinfällig.

Ferner besteht die Möglichkeit, durch die sparsamer wirkende Fremdschmierung mit Hilfe des Unterdruckölers beträchtliche Mengen an Schmiermitteln einzusparen.

001046

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 61

98

**Der Spülvorgang
auf Grund einer neuen Auffassung
der Expansionsströmung**

Dozent Dr.-Ing. habil. Fritz Schultz-Grunow VDI
Dr. rer. nat. Karl Wieghardt
Kaiser-Wilhelm-Institut für Strömungsforschung
(Leiter: Prof. Dr. L. Prandtl VDI)

1941

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

1,50

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

001047
Heft 61

**Der Spülvorgang
auf Grund einer neuen Auffassung
der Expansionsströmung**

Dozent Dr.-Ing. habil. Fritz Schultz-Grunow VDI
Dr. rer. nat. Karl Wieghardt
Kaiser-Wilhelm-Institut für Strömungsforschung
(Leiter: Prof. Dr. L. Prandtl VDI)

Bibliothek
der
Böhroemia Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 2823 207

1941

VDI-Verlag GmbH • Berlin NW 7

001048

INHALTSVERZEICHNIS

I. Teil

Eine neue Auffassung der Expansions- und Kompressionsströmung in Zylindern. Von Fritz Schultz-Grunow VDI

1. Einleitung	1
2. Auffassung der Expansion	1
3. Strömung mit Singularitäten	4
4. Zusammenfassung	4
5. Schrifttum	4

II. Teil

Über die zweidimensionale Expansionsströmung in einem rechteckigen Hohlraum. Von Karl Wiegardt

1. Einleitung	5
2. Geschwindigkeitsfeld	5
3. Spülfront	9
4. Expansionsströmung bei beliebigem Hubverhältnis	10
5. Zusammenfassung	11

Zusammenstellung der benutzten Abkürzungen

x, y	rechtwinklige Koordinaten
x_0	Zylinderdurchmesser
y_0	Zylinderhöhe
z	$= x + iy$ Radiusvektor in der komplexen Ebene
t	Zeit
s	Bogenlänge längs einer Stromlinie
V	Zylindervolumen
ρ	Dichte des ausströmenden Gases
Φ	Geschwindigkeitspotential
v	$= \text{grad } \Phi$ Geschwindigkeitsvektor
u, v	Geschwindigkeitskomponenten
w	$= \sqrt{u^2 + v^2}$ Geschwindigkeitsbetrag
Q	Ergiebigkeit einer Senke
Q'	Ergiebigkeit der Senke im Auspuff
q	Ergiebigkeit je Flächeneinheit
k	Zylinderhöhe/Durchmesser = Hubverhältnis
k^*	$= 1/k$ reziprokes Hubverhältnis

001049

I. Teil

Eine neue Auffassung der Expansions- und Kompressionsströmung in Zylindern

Von Dozent Dr.-Ing. habil. FRITZ SCHULTZ-GRUNOW VDI

1. Einleitung

Die große Bedeutung, die der Motorenbau den Strömungsvorgängen im Zylinderinneren beimißt, hat den Anstoß zu einer intensiven Forschung gegeben, deren Ergebnisse noch der theoretischen Grundlage entbehren. Dies läßt es angezeigt erscheinen, eine Theorie der Expansions- und Kompressionsströmung aufzustellen. Man gewinnt sie mit einer neuen Auffassung der Expansionsströmung, die auf eine Randwertaufgabe der Potentialtheorie führt und sinngemäß auch auf die Kompression angewendet werden kann.

2. Auffassung der Expansion

Die Expansionsströmung ist in einem unter Überdruck stehenden Gefäß verwirklicht, dessen Inhalt durch eine Ausflußöffnung entweicht. Da sie potentialtheoretisch behandelt werden soll, wird die Kontinuitätsgleichung angeschrieben:

$$\text{div } \rho v = - \rho \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

Die Gleichung besagt, daß die aus einer Raumeinheit je Zeiteinheit mehr aus- als einströmende Masse gleich der zeitlichen Abnahme der Dichte ist. Wenn aber aus einem Raumelement mehr aus- als einströmt, so ist das vom Standpunkt der Strömungslehre ein Zeichen dafür, daß das Raumelement die Eigenschaft einer Quelle mit einer gewissen Ergiebigkeit besitzt. Das führt dazu, jedes Raumelement des Gefäßinneren als eine Quelle zu betrachten. Damit ist bereits unsere Auffassung der Expansion als räumliche Quellverteilung dargelegt, die in ähnlichem Gegensatz zu den auf Punkten und Geraden isolierten Quellen steht, wie die Rotation zu den isolierten Wirbeln.

Die von den Raumquellen geförderte Masse entweicht durch die Ausflußöffnung in das Freie, diese hat also für das Zylinderinnere die Eigenschaft einer Senke, die wir der Einfachheit halber als punktförmig ansehen.

Wesentlich für die Lösbarkeit unseres Problems ist der Umstand, daß wir die Ergiebigkeit über den Raum als gleichmäßig verteilt und nur von der Zeit abhängig voraussetzen dürfen. Wenn keine zu hohen Machschen Zahlen auftreten, dann hat die Geschwindigkeit einen vernachlässigbaren Einfluß auf die Dichte. Das ist bei geringem Anfangsdruck der Fall, ebenso bei größerem Anfangsdruck, wenn der Ausflußquerschnitt klein und die Expansion deshalb so langsam vor sich geht, daß nur in unmittelbarer Nähe des Ausflusses merkliche räumliche Dichteunterschiede auftreten. Für rasche Expansionen kann man dann die konstante Dichteverteilung als erste Näherung einer Iteration auffassen, für deren zweite Näherung sich die Dichteverteilung aus dem Geschwindigkeitsfeld der ersten Näherung ergibt. Diese Dichteverteilung läßt sich dann durch eine gebietsweise gleichmäßige Dichteverteilung ersetzen.

Bei räumlich gleichmäßig verteilter Dichte vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung zu

$$\text{div } v = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (1)$$

wo für die Ermittlung eines augenblicklichen Geschwindigkeitsfeldes die rechte Seite eine nur von der Zeit abhängige Größe A wird, die die Bedeutung einer Ergiebigkeit hat. Durch Einführen des Geschwindigkeitspotentials Φ erhält man aus (1) die Beziehung

$$\Delta \Phi = A \quad (2)$$

Zusammenstellung der benutzten Abkürzungen

x, y	rechtwinklige Koordinaten
x_0	Zylinderdurchmesser
y_0	Zylinderhöhe
z	$= x + iy$ Radiusvektor in der komplexen Ebene
t	Zeit
s	Bogenlänge längs einer Stromlinie
V	Zylindervolumen
ρ	Dichte des ausströmenden Gases
Φ	Geschwindigkeitspotential
v	$= \text{grad } \Phi$ Geschwindigkeitsvektor
u, v	Geschwindigkeitskomponenten
w	$= \sqrt{u^2 + v^2}$ Geschwindigkeitsbetrag
Q	Ergiebigkeit einer Senke
Q'	Ergiebigkeit der Senke im Auspuff
q	Ergiebigkeit je Flächeneinheit
k	Zylinderhöhe/Durchmesser = Hubverhältnis
k^*	$= 1/k$ reziprokes Hubverhältnis

I. Teil

Eine neue Auffassung der Expansions- und Kompressionsströmung in Zylindern

Von Dozent Dr.-Ing. habil. FRITZ SCHULTZ-GRUNOW VDI

1. Einleitung

Die große Bedeutung, die der Motorenbau den Strömungsvorgängen im Zylinderinneren beimißt, hat den Anstoß zu einer intensiven Forschung gegeben, deren Ergebnisse noch der theoretischen Grundlage entbehren. Dies läßt es angezeigt erscheinen, eine Theorie der Expansions- und Kompressionsströmung aufzustellen. Man gewinnt sie mit einer neuen Auffassung der Expansionsströmung, die auf eine Randwertaufgabe der Potentialtheorie führt und sinngemäß auch auf die Kompression angewendet werden kann.

2. Auffassung der Expansion

Die Expansionsströmung ist in einem unter Überdruck stehenden Gefäß verwirklicht, dessen Inhalt durch eine Ausflußöffnung entweicht. Da sie potentialtheoretisch behandelt werden soll, wird die Kontinuitätsgleichung angeschrieben:

$$\text{div } \rho v = - \partial \rho / \partial t.$$

Die Gleichung besagt, daß die aus einer Raumeinheit je Zeiteinheit mehr aus- als einströmende Masse gleich der zeitlichen Abnahme der Dichte ist. Wenn aber aus einem Raumelement mehr aus- als einströmt, so ist das vom Standpunkt der Strömungslehre ein Zeichen dafür, daß das Raumelement die Eigenschaft einer Quelle mit einer gewissen Ergiebigkeit besitzt. Das führt dazu, jedes Raumelement des Gefäßinneren als eine Quelle zu betrachten. Damit ist bereits unsere Auffassung der Expansion als räumliche Quellverteilung dargelegt, die in ähnlichem Gegensatz zu den auf Punkten und Geraden isolierten Quellen steht, wie die Rotation zu den isolierten Wirbeln.

Die von den Raumquellen geförderte Masse entweicht durch die Ausflußöffnung in das Freie, diese hat also für das Zylinderinnere die Eigenschaft einer Senke, die wir der Einfachheit halber als punktförmig ansehen.

Wesentlich für die Lösbarkeit unseres Problems ist der Umstand, daß wir die Ergiebigkeit über den Raum als gleichmäßig verteilt und nur von der Zeit abhängig voraussetzen dürfen. Wenn keine zu hohen Machschen Zahlen auftreten, dann hat die Geschwindigkeit einen vernachlässigbaren Einfluß auf die Dichte. Das ist bei geringem Anfangsdruck der Fall, ebenso bei größerem Anfangsdruck, wenn der Ausflußquerschnitt klein und die Expansion deshalb so langsam vor sich geht, daß nur in unmittelbarer Nähe des Ausflusses merkliche räumliche Dichteunterschiede auftreten. Für rasche Expansionen kann man dann die konstante Dichteverteilung als erste Näherung einer Iteration auffassen, für deren zweite Näherung sich die Dichteverteilung aus dem Geschwindigkeitsfeld der ersten Näherung ergibt. Diese Dichteverteilung läßt sich dann durch eine gebietsweise gleichmäßige Dichteverteilung ersetzen.

Bei räumlich gleichmäßig verteilter Dichte vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung zu

$$\text{div } v = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \dots \dots \dots (1),$$

wo für die Ermittlung eines augenblicklichen Geschwindigkeitsfeldes die rechte Seite eine nur von der Zeit abhängige Größe A wird, die die Bedeutung einer Ergiebigkeit hat. Durch Einführen des Geschwindigkeitspotentials Φ erhält man aus (1) die Beziehung

$$\Delta \Phi = A \dots \dots \dots (2),$$

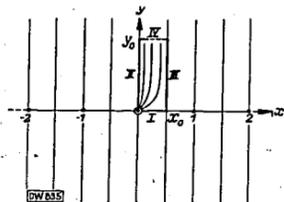


Bild 1. Inkompressible Ausflußströmung aus einem sehr hohen Zylinder ohne Zylinderkopf.

die ein Randwertproblem der Potentialtheorie darstellt, das für den ebenen Strömungsfall behandelt werden soll und das auf den ersten Blick mit der Torsions- und Membrangleichung, der zähen Flüssigkeitsströmung im Kanal, der ebenen Flüssigkeitsbewegung bei gleichmäßig verteilter Rotation identisch zu sein scheint. Es besteht aber ein grundsätzlicher Unterschied in den Randbedingungen, die hier verlangen, daß die Ableitung der gesuchten Funktion nach der Wandnormalen null wird, damit die Wand eine Stromlinie ist, und daß sich auf dem Rand als singulärer Punkt die Ausflußöffnung befindet, in der die Ausflußgeschwindigkeit unendlich groß wird.

Allgemein ist zu sagen, daß

$$\phi = \frac{q}{4} (x^2 + y^2) \dots \dots \dots (3a)$$

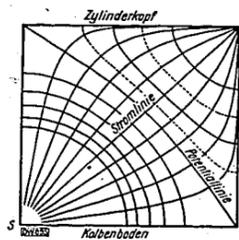


Bild 2. Potential- und Stromlinien der zweidimensionalen Expansionsströmung aus einem Zylinder mit dem Hubverhältnis 1. S = Senke, Auspuff.

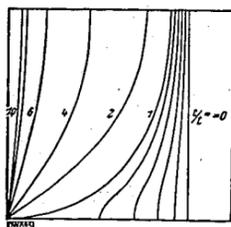


Bild 3. Zeitliche Entwicklung einer flüssigen Linie während der Expansion.



