

BESTIMMUNG DER REIBUNGSVERLUSTE VON KOLBEN-VERBRENNUNGSMOTOREN DURCH MESSUNG, MÖGLICHKEITEN DER VERMINDERUNG VON VERLUSTEN

E. PÁSZTOR

Lehrstuhl für Aero- und Thermotechnik, Institut für Fahrzeugtechnik,
Technische Universität, H-1521 Budapest

Eingegangen: am 15. März 1987

Abstract

Method was worked out to determine the friction losses of i.c. engines.

The engine is operated in a test bench without ignition driven externally by a balancing engine.

It is possible to decrease the friction losses in diesel engines by about 4—6% maintaining the working process at optimum.

It is possible to decrease the friction losses by about 2—3% using special lubricant additives, which is equal with 0.5—1% fuel saving.

I. Bestimmung der Größenordnung der Reibungsverluste von Motoren

Vor der Behandlung der Möglichkeiten der Bestimmung von Reibungsverlusten durch Messung ist es zweckmäßig, die Größenordnung der Energieverteilung der Kolben-Verbrennungsmotoren, damit auch den Energieverlust durch Reibung zu bestimmen.

Die aus dem Motor austretende Energieverteilung nach dem Motor — gleich mit der eingeführten Gesamtenergie — ist annähernd folgende [1]:

- a) Die Arbeit an der Kurbelwelle ist 34%. Davon beträgt 29% die nutzbare Arbeit während 5% für den Antrieb der Hilfsaggregate (Ventillator, Schmierölpumpe usw.) notwendig sind.
- b) Der thermische Verlust beträgt 58%, wovon 30% zum Schliessen des Arbeitsprozesses (Auspuffverlust) und 28% zu Kühlung notwendig sind.
- c) Reibungsverluste betragen 8%.

Die Verteilung der Reibungsverluste ist annähernd die folgende [2]

- a) Reibungsverlust der Kolben-Zylinder-Einheit 3,5%.
- b) Reibungsverlust der Kurbelwellenlagern 3%.

- c) Reibungsverlust von Pleinellagern 1,0% und
- d) Reibungsverlust der Steuerung (Ventilbewegung) 0,5%.

Die Reibungsverluste und die zum Antrieb der Hilfsaggregate nötige Arbeit (praktisch Verluste) geben gemeinsam die mechanischen Verluste.

2. Die für die Bestimmung der mechanischen Reibungsverluste verwendeten bisherigen Methoden

Um die Möglichkeiten der Verminderung der Reibungsverluste zu untersuchen, braucht man solche Methoden, die die Reibungsverluste mindestens mit $\pm (0,5-0,8)\%$ Genauigkeit bestimmen. Deshalb wird dieses Problem zuerst behandelt [3].

Das größte Problem der Bestimmung der mechanischen Verluste bzw. des dadurch ermittelten mittleren Druckes p_m ist, daß dies exakt nur aus dem Unterschied zwischen dem aus dem Indikatordiagramm berechneten indizierten Mitteldruck p_i und dem durch den Prüfstand ermittelten effektiven Mitteldruck p_e bestimmbar ist.

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

Eine solche Bestimmung von p_m setzt einen Motor unter tatsächlichen Betriebsbedingungen, mit realem Arbeitsprozess voraus. In diesem Fall entsteht p_m als Unterschied von zwei — verhältnismäßig ungenauen — Größen. Besonders die Bestimmung des indizierten Mitteldruckes p_i ist mit Fehler behaftet.

Die obige Tatsache erschwert besonders die tiefere Untersuchung der mechanischen Reibungsverluste. Der erreichbare Fehler kann sogar $\pm 30\%$ betragen.

