

BEITRAG ZUR BESTIMMUNG DES MOMENTANWERTES DER WÄRMEÜBERGANGSZAHL IN VERBRENNUNGSMOTOREN

Von

I. KALMÁR

Lehrstuhl für Kalorische Maschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 30. Juni 1969)

Vorgelegt von Prof. Dr. D. BRODSZKY

Zur Berechnung des Arbeitsprozesses von Dieselmotoren werden neuerdings immer häufiger elektronische Rechenmaschinen eingesetzt. In diesem Falle können die Ergebnisse nicht nur leichter erhalten werden, sondern es entstehen unbedingt größere Forderungen. Die Zuverlässigkeit der Berechnungen wird in erster Linie durch die genaue Kenntnis der Wärmeübergangsverhältnisse zwischen dem Arbeitsstoff und den begrenzenden Wänden bestimmt [1]. An die Wärmeübergangszahl wird nicht nur die Forderung gestellt, daß sie innerhalb eines Zyklus den Integralwert der zu übertragenden Wärme richtig angibt, sondern sie muß auch den momentanen Wärmeübergang richtig wiedergeben. Trotzdem wird die Wärmeübergangszahl ausschließlich auf Grund des Integralwertes der in das Kühlwasser übertragenen Wärme mit den Versuchsergebnissen verglichen und es scheint keine Bestrebung zu bestehen, die Kenngrößen der Wärmeübergangsfunktionen aus den Momentanwerten der Zustandgrößen mit Hilfe der Energieumwandlungsfunktionen zu bestimmen. Die vorliegende Arbeit will gerade in dieser Hinsicht auf eine gewissermaßen neuere Methode hinweisen und eine bis jetzt noch nicht herangezogene Möglichkeit für eine weitere bessere Erkenntnis der Wärmeübergangsverhältnisse durch Konvektion ausnutzen.

Die wichtigeren Bestimmungsmethoden des Momentanwertes der Wärmeübergangszahl

Zuerst soll die von NUSSELT [2] aufgestellte Gleichung für die konvektive Wärmeübergangszahl zwischen dem Gas und der Zylinderwand erwähnt werden.

$$\alpha_K = 0,99 \sqrt[3]{p^2 T} (1 + 1,24 w_m)$$

Die Gleichung ist nämlich nicht nur die älteste, sondern sie war die Grundlage zahlreicher Wärmeübergangsfunktionen. Der Teil vor der Klammer ist eine durch Bombenversuch mit der Voraussetzung der Freiströmung

bestimmte Wärmeübergangszahl, die sich also auf ruhendes Medium bezieht. Der Teil in der Klammer berücksichtigt die Wirkung der im Motor herrschenden Gasgeschwindigkeit, charakterisiert durch die mittlere Kolbengeschwindigkeit. Die für die Geschwindigkeit lineare Funktion wurde von Nusselt anhand von Versuchen, die sich auf den Wärmeübergang zwischen einer ebenen Wand und der Luft geringerer Geschwindigkeit beziehen, festgelegt, wobei er »versuchsweise« annahm, daß diese kennzeichnende Geschwindigkeit für Motoren bei jeder Kolbenlage die mittlere Kolbengeschwindigkeit sei. Er betonte aber ausdrücklich, daß das nur eine grobe Näherung bedeute. Es ist überraschend, daß die Gasgeschwindigkeit trotzdem bei den bis heute verwendeten Wärmeübergangszahlen fast ausschließlich durch die mittlere Kolbengeschwindigkeit charakterisiert wird.

Einige Wärmeübergangszahlen wurden durch die Flächentemperaturmessung der Brennraumwände bestimmt. Die schnelle Änderung der Flächentemperatur läßt sich lediglich mit einem gewissen Phasen- und Amplitudenfehler messen. Die Messung ist nur mit Sondermeßgeräten möglich und die Verarbeitung der Meßergebnisse erfordert relativ langwierige Berechnungen. Trotz dieser Fehlerquellen können nur die örtlichen Werte ermittelt werden, die zum Durchschnittswert eine Streuung von 100% haben können.

Die Grundlage der weiteren Formeln für die Wärmeübergangszahl ist das auf eine erzwungene turbulente Rohrströmung bezogene Ähnlichkeitskriterium, das in der Form

$$Nu = C Re^m$$

zu schreiben ist [3; 4].