Bild 4. Ausbildung der Spülgaszunge über dem Kolbenboden durch den Druckabfall in der Nähe des Auspuffschlitzes.

und auch

$$\phi = \frac{q}{2} y^2 \dots \dots \dots (3b)$$

der Gl. 2 genügt. Die Ansätze (3) sind nichts anderes als das Potential unserer Quellfläche, (3 a) für zentrisch symmetrische Strömung, (3 b) für vorwiegend in der y -Richtung verlaufende Strömung. Man sieht das sofort ein, wenn man etwa den in Bild 1 wiedergegebenen stark umrandeten Halbstreifen von der Breite x_0 als Quellfläche betrachtet, der sich von der x -Achse aus sehr weit in der y -Richtung erstreckt und einem sehr langhubigen Motorenzylinder entspricht. Aus (3 b) ergibt sich die parallel zur y -Achse gerichtete Geschwindigkeit

$$v = q y.$$

Durch den Querschnitt y_0 fließt demnach die Menge $q y_0 x_0$. Gibt man q die Bedeutung einer Ergiebigkeit je Flächeneinheit, so ist dies tatsächlich die von der Quellfläche $x_0 y_0$ geförderte Menge. Führt man (3 b) in (2) ein, so findet man $A = q$; A hat also in der Tat die Bedeutung einer Ergiebigkeit.

Über dieses Potential lassen sich beliebige andere lagern, die nun nur noch der bekannten Beziehung

$$\Delta \phi = 0 \dots \dots \dots (4)$$

der Potentialgleichung der Flüssigkeit zu genügen brauchen. In unserem Fall ist es das Potential der Ausflußsenke, die in Bild 1 im Koordinatennullpunkt liegt. Das Potential, das den Randbedingungen am Streifen genügen muß, erhalten wir durch Spiegeln unserer Senke an der zur y -Achse parallelen Wand des Streifens. Dadurch gelangen wir zu einer Belegung der x -Achse mit Senken, die den Abstand $2 x_0$ haben (Bild 1). In der Tat ist dann immer aus Symmetriegründen auch die Halbierende der Strecken $2 x_0$ eine Stromlinie. Die x -Achse ist ebenfalls aus Symmetriegründen Stromlinie. Das Potential dieser Senkenanordnung lautet, wenn wir $2 x_0 = 1$ setzen,

$$\phi_s = Q \ln \sin \pi z \dots \dots \dots (5)$$

es ist dies das erste Glied von $Q \ln \theta_1(z)$, wo $\theta_1(z)$ eine der vier tabulierten θ -Funktionen ist. Sei nun die Höhe unseres mit Quellen belegten Streifens y_0 , so muß durch die Senke die Menge

$$Q = 4 q x_0 y_0$$

abfließen, damit im Querschnitt y_0 die mittlere Durchflußmenge gleich Null ist. Die Zahl 4 tritt hier auf, da eine Senke aus vier angrenzenden Streifen saugt. Nur im Mittel ist hier der Durchfluß Null erfüllt, da unsere Senkenströmung nicht wie die Quellströmung eine über y_0 gleichmäßig verteilte, gleichgerichtete Geschwindigkeit liefert. Allerdings ist dieser Unterschied nur dann erheblich, wenn die Länge y_0 mit der Länge x_0 vergleichbar, der Streifen also kurz ist. Je länger der Streifen wird, desto mehr nähert sich die Senkenströmung einer Parallelströmung, so daß bei langen Streifen durch (3 b), (5) auch am vierten Rande die Bedingung in guter Näherung erfüllt wird. Bei kurzen Streifen, also etwa bei einem Quadrat, wirkt sich der Unterschied so aus, daß die Linie, auf der die Geschwindigkeiten Null sind ($v = 0$), vom vierten Rand y_0 etwas abweichen. Man kann aber hier die Linie $v = 0$ noch beliebig dem Rand y_0 annähern, wenn man die auf diesem Rand herrschenden Geschwindigkeiten in eine Fourier-Reihe entwickelt und gleichgroße, entgegengesetzt gerichtete Geschwindigkeiten überlagert, welche dem Potential

$$\phi = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha_n}{2\pi} \cos 2 n \pi z$$

genügen.

Diese Rechnung ist für das Quadrat von K. Wieghardt übernommen worden mit über den ganzen Bereich gleichförmig verteilter Dichte und ist im zweiten Teil dieses Heftes veröffentlicht. Als Ergebnis zeigt Bild 2 die Stromlinien. Die Ausflußsenke befindet sich in der linken unteren Ecke. Aus Symmetriegründen ist die von hier ausgehende Diagonale Stromlinie. Als weiteres Ergebnis zeigt Bild 3 für die gleichen Randbedingungen wie in Bild 1 die zeitliche Entwicklung einer flüssigen Linie bis zur Expansion in das Vakuum, die bei Beginn der Expansion eine Gerade war. Man erkennt hier sehr deutlich das verhältnismäßig rasche Fortschreiten der Gase an der unteren Horizontalwand, die dem Kolbenboden entspricht. Eine ähnliche Erscheinung wurde früher bei Modellversuchen über den Spülvorgang [1] festgestellt, wo sich die Ausbildung einer Spülgaszunge am Kolbenboden zeigte (Bild 4), die von den schneller sich bewegenden, aus dem dort rechts liegenden Überströmkanal kommenden Frischgasteilchen gebildet wird. Sie erreicht den Auspuffschlitz vor Beendigung des Auspuffvorgangs und verursacht Frischgasverluste.

3. Strömung mit Singularitäten

Von großem praktischem Interesse ist auch die Bewegung isolierter Wirbel in der Expansionsströmung, denn solche bilden sich stets beim Anlaufen der Spülstrahlen. Hier sei nur soviel gesagt, daß die Zirkulation durch die Expansion nicht geändert wird. Das läßt sich am Beispiel eines isolierten Wirbels veranschaulichen: Für jedes der reibungslos bewegten Gasteilchen der Massen dm , die durch die Expansion aus Abständen r_1 vom Wirbelkern in Abstände r_2 gelangen, gilt der Flächensatz $|v|r = \text{konst}$; auf eine um den Wirbelkern gelegte flüssige Linie bezogen, bedeutet er, daß die Zirkulation durch die Expansion nicht geändert wird. Die Wirbel besitzen eine Eigenbewegung, weshalb das Stromlinienbild bei Vorhandensein von Wirbeln nichtstationär ist.

4. Zusammenfassung

Die ebene Expansionsströmung in einem Gefäß läßt sich potentialtheoretisch behandeln, wenn man die Expansion als eine flächenhaft verteilte Quellbelegung mit gebietsweise konstanter Ergiebigkeit auffaßt. Ableitung des Satzes, daß durch die Expansion die Zirkulation nicht geändert wird.

5. Schrifttum

[1] F. Schultz-Grunow: Modellversuche über den instationären, ebenen Spülvorgang im Zweitaktmotor — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 9 (1938) S. 235/41.

II. Teil

Über die zweidimensionale Expansionsströmung in einem rechteckigen Hohlraum

Von Dr. rer. nat. KARL WIEGHARDT

1. Einleitung

F. Schultz-Grunow hat im ersten Teil dieses Heftes einen Ansatz zur Berechnung des Geschwindigkeitsfeldes der Expansionsströmung aus einem Zylinder gegeben. Danach ist die Expansionsströmung gleichwertig mit der Strömung einer inkompressiblen Flüssigkeit mit kontinuierlich verteilter Quellbelegung konstanter Ergiebigkeit, solange man die Druck- und Dichteverteilung im Zylinderinneren als gleichförmig annehmen kann. Bei Vernachlässigung der Reibungskräfte gelangt man durch diese Auffassung zu folgender Gleichung für das Geschwindigkeitspotential:

$$\Delta \Phi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = A(t) \quad (1).$$

$A(t)$ ist die Ergiebigkeit der Quellbelegung. Bezeichnet V das Zylindervolumen, so fließt aus dem Zylinder in der Zeiteinheit die Menge $A(t) \cdot V$. Da die Strömung quasistationär ist, kann zur Berechnung des Geschwindigkeitsfeldes diese Ausflußmenge beliebig gewählt werden; sie wird im folgenden gleich $\pi/2$ gesetzt. Die Randbedingung zu Gl. 1 besteht darin, daß durch die Zylinderwände nichts hindurchfließen soll, d. h. also $\partial \Phi / \partial n = 0$ am Rand, wobei n die äußere Normale bedeutet. Die Auspufföffnung wird durch eine punktförmige Senke dargestellt.

Die Hauptschwierigkeit bei der Lösung dieser Randwertaufgabe besteht darin, je nach der Form des Zylinders passende Funktionen zur Befriedigung der Randbedingung zu finden. Im praktischen Fall der räumlichen Strömung in einem Zylinder mit exzentrisch am Rand liegendem Auspuff scheint diese Schwierigkeit unüberwindlich zu sein. Deshalb muß man sich auf die zweidimensionale Auspuffströmung beschränken. In diesem Fall kann man dann die bekannten funktionstheoretischen Hilfsmittel benutzen. Im folgenden wird daher die zweidimensionale Auspuffströmung aus einem quadratischen „Zylinder“ behandelt. Das Hubverhältnis wurde willkürlich gleich 1 gewählt; bei anderen Werten würde nur die numerische Rechnung etwas anders verlaufen.

2. Geschwindigkeitsfeld

Wir gehen von der einfachen Ausflußströmung einer inkompressiblen Flüssigkeit aus einem unendlich hohen Zylinder aus (Bild 1). Die Senke, die die Ausflußöffnung darstellt, liege im Nullpunkt, der „Durchmesser“ des Zylinders x_0 sei $1/2$. Diese Senke allein würde die Randbedingung nur an den Rändern I und II erfüllen. Wir müssen daher bei $x = 1, y = 0$ noch eine gleichstarke Senke annehmen, damit die Strömung symmetrisch zu III verläuft. Jetzt ist aber die Symmetrie in bezug auf II gestört; wir müssen daher auch bei $x = -1, y = 0$ eine Senke annehmen usw. Die Strömung wird also bestimmt durch eine unendliche Reihe gleichstarker Senken an den Stellen $x = \pm n, y = 0$, wobei $n = 0, 1, 2, \dots$ ist. Das komplexe Potential $F_1(z)$ dieser Senken mit der Ergiebigkeit $-Q$ lautet:

$$F_1(z) = -\frac{Q}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \ln(z - z_n) = -\frac{Q}{2\pi} \left\{ \ln z + \ln(z^2 - 1) + \dots + \ln(z^2 - n^2) + \dots \right\}, \text{ mit } z = x + iy.$$

Für die endliche Summe dieser Reihe bis $n = N$ erhält man unter Benutzung der Formel

$$\ln(-z) = \ln z + i\pi$$

durch Umformung den Ausdruck

$$-\frac{Q}{2\pi} \ln \left[\pi z \left(1 - \frac{z^2}{1}\right) \left(1 - \frac{z^2}{4}\right) \dots \left(1 - \frac{z^2}{N^2}\right) \right] + \text{eine komplexe Konstante.}$$

Da das Potential immer nur bis auf eine beliebige Konstante bestimmt ist, kann man die obige Konstante weglassen. Geht man nun zum Grenzfall $N \rightarrow \infty$, so ergibt sich

$$F_1(z) = -\frac{Q}{2\pi} \ln \left[\pi z \prod_{n=0}^{\infty} \left(1 - \frac{z^2}{n^2} \right) \right].$$

Dieser Ausdruck entspricht aber der allgemeinen Darstellung des Sinus durch ein unendliches Produkt¹⁾, so daß mit $Q = 2\pi$

$$F_1(z) = -\ln \sin(\pi z) \quad (2)$$

wird. Da die Senke aus vier symmetrisch liegenden Zylindern in der Zeiteinheit die Menge 2π ansaugt, fließt aus einem Zylinder in der Zeiteinheit die Menge $\pi/2$.

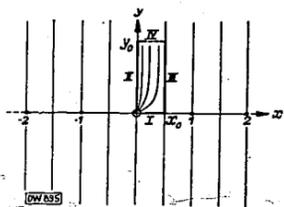


Bild 1. Inkompressible Ausflußströmung aus einem sehr hohen Zylinder ohne Zylinderkopf.

Mit dieser Formel hat man auch das komplexe Potential für die Strömung aus einem Zylinder mit extrem kleinem Hubverhältnis. Dreht man nämlich das Strömungsbild durch Vertauschen von x und y um 90° , so ergibt sich

$$F_1^*(z) = -\ln \text{Cin}(\pi z) \quad (3)$$

Um von der Ausgangsströmung nach Gl. 2 zur Expansionsströmung aus einem endlichen Zylinder zu gelangen, muß zunächst erreicht werden, daß für ein bestimmtes $y = \text{konst}$ entsprechend dem Hubverhältnis die senkrechte Geschwindigkeitskomponente v über den ganzen Querschnitt gleich groß ist. Diese Forderung muß erfüllt werden, damit dann durch Überlagerung der Quellströmung die Randbedingung am Zylinderboden (Rand IV) befriedigt werden kann.

