

ÜBER DIE MÖGLICHKEITEN ZUR BESTIMMUNG VON BEZIEHUNGEN ZWISCHEN ARBEITSPROZESS UND MECHANISCHEM WIRKUNGSGRAD VON VERBRENNUNGSMOTOREN*

Von

E. PÁSZTOR

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 25. November, 1966)

Vorgelegt von Prof. Dr. D. BRODSZKY

1. Problemstellung

In der ganzen Welt wird viel Energie und wissenschaftliche Arbeit aufgewendet, um die Kenntnisse von den Arbeitsprozessen der Verbrennungsmotoren (in erster Linie von Dieselmotoren) zu erweitern bzw. zu vervollkommen. In den meisten Fällen ist es die grundlegende Zielsetzung der Entwicklungsarbeiten, die thermischen und indizierten Verluste der Motoren bei gleichzeitiger Erhöhung der je Arbeitshub erzielbaren Nutzarbeit auf ein Minimum zu senken. Die Analyse der genannten Verluste wurde aber mit der Untersuchung der mechanischen Verluste unzureichend gekoppelt, obwohl diese Verluste voneinander untrennbar sind, ja in engem Zusammenhang miteinander entstehen. Die Höhe der mechanischen Verluste wird zum Teil eben durch die charakteristischen Größen des Arbeitsprozesses bestimmt. Näherungsweise sind die mechanischen Verluste der Verbrennungsmotoren den indizierten Verlusten gleichwertig, so daß die Untersuchung der Entstehung der mechanischen Verluste und die Klärung ihrer grundlegenden Gesetzmäßigkeiten für die Entwicklung von Verbrennungsmotoren von großer Bedeutung sind.

In der vorliegenden Arbeit wird versucht, die grundlegenden theoretischen Zusammenhänge zwischen mechanischem Verlust bzw. Wirkungsgrad und Arbeitsprozeß näherungsweise zu klären. Weiterhin wird in der Arbeit ein gangbarer Weg zur Bestimmung des obigen Zusammenhanges gezeigt, und schließlich werden die auf diesem Gebiet erzielten Ergebnisse dargelegt.

2. Das Problem der Bestimmung der mechanischen Verluste bzw. des Wirkungsgrades

Die größte Schwierigkeit bei der Bestimmung der mechanischen Verluste bzw. bei der Ermittlung des diesen Verlusten äquivalenten Mitteldruckes (p_m)

* Vorgetragen auf der internationalen Tagung »70 Jahre Maschinenlaboratorium der Technischen Universität Dresden« am 30. September, 1966.

verursacht der Umstand, daß die mechanischen Verluste exakt nur mit Hilfe des aus dem Indikatordiagramm errechneten indizierten Mitteldruckes (p_i) und des aus der Bremsleistung bestimmten effektiven Mitteldruckes (p_e) ermittelt werden können:

$$p_m = p_i - p_e \quad (1)$$

Der Mitteldruck der mechanischen Verlustarbeit, den vorwiegend der Mitteldruck der Reibungsarbeit (p_r) bestimmt, *entspricht in diesem Falle dem geringen Unterschied zwischen zwei verhältnismäßig großen Werten, eine Tatsache, die das Verfahren schon von vornherein weitgehend ungenau macht.* Mit den zur Zeit zur Verfügung stehenden technischen Mitteln kann das Indikatordiagramm nur mit beschränkter Genauigkeit aufgenommen werden, so daß auch die Genauigkeit des aus dem Indikatordiagramm gewonnenen p_i -Wertes begrenzt ist. Durch diese Tatsache wird die genauere Analyse der nach diesem Verfahren gewonnenen mechanischen Verluste erschwert.

Wegen dieser meßtechnischen Schwierigkeiten wurden für die Bestimmung der mechanischen Verluste andere, im Prinzip von der beschriebenen Methode abweichende Verfahren entwickelt. Die bekanntesten dieser Verfahren sind folgende:

a) *Bestimmung der Willians-Linie [1, 2].* Die Willians-Linie gestattet die Bestimmung der mechanischen Verluste eines mit gegebener Drehzahl arbeitenden Motors, wobei eine Wärmezufuhr nicht stattfindet. Der Nachteil dieses Verfahrens liegt darin, daß die mechanischen Verluste von der Motorbelastung bzw. von den sich ergebenden p_e -Werten nicht unabhängig sind.

b) *Bestimmung der mechanischen Verluste aus der Leistungsabnahme bei Abschaltung einzelner Zylinder des arbeitenden Motors (Das Verfahren nach Morze).* Bei diesem Verfahren wird vorausgesetzt, daß der Mitteldruck der mechanischen Verlustarbeit in den arbeitenden und in den abgeschalteten Zylindern gleich ist und daß sich der effektive Mitteldruck der arbeitenden Zylinder nach Abschalten der einzelnen Zylinder nicht ändert. Dies Voraussetzungen sind bei Motoren mit einer gemeinsamen Auspuffleitung für die einzelnen Zylinder und bei aufgeladenen Motoren nur bedingt gegeben.

c) *Ergebnisse, die den tatsächlichen Verhältnissen am meisten entsprechen, können — nach Untersuchungen des Autors — nach den verschiedenen Schlepp- und Auslaufverfahren erzielt werden.* Bei den bisher bekannt gewordenen Versuchen [3—6] wurde aber wenig beachtet, daß die mechanische und thermische Belastung des geprüften Motors während der Versuche den Betriebsbedingungen entsprechen sollte. Vom Autor wird vorgeschlagen, diese Ungenauigkeitsquelle auszuschalten, da gerade durch das Variieren der künstlichen Belastung des Motors eine tiefgehende Analyse der Reibungsverluste erzielt werden kann.

3. Über die Möglichkeit zur Bestimmung des Zusammenhanges zwischen Arbeitsprozeß und mechanischem Wirkungsgrad

Der Reibungsverlust bzw. der Mitteldruck für die Reibungsarbeit (p_r) ist von den charakteristischen Größen des Arbeitsprozesses des Motors keineswegs unabhängig.

Nach Meinung des Verfassers hängt der Mitteldruck für die Reibungsarbeit in erster Linie vom Verlauf des Durchschnittsdruckes des Arbeitsprozesses (p_d) ab.

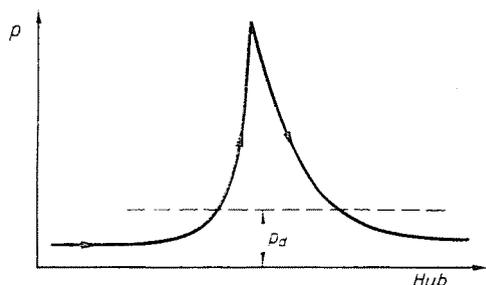


Abb. 1

Der Durchschnittsdruck der Verbrennungsmotoren (p_d) wird als Quotient der Fläche des Indikatorgramms (Abb. 1) und der Bezugsgröße definiert, wobei auf die Abszisse des Indikatorgramms der Kurbelwinkel oder der Kolbenweg aufgetragen wird. Der Begriff Durchschnittsdruck entspricht nicht dem des effektiven Mitteldruckes (p_i), da dieser für die aus dem Arbeitsprozeß erzielbare Arbeit charakteristisch ist. Die Reibungsverluste sind unabhängig davon, ob der Gasdruck, durch den sie hervorgerufen werden, eine positive (Entspannung) oder eine negative (Verdichtung) Arbeit leistet. *Der Mitteldruck für die Reibungsarbeit kann also keine direkte Funktion des indizierten Mitteldruckes p_i sein.*

Für Fälle, in denen in Verbrennungsmotoren ein Ersatzarbeitsprozeß mit gegebenem Durchschnittsdruck und ohne Wärmezufuhr erzielt wird, ist die obige Feststellung leicht einzusehen. Der indizierte Mitteldruck ist in solchen Fällen zwangsläufig gleich Null, der Mitteldruck für die Reibungsarbeit dagegen ungleich Null, da die Reibungsarbeit durch die im Zylinder herrschenden Gasdrücke hervorgerufen wird, u. zw. unabhängig davon, ob diese Drücke eine positive oder eine negative Arbeit leisten.