Bei den für den Motorenzylinder gültigen konkreten Gleichungen charakterisiert jeder Verfasser die Gasgeschwindigkeit durch die mittlere Kolbengeschwindigkeit, und die Konstanten der betreffenden Gleichungen werden auf Grund der Wärmebilanz angegeben. Die Momentanwerte nähern die tatsächlichen nur in einem solchen Maße an, wie richtig die betreffenden Konstanten bzw. Exponenten zueinander gewählt werden können (die absolute Genauigkeit der Wärmebilanz vorausgesetzt). Letztere Voraussetzung läßt sich aber nach den üblichen Methoden im allgemeinen nicht erfüllen, wenn die durch das Gas an die Wände übertragene Wärme bestimmt werden soll. In der Wärmebilanz werden nämlich der Wärmeübergang während des Ladungswechsels und die den Reibungsverlusten entsprechende Wärmemenge erfaßt, die keinesfalls zu vernachlässigen sind. (Sie machen mindestens 50% der aus dem Gas abgehenden Wärme aus.) All dies ist noch durch die Unsicherheit des restlichen Gliedes der Wärmebilanz belastet.

Bei den verwendeten Wärmeübergangszahlen enthält die Formel, die die Wirkung der Gasgeschwindigkeit durch die mittlere Kolbengeschwindigkeit berücksichtigt, die größte und die meistumstrittene empirische Unsicherheit. Auch diesem Umstand ist es unter anderem zuzuschreiben, daß

die größten Schwierigkeiten hinsichtlich der Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Werten bei in der Drehzahl abweichenden Betriebszuständen auftreten.

Ohne daß die obigen Überlegungen den Anspruch erheben würden, einen vollständigen Überblick über die außerordentlich umfangreiche und ohnehin an zahlreichen Stellen zusammengefaßte Literatur zu geben, kann doch gesagt werden, daß sie die Bestrebung des Verfassers unterstützen, eine den physikalischen Erscheinungen besser entsprechende Gleichung und Bestimmungsmethode für die Wärmeübergangszahl zu suchen.

Die Wärmeübertragung durch Konvektion während des Hauptarbeitsprozesses

Für die Besprechung der Wärmeübergangsverhältnisse durch Konvektion während des die Kompression, Verbrennung und Expansion beinhaltenden Hauptarbeitsprozesses wird die schon erwähnte Gleichung $Nu = C Re^m$ als Grundlage gewählt, weil sie am besten den physikalischen Bedingungen entspricht. Die Geschwindigkeit soll aber nicht durch die mittlere Kolbengeschwindigkeit charakterisiert werden, obwohl die Berechnung mit dieser einfach ist. Die Verwendung von elektronischen Rechenmaschinen ist aber heutzutage so allgemein, daß die Einfachheit selbst als Nebengesichtspunkt nicht in Frage kommen darf.

Die zur Berechnung der Re-Zahl notwendige Geschwindigkeit kommt — was logisch leicht einzusehen ist — als Superposition folgender Geschwindigkeiten zustande:

- die momentane Geschwindigkeit des Kolbens
- die vom Einströmen herrührende Restgeschwindigkeit (Drall)
- die Geschwindigkeit der durch die Verbrennung verursachten Massenströmungen.

Es scheint zweckmäßig zu sein, alle diese Komponenten bei dem Geschwindigkeitsglied der Wärmeübergangszahl zu berücksichtigen und bei der Änderung der Betriebsverhältnisse bzw. nach der Arbeitsweise des Motors immer nur den entsprechenden Koeffizienten zu korrigieren.

Den obigen Aussagen entsprechend schlägt der Verfasser für die Geschwindigkeit den folgenden Ausdruck vor:

$$w = w_p^a + bw_m + c \frac{dx}{dy} w_m .$$

Durch die Größe w wird in den Gleichungen der Wärmeübergangszahl die Geschwindigkeit charakterisiert. Sie kann auch mit dem sonst verwendeten Exponenten vorkommen.

Die einzelnen Glieder des Ausdrucks bedeuten:

w_p^a — gibt die Wirkung der Momentangeschwindigkeit des Kolbens mit dem Exponenten $a < 1$, an, weil sich die Kolbenbewegung nicht im ganzen Brennraum auswirkt;

bw_m — ist die nach dem Einströmen im Zylinderraum verbleibende Geschwindigkeit, die der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit proportional ist. Ihr Wert wird durch den Faktor »b« berücksichtigt. Sie hat besonders beim Drallansaugkanal eine große Bedeutung.