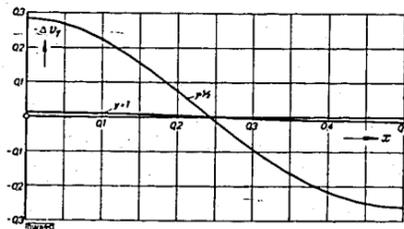


Bild 2. Inkompressible Ausflußströmung aus einem sehr hohen Zylinder ohne Kopf: Abweichung der senkrechten Geschwindigkeitskomponente vom Mittelwert bei $y = 1/2$ und $y = 1$.

Aus Gl. 2 erhält man für die Geschwindigkeitskomponenten u und v durch Differentiation nach z :

$$u_1 - i v_1 = dF_1(z)/dz = -\pi \text{ctg}(\pi z),$$

also

$$u_1 = \frac{-\pi \sin(2\pi x)}{\sin^2(\pi x) + \text{Cin}^2(\pi y)} \quad \text{und} \quad v_1 = \frac{-\pi \text{Cin}(2\pi y)}{\sin^2(\pi x) + \text{Cin}^2(\pi y)} \quad (4)$$

Für das gewählte Hubverhältnis 1, also für $y = 1/2$, wird

$$v_1(y = 1/2) = \frac{-18,1407}{\sin^2(\pi x) + 5,2060} \quad (5)$$

¹⁾ Vgl. z. B. Hütte 26. Aufl. Bd. I S. 73.

Der Mittelwert über den Zylinderquerschnitt ist $\bar{v}_1 = -\pi$; denn da die Senke je Zeiteinheit die Menge $\pi/2$ durch den Querschnitt saugt, muß $\bar{v}_1/2 = -\pi/2$, also $\bar{v}_1 = -\pi$ sein. Allgemein ist die Menge

$$\int_0^1 v_1 dx = -\frac{\pi}{2} \int_0^1 \frac{\text{Cin}(2\pi y)}{\sin^2(\pi x) + \text{Cin}^2(\pi y)} dx = -\frac{\pi}{2}$$

Die Differenz $\Delta v_1 = v_1 - \bar{v}_1$ ist in Bild 2 aufgetragen. Für kleine x ist der Betrag von v_1 zu groß, weil dort die Flüssigkeit unmittelbar zur Senke strömt. Nach der dem Auspuff gegenüberliegenden Seite ($x = 1/2$) zu wächst die Quergeschwindigkeit u_1 an, so daß dort wegen der Kontinuität v_1 kleiner als der Mittelwert ist. Zum Vergleich ist Δv auch für $y = 1$ aufgetragen. Das entspricht einem Hubverhältnis von Zylinderhöhe zu Durchmesser = 2. In diesem Fall ist das Geschwindigkeitsprofil schon wesentlich gleichförmiger, so daß die weitere Rechnung für einen so hohen Zylinder numerisch einfacher ausfällt als für das gewählte Hubverhältnis 1.

Dieser Strömung $F_1(z)$ wird nun eine weitere überlagert, um zunächst $v_1(y = 1/2) = \text{konst} = -\pi$ zu erreichen. Da die Kurve Δv_1 über x bereits die ungefähre Form eines \sin bzw. \cos aufweist, setzen wir folgende Fourier-Reihe an:

$$F_2(z) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_n}{2\pi} \cos 2\pi n x, \quad \left. \begin{aligned} u_2 &= -\sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin 2\pi n x \text{Cof } 2\pi n y \\ v_2 &= \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos 2\pi n x \text{Cin } 2\pi n y \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

An den Rändern I, II, III werden die Randbedingungen wieder von selbst erfüllt. Die Koeffizienten a_n der Fourier-Reihe wurden so bestimmt, daß am Rand IV mit genügender Genauigkeit $v_2(y = 1/2) + \Delta v_1 = 0$ gilt. Es zeigte sich, daß dazu bereits die ersten beiden Glieder der Reihe genügen. Mit

$$a_1 = 0,023596, \quad a_2 = 0,000023, \quad a_3 = a_4 = \dots = 0 \quad (7)$$

ist der Betrag von $v_2(y = 1/2) + \Delta v_1$ bezogen auf $\bar{v}_1 = -\pi$ kleiner als $\pm 0,04\%$. Umgekehrt kann man sagen, daß die Linie, senkrecht zu der die Geschwindigkeit $v_1 + v_2$ überall genau dieselbe ist, innerhalb der Zeichengenauigkeit mit dem Zylinderboden $y = 1/2$ zusammenfällt. Für das Potential der inkompressiblen Strömung erhält man

$$F_1(z) + F_2(z) = -\ln \sin \pi z + \frac{a_1}{2\pi} \cos 2\pi x + \frac{a_2}{2\pi} \cos 4\pi x \quad (8)$$

und nach der Trennung in Real- und Imaginärteil

$$\Phi_1 + \Phi_2 = -\frac{1}{2} \ln(\sin^2 \pi x + \text{Cin}^2 \pi y) + \frac{a_1}{2\pi} \cos 2\pi x \text{Cof } 2\pi y + \frac{a_2}{2\pi} \cos 4\pi x \text{Cof } 4\pi y \quad (9)$$

Bisher haben wir das ausströmende Gas als inkompressibel betrachtet, wobei die Kontinuitätsgleichung $\partial u/\partial x + \partial v/\partial y = 0$ durch die Annahme eines komplexen Potentials $F(z) = \Phi + i\Psi$, mit $\Delta\Phi = 0$ und $\Delta\Psi = 0$, bereits erfüllt wurde. Die Geschwindigkeiten konnten entweder aus der Beziehung $dF(z)/dz = u - iv$ oder aus dem Geschwindigkeitspotential Φ mittels $u = \partial\Phi/\partial x$, $v = \partial\Phi/\partial y$ abgeleitet werden. Um nun von dieser Strömung aus zur Expansionsströmung zu gelangen, denken wir uns das Innere des Zylinders gleichförmig mit flächenhaften Quellen belegt. Für das zugehörige Geschwindigkeitspotential Φ_3 gilt dann nicht mehr die Laplacesche Gleichung $\Delta\Phi_3 = 0$, sondern die Poissonsche Gleichung

$$\Delta\Phi_3 = \text{konst} = A \quad (10)$$

wobei A die vom Ort unabhängige Ergiebigkeit der Quellbelegung ist. Im ganzen Zylinder mit dem Volumen $V = 1/2 \cdot 1/2$ wird durch die Quellen die Menge $A/4$ erzeugt. Diese Menge wird von der Senke im Auspuff wieder verschluckt. Folglich muß $A/4 = \pi/2$, also $A = 2\pi$ gesetzt werden. Eine Stromfunktion oder ein komplexes Potential existiert in diesem Fall nicht, da ja in jedem Punkt eine Quelle, also funktionentheoretisch eine Singularität angenommen ist.

Ein einfacher Ansatz für Φ_3 , der die Randbedingung an den Rändern I bis III bereits erfüllt, ist

$$\Phi_3 = a y^2 \quad (11)$$

Dann gilt $\Delta\Phi_3 = 2a = A = 2\pi$, woraus $a = \pi$ folgt. Die senkrechte Geschwindigkeitskomponente $v_3 = \partial\Phi_3/\partial y = 2\pi y$ hat für $y = 1/2$ den Wert $v_3(y = 1/2) = \pi$, so daß jetzt auch am Rande IV $\partial\Phi/\partial n = 0$ wird, da $v_1 + v_2 + v_3 = 0$ wird. Wegen der Linearität der Differentialgleichung 10 können näm-

lich die Geschwindigkeitspotentiale Φ_1 , Φ_2 und Φ_3 einfach überlagert werden; wir erhalten dann das Gesamtpotential der Expansionsströmung:

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = -\frac{1}{2} \ln(\sin^2 \pi x + \sin^2 \pi y) + \frac{a_1}{2\pi} \cos 2\pi x \operatorname{Cof} 2\pi y + \frac{a_2}{2\pi} \cos 4\pi x \operatorname{Cof} 4\pi y + \pi y^2 + c \dots (12),$$

und für die Geschwindigkeiten

$$\left. \begin{aligned} u = \partial \Phi / \partial x &= -\frac{\pi}{2} \frac{\sin 2\pi x}{\sin^2 \pi x + \sin^2 \pi y} - a_1 \sin 2\pi x \operatorname{Cof} 2\pi y - 2a_2 \sin 4\pi x \operatorname{Cof} 4\pi y \\ v = \partial \Phi / \partial y &= -\frac{\pi}{2} \frac{\sin 2\pi y}{\sin^2 \pi x + \sin^2 \pi y} + a_1 \cos 2\pi x \operatorname{Sin} 2\pi y + 2a_2 \cos 4\pi x \operatorname{Sin} 4\pi y + 2\pi y \end{aligned} \right\} (13).$$

Die willkürliche Konstante c setzen wir gleich 0,1771, damit Φ im Zylinder überall positiv ist und bei $x = 1/2$, $y = 1/2$ verschwindet. Die Randbedingung, daß an den Zylinderwänden, am Boden und am Kolben nichts hindurchströmt, ist jetzt, wie bereits oben nachgewiesen, überall erfüllt.

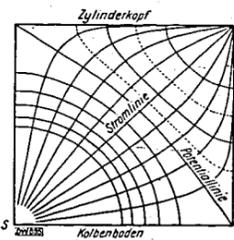


Bild 3. Potential- und Stromlinien der zweidimensionalen Expansionsströmung aus einem Zylinder mit dem Hubverhältnis 1. S = Senke, Auspuff.

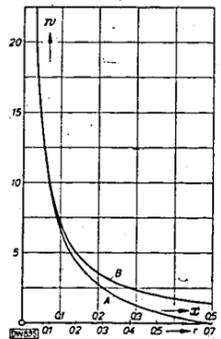


Bild 4. Vergleich zwischen Expansions- und Senkenströmung in der Umgebung des Auspuffs: Geschwindigkeitsbetrag auf der Diagonale.

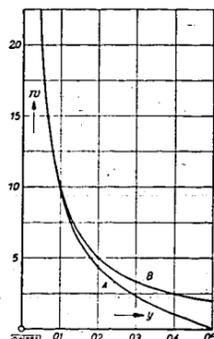


Bild 5. Vergleich zwischen Expansions- und Senkenströmung in der Umgebung des Auspuffs: Geschwindigkeitsbetrag auf dem Rand I bzw. Rand II.

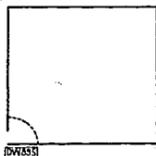


Bild 6. Zur Darstellung des Auspuffschlitzes durch eine punktförmige Senke.

Das Strömungsbild ist in Bild 3 veranschaulicht. Darin sind nach Gl. 12 Linien $\Phi = \text{konst}$ aufgetragen, und zwar für folgende Werte: $\Phi/\Phi^* = 1, 2, 3, 4, 5, 7, 9, 11, 13$ und 15 , mit $\Phi^* = \frac{1}{5} \Phi_x = \frac{1}{5} \Phi_y = 0 = 0,0347$. Senkrecht zu diesen Potentiallinien sind Stromlinien eingezeichnet, die hier zugleich Bahnlinien sind, da die Strömung quasistationär ist. Zur Konstruktion der Stromlinien wurde nach Gl. 13 für verschiedene Punkte v/u berechnet. Denn da die Differentialgleichung der Stromlinien $dx:dy = u:v$ lautet, hat man damit die Richtung der Stromlinien in diesen Punkten. Durch das so ermittelte Richtungsfeld wurden dann die einzelnen Stromlinien eingezeichnet. Wie aus Bild 3 ersichtlich, beginnen alle Stromlinien in der dem Auspuff gegenüberliegenden Ecke und münden in der Senke im Auspuff. Da die Diagonale aus Symmetriegründen auch Stromlinie ist, hat man damit auch die Expansionsströmung aus einem Dreieckraum.

Zur Kontrolle der Zeichengenauigkeit wurden die Flächen zwischen den einzelnen Stromlinien planimetriert. Denn da zwischen je zwei Stromlinien ein Zehntel der Gesamtmenge zur Senke hinströmt, muß zwischen ihnen von den Quellen gleichviel Flüssigkeit geliefert werden, d. h. die Flächen zwischen zwei nebeneinanderliegenden Stromlinien müssen gleichgroß sein. Diese Forderung wurde mit genügender Genauigkeit erfüllt.