Wegen der meßtechnischen Schwierigkeiten sind mehrere von der obigen Methode abweichende Methoden, zur Bestimmung der mechanischen Reibungsverluste entstanden. Das Gemeinsame zwischen ihnen ist, daß jedes Verfahren irgendwie aus den Kenngrößen des Motors ohne Verbrennung die mechanischen Reibungsverluste bestimmt. Der ungenau ermittelbare indizierte Mitteldruck entsteht nämlich durch die Verbrennung. Deshalb ist die Ausschaltung des Verbrennungsvorganges zweckmäßig. Die Reibungsverluste werden durch die mechanische Belastung (Gaskräfte und Massenkräfte) verursacht. Ihre Entstehung verlangt aber keinen Verbrennungsprozess bzw. keinen indizierten Mitteldruck.

Die bis jetzt entstandenen Verfahren sind folgende:

- a) *Bestimmung der Willans-Linie.* Ihr Wesen besteht darin, daß man aus Motormeßergebnissen bei konstanter Drehzahl und bei wechselnder Belastung (effektivem Mitteldruck) durch Extrapolation auf die mechanischen Verluste des Motors ohne Verbrennung schließt. Der

grundlegende Fehler der Methode ist, daß sie den Reibungsmitteldruck p_m von der Belastung und dem Wärmezustand des Motors unabhängig annimmt. Mit Hilfe der bei uns ausgearbeiteten Methode können die Willans-Linie und anderen ähnlichen Methoden bedeutend genauer verwirklicht werden [4].

- b) *Das Verfahren nach Morse.* Bei diesem wird die Verbrennung in einem Zylinder des Mehrzylinder-Motors abgestellt und der mechanische Verlust aus der Leistungsverminderung berechnet. Die Ungenauigkeit des Verfahrens ist ähnlich zur Willans-Linie. Es berücksichtigt nicht, daß die mechanische Belastung und damit der Reibungsverlust ohne Verbrennung sinkt.
- c) *Das Auslauf-Verfahren schließt* aus der Drehzahlverminderung der Motors ohne Verbrennung auf den mechanischen Reibungsverlust. Hier verursachen die instationären Schmierungsprobleme außer dem obigen Grundproblem weitere Ungenauigkeiten.

Die obigen Grundverfahren sind geeignet, Motoren gleichen Typs zu vergleichen, aber die absolute Größe vom mechanischen oder Reibungsmitteldruck kann nur mit bedeutender Ungenauigkeit bestimmt werden. Der so ermittelte Reibungsmitteldruck ist immer mindestens um 20—25% weniger als in Wirklichkeit.

Laut unseren Untersuchungen ist der *Fremdantrieb d. h. die Methode mit Außen-Antrieb* für die Bestimmung des Reibungsmitteldruckes der Verbrennungsmotore am besten geeignet. Bei dem Ausarbeiten des Verfahrens wurden die tatsächlichen Betriebsbedingungen von uns sorgfältig nachgeahmt. Von dem so ermittelten sogenannten Gesamtverlust wurden die nicht mechanischen Verluste abgetrennt und der so bestimmte Reibungsverlust als Funktion der thermisch-mechanischen Kenngrößen des Motors untersucht. *Mit Hilfe der durch Fremdantrieb ermittelten Meßergebnisse wurden die bisherigen Näherungsmethoden genauer gestaltet.* Die von uns ausgearbeitete Methode für die genauere Gestaltung der Näherungsmethoden kann hier wegen Platzmangel nicht behandelt werden, aber Interessierenden stehen wir gern zur Verfügung [4].

In weiterem wird unser auf Fremdantrieb begründetes Meßverfahren analysiert, umso mehr, weil unsere Untersuchungen zur Verminderung der Reibungsverluste auch an einem Motor mit Fremdantrieb durchgeführt wurden.

3. Die Bestimmung der Reibungsverluste durch Fremdantrieb, Versuchseinrichtung, Meßverfahren

Bei der Ausarbeitung unseres Verfahrens wurde aus folgenden Grundsätze ausgegangen.

