

DIE ZUSÄTZLICHE WÄRMEÜBERTRAGUNG DER ZYLINDERBÜCHSE DURCH KOLBENRING-REIBUNG BEIM DIESELMOTOR*

Von

E. SCHARLE

Lehrstuhl für Kalorische Maschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 30. Juni 1969)

Vorgelegt von Prof. D. BRODSZKY

1. Einleitung

Es besteht sowohl von der Seite der Entwicklung als auch der Verwendung ein Interesse, den Wärmezustand des Dieselmotors kennen zu lernen. In zahlreichen Fällen wurden die Auspufftemperatur und die mit dem Kühlwasser abgeführte Wärmemenge als für den Wärmezustand charakteristische Werte betrachtet. Diese beiden Größen können als informierende Werte betrachtet werden, aber sie bestimmen selbst die Wärmebelastung des Motors nicht.

Bei der Aufnahme der getrennten Wärmebilanz des Dieselmotors wurde im Lehrstuhl für Kalorische Maschinen der Technischen Universität Budapest das Problem aufgeworfen, die aus der Ladung durch die Zylinderbüchse ins Kühlwasser strömende Wärmemenge genauer zu bestimmen, weil diese Wärmemenge aus mehreren Teilen besteht, nämlich:

a) aus der Wärmemenge, die aus dem Gas der Zylinderbüchse übertragen wird

b) aus der zusätzlichen Wärmemenge, die aus der Kolbenringreibung an der Zylinderbüchse entsteht.

Wenn diese zwei Teilmengen getrennt bestimmt werden sollen, ist die durch die Kolbenringreibung verursachte Wärmeübertragung aus der gesamten Wärmeübertragung der Zylinderbüchse abzutrennen.

2. Die die Kolbenringreibung bestimmenden Faktoren

Die Reibungsverhältnisse — laut Fachliteratur und der Schlußfolgerungen der an unserem Lehrstuhl durchgeführten Forschungsarbeit — sind von den Kenngrößen des Arbeitsprozesses des Motors nicht unabhängig. Von den zahlreichen Kenngrößen spielen der Durchschnittsdruck » p_a « des Arbeits-

* Die in diesem Artikel besprochene Arbeit ist ein Teil der auf die Bestimmung der Wärmeübertragung der Dieselmotoren gerichteten Versuche, deren Themenleiter Dozent Dr. Z. Fülöp ist.

prozesses, die Wandtemperatur der Zylinderbüchse und die Drehzahl des Motors die entscheidendste Rolle [1].

Auf Grund von [2] sind wir zu der Schlußfolgerung gekommen, daß die wegen der Kolbenringreibung entstandene Wärmemenge bei den den wirklichen Verhältnissen entsprechenden Wandtemperaturen mit Fremdantrieb des Motors zu bestimmen sind. Der motorische Arbeitsprozeß wurde mit einem Arbeitsprozeß ohne Wärmezufuhr angenähert, wobei alle anderen Daten dem originalen Arbeitsprozeß glichen.

Die Vergleichbarkeit zwischen dem motorischen und dem künstlichen Arbeitsprozeß hat die Gleichheit des Durchschnittsdrucks und der Zylinderwandtemperaturen gesichert.

Die Versuche wurden an dem im Lehrstuhl für Kalorische Maschinen der Technischen Universität, Budapest aufgestellten und von der Fabrik Magyar Vagon- és Gépgyár, Győr zur Verfügung gestellten Einzylinder-Versuchsdieselmotor durchgeführt.

Die Motorendaten:

1 J S 13.5/17 MVG Vorkammerdieselmotor

Bohrung: $d = 135$ mm
Hub: $s = 170$ mm

das originale Kompressionsverhältnis:	$\varepsilon = 15,5$
das gesteigerte Kompressionsverhältnis:	$\varepsilon' = 45,2$
maximale Drehzahl:	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$
minimale Drehzahl:	$n = 600\text{--}700 \text{ min}^{-1}$

Während der Messung war die Eintrittstemperatur des Kühlwassers:

$$t = 65^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$$

Steuerungsdaten:

Ansaugventil	öffnet	10°	nach	OTP
	schließt	30°	nach	UTP
Auspuffventil	öffnet	55°	vor	UTP
	schließt	5°	nach	OTP

Die Meßserie ist eine Teilaufgabe der Versuchsarbeit, die die Bestimmung der Wärmeübertragung des Ansaug- und des aufgeladenen Motors zum Ziel hat.