Das Stromlinienbild legt die Frage nahe, von welcher Entfernung vom Auspuff ab die Strömung von der reinen Senkenströmung abweicht, denn es ist anzunehmen, daß in der Nähe der Senke diese überwiegenden Einfluß auf das Geschwindigkeitsfeld hat. Aus Bild 3 ist zu ersehen, daß der geometrische Verlauf bis etwa $r = 0,2$, d. h. in einem Umkreis bis etwa $0,4$ der Zylinderhöhe, dem einer einfachen Senkenströmung entspricht, da erst von dort ab die Stromlinien nicht mehr geradlinig verlaufen. Trotz dieser geometrischen Ähnlichkeit des Stromlinienbildes wird die Geschwindigkeitsverteilung durch die Quellbelegung im Inneren des Zylinders in diesem Abstand vom Auspuff bereits wesentlich verändert. Um das zu erkennen, ist in den Bildern 4 und 5 der Betrag der Geschwindigkeit $w = \sqrt{u^2 + v^2}$ auf der Diagonale und der auf dem unteren Rand I (bzw. auf der linken Zylinderwand II) über dem Abstand vom Auspuff aufgetragen. Zum Vergleich ist die Geschwindigkeitsverteilung einer Senke in einer inkompressiblen Flüssigkeit eingezeichnet. Danach beträgt der Unterschied der Geschwindigkeiten in der Entfernung $r = 0,2$ bereits 15% , obwohl der Verlauf der Stromlinien erst dort sich zu unterscheiden beginnt. Bei $r = 0,05$ unterscheiden sich die Geschwindigkeiten nur noch um 1% . Bisher wurde mit einer punktförmigen Ausflußöffnung gerechnet. In Wirklichkeit hat aber der Auspuffschlitz etwa die Gestalt wie in Bild 6. In diesem Fall müßte der Schlitz gleichmäßig mit Senken belegt werden, welche die punktförmige Senke ersetzen. Wie eine Näherungsrechnung zeigt, würde aber dadurch das Geschwindigkeitsfeld nur in unmittelbarer Nähe des Auspuffs beeinflusst werden, da außerhalb des gestrichelten Kreises, dessen Halbmesser gleich der doppelten Schlitzweite ist, die Geschwindigkeiten um weniger als 10% geändert würden. Dadurch ist jetzt nachträglich gezeigt, daß der Auspuff durch eine einfache Senke ersetzt werden dürfte.

3. Spülfront

Durch die Gl. 12 und 13 sowie durch das Stromlinienbild (Bild 3) ist die quasistationäre Expansionsströmung bei feststehenden Kolben aus einem quadratischen Zylinder geometrisch vollständig bestimmt. Um die zeitliche Abhängigkeit des Ausströmvorgangs zu erfassen, müßten nun noch die Bernoullische Gleichung und der Zusammenhang zwischen Druck und Dichte des Gases (etwa nach der Adiabate oder Polytrope) berücksichtigt werden. Ohne hierauf einzugehen, kann man aber schon aus den bisherigen Kenntnissen einen Überblick über das Fortschreiten einer Spülgasfront im Zylinder gewinnen. Dabei ist die Spülfront lediglich als eine Gasfront gedacht unter Vernachlässigung der Eigenbewegung der Spülgas. Wir nehmen an, daß zur Zeit $t = 0$ z. B. $1/5$ des Zylindervolumens, von $x = 0,4$ bis $0,5$ (Bohrung $x = \text{Hub } y = 0,5$), mit Spülgas gefüllt sei, und fragen, wie die geradlinig angenommene Spülfront mit der Expansion fortschreitet. Jedes Gasteilchen der Spülfront fließt auf der betreffenden Stromlinie zum Auspuff, wobei seine Geschwindigkeit dauernd anwächst. Um zu ermitteln, wann ein solches Teilchen längs der zugehörigen Stromlinie bis zu einer anderen Stelle fortgeschritten ist, muß man die Stromlinie rektifizieren, den reziproken Geschwindigkeitsbetrag $1/w$ über der Bogenlänge s auftragen und integrieren: $t = \int ds/w(s)$. Die Bogenlänge ist dabei vom Schnittpunkt der Stromlinie mit der Anfangslage

der Spülfront $x = 0,4$ ab zu zählen. Diese Konstruktion, die für alle Stromlinien des Bildes 3 und für die Ränder I und IV durchgeführt wurde, ist in Bild 7 für die Diagonalstromlinie als Beispiel aufgetragen. Dadurch ist jetzt der Zusammenhang zwischen der Bogenlänge s und der Zeit t für die Teilchen der Spülfront auf jeder Stromlinie bekannt. Verbindet man die Punkte, bis zu denen die Teilchen auf den einzelnen Stromlinien innerhalb eines bestimmten Zeitintervalls t fortgeschritten sind, so erhält man die Lage der Spülfront zur Zeit t . Dieses Fortschreiten der Spülfront ist in Bild 8 dargestellt. Darin ist die Lage und Form der Spülfront zu den folgenden Zeiten gezeichnet: $t/t^* = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1; 2; 4; 6; 8$ und 10 . Die Bezugszeit t^* ist die Zeit, in der die Spülfront die Senke

Bild 7. Zur Bewegung eines Gasteilchens der die Spülfront darstellenden flüssigen Linie auf der Diagonalstromlinie:

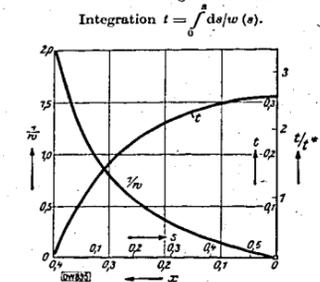
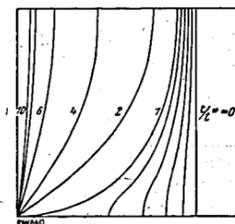


Bild 8. Zeitliche Entwicklung einer flüssigen Linie während der Expansion.



erreicht; d. h. nach der Zeit t^* gelangt auch Spülgas in den Auspuff. Zu dieser Zeit ist noch 58,8% des Zylindervolumens mit Abgas gefüllt, was man durch Planimetrieren der Fläche vor der Spülfront bestimmen kann. Dieses rasche Fortschreiten der Spülfront entlang des Kolbenbodens wurde schon früher an Modellversuchen beobachtet.

Auch wenn man die zeitliche Abhängigkeit des Auspuffvorganges, d. h. also die Abnahme des Druckes im Zylinder und der Auspuffgeschwindigkeit, berücksichtigte, würde die Spülfront in der dargestellten Weise fortschreiten; lediglich die dazu gehörigen Zeiten würden geändert werden.

4. Expansionsströmung bei beliebigem Hubverhältnis

Im folgenden werden noch die Formeln für die Strömung aus einem rechteckigen Zylinder mit beliebigem Hubverhältnis k angegeben. Wir beschränken uns dabei auf die Fälle $k = \frac{y_0}{1/2} > 1$; y_0 entspricht der Zylinderhöhe, der „Durchmesser“ wird gleich $1/2$ angesetzt. Die Ausflußmenge je Zeiteinheit soll wieder $\pi/2$ betragen.

Ist das Hubverhältnis kleiner als 1, so rechnet man mit dem reziproken Wert k^* des Hubverhältnisses $k^* = 1/k$, und dreht das Strömungsbild durch Vertauschen von x und y um 90° . Dann ist die Zylinderhöhe gleich $1/2$ und der Durchmesser $y_0 = \frac{1/2}{k}$. Um wieder auf den Durchmesser $1/2$ zu kommen, muß man dann den x - und y -Maßstab mit k und die Geschwindigkeiten mit $1/k$ multiplizieren, so daß die Ausflußmenge konstant gleich $\pi/2$ bleibt.

Zum Ausgleich des Geschwindigkeitsprofils am Zylinderkopf berücksichtigen wir nur das erste Glied der Fourier-Reihe (vgl. Gl. 6). Die Genauigkeit, mit der die Randbedingung am Rand IV dadurch befriedigt wird, ist für $k > 1$ völlig ausreichend und selbst bei $k = 1$ noch genügend. Die Formeln für das Potential und für die Geschwindigkeitskomponenten (Gl. 9) lauten damit für $k > 1$

$$\phi = -\frac{1}{2} \ln(\sin^2 \pi x + \sin^2 \pi y) + \frac{a_1(k)}{2\pi} \cos 2\pi x \cos 2\pi y + \frac{\pi}{k} y^2 + c(k) \dots (14)$$

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{-\frac{\pi}{2} \sin 2\pi x}{\sin^2 \pi x + \sin^2 \pi y} - a_1(k) \sin 2\pi x \cos 2\pi y \\ v &= \frac{-\frac{\pi}{2} \sin 2\pi y}{\sin^2 \pi x + \sin^2 \pi y} + a_1(k) \cos 2\pi x \sin 2\pi y + \frac{2\pi}{k} y \end{aligned} \right\} \dots (15)$$

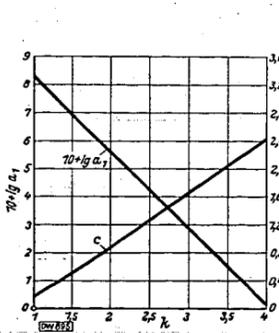


Bild 9. Koeffizient a_1 und Potentialkonstante c in Abhängigkeit vom Hubverhältnis k .

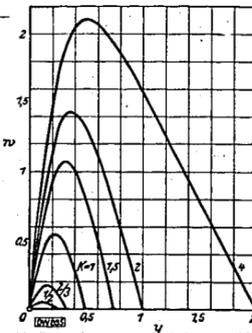


Bild 10. Geschwindigkeitsverteilung über dem Rand III für verschiedene Hubverhältnisse k .

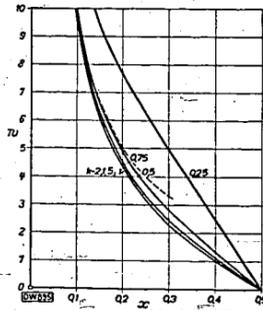


Bild 11. Geschwindigkeitsverteilung über dem Kolbenboden (Rand I) für verschiedene Hubverhältnisse k .
 — Expansionsströmung,
 - - - gewöhnliche Senkenströmung ohne Expansion.

Der Koeffizient $a_1(k)$ und die Konstante $c(k)$ können aus den Gleichungen

$$a_1(k) = \frac{\pi \left(\operatorname{ctg} \frac{\pi}{2} k - 1 \right)}{\operatorname{Sin} \pi k} \dots (16)$$

$$\tilde{c}(k) = \frac{1}{2} \ln \left(1 + \operatorname{Sin}^2 \frac{\pi}{2} k \right) + \frac{a_1(k)}{2\pi} \operatorname{Cof} \pi k - \frac{\pi}{4} k \dots (17)$$

berechnet werden. Für $1 \leq k \leq 4$ sind a_1 bzw. $10 + \lg a_1$ und c über k in Bild 9 aufgetragen.

Schließlich wurden noch nach diesen Gleichungen die Geschwindigkeiten an den Rändern III und I bei verschiedenen Hubverhältnissen berechnet und in den Bildern 10 und 11 aufgetragen. Die Ausflußmenge beträgt überall $\pi/2$. Die Hubverhältnisse haben die Werte $1/2, 2/3, 1, 3/2, 2$ und 4 . Aus Bild 11 ersieht man, daß die horizontale Geschwindigkeit am Kolbenboden erst bei sehr niedrigen Zylindern vom Hubverhältnis abhängt. Für $k \geq 1$ fallen diese Kurven praktisch alle zusammen.

5. Zusammenfassung

Auf Grund einer neuen Auffassung der Expansionsströmung wird die ebene Auspuffströmung aus einem Zylinder mit dem Hubverhältnis 1 potentialtheoretisch untersucht. Es wird das Stromlinienbild konstruiert und das Fortschreiten einer Gasfront im Zylinder graphisch dargestellt. Schließlich werden noch die Formeln für das Geschwindigkeitsfeld in einem Zylinder mit beliebigem Hubverhältnis angegeben.

001054

Neue Hefte **Deutsche Kraftfahrtforschung**
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

- Heft 60 Der Betrieb gemisch-gespülter Zweitaktmotoren mit Flüssiggas. Von U. Schmidt. DIN A 4, 16 Seiten mit 19 Bildern. 1941. Broschiert 1,50 RM.
- Heft 59 Das Schmiermittel im Zahnradgetriebe unter besonderer Berücksichtigung der Grenzreibung. Von E. Pietsch VDI. DIN A 4, 24 Seiten mit 20 Bildern, 25 Oszillogrammen und 2 Zahlentafeln. 1941. Broschiert 2,25 RM.
- Heft 58 Progressive Federung von Kraftwagen. Von E. Lehr VDI. DIN A 4, 12 S. mit 21 Bildern. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Heft 57 Versuche zur Frage der Kraftstoffaufbereitung durch die Einspritzdüse. Von W. Oschatz. DIN A 4, 32 Seiten mit 102 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Heft 56 Vorspannung und Dauerhaltbarkeit an Schraubenverbindungen mit einer und mehreren Schrauben. Von A. Thum VDI und H. Lorenz VDI. DIN A 4, 20 S. mit 34 Bildern und 13 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 1,85 RM.
- Heft 55 Kraftstoff und Motor beim Anlassen von Fahrzeugdieselmotoren. Mit folgenden Beiträgen: Der Einfluß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes auf das Anlaßverhalten von Fahrzeugdieselmotoren. Von W. Rixmann. Einfluß der Drehzahl auf die Selbstzündungsbedingungen beim Anlassen von Dieselmotoren. Von F. Schaub. Die Anlaßdauer beim Fahrzeugdieselmotor in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Von H. J. Conrad. In Vorbereitung.
- Heft 54 Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinder. Von R. Poppinga VDI. DIN A 4, 31 S. mit 41 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Heft 53 Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor. Von K. Blume VDI. Zündverzugs-messung mittels Photozellen in verschiedenen Wellengebieten. Von K. Stallechner VDI. DIN A 4, 48 S. mit 66 Bildern und 8 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,50 RM.
- Heft 52 Vergleichende Untersuchungen an Lagerschalenwerkstoffen. Von E. Heidebroek VDI und A. Döring. DIN A 4, 12 S. mit 26 Bildern und 1 Zahlentafel. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Heft 51 Das Kühlgebläse des Kraftfahrzeugs und sein betriebliches Verhalten. Von B. Eckert VDI/ATG. DIN A 4, 43 S. mit 74 Bildern und 2 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,— RM.
- Heft 50 Die Luftkräfte und ihre Momente am Kraftwagen und die aerodynamischen Mittel zur Beeinflussung der Fahrrichtungshaltung. Von E. Sawatzki. DIN A 4, 55 S. mit 3 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 3,40 RM.