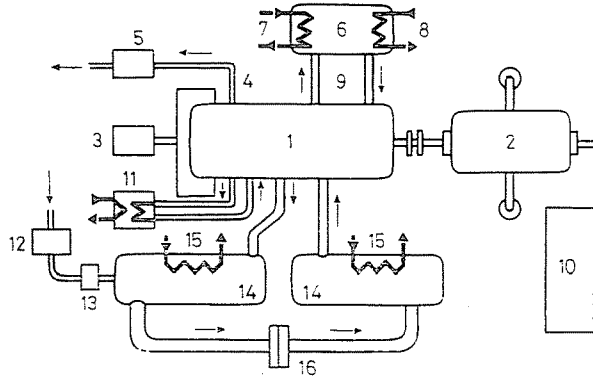


Bild. 1. Theoretischer Aufbau des Versuchsprüfstandes. 1. Versuchsmotor. 2. Pendelmotor. 3. Hubgäber zum Indikator. 4. Leitung der Abgase vom Kurbelgehäuse. 5. Mengemesser der Abgase. 6. Ölkessel. 7. Kühler. 8. Heizung. 9. Leitung zum Ölkessel. 10. Regeleinrichtung des Pendelmotors. 11. Ölkühler. 12. Luftkompressor. 13. Druckregler. 14. Luftbehälter. 15. Kühlung-Heizung. 16. Meßblende

Um die wirklichen Betriebsverhältnisse je besser zu nähern, wurde ein künstlicher Prozess im Motor verwirklicht, der eine mit dem wirklichen Prozess gleichwertige mechanische Belastung gewährleistete. Der wirkliche Arbeitsprozess kann am besten mit einem Arbeitsprozess ohne Verbrennung, der aber in seinen weiteren Kenngrößen zum wirklichen Arbeitsprozess gleich ist, angenähert werden. Dazu geeignete Versuchseinrichtung zeigt Bild 1.

Der Kolben-Verbrennungsmotor 1 wird durch den Pendelmotor 2 von Außen angetrieben. Der Pendelmotor wird mit Hilfe der Einrichtung 10 geregelt. Der Motor arbeitet in einen geschlossenen Kreisprozess. Der Motor saugt aus dem Behälter 14 und pufft ebenfalls in den Behälter 14. Die beiden Behälter werden durch eine Leitung miteinander verbunden. In der Leitung befindet sich die Meßblende 16, um die Menge des durch den Motor zirkulierenden Arbeitstoffes zu bestimmen. Durch die Änderung des Druckes von Behältern kann der Anfangsdruck des Arbeitsprozesses eingestellt werden.

Das Aufpumpen der Behälter auf den gewünschten Druck und das Ersetzen der Verluste geschieht mit Hilfe des kleinen Luftkompressors 12. Der Behälterdruck wird mit Hilfe des Druckreglers 13 eingestellt.

Die wegen Undichtigkeit des Kolbens in das Kurbelgehäuse strömenden Gase werden mit Hilfe der Gasuhr 5 gemessen. Im Motor läßt man statt Wasser heißen Öl zirkulieren, dessen temperatur im Ölkessel 6 mit Heizung 8 und Kühlung 7 eingestellt wird. Mit Hilfe des heißen Öles konnte beliebiger Motor-Wärmezustand eingestellt werden. Ähnlich wurde die Schmieröltemperatur mit Hilfe des Kühlers 11 geregelt. Die Temperatur des vom Motor angesaugten Arbeitstoffes wurde mit Hilfe des Heiz- und Kühlsystems 15 geändert. Die Einrichtung 3 stellt den zum Indizieren notwendigen Hubgeber, ferne den Indikator dar. Das $p-v$ Diagramm des im Versuchsmotor entstehenden

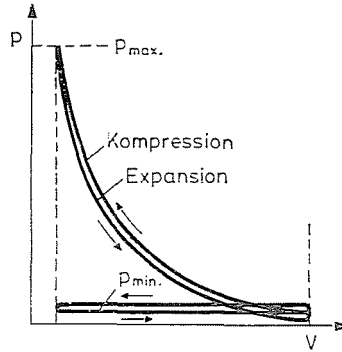


Bild. 2. p-v Diagramm des Arbeitsprozesses von Versuchsmotor

Arbeitsprozesses ist im Bild 2. zu sehen. Weil keine Verbrennung im Motor stattfindet, sind die Expansion und Kompression praktisch identisch, bzw. genauer betrachtet liegt die Expansion infolge der Verluste minimal unter der Kompression. Im Bild 3. ist der Arbeitsprozess als Funktion des Hubes S zu sehen. Der Durchschnittsdruck p_d dieses Arbeitsprozesses ist proportional der aus den Gaskräften entstehenden mechanischen Belastung. Der Durchschnittsdruck p_d ist als Funktion vom Kurbelwinkel der Hauptwelle auch bestimmbar. In dieser Arbeit wird der Durchschnittsdruck p_d gemäß Hub S verwendet.