Das Versuchsprogramm der Versuche mit Fremdantrieb wurde auf Grund der Auswertung der Meßergebnisse des aufgeladenen Motors zusammengestellt.

3. Die Bestimmung des Durchschnittsdrucks p_a

Mit der Verwendung der Indikatordiagramme, die aus früheren Messungen zur Verfügung standen, wurde der zum motorischen Prozeß gehörende Durchschnittsdruck p_a bestimmt und die Abhängigkeit des Durchschnittsdrucks von den Kenngrößen des Motors ermittelt.

Laut der Untersuchungen hängt der Durchschnittsdruck des Arbeitsprozesses ab:

$$\begin{array}{ll} \text{von der Drehzahl} & p_a = f(n) \\ \text{vom Aufladungsdruck} & p_a = g(p_t) \\ \text{und von der Kraftstoffdosis} & \\ \text{pro Zyklus} & p_a = h(d). \end{array}$$

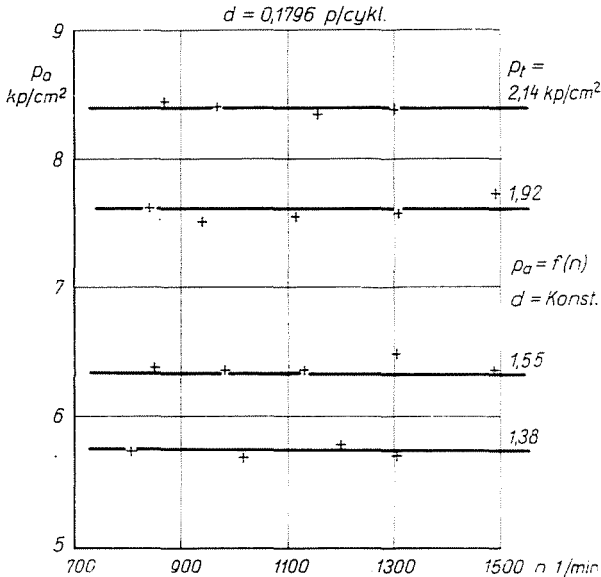


Abb. 1

Die Funktionen sind in den Abbildungen 1, 2 und 3 zu sehen.

Aus Abb. 1 ist festzustellen, daß der Durchschnittsdruck im Meßbereich von der Drehzahl unabhängig ist.

Aus den Messungen gemäß Abb. 2 ist festzustellen, daß der Durchschnittsdruck dem Aufladungsdruck direkt proportional ist.

Aus der Funktion $p_a = h(d)$ folgt Abb. 3, daß die Kurven bei größeren Aufladungsdrücken ein ausgeprägtes Maximum haben. Das bei konstantem Aufladungsdruck erreichte Maximum des Durchschnittsdruckes ist aus den Brennverhältnissen zu erklären, namentlich, daß die Brenngeschwindigkeit bei konstantem Einspritzwinkel und bei gegebener Kraftstoffdosis einen maximalen Wert erreicht. Dies ist auch aus der Form des Spitzendrucks zu sehen.

Wenn mehr Kraftstoff als die zum maximalen Durchschnittsdruck p_a gehörende Dosis eingespritzt wird, steigt die Brennverzögerung, was zur Abnahme des Durchschnittsdrucks und des Spitzendrucks führt.