Verzeichnis der früher erschienenen Hefte steht kostenlos zur Verfügung

Bezug durch jede Buchhandlung!



VDI-VERLAG GMBH · BERLIN NW 7

001055

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 62

99

Aufladevorgang von
Viertaktdieselmotoren

Der Spülvorgang

Dipl.-Ing. Wilhelm Riedel
Institut für Verbrennungsmotoren
an der Technischen Hochschule Graz
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. List)

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

A-30

001056

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 62

Aufladevorgang von
Viertaktdieselmotoren

Der Spülvorgang

Dipl.-Ing. Wilhelm Riedel
Institut für Verbrennungsmotoren
an der Technischen Hochschule Graz
(Leiter: Prof. Dr.-Ing. H. List)

Bibliothek
der
Ruhrombische Aktiengesellschaft
Oberhausen-Holten
Eingetragen unter
Nr. 8823 208

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7

001057

Inhaltsverzeichnis

I. Zweck und Ziel der Untersuchung.....	1
II. Anordnung und Durchführung der Versuche.....	1
a) Die Modellversuchseinrichtung.....	1
b) Bauliche Ausführung.....	4
c) Spülbehälter und Messung der Spülflutmenge.....	4
d) Gaserzeugung und -absorption.....	5
e) Durchführung der Spülversuche.....	5
f) Auswertung der Meßergebnisse.....	5
III. Versuchsergebnisse.....	6
a) Versuche mit einem Zylinderdeckel mit Kanälen in einer Ebene.....	6
b) Versuche mit einem Zylinderdeckel mit verdrähtbaren Kanälen.....	9
IV. Zusammenfassung.....	10
V. Schriftumsverzeichnis.....	11

I. Zweck und Ziel der Untersuchung

Die bisher veröffentlichten Untersuchungen an Auflademotoren geben die Zusammenhänge zwischen dem Ladungszustand (Ladungsdruck) vor dem Motor und den Erfolgsgrößen, Mitteldruck und Brennstoffverbrauch. Eine Zergliederung des Aufladevorganges ist nur insoweit durchgeführt, als z. B. F. A. F. Schmidt (1)¹⁾ die zugeführte Gesamtluftmenge in Spülluft und Verbrennungsluft teilt.

Beim Auflademotor, der durch Überschneidung der Steuerzeiten eine Spülung des Verbrennungsraumes zum Zweck besserer Füllung und damit Leistungssteigerung gestattet, ist nach der oben angeführten Aufteilung der Ansatz zu einer Gliederung des Aufladevorganges in Spülung und Füllung naheliegend.

Während der Spülung stehen Einlaß- und Auslaßventil offen. Der Verbrennungsraum wird durch die unter Überdruck eintretende Ladung gespült. Nach dem Schließen des Auslaßventils strömt die Ladung während der Füllung infolge Überdrucks und Kolbenbewegung in den Zylinder. Die zweckmäßigste Durchführung jedes der beiden Vorgänge setzt ihre getrennte Untersuchung voraus.

Infolge anderer dringender Arbeiten wurde nicht, wie ursprünglich geplant, der gesamte Ladevorgang, also Spülung und Füllung, sondern nur der Spülvorgang untersucht²⁾.

Spülung

Der Zweck der Spülung ist, die von der vorhergegangenen Verbrennung zurückgebliebenen Abgasreste aus dem Verbrennungsraum möglichst vollständig zu verdrängen und sie durch frische Ladung zu ersetzen. Dabei kommt es nun darauf an, mit einer möglichst geringen Spülmittelmenge auszukommen; denn bei raschlaufenden Maschinen ist die für die Spülung vorhandene Zeit sehr klein (entsprechend etwa 120° KW) und damit die mit erträglichen Überdrücken einbringbare Spülmittelmenge beschränkt. Bei Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung ist es auch eine wirtschaftliche Notwendigkeit; denn die Spülung erfolgt hierbei mit einem Kraftstoff-Luft-Gemisch, und jede mögliche Spülmittelersparnis setzt den Kraftstoffverbrauch herunter.

Die zur Untersuchung des Spülvorganges zur Verfügung stehenden Mittel sind der Modellversuch, das Sichtbarmachen des Spülstromes im Zylinder und Messungen an der laufenden Maschine.

II. Anordnung und Durchführung der Versuche

Um auf einfache Weise den Einfluß von Veränderungen an Verbrennungsraum und Einströmorganen auf den Spülerfolg erfassen zu können, wurden Modellversuche angestellt.

a) Die Modellversuchseinrichtung

Zur Durchführung der Modellversuche wurde eine Einrichtung verwendet, die in Anlehnung an eine Versuchseinrichtung von List [3] entwickelt wurde (Gesamtansicht Bild 1 a und Schema Bild 1 b). Diese Einrichtung ermöglicht es, mittels Durchspülen eines mit CO₂ gefüllten Zylindermodells den Spülerfolg im Zusammenhang mit der durchgeströmten Luftmenge zu ermitteln.

Es ist vorzuschicken, daß die am Modell gewonnenen Versuchsergebnisse keine Absolutwerte für die den Spülerfolg bestimmenden Größen sind. Absolutwerte sind nur durch genaue Messungen an der laufenden Maschine zu ermitteln. Die Ursache dafür liegt in folgenden Vereinfachungen, die bei den Modellversuchen getroffen werden mußten:

Vernachlässigung der Kolbenbewegung und damit der Bewegung des Abgases in Richtung des Auslaßventils. Infolge der Kolbenbewegung ist nahe dem oberen Totpunkt der auszuspülende Raum kleiner als zu Beginn und am Ende der Spülung. Ein Ausgleich erfolgt, wie später genauer begründet wird, durch die Annahme eines zeitlich mittleren Raumes.

¹⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis am Ende der Arbeit.

²⁾ An dieser Stelle danke ich dem Herrn Reichsverkehrsminister, der die Versuche durch Bereitstellung von Mitteln unterstützte, und Herrn Prof. Dr.-Ing. H. List für die Anregungen und das Interesse, das er diesen Untersuchungen zuteil werden ließ.

Weiter ist es auch nicht möglich, die Ventilerhebungskurven der Maschine im Modell genau zu verwirklichen. Wie die Versuche zeigten, ist dieser Einfluß sehr gering.

Ferner hat die das Abgas darstellende CO_2 -Füllung eine andere Dichte als das Abgas der Maschine; damit haben auch die Gas-Spülluftströme verschiedene Zähigkeiten.

Von diesen im Modell nicht berücksichtigten Einflüssen ist man jedoch berechtigt anzunehmen, daß sie bei allen zu den Versuchen verwendeten Anordnungen der Einströmorgane im gleichen Sinn wirksam sind und daß daher die Ergebnisse der Messungen gute Vergleichswerte der verschiedenen Spülsysteme ergeben, wie Ergebnisse von Zweitaktspüluntersuchungen gezeigt haben [2].

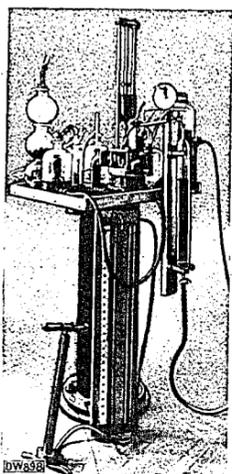
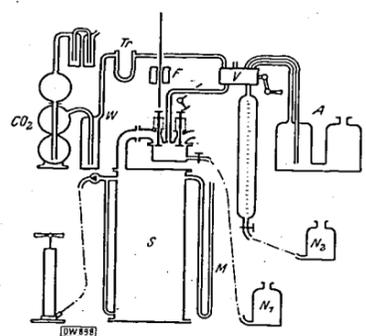
Bild 1a.
Gesamtansicht.

Bild 1b. Schema.

S Spülluftbehälter; M Manometerrohr; CO_2 Kohlendioxidentwicklungsapparat; W Waschflasche; T Trockenvorlage; V Ventilblock; A Absorptionsgefäß; N_1, N_2 Niveaugefäße; F Fallgewicht.

Bild 1. Versuchseinrichtung.

Für den Entwurf des Modellversuchsstandes waren folgende Überlegungen maßgebend: Um den Spülvorgang im Modell möglichst an den Vorgang in der laufenden Maschine anzugleichen, um also Vergleiche mit Messungen an dieser machen zu können, wurden die den Zylinderraum bestimmenden Größen übereinstimmend mit den Abmessungen der zum Sichtbarmachen der Strömung entworfenen Spülmachine bzw. einer vorhandenen Einzylinderuntersuchungsmachine gewählt (120 mm Bohrung, 150 mm Hub).

Der Veränderlichkeit des Zylinder-raumes durch die Kolbenbewegung wurde durch die Ausführung eines während des Spülvorganges zeitlich mittleren Volums V_m Rechnung getragen (Bild 2). Den Modellversuchen liegt die Annahme eines Verdichtungsverhältnisses 1:6 zugrunde.

Die Nachbildung der an der laufenden Maschine vorhandenen Ventilerhebungsgesetze wurde folgendermaßen gelöst: Angenommen wurde der Öffnungsbeginn des Einlaßventiles mit 60° vor o. T., Schluß des Auslaßventiles 60° nach o. T.: Die Dauer des Spülvorganges erstreckt sich also über 120 Kurbelgrade. Unter Zugrundelegung einer üblichen Nockenform mit tangentialem Anlauf ergeben sich die Ventilerhebungskurven der nachzubildenden Viertaktmaschine (Bild 3). Die Fläche unter dem stark ausgezogenen Teil dieser sich-schneidenden Kurven ist das Produkt aus Zeit ($^\circ \text{KW}$) und Ventilhub, Zeitquerschnitt.

Der Öffnungsquerschnitt des Ventiles ist proportional dem Ventilhub, daher ist die Fläche dem im Modell zu verwirklichenden Zeitquerschnitt proportional. Das Auslaßventil des Modells erhält einen über die Dauer der Spülung gleichbleibenden Hub. Der Zeitquerschnitt ist daher eine Rechteckfläche; wird diese gleich dem geforderten Zeitquerschnitt, dann ist die Höhe des Rechteckes der auszuführende Ventilhub.

001059

Bei dem durch ein Fallgewicht aufgeschlagenen Einlaßventil ist das Erhebungsgesetz ein Stück (120°) einer Sinuslinie. Sinngemäß ist bei Flächengleichheit ihre Höhe der größte Ventilhub h_E des Einlaßventiles des Modells. Diese Sinuslinie gibt auch den Zusammenhang zwischen Auslenkung (Ventilhub) und Zeit des eine harmonische Schwingung ausführenden Systems aus Ventil, Feder und Fallgewicht. Ausgelöst wird diese Schwingung durch ein Fallgewicht, das aus der Höhe H auf das federbelastete Ventil fällt. Nach dem unelastischen Stoß, der durch eine Lederbeilage zwischen Ventil und Fallgewicht erzielt wird, haben beide Teile die Geschwindigkeit

$$v_s = \frac{G \sqrt{2gH}}{G + G_V}$$

wobei G das Gewicht des Fallgewichtes, H die Fallhöhe und G_V das Gewicht des Ventiles samt Zubehör ist.

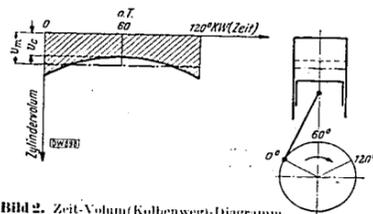
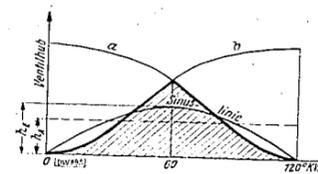
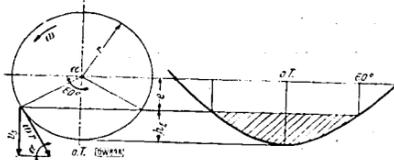


Bild 2. Zeit-Volum (Kolbenweg)-Diagramm.