Beim Motor ohne Verbrennung ist der Durchschnittsdruck p_d eine eindeutige Funktion des Kompressionsverhältnisses ϵ und des Anfangsdruckes p_0 . Die Begriffe des Durchschnittsdruckes und des indizierten Mitteldruckes sind voneinander scharf zu trennen. Das kann man am besten bei einem Motor ohne Verbrennung sehen, wo der indizierte Mitteldruck gleich Zero ist, oder etwas darunter liegt und der Durchschnittsdruck p_d kann innerhalb der praktischen Grenzen beliebig geändert werden.

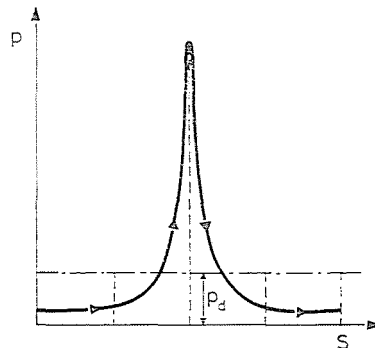


Bild. 3. Definition des Durchschnittsdruckes p_d

Der Reibungsverlust bzw. der Reibungsmitteldruck p_r ist eindeutig eine Funktion von p_d und keine Funktion des indizierten Mitteldruckes p_i , weil der Reibungsverlust davon unabhängig ist, ob der ihn verursachende Gasdruck vom positiven (Expansion) oder negativen (Kompression) Teil des Arbeitsprozesses entsteht.

Beim vorhandenen Motor bilden der Durchschnittsdruck p_d und der indizierte Mitteldruck p_i — mit Hilfe der Kenngrößen des Motors und des Arbeitsprozesses — eine eindeutige Funktion voneinander. Dieser Zusammenhang verbindet die Motoren mit künstlichen und wirklichen Arbeitsprozessen. Mit Hilfe dieses Zusammenhanges kann der im Interesse der Reibungsverluste optimale Arbeitsprozess bestimmt werden [3].

Der Reibungsmitteldruck p_r wird außer des Grundparameters, des Durchschnittsdruckes p_d durch die weiteren Kenngrößen des Arbeitsprozesses bzw. des Motors beeinflusst. Sie sind folgende:

- a) Taktzahl des Motors. Unsere Untersuchungen werden auf Viertaktmotoren beschränkt.
- b) Verhältnis des maximalen und minimalen Druckes (p_{\max}/p_{\min}) des Arbeitsprozesses. Nach unseren bisherigen Untersuchungen scheint es nicht maßgebend zu sein.
- c) Wärmezustand des Motors. Er wird in erster Linie durch die Zylinderwand und Schmieröltemperatur bestimmt.
- d) Motorendrehzahl bzw. mittlere Kolbengeschwindigkeit.
- e) Konstruktion bzw. die Motorenleistung oder das Hubvolumen. Sie beeinflussen unbedingt innerhalb bestimmter Grenzen den absoluten Wert des Reibungsmitteldruckes aber nicht den qualitativen Ablauf des Prozesses.

Der Reibungsmitteldruck kann also durch folgende — nach dem heutigen Kenntnissen nur durch Messung bestimmbar — Funktion ermittelt werden:

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

Zu jedem wirklichen Betriebszustand des Motors gehört ein solcher künstlicher Arbeitsprozess durch Änderung des Anfangsdruckes, des Kompressionsverhältnisses, der Zylinderwand- und Öltemperatur ferner der Drehzahl, der in Bezug der Reibung mit dem originalen Arbeitsprozess gleichwertig ist.