Außer durch den Durchschnittsdruck wird der Reibungsverlust, wenn auch in kleinerem Maße, durch andere charakteristische Größen des Arbeitsprozesses und des Motors beeinflusst:

a) *Durch die Art des Arbeitsprozesses.* Bei der experimentellen Bestimmung des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit — in erster Linie bei Viertakt-

motoren — können durch Verstellung der Ventilsteuerung qualitativ verschiedene Arbeitsprozesse erzielt werden. An Hand von Arbeitsprozessen mit gleichen Durchschnittsdrücken, aber unterschiedlicher Art kann die Abhängigkeit des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit vom Arbeitsprozeßcharakter untersucht werden.

b) *Durch das Verhältnis der Druckminima zu den Druckmaxima.* Bei Motoren mit einem Ersatzarbeitsprozeß gleicher Art ohne Wärmezufuhr bedingt die Änderung des Kompressionsverhältnisses eine eindeutige Änderung des Verhältnisses p_{\max}/p_{\min} .

c) *Durch den Wärmezustand des Motors,* der in erster Linie durch die Zylinderwand- und durch die Schmieröltemperatur bestimmt wird. Der Wärmezustand des Versuchsmotors kann durch die Änderung der Schmieröl-, Zylinderwand- und Kolbentemperatur, im allgemeinen der gesamten Motor-temperatur geregelt werden.

d) *Die Drehzahl* bzw. die mittlere Kolbengeschwindigkeit beeinflussen den Mitteldruck für die Reibungsarbeit ebenfalls, wobei aber einige Autoren [6—8] die Rolle der Drehzahl überschätzen, da sie die verschiedenen drehzahl-abhängigen hydraulischen Verluste und Gaswechselverluste gleichfalls den Reibungsverlusten hinzuzählen, obwohl diese Verluste nicht mechanischer Natur sind. Sie gehören zu den indizierten Verlusten.

e) *Durch die Konstruktion.* Der Absolutwert des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit wird von der Konstruktion unbedingt beeinflußt. Sie hat jedoch auf den qualitativen Verlauf keinerlei nennenswerte Einflüsse.

Der Mitteldruck für die Reibungsarbeit p_r kann also durch die Funktion

$$p_r = f(p_d; p_{\max}/p_{\min}; n; \text{Wärmezustand, Konstruktion}) \quad (2)$$

ausgedrückt werden.

In den auf diesem Gebiet erschienenen und dem Verfasser bekannten Arbeiten wird der Verlauf des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit entweder in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, von der Änderung des kleinsten Druckes des Arbeitsprozesses [3, 4, 6—9], des Spitzendrucks [10] oder der Drehzahl betrachtet. Diese und ähnliche Parameter haben zweifelsohne einen wichtigen Einfluß auf die Reibungsverluste und müssen unbedingt in Betracht gezogen werden, doch kann der Zusammenhang zwischen dem thermischen Arbeitsprozeß des Motors und dem Reibungsverlust mit Hilfe dieser Parameter nur schwer dargestellt werden, so daß man auf diese Weise den hinsichtlich der Reibungsverluste optimalen Arbeitsprozeß nicht annähern kann.

Der in dieser Arbeit umrissene Begriff Durchschnittsdruck als Hauptparameter ermöglicht es, den Zusammenhang zwischen dem Reibungsverlust und dem Arbeitsprozeß, durch den der Reibungsverlust hervorgerufen wurde, herzustellen. Die Grundlage hierzu bietet die Tatsache, daß zwischen dem

indizierten Mitteldruck p_i und dem Durchschnittsdruck p_d des tatsächlichen Arbeitsprozesses über die verschiedenen Motorparameter eine eindeutige Abhängigkeit besteht.

So besteht über den Durchschnittsdruck ein direkter Zusammenhang zwischen dem mit Hilfe des Ersatzarbeitsprozesses ermittelten Mitteldruck für die Reibungsarbeit einerseits und dem indizierten Mitteldruck des tatsächlichen Arbeitsprozesses andererseits. Beim Vergleich des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit des Ersatzarbeitsprozesses und des tatsächlichen Arbeitsprozesses müssen außer dem Durchschnittsdruck, der als Hauptparameter dient, auch die anderen Motorparameter (Hilfsparameter) miteinander gut übereinstimmen.

Beim wirklichen Arbeitsprozeß wird der Zusammenhang zwischen dem indizierten Mitteldruck und dem Durchschnittsdruck durch folgende wichtige Motorparameter beeinflusst: Verdichtungsverhältnis (ε), Luftverhältnis (m), Füllungsgrad (λ), Charakter des Heizgesetzes (bei diesem wird auch die durch die Kühlung abtransportierte Wärmemenge in Betracht gezogen), Wärmezustand und Drehzahl (n) des Motors:

$$p_i = f(p_d; \varepsilon; m; n; \lambda; \text{Wärmezustand}; \text{Heizgesetz}). \quad (3)$$

Die Probleme der theoretischen und praktischen Berechnung des wirklichen Arbeitsprozesses, die beim Aufstellen der Funktion (3) auftreten, können näherungsweise als gelöst betrachtet werden [11—19, 23].

Durch die grundlegenden Zusammenhänge (2) und (3), die in den meisten Fällen nur graphisch vorliegen, kann ein Zusammenhang zwischen dem indizierten Mitteldruck und dem Mitteldruck für die Reibungsarbeit hergestellt werden. Das Verhältnis p_{\max}/p_{\min} fällt in diesem Falle weg, da es durch die anderen in der Funktion (3) vorkommenden Größen eindeutig bestimmt wird:

$$p_r = f(p_i; \varepsilon; m; \lambda; n; \text{Wärmezustand}; \text{Heizgesetz}). \quad (4)$$

Der mechanische Wirkungsgrad ist eine eindeutige Funktion der Größen p_r , p_h und p_i in der Form

$$\eta_m = \frac{p_i - (p_r + p_h)}{p_i}, \quad (5)$$

wobei p_h den spezifischen Arbeitsdruck der Leistungsaufnahme der Hilfsmaschinen darstellt.

Auf diese Weise ist es möglich, zumindest einen qualitativen Zusammenhang zwischen dem wirklichen Arbeitsprozeß, den Motorparametern und dem mechanischen Wirkungsgrad herzustellen:

$$\eta_m = f(\varepsilon; m; \lambda; n; \text{Wärmezufuhr}; \text{Heizgesetz}). \quad (6)$$

Der Arbeitsprozeß, durch den der maximale mechanische Wirkungsgrad erzielt wird, besitzt im allgemeinen nicht den optimalen thermischen und indizierten Wirkungsgrad.

Das Ziel ist offenbar die Klärung des Begriffes des Arbeitsprozesses mit minimalen Gesamtverlusten, sowie die Klärung der Frage, unter welchen Bedingungen ein solcher Arbeitsprozeß verwirklicht werden kann. Um diese Aufgabe zu lösen, ist es erforderlich, einen Zusammenhang zwischen dem mechanischen Wirkungsgrad und dem Arbeitsprozeß wenigstens qualitative herzustellen.

Der Begriff des Durchschnittsdruckes bzw. die zuvor erläuterten Gedanken über den Zusammenhang zwischen Reibungsverlust und Arbeitsprozeß können auch bei der Bestimmung des Reibungsverlustes nach anderen Methoden verwertet werden. Aus dem Mitteldruck für die Reibungsarbeit, wie er aus der Willians-Linie ermittelt wurde, kann der Mitteldruck für die Reibungsarbeit des belasteten Motors (bei vorgegebenem effektiven Mitteldruck p_e) ermittelt werden (2). Man kann sich sinngemäß der gleichen Methode bedienen, um das Verfahren nach Morze zu verfeinern. Eine der wichtigsten und nicht ganz zulässigen Annahmen des Verfahrens nach Morze ist die, daß die Mitteldrücke für die Reibungsarbeit in den arbeitenden und abgeschalteten Zylindern als gleich groß vorausgesetzt werden. Durch die Messung der verschiedenen Durchschnittsdrücke in den arbeitenden und abgeschalteten Zylindern können die Mitteldrücke für die Reibungsarbeit in den einzelnen Zylindern exakter ermittelt und damit die Genauigkeit des Verfahrens erhöht werden.