Bild 3. Ventilerhebungskurve des Auslaßventils (a) und des Einlaßventils (b). Die schraffierte Fläche stellt den „Zeitquerschnitt“ dar. h_E Ventilhub des Einlaßventils des Modells, h_A Ventilhub des Auslaßventils.Bild 4. Zusammenhang zwischen Ventilerhebungsgeschwindigkeit (Geschw. nach dem Stoß) v_s , Ventilhub h_E und Kreisfrequenz ω .

Die Schwingung kann man sich auch durch die Abbildung eines mit der Winkelgeschwindigkeit ω auf einer Kreisbahn umlaufenden Punktes auf den Durchmesser entstanden denken. Die Winkelgeschwindigkeit entspricht der Kurbelwellendrehzahl der nachzubildenden Viertaktmaschine. Das Gleiche ω ist aber auch die Kreisfrequenz des schwingungsfähigen Systems Ventil, Feder, Fallgewicht. Zwischen den Größen v_s , h_E und ω besteht der aus Bild 4 zu ersiehende Zusammenhang.

Da vom Ventil nur der Teil der Schwingung zwischen -60° o. T. und $+60^\circ$ ausgeführt werden muß, ist eine Federvorspannung nötig, die die Schlußlage des Ventils aus der Mittellage der Schwingung verschiebt.

Für $\alpha = 60^\circ$ wird $h_E = e$ (e = Federvorspannung in mm = $\frac{f}{c}$ kg, c = Federkonstante) und damit $r = 2 h_E$. Aus der angenommenen Maschinendrehzahl n ergibt sich $\omega = \pi n/30$; die Geschwindigkeit des mit dem Radius r umlaufenden Punktes ist also ωr .

Aus der geometrischen Beziehung $v_s = \omega r \sin \alpha$ ergibt sich die notwendige Geschwindigkeit des Ventiles nach dem Stoß. Aus den Beziehungen

$$v_s = \frac{G \sqrt{2gH}}{G + G_V} \quad \text{und} \quad \omega = \sqrt{\frac{c \cdot g}{G + G_V}}$$

bei bekanntem Gewicht G_V des Ventiles und einem angenommenen Fallgewicht G kann die Fallhöhe H und die Federkonstante c ermittelt werden.

Für die Drehzahlen 1500, 2000, 2500 U/min wurden Federn und Fallhöhen bestimmt.

b) Bauliche Ausführung

Für die Ausführung des Versuchsstandes waren leichte Bedienbarkeit (wegen der großen Zahl der Versuche) und einfache Veränderlichkeit der Versuchsbedingungen maßgebend.

Das Modell besteht aus einem kurzen Zylinder, auf den verschiedene Zylinderdeckel aufgeschraubt werden können. Der Zylinder kann durch Einlegen von scheibenförmigen Holzeinlagen in seiner Größe verändert werden. Als Zylinderdeckel wurde ein vorhandener Deckel einer Einzylinder-versuchsmaschine verwendet. Mit ihm wurden auch die Versuche mit Schirmventil durchgeführt. Der Schirm war 12 mm hoch und wurde an den Ventilteller angeschraubt.

Um den Einfluß der Verdrehung der Kanäle auf den Spülerfolg festzustellen, wurde ein Deckel mit verdrehbaren Kanälen angefertigt. Um leichteres Dichten des Ventiles zu erreichen, wurden Kanal, Ventilsitz und Führung aus einem Stück gemacht. Mit einer Platte werden die Kanäle unter Zwischenlage einer Dichtung auf dem eigentlichen Deckel aufgespannt. Bei beiden Zylinderdeckeln wurde durch einen über Einlaß-Ventilführung und Schaft geschobenen Gummischlauch eine gute Abdichtung geschaffen und ein Entweichen der Spülluft vermieden. Die Hauptmaße der

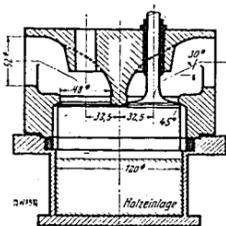


Bild 5. Modellzylinder mit Deckel.

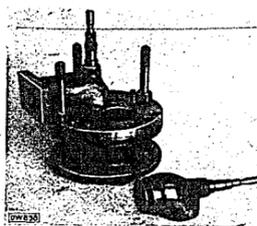


Bild 7. Ansicht des Zylinderdeckels mit verdrehbaren Kanälen.

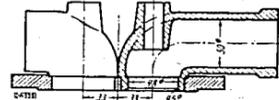


Bild 6. Zylinderdeckel mit verdrehbaren Kanälen.

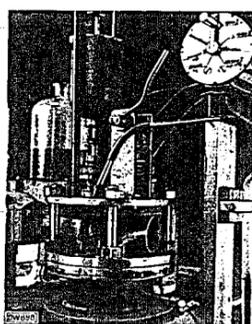


Bild 8. Teilansicht der Versuchseinrichtung.

beiden Deckel zeigt Bild 5 und 6. Der Deckel mit verdrehbaren Kanälen ist in der Gesamtansicht Bild 1 und in Bild 7, 8 zu erkennen. Das Modell wird über einen Krümmer an den Spülluftbehälter angeschlossen.

Die Spülluft tritt nun durch das vom Fallgewicht aufgeschlagene Einlaßventil in den Zylinder. Das Fallgewicht gleitet auf einer Führung. Ein verstellbarer Anschlag erlaubt es, das Fallgewicht nur bis zu einer vorher eingestellten Höhe zu heben.

Die Feder des Einlaßventiles wird durch eine Schraube mit mm-Teilung auf die gewünschte Vorspannung gebracht. Diese Vorrichtung ist in Bild 8 zu erkennen. Das Auslaßventil kann mit einem Griff durch einen einrastenden Hebel auf den notwendigen Hub geöffnet werden.

c) Spülluftbehälter und Messung der Spülluftmenge

Die Spülluft wird einem Behälter entnommen, in dem der erforderliche Druck durch eine Handluftpumpe hergestellt wird. Die zur Ermittlung der Spülluftmenge nötige Messung des Druckabfalles im Behälter erfolgt an einem U-Rohr.

Um bei kleinen Spülluftmengen einen gut ablesbaren Druckabfall zu erzielen, besteht die Möglichkeit, einen Teil des Behälters mit Wasser zu füllen. Der verbleibende Luftinhalt kann an einem mit einer Literteilung versehenen Wasserstandsrohr abgelesen werden.

d) Gaserzeugung und -absorption

Das zur Füllung des Modells notwendige CO_2 wird in einem Kippschen Apparat erzeugt und gelangt durch eine Waschflasche und eine zur Trocknung dienende Kalziumchloridvorlage zum Ventillöck und von dort zum Modell.

Das Absorptionsgefäß besteht aus zwei miteinander verbundenen Flaschen mit Kalilauge. Das nach der Spülung aus dem Zylinder entnommene CO_2 -Luftgemisch perlt nach der Volummessung in einer Bürette durch ein bis an den Boden der einen Flasche reichendes Rohr durch die Lauge. Die übrigbleibende Luft verdrängt einen Teil der Lauge in die zweite Flasche. Bei einmaligem Durchperlen wird CO_2 bereits vollständig absorbiert. Die nun über der Lauge stehende Luft wird wieder in die Bürette gesaugt und gemessen, dabei steigt die Lauge in der ersten Flasche wieder bis zu einer Marke im Flaschenhals.

Modell, Gasentwickler, Bürette und Absorptionsgefäß stehen miteinander durch einen Ventillöck in Verbindung, der alle Verbindungsbohrungen enthält. Eine durch eine Schaltwalze angeordnete Gummihaut verschließt alle Bohrungen bis auf die jeweils notwendige Verbindung. Durch Drehen der Schaltwalze werden diese Verbindungen in der richtigen Reihenfolge hergestellt.

Bild 9 zeigt einen Schnitt durch eines der sechs Ventile des Blockes.

e) Durchführung der Spülversuche

Der Spülluftbehälter wird auf den nötigen Spülldruck aufgepumpt. Durch ein mit Rohöl gefülltes Niveaugefäß wird CO_2 in das Modell gesaugt. Währenddessen hat die Spülluft sich auf Raumtemperatur abgekühlt, und ihr Druck kann am Manometerrohr abgelesen werden.

Das Auslaßventil wird angehoben, und kurz darauf schlägt das Fallgewicht das Einlaßventil auf; dann wird das Auslaßventil geschlossen und das im Modell befindliche Gasgemisch mittels Niveaugefäß mit Salzwasserfüllung in eine Bürette geleitet und dann durch die Absorptionsflüssigkeit gedrückt. Währenddessen wird der Druck im Behälter wieder abgelesen, da zu diesem Zeitpunkt die Behälterluft sich wieder auf Raumtemperatur erwärmt hat.

Die nach der Absorption verbleibende Luftmenge wird in der Bürette gemessen und dann ausgeschoben.

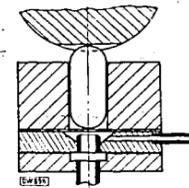


Bild 9. Schnitt durch eines der sechs Ventile des Ventillöckes.

f) Auswertung der Meßergebnisse

Die jeweiligen Volume Luft + Restgas, und nach der Absorption die Luft allein erhält man — da die Bürette 1100 cm^3 Inhalt hat — durch Subtraktion der Bürettenablesungen vom Wert 1100 cm^3 .

Die in den Zylinder eingeströmte Spülluftmenge ergibt sich aus den Beziehungen:

$$\begin{aligned} p_1 V_s &= G_1 RT & V_s &= \text{Behältervolum} \\ p_2 V_s &= G_2 RT & p_1, p_2 &= \text{Druck vor bzw. nach der Spülung} \\ (p_1 - p_2) V_s &= (G_1 - G_2) RT & L_e &= \text{eingeströmtes Spülluftvolum auf Außendruck} \\ (G_1 - G_2) RT &= 1 \text{ at} \cdot L_e & & \text{entspannt.} \\ L_e &= \frac{(p_1 - p_2)}{1 \text{ at}} V_s \end{aligned}$$

Die Ergebnisse der Spülversuche wurden in Form der „Spülkurve“ aufgetragen. Sie gibt anschaulich den Zusammenhang zwischen dem im Zylinder verbleibenden Luftvolum und der verdrängenden eingeströmten Luftmenge.

Das im Zylinder verbleibende Luftvolum L_2 wird im Verhältnis zum Zylindervolum V_2 als Spülwirkungsgrad

$$\eta_s = \frac{L_2}{L_2 + R_2} \cdot 100 \quad [\%]$$

als Ordinate aufgetragen. Aus praktischen Gründen wurde statt des gleichbleibenden V_2 die jeweils aus dem Zylinder entnommene Summe aus $L_2 + R_2$, verbliebene Luft + Rest der ursprünglichen CO_2 -Füllung, in Rechnung gesetzt. Dieses Volum weicht manchmal vom Zylindervolum ab, da durch kleine Undichtheiten des Auslaßventils ein Teil des Gasgemisches entweichen konnte oder etwas Luft beim Überführen des Gemisches in die Bürette eingesaugt wurde. Im letzteren Falle wurde die eingesaugte Frischluftmenge abgezogen, also V_2 zur weiteren Auswertung verwendet.

Der Gasverlust bzw. die angesaugte Luft betragen bis zu 5 cm^3 , also etwa 1% des Zylindervolums. Sie beeinflussen jedoch den Spülwirkungsgrad nicht, da ja die jeweiligen Gasanteile des Gemisches genau erfaßt werden können.

Als Abszisse wurde das Verhältnis $L = L_e/V_z$ aufgetragen. $L = 100\%$ heißt also, daß ein dem Zylindervolum gleiches Volum Spülluft eingeströmt ist. Unter Zylindervolum ist in obigen Zusammenhängen nicht $V_k + V_z$, sondern das früher erwähnte zeitliche mittlere Volum während der Spülung zu verstehen.

III. Versuchsergebnisse

Wie bereits früher erwähnt, wurden Modelle mit einem Zylinderdeckel üblicher Bauart, Kanäle in einer Ebene (Bild 5) und solche mit einem Deckel mit verdrehbaren Kanälen untersucht (Bild 6).

a) Versuche mit einem Zylinderdeckel mit Kanälen in einer Ebene

1. Untersuchungen bei veränderlichem Spüldruck.

Durch abgestimmte Federn, Fallgewichte und Höhen wurden Öffnungsgesetze erzielt, die den Drehzahlen 1500, 2000, 2500 U/min entsprechen. Die Veränderung der einströmenden Luftmenge wurde durch Ändern des Spüldruckes erreicht. Die Ergebnisse sind in den Bildern 10 bis 12 festgelegt. Die Spülkurven (stark ausgezogen) für die Drehzahlen 1500 und 2000 verlaufen ungefähr gleich, für 2500 liegt die Spülkurve etwas tiefer (also bei gleichem Luftaufwand geringerer Spül-erfolg). In diesen Kurven ist auch der Verlauf des Spüldruckes (Anfangsdruck) eingezeichnet. Der Zusammenhang zwischen dem durch diese Luftmenge erreichten Spül-erfolg und dem Spüldruck ist in Bild 13 dargestellt. Für gleichen Spül-erfolg sind bei höheren Drehzahlen größere Drücke nötig, da ja bei kürzerer Öffnungsdauer des Ventiles ein größerer Druck erforderlich ist, um die gleiche Spülluftmenge durchzuleiten.