$c \frac{dx}{dy} w_m$ — ist die durch die Verbrennung verursachte Geschwindigkeitskomponente, die sich mit der dimensionslosen Wärmefreigabe dx/dy ändert, und mit der vom Verbrennungsverfahren abhängigen Konstante c berücksichtigt wird. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit als Multiplikator sichert beim Betriebszustand mit veränderlicher Drehzahl im Falle gleichen Verbrennungscharakters auch die richtige Größe des Geschwindigkeitskoeffizienten.

Gegen die Verwendung eines komplizierteren Ausdrucks anstatt der mittleren Kolbengeschwindigkeit kann der Umstand sprechen, daß eine empirische Formel kurz sein soll. In diesem Falle soll aber der kompliziertere Ausdruck gerade zur Verminderung des empirischen Teils dienen. Wenn die Gasgeschwindigkeit durch ihre Komponenten angegeben ist, können die Änderungen zufolge der Betriebszustandsänderung und die in der örtlichen Verteilung des Wärmeüberganges eventuell vorhandenen Abweichungen auch durch Versuche bedeutend erfolgreicher unterstützt werden. Besonders im Falle der ersten zwei Glieder bietet sich eine günstige Versuchsmöglichkeit, worauf im weiteren Teil des Beitrags hingewiesen wird.

Der Multiplikator dx/dy der während der Verbrennung wirkenden Geschwindigkeitskomponente erfordert eine weitere Erklärung. Hier ist

$$x = \frac{Q}{Q_g} \quad \text{und} \quad y = \frac{\tau}{\tau_g},$$

wo Q die vom Anfang der Verbrennung während der Zeit τ freigewordene Wärmemenge und

Q_g die während der Gesamtzeit τ_g der Verbrennung freigewordene Wärmemenge bedeuten.

Durch die Geschwindigkeit der Wärmefreigabe wird die Gasgeschwindigkeit bzw. die Gasbewegungen, die die Wärmeübertragung entscheidend beeinflussen, während der Verbrennung gut charakterisiert.

Ist die Funktion dx/dy aus Meßergebnissen noch nicht bekannt, kann die Verbrennungsfunktion von WIEBE [5] vorteilhaft verwendet werden.

Die Berücksichtigung der Geschwindigkeit der Wärmefreigabe im Ausdruck der Wärmeübergangszahl scheint vielleicht auf den ersten Blick kompli-

ziert zu sein. Aber es ist leicht einzusehen, daß die Kenntnis oder die Annahme des zeitlichen Ablaufes der Verbrennung für jede Berechnung, die mit der Wärmeübertragung während der Verbrennung in Verbindung steht, notwendig ist. Ob der Arbeitsprozeß des Motors durch Berechnung bestimmt werden soll, oder ob durch Analyse des Indikatordiagramms für die Energieumwandlung Angaben gewonnen werden sollen, kommt in jedem Falle ohnehin das Brenngesetz als Ausgangspunkt der Berechnung zur Verwendung. Bei einer elektronischen Rechenanlage verursacht dies überhaupt kein Problem. Es ist nur bei der Organisation des Programmes daran zu denken, daß erst in den elementaren Phasen der Berechnung die Verbrennung bestimmt werden soll, um die Daten für die Berechnung des Wärmeüberganges zu verwenden. Bei der manualen Berechnung läßt sich für diesen Zweck die grafische Methode am einfachsten verwenden.

Die Verwendung der Energieumwandlungsfunktionen zur besseren Annäherung des Momentanwertes der Wärmeübergangszahl

Die Indikatoren und der Entwicklungsstand der Indizierverfahren ermöglichen zusammen mit entsprechend sorgfältig durchgeführten Messungen, die gemessenen Druckdiagramme nicht nur für qualitative, sondern auch für quantitative zahlenmäßig richtige Auswertung zu verwenden [6]. So können auch aus den Energieumwandlungsfunktionen zuverlässige Daten gewonnen werden, von denen die Funktion für Wandverlust (Wandgesetz) in diesem Falle im Vordergrund steht.