4. Ermittlung des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit in Abhängigkeit von den wichtigsten Motor- und Arbeitsprozeßparametern

4.1. Das Prinzip des Verfahrens

Der Mitteldruck für die Reibungsarbeit bzw. die Untersuchung seines Verlaufes in Abhängigkeit von den Motor- und Arbeitsprozeßparametern kann — nach Meinung des Verfassers — am genauesten durch den Fremdantrieb des Verbrennungsmotors ermittelt bzw. vorgenommen werden. Der Verbrennungsmotor ist während des Schleppversuches künstlich erzeugten Betriebsbedingungen auszusetzen. Der Gesamtverlust läßt sich in diesem Falle aus der Leistungsaufnahme des Gleichstrom-Pendelmotors errechnen. Zur besseren Nachahmung der Betriebsbedingungen des Verbrennungsmotors muß im Versuchsmotor ein Arbeitsprozeß ohne Wärmezufuhr verwirklicht werden. Durch künstliche Aufheizung des Motors wird ein betriebsähnlicher Wärmezustand erzielt, so daß die Ergebnisse der Messungen an einem so vorbereiteten Motor wegen der betriebsähnlichen Reibungsverhältnisse im Versuchsmotor als reell bezeichnet werden können.

Dieses — reibungsmechanisch gesehen — betriebsmäßige Verhalten des Versuchsmotors wird durch verschiedene Ersatzarbeitsprozesse erreicht.

a) Bei normaler Steuerung kann ein für Viertaktmotoren charakteristischer Arbeitsprozeß erzielt werden, bei dem keine Wärmezufuhr stattfindet (Abb. 2a). Wird die Saug- und Auspuffleitung des Motors an einen gemeinsamen Behälter angeschlossen, bleibt der Druck vor der Saugleitung bzw. hinter der Auspuffleitung immer derselbe, wenn die minimalen Drosselverluste unberücksichtigt bleiben. Die Ladungswechselschleife bleibt unter solchen

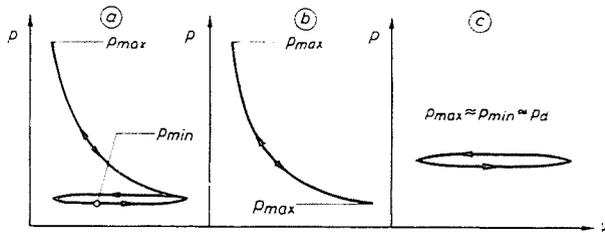


Abb. 2

Umständen immer negativ. Ihr Wert kann durch Indizieren leicht ermittelt werden. Die Erhöhung des Druckes im Behälter bietet die Möglichkeit, die Reibungsverhältnisse der aufgeladenen Motoren zu untersuchen.

b) Der in Abb. 2b dargestellte Arbeitsprozeß kommt dadurch zustande, daß ein Ventil ausgeschaltet und das andere so eingestellt wird, daß es in der unteren Totpunktlage des Kolbens geringfügig öffnet. Durch die Erhöhung des Behälterdruckes (der Behälter wird in diesem Fall vor das funktionierende Ventil geschaltet) hat man die Möglichkeit, den Anfangsdruck des Arbeitsprozesses mit großer Genauigkeit zu regeln. Die Ansaug- und Auspuffvorgänge kommen hierbei natürlich nicht zustande.

c) Werden die Ventile aus dem Zylinderkopf ausmontiert bzw. bei Motoren mit niedrigerem Kompressionsverhältnis geöffnet, dann entsteht der in Abb. 2c skizzierte Arbeitsprozeß. Sein Durchschnittsdruck kann durch die Änderung des Behälterdruckes geregelt werden (der Behälter ist an die geöffneten Ventile angeschlossen). Ist das Hubvolumen des Zylinders im Verhältnis zum Behältervolumen vernachlässigbar klein, kann man den Behälterdruck dem Durchschnittsdruck gleichsetzen, ohne einen großen Fehler zu begehen, da in diesem Fall im Zylinder keine Verdichtung stattfindet. Die Abb. 2c stellt gleichzeitig den Grenzfall $\varepsilon = 1$ des unter Punkt a) und b) erläuterten Arbeitsprozesses dar.

Mit Hilfe der verschiedenen Ersatzarbeitsprozesse kann untersucht werden, ob der Mitteldruck für die Reibungsarbeit nur eine Funktion des Durchschnittsdruckes ist, oder ob er auch von anderen Motorparametern abhängt.

Der Mitteldruck für die Gesamtverlustarbeit, der mit Hilfe des Gleichstrom-Pendelmotors ermittelt wird, kann als Summe folgender spezifischer Drücke dargestellt werden:

$$P_{gv} = P_r + P_{gw} + P_{ki} + P_{di} + P_h. \quad (7)$$

Hierin bedeutet

- p_{gv} den Mitteldruck für die Gesamtverlustarbeit, der mit Hilfe des Gleichstrom-Pendelmotors ermittelt wird,
- p_r den Mitteldruck für die effektive Reibungsarbeit (dieser Anteil stellt 50—60% der gesamten Verlustarbeit dar),
- p_{gw} den indizierten Mitteldruck der negativen Ladungswechselschleife,
- p_{ki} den indizierten Mitteldruck für die Arbeitseinbuße infolge des Wärmeaustausches zwischen Arbeitsstoff und Zylinderwand während der Expansion und Kompression,
- p_{di} den indizierten Mitteldruck für die Verlustarbeit infolge der Undichtigkeiten zwischen Kolbenringen und Zylinderwand,
- p_h den Mitteldruck für die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate.

Für genaue Untersuchungen ist die Berechnung oder Messung der obigen Verlustkomponenten unerlässlich. Im folgenden werden die Möglichkeiten für die Ermittlung dieser Komponenten besprochen.

4.2. Ermittlung der Verlustkomponenten

4.21. Meßbare Verlustkomponenten

Der indizierte Mitteldruck der Ladungswechselsarbeit (p_{gw}) kann aus einem Schwachfeder-Indikatorgramm mit hinreichender Genauigkeit ermittelt werden. Der indizierte Mitteldruck der Ladungswechselsarbeit beläuft sich auf ungefähr 25—30% des Mitteldruckes für die meßbare Gesamtverlustarbeit, so daß der beim Indizieren entstehende 5—6%ige Meßfehler im Endergebnis für die Gesamtverlustarbeit nur eine Abweichung unter 2—2,5% bedeutet.

Wird der Mitteldruck für die Reibungsarbeit p_r nach Gleichung (1) als Unterschied zwischen dem indizierten Mitteldruck p_i und dem effektiven Mitteldruck p_e errechnet, dann liegen die Verhältnisse weit ungünstiger. Wenn bei der Berechnung nach Gleichung (1) die gleiche Meßgenauigkeit wie oben angenommen wird, ist der Mitteldruck für die Reibungsarbeit nach dieser Methode mit einem Fehler von $\pm 25—30\%$ behaftet.

Die Leistungsaufnahme der vom Versuchsmotor angetriebenen Hilfsaggregate bzw. der dieser Leistungsaufnahme äquivalente Mitteldruck (p_h) kann aus den Betriebscharakteristiken dieser Hilfsmaschinen ermittelt werden.

4.22. Verlustkomponenten, die auf rechnerischem Weg ermittelt werden

4.221. Bestimmung des Mitteldruckes für die Arbeitseinbuße infolge des Wärmeaustausches zwischen Arbeitsstoff und Zylinderwand während der Expansion und Kompression (p_{ki})

Im Versuchsmotor wird ein Ersatzarbeitsprozeß ohne Wärmezufuhr verwirklicht. Da keine Verbrennung stattfindet, folgt die Expansion unmittelbar der Kompression. Bei isentropischer Expansion und Kompression ist der indizierte Mitteldruck des Arbeitsprozesses zwangsläufig gleich Null (Abb. 3a).