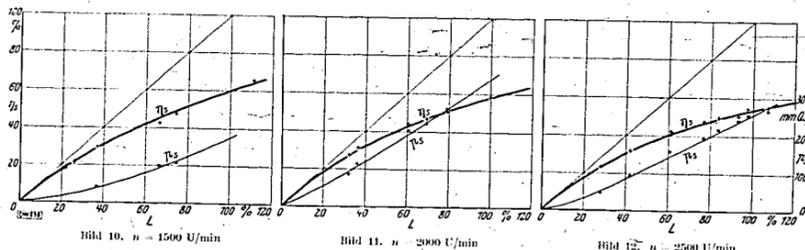
Bild 10, $n = 1500 \text{ U/min}$ Bild 11, $n = 2000 \text{ U/min}$ Bild 12, $n = 2500 \text{ U/min}$

Bild 10 bis 12. Spülwirkungsgrad η_s und Spüldruck p_s in Abhängigkeit vom Luftaufwand L . Zylinderdeckel mit Kanälen in einer Ebene (Bild 5). Spüldruck veränderlich.

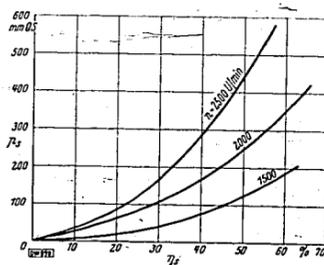


Bild 13. Zusammenhang zwischen Spülwirkungsgrad η_s und Spüldruck p_s bei den Versuchen mit dem Zylinderdeckel mit Kanälen in einer Ebene (Bild 5).

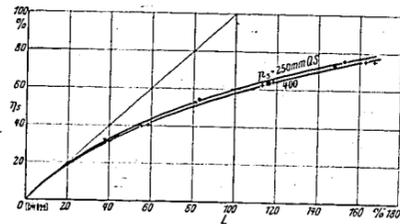


Bild 14. Spülwirkungsgrad η_s in Abhängigkeit vom Luftaufwand L .

Spüldruck annähernd gleichbleibend, Ventilöffnungs-dauer veränderlich, Ventil ohne Schirm, Zylinderdeckel nach Bild 5.

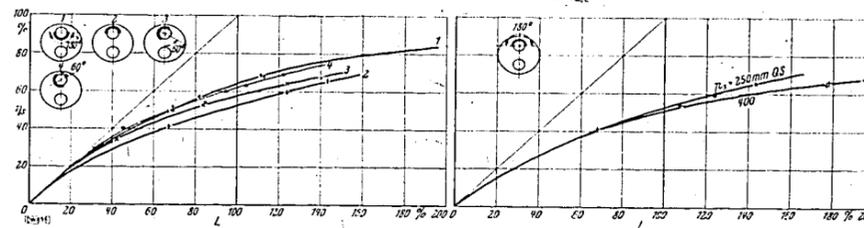


Bild 15. Spüldruck 250 mm QS

Bild 16. Stellung 2 gemäß Bild 15, Spüldruck 250 und 400 mm QS

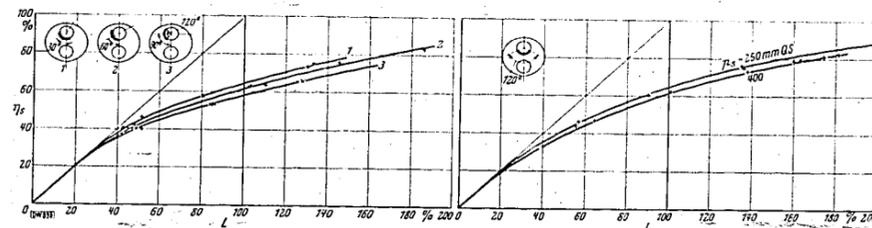


Bild 17. Spüldruck 250 mm QS

Bild 18. Stellung 0 gemäß Bild 17, Spüldruck 250 und 400 mm QS

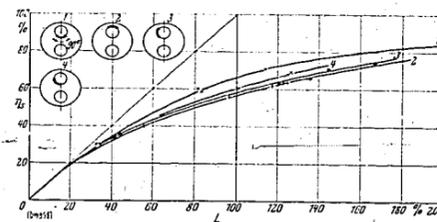


Bild 19. Spüldruck 250 mm QS

Bild 15 und 16. Einfluß des 180° -Schirmventils auf die Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L bei verschiedenen Stellungen des Schirmventils.

Bild 17 und 18. Einfluß des 120° -Schirmventils auf die Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L bei verschiedenen Stellungen des Schirmventils.

Bild 19. Einfluß des 90° -Schirmventils auf die Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L bei verschiedenen Stellungen des Schirmventils.

Es wurde festgestellt, daß die Form der Erhebungskurve von geringem Einfluß auf den Spülvorgang ist. Bei einmaligem Aufschlagen des Ventiles mit schwächer gespannter Ventiltfeder wurden Punkte ermittelt, die innerhalb der üblichen kleinen Streuung zu einer Kurve gehörig angenommen werden konnten. Damit ist auch der geringe Einfluß der Drehzahl auf den Spülwirkungsgrad erklärt.

Auch bei Zweitaktspülversuchen wurden ähnliche Verhältnisse gefunden.

Diese Erkenntnisse rechtfertigen, bei den folgenden Versuchsreihen von der Abhängigkeit von den Drehzahlen abzusehen und die Kurven bei annähernd konstantem Spül-erfolg aufzunehmen; dabei wurde die durchströmende Luftmenge durch Änderung des Ventilhubes und der Öffnungszeit verändert.

2. Untersuchungen bei annähernd gleichbleibendem Spül-erfolg und veränderlicher Ventilöffnungs-dauer.

Aufgenommen wurden die Spülkurven bei 250 und 400 mm QS, Bild 14. Wie zu erwarten war, stimmen die Spülkurven, die auf obige Art gewonnen wurden, mit den Spülkurven für die Drehzahlen 1500 und 2000 gut überein. Bei 400 mm QS liegt die Spülkurve etwas tiefer als bei 250 mm Spül-erfolg.

3. Untersuchung des Einflusses eines Schirmventiles.

a) Schirmwinkel 180°. Bei dieser Untersuchung ergaben sich die in Bild 15 wiedergegebenen Spülkurven. Bei Drehung des Schirmventils zeigt sich, daß die Stellungen 2 und 3 einen schlechteren, die Stellungen 1 und 4 einen besseren Spülerfolg als derselbe Deckel mit Ventil ohne Schirm ergaben. Die Ergebnisse wurden bei einem Spüldruck von 250 mm QS erzielt.

Das Verhalten dieser Anordnung bei Änderung des Spüldruckes zeigen die Spülkurven in Bild 16. Diese wurden bei 250 und 400 mm QS aufgenommen.

β) Schirmwinkel 120°. Die mit einem auf 120° abgekürzten Schirm erzielten Ergebnisse sind in den Spülkurven in Bild 17 wiedergegeben.

Es zeigt sich, daß die Kurven für Stellung 1 und 2 höher, die für Stellung 3 tiefer liegen als die bei einem Ventil ohne Schirm gefundene Spülkurve.

Das Verhalten beim Ändern des Spüldruckes ist aus Bild 18 zu ersehen.

γ) Schirmwinkel 90°. Bei weiterer Abkürzung des Ventilschirmes auf 90° kommt man zu im wesentlichen ähnlichen Ergebnissen. Es liegt lediglich die der Stellung 1 entsprechende Spülkurve höher als bei dem Versuch ohne Schirm (Bild 19).

Zusammenfassend ist festzustellen, daß durch ein Schirmventil eine Verbesserung der Spülung erzielt werden kann. Der Schirmwinkel ist dabei von untergeordneter Bedeutung, denn-sowohl mit 180° als auch mit 90° Schirmwinkel wurden Spülkurven ermittelt, die in ihrem allgemeinen Verlauf annähernd gleich sind.

Von größter Bedeutung dagegen ist die Stellung des Schirmes. In allen Fällen hat sich ergeben, daß eine bestimmte Stellung am günstigsten ist. Die anderen Stellungen ergaben, wie bereits besprochen, teils gleiche, teils schlechtere Ergebnisse als ohne Schirm. Dies dürfte auf die Begünstigung der Ausbildung einer Kurzschlußströmung von Ventil zu Ventil bei manchen Schirmstellungen liegen.

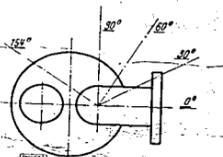


Bild 20. Kennzeichnung der verschiedenen Verdrehungen des Einlaßkanals.

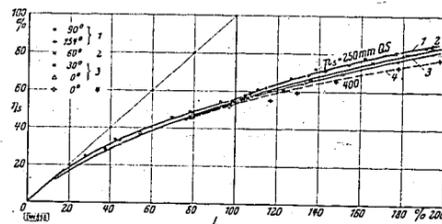


Bild 21. Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L bei Verdrehen des Einlaßkanals gemäß Bild 20. Einlaßkanalstellungen: 90°, 154°, 60°, 30°, 0°.

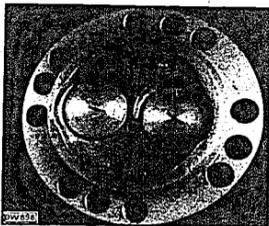


Bild 22. Ansicht der Deckel-Abschirmung Form 1.

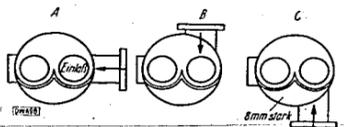


Bild 23. Verschiedene Stellungen des Einlaßkanals zur Deckel-Abschirmung Form 1.

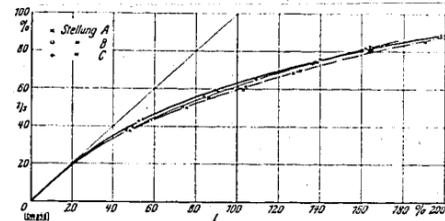


Bild 24. Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L für die Stellungen des Einlaßkanals gemäß Bild 23 (Deckel-Abschirmung Form 1). Spüldruck 250 mm QS.

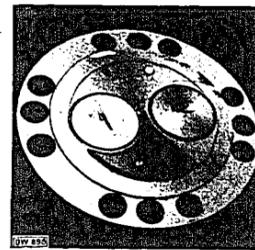


Bild 25. Ansicht der Deckel-Abschirmung für kleinere Drosselung Form 2.

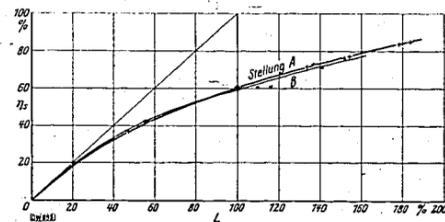


Bild 27. Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L für die Stellungen gemäß Bild 26, Form 2. Spüldruck 250 mm QS.

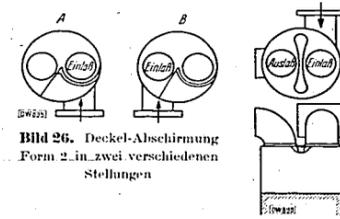


Bild 26. Deckel-Abschirmung Form 2 in zwei verschiedenen Stellungen.

Bild 28. Deckel-Abschirmung Form 3.

b) Versuche mit einem Zylinderdeckel mit verdrehbaren Kanälen

Bei dem Deckel mit drehbaren Kanälen (Bild 20) wurden folgende Ergebnisse erzielt:

1. Drehung des Auslaßkanales
Bei Verdrehung in weitesten Grenzen wurde kein Einfluß auf den Spülerfolg festgestellt.
2. Verdrehung des Einlaßkanales (vgl. Bild 20)

Die aus den Versuchen gewonnenen Ergebnisse sind aus den in Bild 21 wiedergegebenen Spülkurven zu ersehen. Dazu ist zu bemerken, daß eine dem bei der vorigen Untersuchung verwendeten Zylinderdeckel entsprechende Kanalstellung bei diesem Deckel eine schlechte Spülkurve ergab.

Der Einfluß der Verdrehung macht sich erst bei größeren Werten von L deutlich bemerkbar. Der beste Wert wird mit einer Stellung des Kanals normal zur Ebene durch die beiden Ventilachsen erreicht (Bild 20, 90°-Stellung, Kurve 1 in Bild 21). Eine über diese 90°-Stellung hinausgehende Verdrehung erbrachte keine Änderung des Spülwirkungsgrades.

3. Versuche mit am Zylinderdeckel angebrachten Abschirmungen

Aus dem günstigen Ergebnis der Kanalstellung (90°) wurde der Schluß gezogen, daß man durch Führung der bei dieser Stellung sich ausbildenden Strömung noch bessere Erfolge erzielen könnte. Zu diesem Zwecke wurden Holzabschirmungen hergestellt, die aus 8 mm starken Brettchen geschnitten waren und an dem Zylinderdeckel angeschraubt wurden.