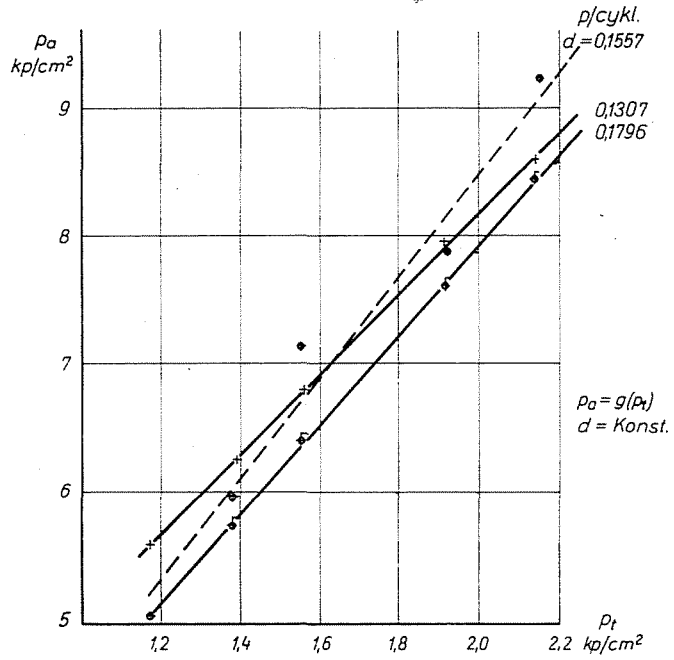


Abb. 2

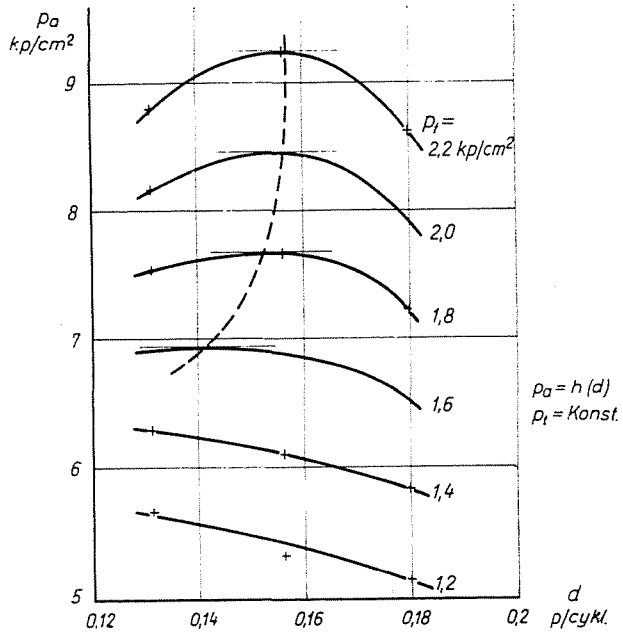


Abb. 3

Die den wirklichen Verhältnissen entsprechende Kolbenringreibung kann also nachgebildet werden, indem der bestimmte Durchschnittsdruck des motorischen Arbeitsprozesses beim Fremdantrieb auch gewährleistet wird. Der mit dem Fremdantrieb zu verwirklichende Arbeitsprozeß liefert nur dann einen mit dem motorischen Prozeß identischen Durchschnittsdruck, wenn das Kompressionsverhältnis (ε) bedeutend gesteigert wird. Der Druckverlauf in den verschiedenen Fällen ist in Abb. 4 zu sehen.

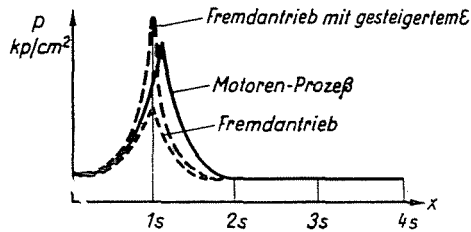


Abb. 4

Das beim Fremdantrieb einzustellende Kompressionsverhältnis wurde im voraus berechnet. Zwischen dem zu erreichenden Durchschnittsdruck und dem Kompressionsverhältnis besteht der folgende Zusammenhang

$$p_a = \left[\frac{\varepsilon^n - \varepsilon}{2(n-1)(\varepsilon-1)} + 0,5 \right] p_t$$

wo

- p_a — Durchschnittsdruck [kp/cm²]
- p_t — Aufladungsdruck [kp/cm²]
- ε — Kompressionsverhältnis
- n — Politropenexponent ist.