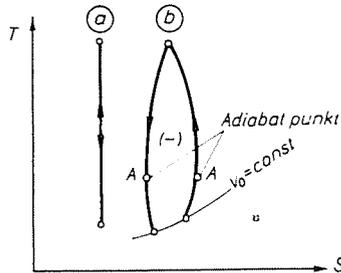


Abb. 3

Andere Verhältnisse hat man vor sich, wenn auch die Wärmeaustauschvorgänge zwischen Arbeitsstoff und Zylinderwand in Betracht gezogen werden (Abb. 3b). Die Zylinderwandtemperatur liegt am Anfang der Kompression — auch bei aufgeladenen Motoren — höher als die Arbeitsstofftemperatur, so daß am Anfang der Kompression eine Wärmezufuhr an den Arbeitsstoff stattfindet, die Verdichtung ist also nicht isentropisch, die Entropie des Arbeitsstoffes nimmt zu. Im Adiabatenpunkt (Punkt A) ist die Wandtemperatur gleich der Arbeitsstofftemperatur, in diesem Punkt findet kein Wärmeaustausch statt. Hinter dem Adiabatenpunkt liegt die Arbeitsstofftemperatur höher als die Wandtemperatur, so daß der Wärmefluß seine Richtung ändert. Bei der Expansion spielt sich der Wärmeaustausch zwischen Zylinderwand und Arbeitsstoff ähnlich wie bei der Kompression ab. An Anfang der Expansion nimmt die Entropie des Arbeitsstoffes zu, hinter dem Adiabatenpunkt nimmt sie ab. Wie aus der Abb. 3b ersichtlich, entsteht dadurch, daß die Zustandsänderungen des Arbeitsstoffes von den isentropischen Vorgängen abweichen, ein zusätzlicher Energieverbrauch, der in der Abbildung in der negativen Fläche zum Ausdruck kommt. Durch diesen zusätzlichen Energieverbrauch wird die Leistungsaufnahme des Gleichstrom-Pendelmotors erhöht, so daß er bei der genauen Ermittlung des Reibungsverlustes unbedingt in Betracht gezogen werden muß. Wegen der kleinen Unterschiede zwischen der Hoch-

druck-Expansion und -Kompression ($0,1-0,6 \text{ kp/cm}^2$) kann der negative indizierte Mitteldruck meßtechnisch praktisch nicht bestimmt werden.

Nach Abb. 4 kann die polytropische Kompression, die sich im Zylinder eines Verbrennungsmotors abspielt, in eine isentropische Verdichtung und in eine isochore Wärmezufuhr unterteilt werden. (Die Expansion läßt sich sinngemäß genauso aufteilen.) Aus der Druckänderung während der isochoren Wärmezufuhr kann man den negativen (oder auch positiven) Mitteldruck p_{ki} bestimmen.

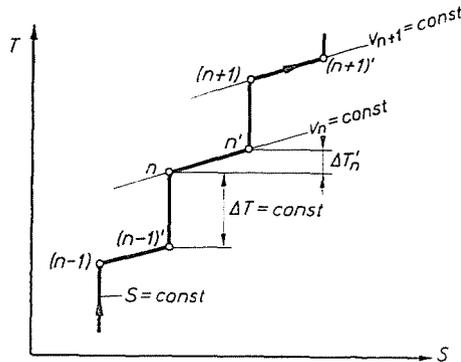


Abb. 4

Zweckmäßig wird man den Vorgang so aufteilen, daß der Temperaturanstieg in den einzelnen Intervallen gleich ist. In diesem Falle kann nämlich der Polytropenexponent sehr genau angenähert werden, da der Temperaturanstieg in den einzelnen Intervallen bekannt ist. So wird der Rechenaufwand vielleicht ein wenig größer, wogegen die Unsicherheit infolge ungenauer Extrapolation ausgeschaltet werden kann. *Im Hinblick auf die kleinen Druckunterschiede ist die genaue Bestimmung der Polytropenexponenten von großer Wichtigkeit.*

Wird der Rechnung ein konstantes Kurbelwinkelintervall ($\Delta \varphi_{n, n-1}$) oder ein konstantes Kolbenwegintervall ($\Delta S_{n, n-1}$) zugrunde gelegt, kann der Polytropenexponent nur ungenau ermittelt werden, da die mittlere Temperatur des nächsten Intervalles unbekannt ist.

Der Rechengang wurde für die elektronischen Rechenmaschinen ausgearbeitet, im weiteren wird nur sein Grundgedankengang dargestellt.

Der Kolbenhub wird nach dem Zusammenhang

$$\frac{V_{n-1}}{V_{n-1} - \Delta V_{n, n-1}} = \left(\frac{T_{n-1} + \Delta T}{T_{n-1}} \right)^{\frac{1}{m_{n, n-1} - 1}} \quad (8)$$

aufgeteilt, wobei ΔT die Temperaturänderung und $\Delta V_{n,n-1}$ die Volumenänderung in einem Intervall $(n, n-1)$ bedeuten. Durch die Größe von ΔT wird die Anzahl der Intervalle bestimmt.

V_{n-1} und T_{n-1} sind die Ausgangsgrößen des Intervalls, $m_{n,n-1}$ ist der Polytropenexponent des Intervalls $n, n-1$ bei der Temperatur $(T_{n-1} + \Delta T/2)$.

Während eines Intervalls wird zwischen Zylinderwand und Arbeitsstoff die Wärmemenge

$$\Delta Q_{n,n-1} = \alpha_{n,n-1} A_{n,n-1} \cdot (T_w - T_{n,n-1}) \cdot \Delta t_{n,n-1} \quad (9)$$

ausgetauscht. Hierin bedeutet

$\Delta Q_{n,n-1}$ die während des Kolbenweges $\Delta S_{n,n-1}$ in der Zeit $\Delta t_{n,n-1} = t_n - t_{n-1}$ ausgetauschte Wärmemenge,

$A_{n,n-1}$ die mittlere gasberührte Fläche während des Intervalls,

$\alpha_{n,n-1}$ die mittlere Wärmeübergangszahl während des Intervalls,

T_w die Zylinderwandtemperatur,

$T_{n,n-1}$ die mittlere Arbeitsstofftemperatur während des Intervalls.

Verfasser hat aus den in der Literatur angegebenen Zusammenhängen für die Wärmeübergangszahl α die Ausdrücke von WOSCHNI und SITKEI verwendet [20, 22].

Die isochore Temperatur- und die Druckänderung $\Delta T'_n$ und $\Delta p'_n$, die durch die Wärmeströmung während eines Intervalls entstehen, schreiben sich zu

$$\Delta T'_n = \frac{\Delta Q_{n,n-1}}{G c_{v,n,n-1}}, \quad (10)$$

wenn

G die Menge des an diesem Vorgang beteiligten Arbeitsstoffes,
 $c_{v,n,n-1}$ die spezifische Wärme bei konstantem Volumen und bei der mittleren Intervalltemperatur von $(T_{n-1} + \Delta T/2)$

bedeuten. Ferner ist:

$$\Delta p'_n = \left(\frac{p}{T}\right)_{n,n-1} \cdot \Delta T'_n = \frac{R \cdot \Delta Q_{n,n-1}}{V_{n,n-1} \cdot c_{v,n,n-1}}, \quad (11)$$

worin $V_{n,n-1}$ das mittlere Zylindervolumen während des Intervalls bedeutet.

Aus den Gleichungen (10) und (11) kann man den Anfangspunkt n' des nächsten Intervalls (Abb. 4) bestimmen, weil

$$p'_n = p_n + \Delta p'_n \quad (12)$$

$$T'_n = T_n + \Delta T'_n$$

ist.