Während des Hauptarbeitsprozesses — bei geschlossenen Ventilen — leistet der Teil Q_H der bei der Verbrennung freiwerdenden Wärme Q_B nützliche Arbeit und steigert die innere Energie des Gases. Der andere Teil fließt durch die Brennumräume ab. Es besteht also zwischen ihnen der Zusammenhang:

$$\left| \frac{dQ_B}{d\varphi} \right| = \left| \frac{dQ_H}{d\varphi} \right| + \left| \frac{dQ_W}{d\varphi} \right|$$

Aus dem Indikatordiagramm kann die Funktion Q_H durch Berechnung unmittelbar bestimmt werden [7, 8, 9]. Weil für den Abschnitt ohne Verbrennung

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = 0 \quad \text{bzw.} \quad \frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_W}{d\varphi} \quad \text{gilt,}$$

gibt es auch eine Möglichkeit zur unmittelbaren Bestimmung der Funktion für den Wandverlust.

Bei Dieselmotoren ist der Abschnitt ohne Verbrennung im normalen Betrieb so kurz, daß er sich für den obigen Zweck mit Erfolg nicht verwenden läßt. Offenbar läßt sich jedoch die Funktion für den Wandverlust bei der Messung von Arbeitsprozessen ohne Verbrennung während der ganzen Dauer der Kompression und Expansion bestimmen. In Kenntnis dieser Angabe, ferner im Besitz der Wandtemperatur ist der Konvektionsteil der Wärmeübergangszahl zu berechnen. Auf Grund der so berechneten Wärmeübergangszahl

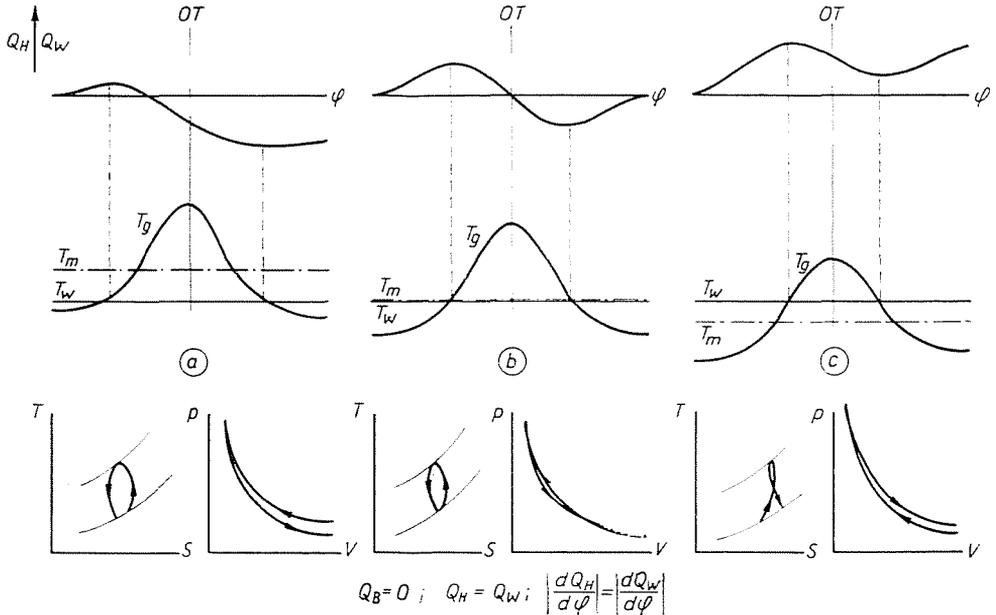


Abb. 1

— entsprechend den obigen Verhältnissen — können die Konstanten der ersten zwei Glieder der für die Geschwindigkeit empfohlenen Gleichung bestimmt werden. (Es ist zweckmäßig, zur Vereinfachung der Behandlung die weiteren Konstanten der Wärmeübergangszahl im Verhältnis zu den obigen als unverändert zu betrachten, mit der Bemerkung, daß die Methode auch zur Bestimmung der weiteren Konstante gut geeignet ist.)

Abb. 1 zeigt die aus der Analyse des Arbeitsprozesses ohne Verbrennung erhaltenen Kurven $Q_W = Q_H = f(\varphi)$ für Fälle, wenn die mittlere Wandtemperatur und der Mittelwert der Gastemperatur zueinander drei Varianten aufweisen. Bei Versuchen können die Verhältnisse *a* am leichtesten vorkommen, aber die sichersten Folgerungen können im Fall *b* gezogen werden.