Die Bedingungen, bei denen der Reibungsmitteldruck des fremdgetriebenen Motors zum gleichen Motor mit Verbrennung unter Betriebsverhältnissen ähnlich ist, sind folgende: Die Durchschnittsdrucke, die Drehzahlen, das Verhältnis des maximalen und minimalen Druckes, ferner der Wärmezustand der beiden Motoren sollen gleich sein. Die Kompressionsverhältnisse der beiden Motoren müssen nicht gleich sein. Das Kompressionsverhältnis ε der fremd-

getriebenen Motore ist immer größer als im tatsächlichen Motor, weil das gleiche Verhältnis der maximalen und minimalen Drucke in beiden Motoren nur so zu erreichen ist.

Der Gesamtverlust des fremdgetriebenen Motors als Mitteldruck p_{gv} kann aus dem Drehmoment des Pendelmotors eindeutig bestimmt werden. Dieser Gesamtverlust p_{gv} ist aber — nach den bisherigen Untersuchungen — mit dem Reibungsverlust des Motors nicht gleich. Er ist um 30—40%, mehr und besteht aus folgenden Teilfaktoren:

$$p_{gv} = p_r + p_{pm} + p_{gv} + p_h + p_{ki} + p_{di} \quad (3)$$

Hier bedeuten:

- p_r tatsächlicher Reibungsmitteldruck des Motors (60—70% des Gesamtverlustes)
- p_{pm} Eigenverlust-Mitteldruck des Pendelmotors (max 0,5% des Gesamtverlustes)
- p_{gv} Indizierter Mitteldruck der negativen Ladungswechselschleife (20—25% des Gesamtverlustes). Der verhältnismäßig größere indizierte Mitteldruck der Ladungswechselschleife des fremdgetriebenen Motors entsteht infolge des Ansteigens der Saug- und Auspuffverluste. Dieses Indizieren beeinflusst aber die Genauigkeit der Messung nicht nachteilig, erstens, weil sein Wert um Größenordnung kleiner als der Gesamtverlust p_{gv} ist, zweitens, weil es hier um „Schwachfeder-Indikator“ handelt, das verhältnismäßig genauer bestimmbar ist.
- p_h Mitteldruck der vom Motor angetriebenen Hilfsaggregaten. In der Praxis wird nur die Ölpumpe vom Versuchsmotor angetrieben. Deshalb beträgt p_h max. 1% von p_{gv} .
- p_{ki} Indizierter Mitteldruck für die Arbeitseinbuße infolge des Wärmeaustausches zwischen Arbeitsstoff und Zylinderwand während des Hauptarbeitsprozesses (Kompression-Expansion), praktisch immer negativ. Er ist wegen seiner kleinen Größe (6—8%) durch Indizieren schwer zu bestimmen, ist aber gut und genau zu berechnen.
- p_{di} Indizierter Mitteldruck für die Verlustarbeit, die infolge der Undichtigkeiten zwischen den Kolbenringen und der Zylinderwand entsteht. Er kommt aus dem Hauptarbeitsprozess, und ist immer negativ. Er ist durch Indizieren auch nicht zu bestimmen, doch mit Hilfe der zwischen dem Kolben und der Zylinderwand entweichenden Verlustmenge gut zu berechnen. Sein Wert beträgt 3—5% des p_{gv} .

4. Meßergebnisse des Reibungsverlustes, Möglichkeiten der Verminderung der Reibungsverluste durch Optimieren der Kenngrößen des Motors und seines Arbeitsprozesses