Der indizierte Mitteldruck des Prozesses schreibt sich zu

$$p_{ki} = \frac{\sum_{1,0}^{k,k-1} (p_{\text{exp}_{n,n-1}} - p_{\text{komp}_{n,n-1}}) \Delta V_{n,n-1}}{V_g}, \quad (13)$$

worin

V_g das gesamte Hubvolumen,

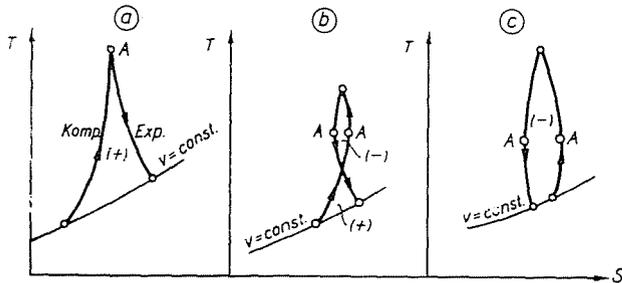


Abb. 5

- $p_{\text{exp}_{n,n-1}}$ den Durchschnittsdruck der Expansion im $(n, n - 1)$ -ten Entspannungsintervall,
 $p_{\text{komp}_{n,n-1}}$ den Durchschnittsdruck der Kompression im $(n, n - 1)$ -ten Verdichtungsintervall,
 $\Delta V_{n,n-1} =$ die Zylindervolumänderung im Intervall $n, n - 1$.

Aus Abb. 5 sind drei charakteristische Formen des Arbeitsprozesses ohne Wärmezufuhr (Kompression—Expansion) ersichtlich. In Abb. 5a ist die maximale Arbeitsstofftemperatur der Wandtemperatur gleich. In diesem Fall findet eine Wärmezufuhr ausschließlich von der Wand an den Arbeitsstoff statt, so daß dieser Prozeß positive Arbeit leistet. Dieser Fall kommt bei kleinen Verdichtungsverhältnissen ε , bei hohen Wandtemperaturen T_w oder bei niedrigen Ansaugtemperaturen des Arbeitsstoffes vor.

In Abb. 5b liegt die maximale Arbeitsstofftemperatur gerade um so viel über der Zylinderwandtemperatur, daß die Summe der dem Arbeitsstoff zu- und abgeführten Wärmemenge gleich Null ist; das bedeutet, daß sich auch die vom Prozeß negativ und positiv geleisteten Arbeiten gegenseitig aufheben.

Da in Abb. 5c der Adiabatenpunkt A in der Nähe des Anfangspunktes liegt, wird vom Arbeitsprozeß Arbeit vernichtet, und die Wärmezufuhr erfolgt überwiegend vom Arbeitsstoff an die Zylinderwand. Dieser Fall tritt immer bei höheren Kompressionsverhältnissen ($\varepsilon > 5-6$) und bei sonst allgemeinen Motorparametern ein.

In Abb. 6 ist der Zusammenhang zwischen indiziertem Mitteldruck p_{ki} des Motors JAFI P1-406 und dem Verdichtungsverhältnis ε dargestellt (das ursprüngliche Verdichtungsverhältnis des Motors ist $\varepsilon = 17$). Die Ausgangsdaten sind der Abbildung zu entnehmen. Den theoretischen Überlegungen entsprechend hat p_{ki} ein Maximum in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis ε ; im weiteren Verlauf der Kurve nimmt dann der indizierte Mitteldruck p_{ki} mit wachsendem Kompressionsverhältnis ε immer größere negative Werte an. Der negative indizierte Mitteldruck p_{ki} , der infolge des Wärmeaustau-

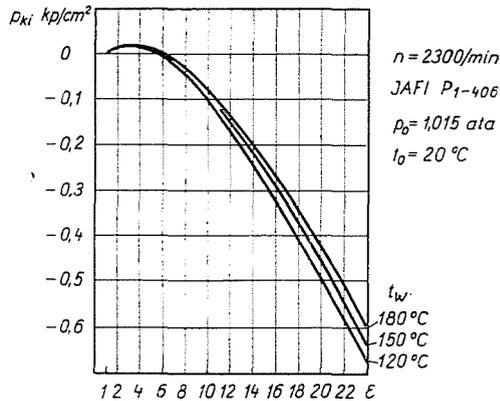


Abb. 6

ches zwischen Zylinderwand und Arbeitsstoff entsteht, stellt bei höheren Kompressionsverhältnissen eine nicht vernachlässigbare Größe dar, die bei der genauen Bestimmung des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit unbedingt berücksichtigt werden muß. Mit zunehmender Wandtemperatur wird der positive Maximalwert von p_{ki} größer, der Wert des Verdichtungsverhältnisses ε , bei dem p_{ki} gleich Null ist, verschiebt sich in Richtung der größeren ε -Werte, und der negative Mitteldruck p_{ki} bei gegebenen Verdichtungsverhältnissen wird kleiner.

4.222. Bestimmung des Mitteldruckes für die Verlustarbeit, die infolge der Undichtheiten zwischen Kolbenringen und Zylinderwand entsteht

Infolge der unvollkommenen Dichtung durch die Kolbenringe gelangt ein Teil des Arbeitsstoffes während der Expansion und Kompression aus dem Zylinderraum in den Kurbelkasten. Dieser Vorgang (Abb. 7) kann als Aneinanderreihung einer isentropischen Verdichtung und eines Druckabfalles bei konstantem Zylindervolumen aufgefaßt werden. Der indizierte Mitteldruck für die Lecksverluste p_{di} kann offenbar unabhängig von den Anfangsgrößen

nur negative Werte annehmen. Mit zunehmenden Werten für das Kompressionsverhältnis ε wird der Mitteldruck für die Lecksverluste gleichfalls größer.

Während der Änderung des Zylindervolumens um ΔV strömt die Arbeitsstoffmenge ΔG zwischen der Zylinderwand und den Kolbenringen ab, wobei die Temperatur des Arbeitsstoffes um ΔT , sein Druck um Δp abnimmt.

Dadurch, daß die Menge ΔG aus dem Arbeitsraum entweicht, verringert sich die innere Energie des Arbeitsstoffes im Zylinderraum um ΔU , wodurch die Enthalpie des abströmenden Gases um ΔI größer wird, d. h. $\Delta U = \Delta I$,

$$\text{wobei } \Delta U = G c_v T - (G - \Delta G) c_v (T - \Delta T), \quad (14)$$

$$\Delta I = \Delta G c_p \left(T - \frac{\Delta T}{2} \right). \quad (15)$$

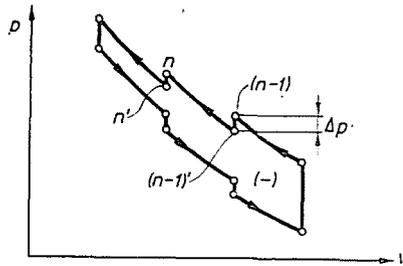


Abb. 7

An Hand der allgemeinen Gasgleichung kann der Druckabfall während des Vorganges aus den Zustandsgrößen vor und nach dem Abströmen des Arbeitsstoffes bestimmt werden.

Vor dem Abströmen ist

$$pV = GRT, \quad (16a)$$

nach dem Abströmen hingegen gilt

$$(p - \Delta p) V = (G - \Delta TG)R(T - \Delta T). \quad (16b)$$

Mit (16a) und (16b) hat man für Δp

$$\Delta p = p \left(\frac{\Delta G}{G} + \frac{\Delta T}{T} - \frac{\Delta G \Delta G}{TG} \right). \quad (17)$$

Aus den Zusammenhängen (14) und (15) ergibt sich ΔT zu

$$\Delta T = \frac{(m-1)T}{\frac{m}{2} - 1 + \frac{G}{\Delta G}}. \quad (18)$$

wobei m den Polytropenexponenten für das jeweilige Kolbenhubintervall bedeutet.

Der indizierte Mitteldruck p_{di} kann ähnlich wie p_{ki} aus der Gleichung (13) ermittelt werden.

Um eine Berechnung durchführen zu können, muß die Verteilung der während der Kompression und Expansion entwichenen Gesamtarbeitsstoffmenge, bezogen auf den Kolbenweg, bekannt sein. Die gesamte Verlustmenge kann durch die Messung des Gasvolumens im Kurbelkasten bestimmt werden.