Der bei der Messung des aufgeladenen Motors erreichte maximale Durchschnittsdruck $p_a = 9,4$ kp/cm² wurde bei dem Aufladungsdruck $p_t = 2,14$ kp/cm² erzielt. Zum Erreichen dieses Durchschnittsdruckes, berechnet aus der obigen Gleichung, sollte das Kompressionsverhältnis über $\varepsilon = 60$ gesteigert werden. Eine solche Steigerung des Kompressionsverhältnisses haben sowohl die auftretenden großen Spitzendrücke als auch die konstruktive Ausführung nicht ermöglicht. Die Steigerung von ε wurde am Motor so verwirklicht, daß ein relativ leicht einzubauendes festes Einsatzstück an die Stelle der Vorkammer eingebaut wurde. Durch das vollständige Ausstopfen der Stelle der Vorkammer kann das Kompressionsverhältnis auf den Wert $\varepsilon = 45,2$ gesteigert werden, was einen Durchschnittsdruck $p_a = 8,5$ kp/cm² erwarten läßt.

Die Messungen wurden so bis zum Durchschnittsdruck, der der mittleren Aufladung des Motors entspricht, durchgeführt. Es standen am Motor Meßinstrumente zur Verfügung, mit denen die Aufwärmung des Kühlwassers am Zylinder mit sehr großer Genauigkeit zu bestimmen war. Die Wandtemperaturen wurden mit an der Gasseite der Zylinderbüchse eingebauten Kupfer—Konstantan Thermoelementen gemessen. Die Aufwärmung des Kühlwassers wurde mit Differentialthermoelementen bestimmt.

Die Eintrittstemperatur des Kühlwassers wurde konstant gehalten. Zur Auswertung war auch die Messung der Wassermenge, sowie der Eintritts- und Austrittslufttemperatur notwendig. Zur Bestimmung der Durchschnittsdrücke wurde der Motor in jedem Meßpunkt indiziert.

Der Aufladungsdruck wurde im Bereich $p_i = 1$ bis $2,2$ kp/cm^2 geändert und die Drehzahl lag zwischen $n = 700$ bis 1500 min^{-1} .

4. Die qualitative Analyse der Versuchsergebnisse

Vor der zahlenmäßigen Auswertung der Versuchsergebnisse scheint es zweckmäßig, die Herkunft der durch die Zylinderbüchse strömenden Wärmemengen zu analysieren.

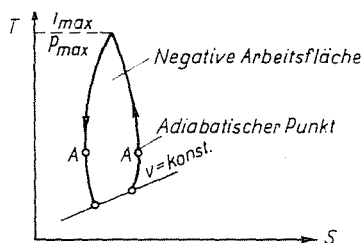


Abb. 5

Die durch die Zylinderwand ins Kühlwasser strömende Wärmemenge ist im Fall eines Fremdantriebes auf zwei Teile zu trennen.

Die bedeutendere Menge ist die aus der Kolbenringreibung entstehende Wärmemenge und die vermutlich kleinere Menge ist die während der Expansion und Kompression der Luft entstandene Wärmemenge, die aus dem Gas durch die Wand strömt. Der theoretische Prozeß (Kompression und Expansion) wurde im T—S Diagramm gezeichnet (Abb. 5). Am Anfang der Kompression ist die Temperatur der angesaugten Luft kleiner als die Zylinderwandtemperatur, und demzufolge wird die Luft während der Kompression bis zum Erreichen der Wandtemperatur erwärmt. Nach dem Erreichen des adiabatischen Punktes ist die Temperatur der Luft größer, so daß während der weiteren Kompression die Wärme aus der Luft nach der Wand strömt. Derselbe

Prozeß ist während der Expansion auch zu betrachten. So gibt die negative Arbeitsfläche unter der Kurve die aus der Luft durch die Zylinderwand ins Kühlwasser durchströmende Wärmemenge.