Die mit Hilfe des im Punkt 3. behandelten Versuchsverfahrens und der Versuchseinrichtung gewonnenen Versuchsergebnisse sind im Bild 4 zu sehen. Im Bild ist der Reibungsmitteldruck p_r bei konstantem Durchschnittsdruck p_d als Funktion der Motorendrehzahl für verschiedene Motortemperaturen zu sehen. Der Motor ist ein 4-Zylinder-Viertakt-Motor vom Typ Csepel. Der Durchschnittsdruck $p_d = 6$ bar gewährleistet für den Motor eine bedeutende mechanische Belastung. Solcher Durchschnittsdruck entsteht bei unaufgeladenen, eventuell bei wenig aufgeladenen Diesel-Motoren bei Vollast. Die Versuchsergebnisse im Bild sind praktisch für Fahrzeugdieselmotoren von jedem Typ gültig

Der Reibungsmitteldruck p_r als Funktion der Motorendrehzahl weist einen deutlichen Minimalwert auf. Bei kleineren Drehzahlen steigt der Reibungsmitteldruck infolge der Verschlechterung der Schmierungsverhältnisse. Infolge der Verminderung der Geschwindigkeit der übereinander gleitenden Flächen entsteht ein immer weniger vollständiger hydrodynamischer Schmierzustand (halbtrockene Schmierung). Er steigt mit dem Wärmezustand des Motors, deshalb steigt die Reibung bei kleineren Drehzahlen und bei höherem Wärmezustand (Kurve 5).

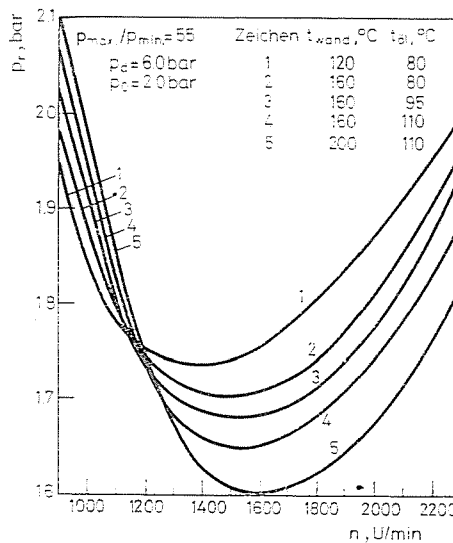


Bild 4. Änderung des Reibungsmitteldruckes p_r als Funktion der Motorendrehzahl bei größerer mechanischer Belastung für verschiedene Wärmebelastungen; 4-Zylinder-Motor vom Typ Csepel; t_{wand} — Zylinderwandtemperatur; $t_{öl}$ — Schmieröltemperatur

Bei höheren Drehzahlen des Motors steigt der Reibungsverlust infolge der Massenkräfte, die quadratisch proportional zu der Drehzahl sind, an. Die mechanische Belastung des Motors wird außer der Gaskräfte, maßgebend durch die Massenkräfte besonders bei höheren Drehzahlen, beeinflusst. Aber die höhere Drehzahl bzw. die größeren Gleitgeschwindigkeiten gewährleisten vorteilhafte Schmierbedingungen. Das Schmieröl wird trotz der höheren Temperaturen vom Lager nicht verdrängt. Deshalb sinkt der Reibungsverlust bei höherer Drehzahl mit Steigerung des Wärmezustandes des Motors. Der Wärmezustand des Motors wird durch die Zylinderwandtemperatur t_{wand} und Schmieröltemperatur $t_{\text{öl}}$ definiert. Im Bild 4 ist es gut zu sehen, daß der Reibungsverlust mit der Steigerung des Wärmezustandes des Motors im für die Praxis wichtigen mittleren und hohen Drehzahlbereich eindeutig sinkt.

Im Bild 5 wird der Reibungsmitteldruck als Funktion des Wärmezustandes des Motors bei Drehzahlen, wo der Reibungsverlust annähernd minimalen Wert besitzt, für verschiedene Durchschnittsdrücke dargestellt. Der Durchschnittsdruck $p_d = 3$ bar entsteht in tatsächlichem Motor bei minimaler Belastung (praktisch Leerlauf), der Durchschnittsdruck $p_d = 6$ bar entsteht in der Nähe der Vollast. Die Versuchsergebnisse beweisen eindeutig, daß der Reibungsmitteldruck p_r mit der Steigerung des Durchschnittsdruckes p_d (Steigerung der mechanischen Belastung) ständig steigt, doch mit Erhöhung des Wärmezustandes eindeutig sinkt. Bei höheren Drehzahlen sinkt der Reibungsverlust ständig bis zum maximalen, für die Konstruktion zulässigen Wärmezustand (Temperatur).