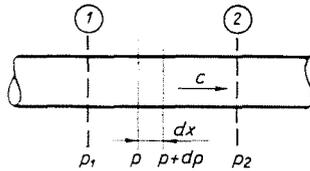


Abb. 8

Die Verteilung der Gesamtverlustmenge auf den Kolbenweg läßt sich nach folgenden Überlegungen näherungsweise ermitteln.

Die Strömung in dem sehr schmalen, durch die Kolbenringe unterbrochenen Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand kann näherungsweise als laminar angesehen werden. Würde man das System als Labyrinthdichtung betrachten, käme man zu falschen Ergebnissen, weil die Spaltverteilung sowie Änderung und der Bewegungsmechanismus der Kolbenringe nicht genau bekannt sind. Die Ähnlichkeit mit den Labyrinthdichtungen ist wegen der sehr geringen Abstände zwischen den einzelnen Kolbenringen ganz minimal.

Der Druckabfall auf der Strecke dx kann bei laminarer Strömung wie folgt ausgedrückt werden (siehe dazu Abb. 8):

$$- dp = \frac{\rho}{2} c^2 \frac{dx}{d} \lambda. \quad (19)$$

Hierbei stellt d den äquivalenten Durchmesser der Spaltquerschnittsfläche zwischen Zylinderwand und Kolben dar.

Mit dem für die laminare Strömung gültigen Ausdruck des Widerstandskoeffizienten $\left(\lambda = \frac{K}{R}, \text{ wobei } K \text{ eine konstante und } R \text{ die Reynoldsche Zahl bedeutet} \right)$ geht Gl. (19) in die Form

$$- dp = \frac{\rho}{2} c K \nu \frac{dx}{d^2} = K \frac{c dx \mu}{2d^2} = K_1 \frac{c dx \mu}{d^2} \quad (20)$$

über.

($\mu = \rho\nu$ ist die dynamische Viskosität des strömenden Mediums.)

Aus der Kontinuitätsgleichung ergibt sich für die in dem Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand strömenden Arbeitsstoffmenge die Beziehung

$$G = \frac{d^2 \pi}{4} c \gamma = \frac{d^2 \pi}{4} c \frac{p}{RT}. \quad (21)$$

Da in dem Spalt eine isothermische Strömung herrscht, ist $RT = \text{konst.}$ Aus Gleichung (20) und (21) erhält man

$$\begin{aligned} -dp &= K_1 \frac{4G RT \mu dx}{d^4 \pi p} \\ -pdp &= K_1 \mu \frac{4G RT}{d^2 \pi} dx = K_2 G dx. \end{aligned} \quad (22)$$

Nach Integration zwischen den gegebenen Grenzen unter Beachtung des negativen Vorzeichens von dp wird

$$p_1^2 - p_2^2 = K_3 G l, \quad (23)$$

wobei l die Länge des Kolbens bedeutet. Der Druck hinter dem Kolben (praktisch der Atmosphärendruck) kann im Verhältnis zum Druck im Zylinder vernachlässigt werden. Man hat mithin

$$p_1^2 = K_4 G. \quad (24)$$

Die je Zeiteinheit zwischen Kolben und Zylinderwand entweichende Verlustmenge ist also dem Quadrat der Druckes im Zylinderraum proportional.

Die während der Kompression und der Expansion entweichende Gesamtverlustmenge (während des Ansaug- und Auspuffvorganges treten praktisch keine Mengenverluste auf) läßt sich mit hoher Genauigkeit messen. Aus der bekannten Gesamtverlustmenge errechnet sich dann die Konstante K_4 , da diese ihren Wert während des ganzen Vorganges beibehält. Der Kolbenweg wird in einzelne Intervalle aufgeteilt, und an Hand der Konstanten K_4 kann dann die Gesamtverlustmenge auf die einzelnen Intervalle verteilt werden.

Der Gedankengang ist schematisch folgender:

Gemäß Gl. (24) erhält man

$$p_{n,(n-1)}^2 = K_4 G_{n,(n-1)}, \quad (25)$$

worin

$$\begin{aligned} p_{n,(n-1)} &= \text{der mittlere Druck des Hubteils } n(n-1)', \\ G_{n,(n-1)} &= \text{die in der Zeiteinheit durchgeblasene Gasmenge im Hubteil} \\ &\quad n,(n-1)', \end{aligned}$$

und weiter

$$G_{n,(n-1)'} = \frac{\Delta G_{n,(n-1)'}}{\Delta t_{n,n-1}}, \quad (26)$$

wenn

$\Delta G_{n,(n-1)'}$ die im gegebenen Hubteil durchgeblasene Gasmenge,
 $\Delta t_{n,(n-1)'}$ die zur Zurücklegung des gegebenen Hubteiles notwendige
 Zeit bezeichnet.

Aus den Zusammenhängen (25) und (26) wird

$$\Delta G_{n,(n-1)' } = \frac{P_{n,(n-1)'}^2 \Delta t_{n,(n-1)'}}{K_4}. \quad (27)$$

Die während des Gesamthubs (Kompression oder Expansion) durchgeblasene Gesamtmenge schreibt sich zu

$$\Delta G_g = \sum_{1,0}^{k,k-1} \Delta G_{n,(n-1)'}. \quad (28)$$

Aus den Zusammenhängen (27) und (28) hat man weiterhin

$$K_4 = \frac{\sum_{1,0}^{k,k-1} P_{n,(n-1)'}^2 \Delta t_{n,(n-1)'}}{\Delta G_g}. \quad (29)$$

Mit der bekannten Konstante K_4 und an Hand der Gl. (27) kann nun die während des gegebenen Teilhubs durchgeblasene Stoffmenge $\Delta G_{n,(n-1)'}$ bereits berechnet werden.

Bei eingefahrenen Kolben und Zylindern und wenn der Motor mit einem Ersatzarbeitsprozeß arbeitet, hängt die Verlustmenge hauptsächlich von zwei Parametern, vom Anfangsdruck und vom Verdichtungsverhältnis ab, da diese beiden Größen den Druckverlauf im Zylinder eindeutig bestimmen.

Nach dem im Punkt 4.222 dargelegten Rechenverfahren wurde die Änderung des indizierten Mitteldruckes p_{di} infolge der unvollkommenen Dichtung unter Verwendung der Motordaten des Motors Typ JAFI P1-406 in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis ε berechnet und in Abb. 9 aufgetragen. In der gleichen Abbildung ist auch der Zusammenhang zwischen der Gesamtverlustmenge (ΔG_g) als prozentualen Anteils der gesamten Zylinderfüllung einerseits und dem Verdichtungsverhältnis ε andererseits graphisch dargestellt. Die Gesamtverlustmenge, ausgedrückt in Prozenten des Zylinderinhaltes, nimmt, entsprechend den oben erläuterten Überlegungen, mit wachsendem Verdichtungsverhältnis zu. Die Werte für die entwichenen Arbeitsstoffmengen wurden auf Grund von Versuchsergebnissen aufgetragen.

Der indizierte Mitteldruck für die Verlustarbeit p_{di} , die infolge der Undichtheiten zwischen Kolbenringen und Zylinderwand aufgewendet wird, kann — obwohl sein Wert kleiner ist als der Wert des indizierten Mitteldruckes p_{ki} —, neben dem Mitteldruck für die Reibungsarbeit nicht vernachlässigt werden.