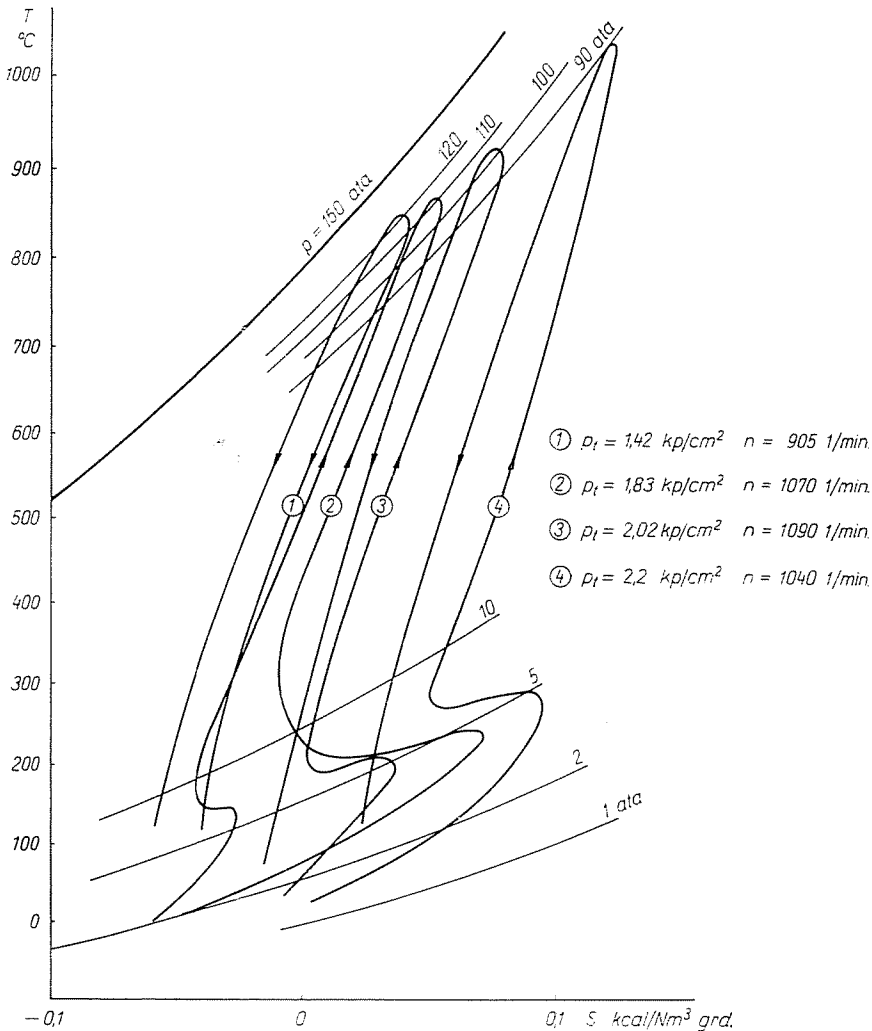


Abb. 6

Um diese Verhältnisse näher zu betrachten, wurden die aus den Messungen genommenen Druck-Temperatur Wertpaare in ein T—S Diagramm gezeichnet (Abb. 6). Es entstand das folgende unerwartete Ergebnis. Der Erwärmung der Luft nach dem Erreichen des adiabatischen Punktes folgt eine kurze Abkühlungsstrecke, dann eine weitere Erwärmung. Diese Erscheinung ist nur mit Wärmezufuhr zu erklären. Es ist anzunehmen, daß die

Temperatur und der Druck der Luft wegen des hohen Kompressionsdruckes und des hohen Verdichtungsverhältnisses ε während der Kompression die Verbrennung der im Zylinder vorhandenen kleineren Schmierölmenge ermöglichen. Diese Annahme wurde mit einem weiteren Versuch kontrolliert. Der Motor wurde bei ähnlichen Verhältnissen wie bei der Fremdantrieb-Meßserie betrieben und der CO_2 Inhalt der Auspuffluft wurde kontrolliert. Das in der Auspuffluft vorhandene CO_2 zeigt, daß es im Motor während des Fremdantriebes auch eine Verbrennung gibt. So kann die starke Rechtsneigung der aus den Meßergebnissen gewonnenen in T--S Diagramm gezeichneten Kompressionslinien erklärt werden.