Die Durchschnittstemperatur der Wand ist in den Abbildungen konstant. Tatsächlich ist das nicht der Fall, einerseits wegen der Flächentemperaturschwankungen, andererseits weil infolge der Kolbenbewegung Zylinder-

büchsentile verschiedener Temperaturen an der Ausbildung des Durchschnitts teilnehmen. Im Falle ohne Verbrennung bedeutet der erste Umstand eine geringe Schwankung, während der letztere relativ einfach berücksichtigt werden kann.

Auf Grund des Vorangehenden kann die Größe der für den Abschnitt $\Delta\varphi$ gültigen Wärmeübergangszahl mit der aus einem kleinen Abschnitt der Kurve Q_H genommenen Angabe, in Kenntnis der geometrischen Daten und der Drehzahl, aus der Gleichung

$$\alpha_{\text{konv}} = \frac{Q_W}{F \cdot \Delta T} \frac{6n}{\Delta\varphi}$$

berechnet werden.

Wenn der Motor den obigen Angaben entsprechend fremd angetrieben wird, wird die Auswertung der Meßergebnisse im allgemeinen durch einen Nebenumstand erschwert. Das ist die Verbrennung des Schmieröles, als deren Folge die Bedingungen $Q_B = 0$ bzw. $dQ_B/d\varphi = 0$ nicht erfüllt werden. Leider darf die so eingeführte Wärme nicht vernachlässigt werden.

Im allgemeinen Falle kann aus dem Schmierölverbrauch der Motoren berechnet werden, daß eine etwa 2% des Kraftstoffverbrauches entsprechende Schmierölmenge, bezogen auf den Nennbetriebszustand, im Zylinderraum verbrannt wird. Das entspricht einem Mitteldruck von etwa 0,1—0,14 kp/cm². Weil der Schmierölverbrauch praktisch von dem effektiven Mitteldruck unabhängig ist, kann gesagt werden, daß eine solche Ölmenge bei einem Motor mit Fremdantrieb verbrannt wird.

Auf Grund von Näherungsberechnungen und Literaturangaben [10] beträgt der dem Wandverlust entsprechende Mitteldruck bei einem fremd angetriebenen Motor etwa 0,5 kp/cm². Weil der Anfangszustand der Kompression und der Endzustand der Expansion in einem solchen Fall sehr nahe aneinander liegen, ist die Änderung der inneren Energie gering, da

$$U - U_0 \approx 0 \quad \text{und} \quad Q_H = U - U_0 + AL$$

sind, so daß

$$Q_H \approx AL$$

ist.

So ist das Verhältnis der Mitteldrücke gleichzeitig das Verhältnis der durch die Schmierölverbrennung zugeführten und durch die Wand abgeführten Wärmemengen:

$$\frac{0,1}{0,5} = \frac{Q_B}{Q_W} = \frac{Q_B}{Q_H + Q_B}$$

Unter diesen Voraussetzungen wurde Abb. 2 konstruiert, die zeigt, daß aus der Kurve Q_W auch im Fall einer unerwünschten Verbrennung konkrete

Daten zu gewinnen sind. Auch in diesem Fall gilt nämlich noch für einen relativ langen Abschnitt die Gleichheit

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_W}{d\varphi},$$

so daß die Berechnung von α_{kon} exakt ist.

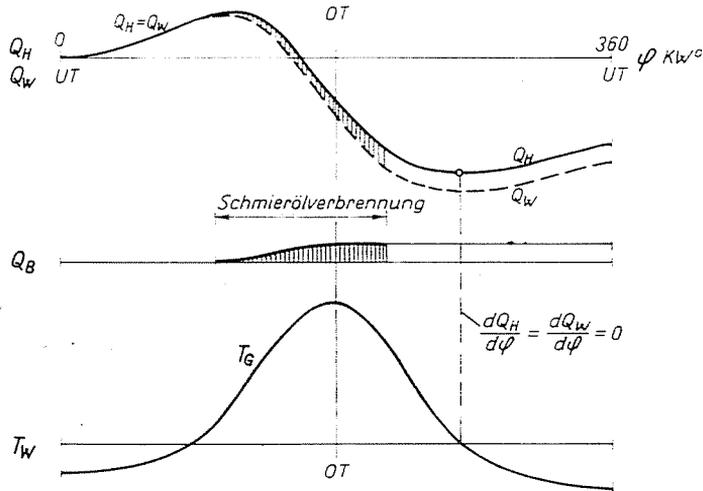


Abb. 2

Für den mittleren Abschnitt wird der Verlauf der Funktion Q_W durch Q_B bestimmt. Letzterer Wert kann durch folgende Bedingungen eingeschränkt werden:

— der Anfang der Ölverbrennung wird durch das Erreichen des Flammpunktes bestimmt

— die Verbrennung des Öles kann anhand der Verbrennungsfunktion von Wiebe gut verfolgt werden, weil ihre reaktionskinetischen Voraussetzungen (die ganze verbrennbare Menge ist am Anfang der Verbrennung im Brennraum gegenwärtig, die Verbrennung fängt mit der Selbstzündung an usw.) den Verhältnissen der Ölverbrennung entsprechen

— die Verbrennung des Öles wird kurz nach dem OTP beendet, was sich im Fall realer Werte von $dQ_B/d\varphi$ eindeutig ergibt.

Durch die so gut einschränkbare Funktion Q_B wird auch der kurze Abschnitt während der Verbrennung verwendbar; sie ist mindestens für gute Näherungen geeignet.

Es ist zu bemerken, daß sich die konvektive Wärmeübergangszahl auf Grund der Analyse des Arbeitsprozesses ohne Verbrennung auch so bestimmen läßt, daß die Verbrennung des Öles keine Störung verursacht. Diesbezüg-

lich, ferner über die Versuchsergebnisse will der Verfasser in weiteren Mitteilungen berichten.

Befriedigung der Genauigkeitsforderungen der Messung und Analyse

Die Fehlermöglichkeiten können bei den Untersuchungen für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl während
des Indizierens,
der Temperaturmessung und
der Analyse
auftreten.

Mit der Frage der Fehlerquellen des *Indizierens* — mit besonderer Rücksicht auf die thermodynamische Analyse — beschäftigte sich schon Verfasser in einem früherem Aufsatz [11]. Hier soll nur die Notwendigkeit der richtigen Bestimmung des Anfangsdruckwertes betont werden, gegen die das Verfahren sehr empfindlich ist. Im weiteren Verlauf des Prozesses genügt bereits die übliche relative Genauigkeit.

Die Zyklen eines Motors mit Fremdantrieb sind vollkommen gleich. (Die Spitzendrücke sind nicht abweichend, wie das bei Motoren in normalem Betrieb der Fall ist.) Deshalb ist die Verwendung eines Indikators Typ Farnboro für die Messung solcher Prozesse ausgesprochen geeignet. Dieser Indikator ist auch deshalb vorteilhaft, weil seine Genauigkeit bezüglich des Absolutwertes der Drücke sehr gut ist.

Im Hinblick auf die *Temperaturmessung* ist es von erstrangiger Wichtigkeit, daß die *Durchschnittsflächentemperatur* der Brennraumwände aus den Meßergebnissen bestimmt wird. Dazu sind unbedingt mehrere Thermometer notwendig. Die Temperaturen des Zylinderkopfes, des Kolbens und der Zylinderbüchse werden an mehreren Stellen gemessen, und aus den Ergebnissen wird die Durchschnittstemperatur im Verhältnis zu der nach der Kolbenbewegung freiwerdenden Wandfläche bestimmt.

Zur Berechnung der Wärmeübergangszahl ist die Flächentemperatur der Wand notwendig. Deshalb sollen die Thermoelemente entweder möglichst nahe zur inneren Wandfläche angebracht werden (in einer Tiefe von 0,5—0,8 mm), oder es sollen in bekannter Tiefe des Wandquerschnittes zwei Thermoelemente verwendet werden. In beiden Fällen ist es zweckmäßig, die gemessenen Werte auf die Oberfläche zu extrapolieren.

Es ist unbedingt zu betonen, daß die Messungen nur in vollkommenem Beharrungszustand durchzuführen sind. Von besonderer Wichtigkeit ist das bei der Verwendung eines Farnboro-Indikators, bei dem die Aufnahme des Diagramms längere Zeit beansprucht.