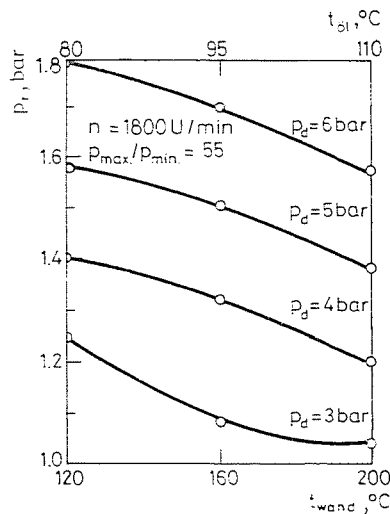


Bild. 5. Änderung des Reibungsmitteldruckes p_r als Funktion der Wärmebelastung bei konstanter Drehzahl, für verschiedene mechanische Belastungen; 4 — Zylinder-Motor vom Typ Csepel

Mit Hilfe ähnlicher Meßergebnisse können die Differentialquotienten ($\Delta p_r/\Delta p_d$; $\Delta p_r/\Delta t_m$) ausgearbeitet werden, die die Reibungsmitteldruck-Änderung Δp_r für Durchschnittsdruck-Änderung Δp_d bzw. für Wärmezustand-Änderung Δt_m darstellen. Mit Hilfe dieser Differentialquotienten können die verschiedenen Näherungsverfahren für die Bestimmung der Reibungsverluste genauer gestaltet werden.

Zum Schluß der Versuchsergebnisse werden die Möglichkeiten zusammengefaßt, bei denen die Reibungsverluste beim gegebenen Motor ohne Ölzusätze (Additive) vermindert bzw. optimiert werden können. Es ist klar, daß die obigen thermischen und Motoren-Kenngrößen für die anderen Verluste des Motors und seines Arbeitsprozesses nicht optimal werden, weil die optimalen Motoren — bzw. Arbeitsprozess-Kenngrößen mit Berücksichtigung aller Faktoren gebildet werden sollen.

Die zu den minimalen Reibungsverlusten notwendige Motoren- und Arbeitsprozess-Kenngrößen sind folgende:

- Verwirklichung solcher Arbeitsprozesse, wo der möglichst kleine Durchschnittsdruck p_d zum gegebenen indizierten Mitteldruck p_i gehört.
- Verwirklichung eines niedrigeren Motor-Wärmezustandes beim Dauerbetrieb zwischen minimalem und mittlerem Drehzahlbereich und Verwirklichung eines möglichst höheren Motorwärmezustandes — mit Berücksichtigung der Konstruktionsgrenzen — zwischen mittlerem und maximalem Drehzahlbereich.
- Betrieben des Motors möglichst bei solchen Drehzahlen, wo der Reibungsmitteldruck minimalen Wert besitzt.

Durch Einhalten der optimalen Motoren- und Arbeitsprozess-Kenngrößen kann der Reibungsverlust in Fahrzeug-Dieselmotoren um 4—6% vermindert werden.

5. Verminderung der Reibungsverluste mit Hilfe von Schmierölzusätze

Heutzutage gibt es zahlreiche im Handel auch vorhandene Schmierölzusätze, die die Verminderung der Reibung bzw. des Verschleißes begünstigen. Die vorteilhafte Wirkung jedes Reibung- bzw. Verschleiß-vermindernden Schmierölzusatzes wird durch verschiedene Wirkungsmechanismen geklärt, deshalb werden sie hier nicht behandelt, aber einige Versuchsergebnisse werden vorgeführt um das Maß der Reibungsverlust-Verminderung der heutzutage verwendeten Schmierölzusätze zu zeigen. Solche Meßergebnisse konnten bis heute deshalb nicht gezeigt werden weil die Fehlergrenzen der Meßergebnisse des arbeitenden Motors oder der obigen Näherungsverfahren bedeutend größer als die Reibungsverminderung infolge der Schmieröl zusätze sind. Unsere Rei-