5. Die Auswertung der Meßergebnisse

Die durch die Zylinderbüchse und durch den Zylinderkopf durchströmende Wärmemenge als Funktion der Drehzahl mit konstantem Aufladungsdruck als Parameter wurde in der Abb. 7 angegeben. Der Verlauf der Kurve zeigt, daß die ins Kühlwasser strömende Wärmemenge mit der Steigerung der Drehzahl schnell anwächst. Die Erwärmung des Kühlwassers im Zylinderkopf

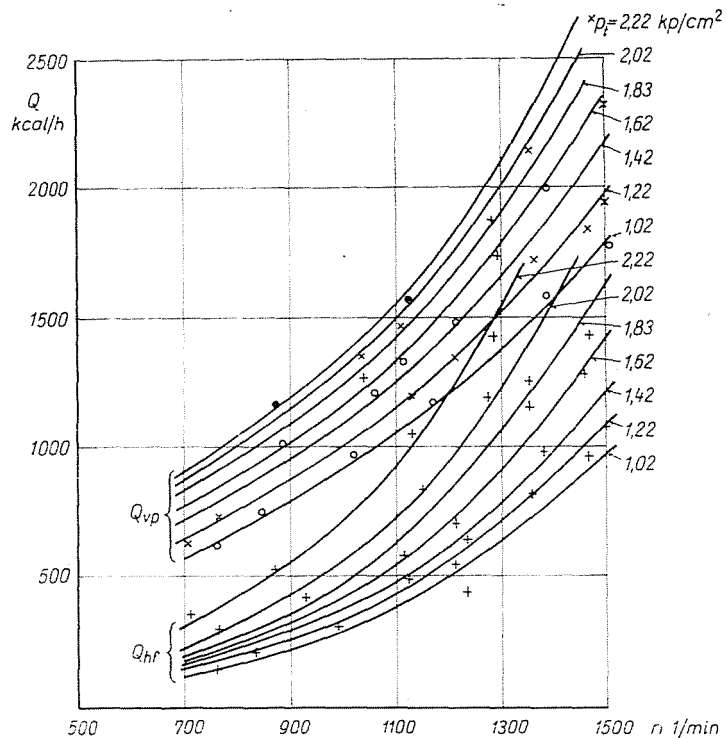


Abb. 7

entsteht hauptsächlich aus der Wärmeabgabe der komprimierten Luft. Es ist deshalb nötig, die Bestimmung der aus der negativen Arbeitsfläche des Gases entstehenden Wärmemenge weiter zu verfeinern. Die aus den Daten des T—S Diagramms zu berechnende Wärmemenge strömt eigentlich durch den Zylinder, den Kolben und den Zylinderkopf ins Kühlwasser und mit dem rückfließenden Schmieröl in den Ölkühler. Wenn die Erwärmung des Kühlwassers am Zylinderkopf und die Erwärmung des Schmieröls bekannt sind, obwohl