Wegen der Genauigkeitsforderung der *Analyse* kann nur mit einer digitalen Rechenmaschine ein brauchbares Ergebnis erzielt werden. Selbst-

verständlich ist die Berechnung so nicht nur genauer, sondern auch billiger, weil die Werte von $\Delta\varphi$ klein zu wählen sind, und zu jedem Diagramm die Berechnung von vielen Punkten notwendig ist. Wählt man die Schrittweite der Berechnung zu $\Delta\varphi = 2-4 \text{ Ft}^\circ$, ist die Genauigkeit genügend.

Aus dem Einsatz einer Rechenanlage ergibt sich noch ein weiterer Vorteil. Die Berechnung läßt sich nämlich mit den den angenommenen Fehlergrenzen entsprechenden Daten (z. B. $\pm \Delta p$; $\pm \Delta M$; Druck- und Mengendaten) einfach wiederholen. Die durch eine zweckmäßige Änderung der Daten erhaltenen Funktionen Q_H , Q_W stellen eine gute Unterstützung zur Beurteilung der eventuellen Fehler dar.

Zusammenfassung

Die Motorenindikatoren und der Entwicklungsstand der Indizierverfahren ermöglichen es, den Integralwert der durch die Wand des Brennraumes aus dem Gas abfließenden Wärme während der Kompression—Verbrennung—Expansion aus den Energieumwandlungsfunktionen im Vergleich zu den bisherigen Verfahren genauer zu bestimmen.

Die in den Wärmeübergangszahl-Formeln zur Charakterisierung der Gasgeschwindigkeit im allgemeinen verwendeten mittleren Kolbengeschwindigkeitsfunktionen geben die Verhältnisse nicht richtig wieder. Die auf der Grundlage der Geschwindigkeitskomponenten im Aufsatz angegebene Funktion nähert die im Motorenzylinder vorliegenden Verhältnisse besser an und ermöglicht die Berücksichtigung der den Wärmeübergang beeinflussenden verschiedenen Faktoren.

Der von der Kolbengeschwindigkeit und von der Restgeschwindigkeit des Einströmens abhängige Teil der konvektiven Wärmeübergangszahl kann durch die thermodynamische Analyse des Arbeitsprozesses ohne Verbrennung gut bestimmt werden.

Literatur

1. KALMÁR, I.: Munkafolyamatok elektronikus számítással nyert néhány eredmény (Einige durch elektronische Berechnung von Arbeitprozessen erzielte Ergebnisse). Wissenschaftliche Konferenz an der Technischen Universität Budapest, 1967. (Manuskript.)
2. NUSSELT, W.: Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Dieselmotoren. VDI, Berlin, 1924.
3. SITKEI, GY.: Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges im Motor. Konstruktion 14, 64—71 (1962).
4. WOSCHNI, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor, MTZ, 26, 128—133 (1965).
5. ВИНО, И. И.: Новое о рабочем цикле двигателей. Москва—Свердловск 1962.
6. BRODSZKY, D.: Belsőgégésű motorok termodinamikai analizisének néhány kérdése. (Einige Fragen der thermodynamischen Analyse von Verbrennungsmotoren.) Wissenschaftliche Konferenz an der Technischen Universität Budapest, 1967. (Manuskript.)
7. ZINNER, K.: Schaubild zu Beurteilung des Verbrennungsablaufes im Motor. Dieselmotoren. VDI Sonderheft 37—43 (1938).
8. HINZE, W.: Ein Verfahren zur Ermittlung der Energieumwandlungsgesetze in Verbrennungsmotoren. Wiss. Z. d. Hochschule für Schwermaschinenbau Magdeburg. I. 49—61, 1957.
9. LANGE, V., WOSCHNI, G.: Thermodynamische Auswertung von Indikatordiagrammen, elektronisch gerechnet. MTZ, 25, 284—298 (1964).
10. PÁSZTOR, E.: Methode zur Bestimmung des Reibungsmitteldruckes von Kolben-Verbrennungsmotoren. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae 62, 381—408 (1968).
11. KALMÁR, I.: Einige Probleme der Aufnahme und der Auswertung des Indikator-Diagramms. Periodica Polytechnica Mech. Eng. 11, 109—121 (1967).

Dr. István KALMÁR, Budapest XI., Műegyetem rkp. 3. Ungarn