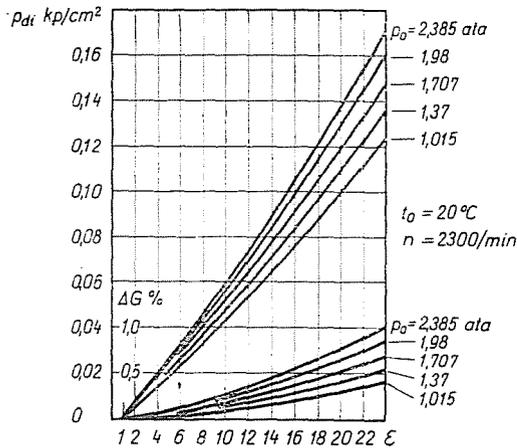


Abb. 9

5. Versuchsergebnisse

Das Verfahren zur experimentellen Bestimmung des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit, das in dieser Arbeit vorgeschlagen wurde, hat sich als eine ziemlich genaue, in der Praxis gut verwendbare Methode erwiesen. Das Schema des Versuchsstandes ist aus Abb. 10 ersichtlich. Bei den Versuchen wurden die in Abb. 2a skizzierten Ersatzarbeitsprozesse verwirklicht. Die Messungen wurden in Abhängigkeit von folgenden Parametern vorgenommen:

- Drehzahl (n) von 600/min bis 2400/min,
- Kompressionsverhältnis ϵ , das dem Verhältnis von minimalen zum maximalen Druck verhältnismäßig ist ($\epsilon = 10$ bis 23),
- Anfangsdruck (p_{\min}) von 1 at bis 2,52 at,
- Zylinderwandtemperatur (t_w),
- Schmieröltemperatur ($t_{\delta l}$).

Der Durchschnittsdruck p_d des gegebenen Arbeitsprozesses wird durch das Verdichtungsverhältnis ϵ , durch den Anfangsdruck p_{\min} und durch den Polytropenexponenten eindeutig bestimmt. Er wurde praktisch aus den gemessenen Werten p_{\max}/p_{\min} ermittelt. Die Änderung des Anfangsdruckes wurde dadurch ermöglicht, daß das Ansaugen aus dem gleichen Behälter erfolgte, in den auch die »Abgase« abgeleitet wurden. Durch die Regelung des Behälterdruckes lassen sich das Druckniveau bzw. der Durchschnittsdruck des Arbeits-

prozesses bei gegebenem Verdichtungsverhältnis ϵ genau einstellen. Nach diesem Verfahren können auch die reibungsmechanischen Verhältnisse der aufgeladenen Motoren untersucht werden.

Der Versuchsmotor ist eine schnellaufende Neukonstruktion mit vier Zylindern vom Typ JAFI P1-406, Hub ($S = 2 r$) 130 mm, Bohrung $D = 130$ mm, Pleuellänge (1) 253 mm und somit $\lambda = r/l = 1/3,9$.

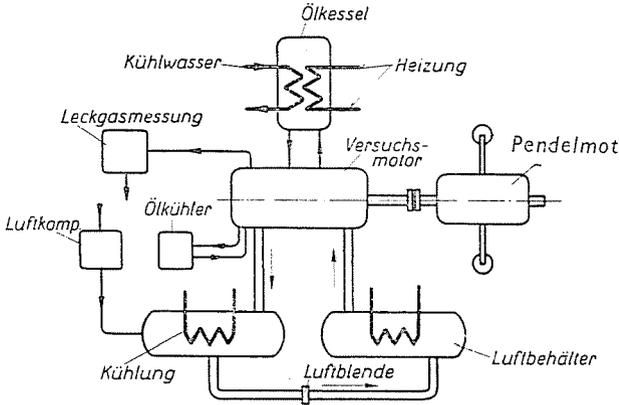


Abb. 10

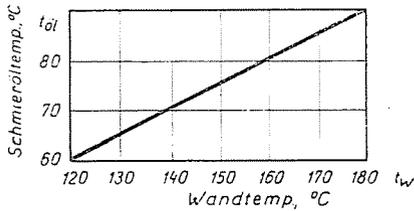


Abb. 11

Die Zylinderwandtemperatur wurde durch eine erzwungene Heizöl-Zirkulation im Kühlsystem des Motors geregelt. Die maximale Wandtemperatur betrug während der Versuche 180°C , die minimale 120°C . Die Regelung der Schmieröltemperatur erfolgte durch ein Kühlsystem. Diese Maßnahmen gestatteten es, die verschiedenen Wärmebelastungszustände des Motors einzustellen. Die zusammengehörigen Schmieröl- und Zylinderwandtemperaturen sind in Abb. 11 dargestellt.

Der beschränkte Raum verbietet es leider, im Rahmen dieser Arbeit die Ergebnisse der gesamten Versuchsserie zu zeigen (etwa 600 Meßpunkte), weshalb nur die wichtigsten, für die Untersuchungen charakteristischsten Ergebnisse diskutiert werden.

Vom Mitteldruck p_{gw} für die Gesamtverlustarbeit, der aus den Meßwerten ermittelt wurde, sind die den anderen nicht reibungsbedingten Verlustarbeiten äquivalenten Mitteldrücke, die sich nach den in dieser Arbeit erläuterten Methoden bestimmen lassen, bereits abgezogen. Aus diesem Grunde zeigen die nächstfolgenden Diagramme nur die Zusammenhänge zwischen dem Mitteldruck p_r für die reine Reibungsarbeit und den verschiedenen Parametern.

In Abb. 12 ist die Änderung des Reibungsmitteldruckes in Abhängigkeit von der Drehzahl bei Konstanthaltung der Zylinderwandtemperatur t_w und

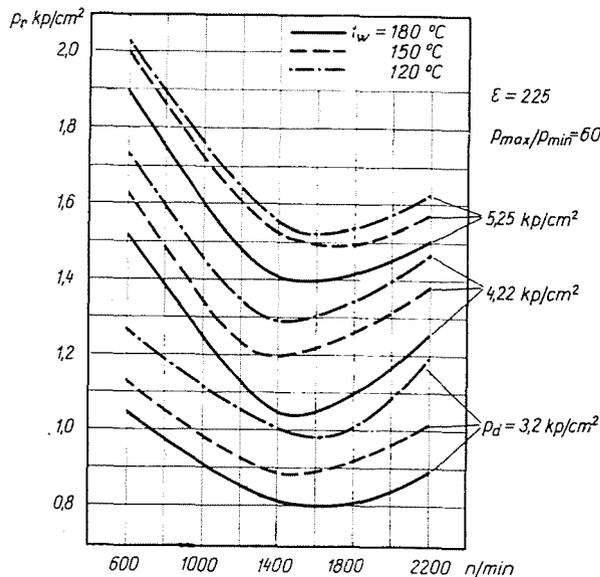


Abb. 12

des Druckverhältnisses p_{\max}/p_{\min} für verschiedene Durchschnittsdrücke aufgetragen.

Aus der Abbildung erhellt, daß der Wert p_r bei niedrigen Drehzahlen groß ist (Schmierungsproblem); sodann erreicht p_r in Funktion der Drehzahl einen bestimmten Minimalwert. Mit zunehmender Drehzahl wächst wieder der Reibungsmitteldruck (Massenkräfte). Jene Autoren, die der Auffassung sind, der Wert p_r nehme in Abhängigkeit von der Drehzahl ständig zu, zählen den stark drehzahlabhängigen indizierten Mitteldruck der Gaswechselverlustarbeit sowie die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate dem Mitteldruck für die Reibungsarbeit zu. Aus Abb. 13 geht die Änderung des indizierten Mitteldrucks für die Ladungswechselschleife p_{gw} in Funktion der Drehzahl und des Anfangsdruckes hervor.