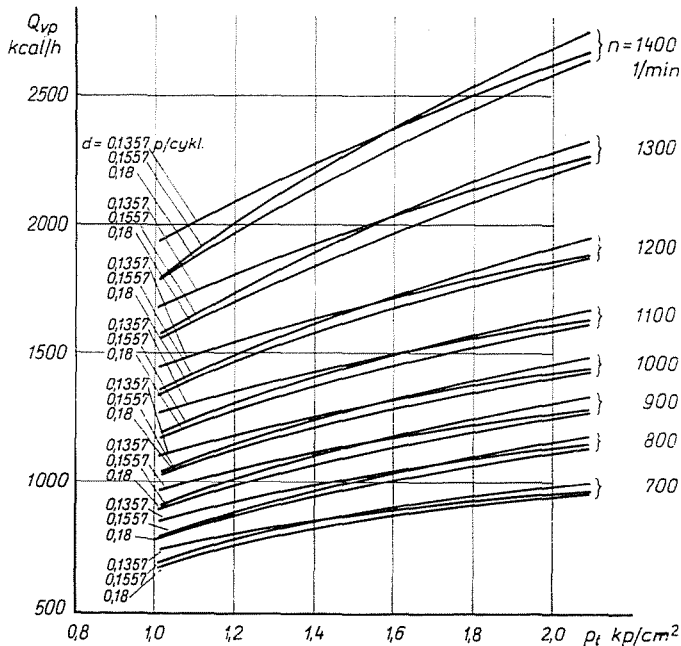


Abb. 8

die letztere wegen der sonstigen Lagerreibungen ein wenig steigt, kann der auf den Zylinder entfallende Teil der aus dem T—S Diagramm berechneten Wärmemenge bestimmt werden.

Diese Wärmemenge ist nach vorherigen Berechnungen $1/3$ bis $1/4$ der gesamten durch den Zylinder abgeführten Wärmemenge. Der größere Teil kommt also aus der Kolbenringreibung.

In den weiteren Betrachtungen wird vorläufig die Abhängigkeit der durch den Zylinder durchströmenden ganzen Wärmemenge von den Kenngrößen des Arbeitsprozesses untersucht, um mit Hilfe neuer Messungen die genauere Bestimmungen der Teilmengen zu erreichen.

Abb. 8 zeigt die Zusammenfassung der Meßergebnisse. Die durch die Zylinderbüchse abgeführte Wärmemenge wurde als Funktion des Aufladungsdruckes bei den Parametern Dosis = konst. und $n = \text{konst.}$ dargestellt.

Aus den Meßergebnissen folgt:

a) bei konstanter Drehzahl und gegebener Kraftstoffdosis steigt die durch die Zylinderbüchse durchströmende Wärmemenge mit dem Anwachsen des Aufladungsdruckes in kleinerem Maß.

b) bei konstanter Drehzahl und bei konstantem Aufladungsdruck beeinflußt die Änderung der Kraftstoffdosis die durch die Zylinderbüchse durchfließende Wärme nicht bemerkenswert.

c) bei konstantem Aufladungsdruck und bei konstanter Kraftstoffdosis steigt die durch den Zylinder durchströmende Wärmemenge mit dem Anwachsen der Drehzahl bedeutend. Die durch den Zylinder übertragene Wärme, die mit dem Anwachsen der Drehzahl steigt, kann mit dem Anwachsen der durch die Massenkräfte verursachten Reibungswärme erklärt werden.

Zusammenfassung

Im Aufsatz wird die Möglichkeit der Bestimmung der Wärmemenge von der Kolbenringreibung behandelt. Es wird eine Verbindung zwischen den Arbeitsprozessen von motorschem und Fremdantrieb nachgewiesen. Der Brennvorgang, der sich im Motor mit Fremdantrieb abspielt, wird behandelt, ebenso, was bei der Verbrennung des Schmieröls entsteht und eine Erklärung für die Wärmezufuhr während der Kompression gibt. Versuchsergebnisse werden für die durch die Zylinderbüchse abfließende Wärmemenge eines Einzylinder-Vorkammerdieselmotors angegeben, die durch motorischen und Fremdantrieb bestimmt wurden.

Literatur

1. PÁSZTOR, E.: Einige Probleme der Bestimmung der mechanischen Verluste von Verbrennungsmotoren. *Periodica Polytechnica*, M. V. 9 (1965).
2. RICARDO, H. R.: *Der schnellaufende Verbrennungsmotor*. Springer-Verlag: Berlin—Göttingen—Heidelberg 1954.

Erzsébet SCHARLE, Budapest XI., Műegyetem rkp. 7. Ungarn