Abschirmung Form 1. Die Art dieser Abschirmung geht aus Bild 22 hervor. Hierbei wurden auch verschiedene Kanalstellungen untersucht (Bild 23), jedoch ergab die erwähnte 90°-Stellung (Stellung C) die günstigsten Werte (Spülkurve Bild 24).

Abschirmung Form 2 (Bild 25, 26, 27). Sie wurde aus voriger Abschirmung entwickelt, um kleinere Drosselung zu erzielen, brachte aber etwas niedrigere Werte für den Spülwirkungsgrad.

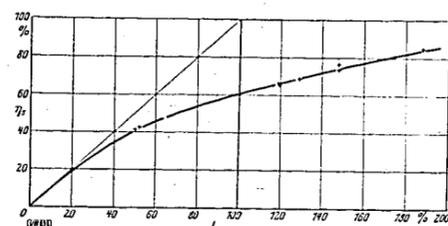


Bild 29. Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L für Deckel-Abschirmung Form 3 nach Bild 28. Spüldruck 250 mm QS.

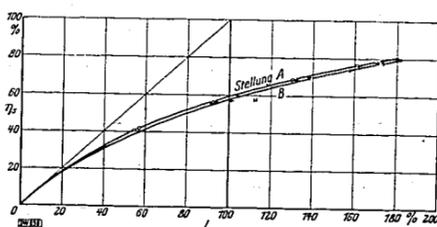


Bild 31. Abhängigkeit des Spülwirkungsgrades η_s vom Luftaufwand L für die Stellungen gemäß Bild 30 der Deckel-Abschirmung Form 4. Spüldruck 250 mm QS.

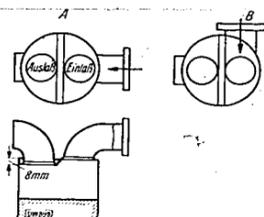


Bild 30. Deckel-Abschirmung Form 4 in zwei verschiedenen Stellungen.

Abschirmung Form 3 (Bild 28) wurde aus dem Bestreben heraus entworfen, die unmittelbare Strömung von Ventil zu Ventil zu unterdrücken. Die Spülkurve (Bild 29) deckt sich annähernd mit derjenigen der Abschirmung Form 2.

Mit Abschirmung Form 4 (Bild 30) wurde eine andere Möglichkeit zur Vermeidung der Kurzschlußströmung dadurch versucht, daß sich Ein- und Auslaßventil in verschiedenen Ebenen befinden. Das Auslaßventil wurde um 8 mm tiefer gesetzt und durch eine Holzeinlage ein in der Mitte zwischen den Ventilen abgestufter Deckel erzielt. Das Ergebnis zeigt Bild 31. Bei kleineren Werten von L liegt die Spülkurve über der ohne Abschirmung, bei größeren L -Werten haben sich ungefähr gleiche η_s -Werte mit und ohne Abschirmung ergeben.

IV. Zusammenfassung

Wie schon früher erwähnt, sind die vorliegenden Ergebnisse keine Absolutwerte. Jedoch gestatten die Modellversuche Schlüsse auf die Spülung in der Maschine zu ziehen; denn es ist anzunehmen, daß Änderungen der Einströmorgane gleichsinnigen Einfluß auf die Spülung der laufenden Maschine und im Modell haben.

Durch vorliegende Versuche hat sich gezeigt, daß sowohl durch Abschirmung am Ventil und am Zylinderdeckel als auch durch Verdrehung des Einlaßkanales eine wesentliche Beeinflussung des Spülwirkungsgrades zu erreichen ist (Bild 32). Beim Schirmventil z. B. ergab sich bei einem Luftaufwand $L = 100\%$ eine Verbesserung des Spülwirkungsgrades von 60 auf 65%, also etwa 8%. Bei Betrachtung der zum Erreichen desselben Spülwirkungsgrades (65%) nötigen Luftmenge ergibt sich ein Verhältnis 100 zu 115% (mit und ohne Schirm).

Der Einfluß der Verdrehung äußert sich erst bei größeren L -Werten stärker, aber in Vereinigung mit Abschirmungen wurde erzielt, daß bei günstigster Kanalstellung und Einbauten bei $L = 100\%$ ein η_s von 63% erreicht wird; dem gegenüber steht ein η_s von 54% bei ungünstigster Stellung ohne Einbauten. Es wurde also η_s über 15% vergrößert. Wenn wieder bei gleichem η_s die Luftmengen verglichen werden, ergibt sich $L = 100\%$ zu 131%, das ist also für diese Werte bereits eine annähernd 30% ige Spülmittelsparnis. Hierbei ist zu erwägen, daß eine kleinere Spülmittelmenge eine schlechtere Innenkühlung zur Folge haben kann.

Wie die Arbeit zeigt, ist durch einfaches Ändern der Einströmorgane der Spülerfolg zu verbessern, jedoch hat das Schirmventil eine Drosselung der eintretenden Ladung zur Folge, die seine Verwendung auf Sonderfälle beschränken dürfte.

Durch Verdrehung des Einlaßkanales ist eine Verbesserung der Spülung zu erhalten und mit der Bauform der Mehrzylindermaschinen in Einklang zu bringen.

Einbauten im Brennraum zwecks günstiger Spülluftführung verschlechtern die Brennraumform, und es kann die beiden Forderungen gerecht werdende Bauform nur durch Versuche ermittelt werden.

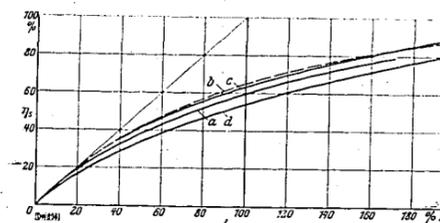


Bild 32. Gegenüberstellung der Spülkurven verschiedener Spülsysteme.

a Zylinderdeckel nach Bild 5.
b Zylinderdeckel nach Bild 5, mit 120°-Schirmventil, 0°-Stellung (Bild 18).
c Zylinderdeckel nach Bild 6, 90°-Stellung gemäß Bild 29, mit Deckel-Abschirmung Form 1.
d Zylinderdeckel nach Bild 6, 0°-Stellung gemäß Bild 29.

Bei allen Kurven Spüldruck 250 mm QS.

Zur weiteren Klärung des Spülvorganges war eine Untersuchung des Strömungsverlaufes im Zylinder geplant. Durch das hohlgebohrte Einlaßventil und eine am Ventilsitz mündende Bohrung sollte Rauch oder ein ähnliches Mittel eingebracht werden, das beim Abheben des Ventiles vom Sitz austreten kann. Durch Verdrehen des Ventiles könnte dann von jedem Punkt des Ventilmittelpunktes der Verlauf der Strömung durch den Zylinder verfolgt werden. Durch stroboskopische Beleuchtung könnten der Kolben und die Ventile optisch in jeder beliebigen Lage stillstehend beobachtet werden. Dadurch wäre es also möglich, die zeitliche und örtliche Ausbreitung des Spülmittels zu untersuchen. Diese Versuche mußten wegen anderer dringender Arbeiten vorläufig eingestellt werden.

V. Schriftumsverzeichnis

- [1] F. A. F. Schmidt: Thermodynamische Untersuchung über Abgasturboaufladung und grundsätzliche Versuche an einer Abgasturbine — Luftf.-Forsch. Bd. 14 (1937) S. 233/37.
- [2] H. List und E. Niedermayer: Versuche an der Zweitakt Dieselmotore. I. Untersuchungen ohne Aufladung (H. List), II. Untersuchungen mit Aufladung (E. Niedermayer) — Forsch. Ing.-Wes. Bd. 8 (1937) S. 265/78.
- [3] H. List: Spüluntersuchungen an einem kleinen Zweitaktzylindermodell — Mitt. techn. Inst. Univ. Wörsung II. 6 (1932).
- [4] K. Kühner: Die Leistungsbemessung beim Fahrzeugmotor. Anpassung des Triebwerks an den Geländebetrieb — Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 1143/52.

001064

Neue Hefte **Deutsche Kraftfahrtforschung**
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

- Hefte 63 **Zündverzögerung und Bewertung des Kraftstoffes.** Grundlagen zur Entwicklung eines einheitlichen Prüfverfahrens für Diesel- und Ottokraftstoffe. Von H. Ernst VDI. Zündverzögerungsmessungen an Diesel- und Ottokraftstoffen. Von O. Widmaier. DIN A 4, 36 Seiten mit 44 Bildern und 4 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 3,40 RM.
- Hefte 62 **Aufladevorgang von Viertakt Dieselmotoren.** Von W. Riedel. DIN A 4, 14 Seiten mit 32 Bildern. 1941. Brosch. 1,30 RM.
- Hefte 61 **Der Spülvorgang auf Grund einer neuen Auffassung der Expansionsströmung.** Von F. Schultz-Grünow VDI und K. Wieghardt. DIN A 4, 15 Seiten mit 15 Bildern. 1941. Brosch. 1,50 RM.
- Hefte 60 **Der Betrieb gemisch-gespülter Zweitaktmotoren mit Flüssiggas.** Von U. Schmidt. DIN A 4, 16 Seiten mit 19 Bildern. 1941. Brosch. 1,50 RM.
- Hefte 59 **Das Schmiermittel im Zahnradgetriebe unter besonderer Berücksichtigung der Grenzreibung.** Von E. Pietsch VDI. DIN A 4, 24 Seiten mit 20 Bildern, 25 Oszillogrammen und 2 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 2,25 RM.
- Hefte 58 **Progressive Federung von Kraftwagen.** Von E. Lehr VDI. DIN A 4, 12 Seiten mit 21 Bildern. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Hefte 57 **Versuche zur Frage der Kraftstoffaufbereitung durch die Einspritzdüse.** Von W. Oschatz. DIN A 4, 32 Seiten mit 102 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Hefte 56 **Vorspannung und Dauerhaltbarkeit an Schraubenverbindungen mit einer und mehreren Schrauben.** Von A. Thum VDI und H. Lorenz VDI. DIN A 4, 20 Seiten mit 34 Bildern und 13 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 1,85 RM.
- Hefte 55 **Kraftstoff und Motor beim Anlassen von Fahrzeugdieselmotoren.** Mit folgenden Beiträgen: Der Einfluß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes auf das Anlaßverhalten von Fahrzeugdieselmotoren. Von W. Rixmann. Einfluß der Drehzahl auf die Selbstzündungsbedingungen beim Anlassen von Dieselmotoren. Von F. Schaub. Die Anlaßdauer beim Fahrzeugdieselmotor in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Von H. J. Conrad. DIN A 4, 83 Seiten mit 88 Bildern und 15 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 7,85 RM.
- Hefte 54 **Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinder.** Von R. Poppinga VDI. Din A 4, 31 Seiten mit 41 Bildern. 1941. Brosch. 3,— RM.
- Hefte 53 **Das Aufspritzen des Kraftstoffes im Dieselmotor.** Von K. Blume VDI. Zündverzögerungsmessung mittels Photozellen in verschiedenen Wellenlängen. Von K. Stallechner VDI. DIN A 4, 48 Seiten mit 66 Bildern und 8 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,50 RM.
- Hefte 52 **Vergleichende Untersuchungen an Lagerschalenwerkstoffen.** Von E. Heidebroek VDI und A. Döring. DIN A 4, 12 S. mit 26 Bildern und 1 Zahlentafel. 1941. Brosch. 1,15 RM.
- Hefte 51 **Das Kühlgebläse des Kraftfahrzeugs und sein betriebliches Verhalten.** Von B. Eckert VDI/ATG. DIN A 4, 43 Seiten mit 74 Bildern und 2 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 4,— RM.
- Hefte 50 **Die Luftkräfte und ihre Momente am Kraftwagen und die aerodynamischen Mittel zur Beeinflussung der Fahrtrichtungshaltung.** Von E. Sawatzki. DIN A 4, 55 Seiten mit 3 Zahlentafeln. 1941. Brosch. 3,40 RM.

Verzeichnis der früher erschienenen Hefte steht kostenlos zur Verfügung

Bezug durch jede Buchhandlung!



VDI-VERLAG GMBH · BERLIN NW 7

001065

Deutsche Kraftfahrtforschung
im Auftrag des Reichs-Verkehrsministeriums

Heft 63

(100)

J. Kamm
J. Kamm

Zündverzug und Bewertung des Kraftstoffs

Grundlagen zur Entwicklung eines einheitlichen
Prüfverfahrens für Diesel- und Ottokraftstoffe

Dr.-Ing. Hans Ernst VDI

Zündverzugsmessungen an Diesel- und Ottokraftstoffen

Dr.-Ing. Otto Widmaier

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Tech-
nischen Hochschule Stuttgart (Institutsleiter: Prof. Dr.-Ing. W. Kamm VDI)

1941

VDI-Verlag GmbH · Berlin NW 7