Der Wert p_{gw} wächst in Abhängigkeit von der Drehzahl und vom Anfangsdruck stark an. Die relativ großen Werte von p_{gw} erklären sich daraus, daß der Motor aus einem Behälter ansaugt, und die Abgabe in den gleichen Behälter strömt. Dazu kommen noch die Strömungsverluste in den Rohrleitungen zur

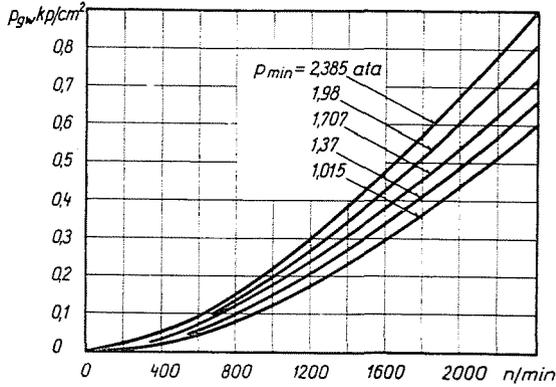


Abb. 13

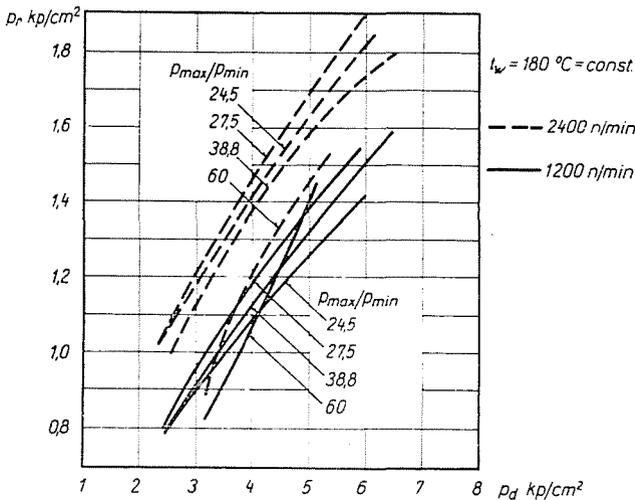


Abb. 14

Meßblende. Die Erhöhung der Zylinderwandtemperatur hat den Reibungsmitteldruck in dem untersuchten Bereich ständig vermindert, ohne ein Minimum zu erreichen. Die Minimalstelle wird in Funktion der Wandtemperatur — im Sinne anderer Versuchsarbeiten des Autors — wahrscheinlich bei den höheren Zylinderwandtemperaturen auftreten.

Aus den Abb. 12, 14 geht eindeutig hervor, daß der Durchschnittsdruck den Reibungsverlust grundlegend bestimmt und p_r von p_d näherungsweise linear

abhängt. Dieser grundlegende Zusammenhang ist im gesamten Meßbereich vorhanden.

Das Verhältnis p_{\max}/p_{\min} beeinflußt den Reibungsmitteldruck nur in geringem Maße, wobei ein eindeutiger Zusammenhang nicht festzustellen war. Der Verfasser hat bei den Messungen eines anderen Motors festgestellt, daß sich der Reibungsmitteldruck bei konstantem Durchschnittsdruck mit wachsendem Verhältnis p_{\max}/p_{\min} eher vergrößert als vermindert, wobei die Werte von p_{\max}/p_{\min} bei den anderen Messungen wesentlich niedriger waren.

Dieses Ergebnis wurde von den jetzigen Messungen nicht eindeutig bestätigt. Die Klärung dieser Frage erfordert noch weitere Untersuchungen.

Die dargelegten Untersuchungen lassen erkennen, daß sich die im Zusammenhang (2) angegebenen Parameter zur Bestimmung des Mitteldruckes für die Reibungsarbeit eignen, bzw. daß die erwähnten Parameter die Bestimmung des Zusammenhanges zwischen mechanischem Wirkungsgrad und Arbeitsprozeß ermöglichen.

Die obigen Gedanken kann man erst als einen Anfang betrachten, weil die Bestimmung des effektiven Zusammenhanges zwischen Arbeitsprozeß und mechanischem Wirkungsgrad eigentlich noch nicht aufgestellt ist. Nach Auffassung des Verfassers werden dies die im Artikel dargelegten Gedanken ermöglichen.

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Möglichkeit der Bestimmung des Zusammenhanges zwischen dem mechanischen Wirkungsgrad und dem Arbeitsprozeß von Verbrennungsmotoren mit dem Ziel besprochen, einem hinsichtlich der Reibungsverluste optimalen Arbeitsprozeß näherzukommen. Die wichtigsten Parameter, die den Mitteldruck für die Reibungsarbeit bestimmen, werden analysiert. Es wird ein Verfahren erläutert, nach dem mit Hilfe des Durchschnittsdruckes p_d , der den wichtigsten, grundlegenden Parameter darstellt, der Zusammenhang zwischen Arbeitsprozeß und mechanischem Wirkungsgrad bestimmt werden kann.

Bei der Analyse des Reibungsverlustes trennt der Autor die nicht mechanischen Verluste vom gemessenen Gesamtverlust. Für die Bestimmung der nichtmechanischen Verluste werden in der Arbeit ein Versuchs- und ein Rechenverfahren gezeigt, und zum Abschluß werden Versuchsergebnisse angegeben.

Dr. Endre PÁSZTOR, Budapest XI., Múegyetem rkp. 3, Ungarn

Literatur

1. RICARDÓ, H. R.: Der schnellaufende Verbrennungsmotor Springer-Verlag, Berlin (Göttingen), Heidelberg, 1954.
2. PÁSZTOR, E.: Einige Probleme der Bestimmung der mechanischen Verluste von Verbrennungsmotoren. Periodica Polytechnica 9, (1965).
3. PETERSEN, H.: Die mechanischen Verluste der Mittel- und Großdieselmotoren. MTZ. 5, 118 (1950).
4. PETERSEN, H.: Bestimmung der mechanischen Verluste bei Mittel- und Großdieselmotoren. MTZ. 5, 122 (1950).

5. Васильев, Б. Н.: Механические потери двигателя автомобиля «Москвич». Автомобильная и тракторная промышленность. 1954. № 2. Dtsch in: Kraftfahrzeugtechnik, 390—393 (1955).
6. Муравьев, В. Д.: Использование метода выбела для определения внутренних потерь двигателя внутреннего сгорания. Автомобильная и тракторная промышленность. 1963. № 11 Dtsch in: MTZ 9, 345—346 (1964).
7. Какуевичкий, В. А.: Внутренние потери в дизелях. Тракторы и сельхозмашины. 1960. № 2.
8. Какуевичкий, В. А.: Потери на трение в автомобильных карбюраторных двигателях. Автомобильная и тракторная промышленность. 1952. № 10.
9. ZINNER, K.: Die Umrechnung der Leistung von Verbrennungsmotoren, insbesondere Dieselmotoren, in Abhängigkeit vom atmosphärischen Zustand. MTZ. 5, 109 (1950).
10. OEMICHÉN M.: Betrachtungen zur Brennraumgestaltung von Dieselmotoren mit kleinem Brennraum. Die Technik 10, 434 (1951).
11. WOSCHNI, G.: Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen. MTZ. 26, 439—446 (1965).
12. WOSCHNI, G.: Einfluß des Brenngesetzes auf den Druckverlauf und die Wärmebelastung in Dieselmotoren. M. A. N. Forschungsheft 11, (1963/64).
13. LANGE, W.—WOSCHNI, G.: Thermodynamische Auswertung von Indikatordiagrammen, elektronisch gerechnet. MTZ. 25, Heft 7.
14. KIST, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine Teil 2. Springer Wien. 1950. S. 48
15. Глаголев, Н. М.: Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. Машгиз. Киев 1950.
16. GROTH, K.—SCHLAG, U.: Gaswechsel-Berechnungen mit Hilfe einer elektronischen Rechenmaschine. MTZ. 20, 61 (1959).
17. JANTE, A.: Das Wiebe-Brenngesetz. Kraftfahrzeugtechnik 9, 340 (1960).
18. Вибе, Й. Й.: Расчет рабочего цикла двигателя с учетом скорости сгорания. Автомобильная и тракторная промышленность. 1957. № 1.
19. Вибе, Й. Й.: Новое о рабочем цикле двигателей. Машгиз. Москва—Свердловск. 1962.
20. SITKEI, G.: Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges im Motor. Konstruktion 14, 64—71 (1962).
21. ANNAND, J. D.: Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. Proc. Inst. Mech. Eng. 177, (1963).
22. WOSCHNI, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. MTZ. 26, 128—133 (1965).
23. KALMÁR, I.: Diesel-motor munkafolyamatának számítása és számítógép alkalmazása ilyen számításokhoz. Magyar Tudományos Akadémia. Dieselmotor konferencia. Budapest. 1965.
24. SCHWEITZER, P.: Darstellung von Versuchsergebnissen mit Hilfe des Brennstoffarbeitsdruckes. MTZ. 24, 445—446 (1963).