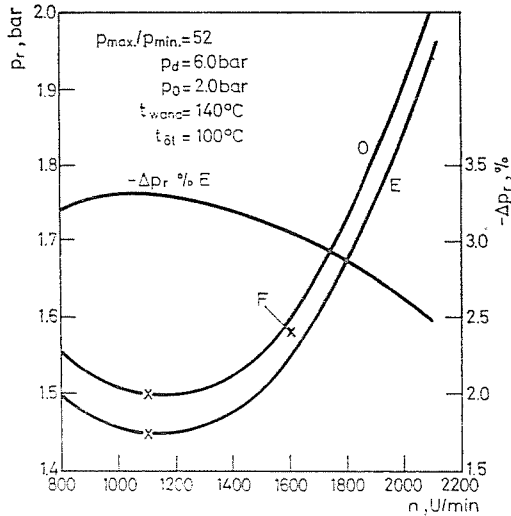


Bild. 6. Änderung des Reibungsmitteldruckes p_r als Funktion der Motorendrehzahl bei konstanter mechanischer und Wärmebelastung mit und ohne Schmierölzusatz; Motor vom Typ RABA-MAN D 2156 HM 6V;

- O — ohne Schmierölzusatz für die Reibungsverminderung
 E — mit Schmierölzusatz »ESKA« für die Reibungsverminderung
 F — mit Schmierölzusatz »FIMOL« für die Reibungsverminderung

Reibungsverminderung-Untersuchungen wurden mit Hilfe von zwei Schmierölzusätzen durchgeführt. Im weiteren wird darüber berichtet. Unsere Untersuchungen wurden am Dieselmotor RABA-MAN Typ D 2156 HM 6V durchgeführt. Die Meßergebnisse sind im Bild 6. zu sehen. Um eindeutige und korrekte Ergebnisse zu bekommen, wurde der Reibungsverlust des Motors ohne Schmierölzusatz als Funktion der Drehzahl bei gegebenem Wärmezustand und Durchschnittsdruck p_d zuerst bestimmt. Die im Bild 6 eingetragenen Motoren- und Arbeitsprozess-Kenngrößen waren während der Untersuchung unverändert.

Der Reibungsmitteldruck p_r als Funktion der Drehzahl ändert sich bei diesem Motor gleichermaßen, wie beim 4-Zylinder-Csepel-Motor im Bild 4. Bei kleineren Drehzahlen ist die erneute Erhöhung des Reibungsmitteldruckes hier deshalb nicht so auffallend, weil bei dieser Prüfung wegen regelungstechnischer Probleme des Pendelmotors nicht so niedrige Drehzahlen verwirklicht werden konnten, wo der Reibungsverlust schon bedeutend angestiegen wäre. Dieser Motor ist eine neuere Konstruktion, wo zum minimalen Reibungsmitteldruck niedrigere Drehzahl gehört. Nach der genauen Bestimmung des Reibungsverlustes bei Anwendung zusatzfreien Schmieröles (Bild 6; Kurve 0) wurde die reibungsvermindernde Wirkung des Schmierölzusatzes ESKA untersucht [6]. Laut unseren Untersuchungen erreicht der Schmierölzusatz ESKA die maximale reibungsvermindernde Wirkung bei der Gewichtskonzentration von 0,5—

0,6%. Bei kleinerer Konzentration ist er noch nicht genügend wirksam, bei größerer Konzentration (1%) nimmt die Viskosität des Öles schon in solchem Maß ab, daß der Reibungsverlust dadurch steigt. Während unserer Untersuchungen wurde die optimale Reibungsverminderung bei der Konzentration von 0,5—0,6%, durch wiederholte Verwendung des ESKA-zusatzes und Filterwechsel zwischen den zwei Verwendungen erreicht. Die Ergebnisse sind im Bild 6. zu sehen. Die durch ESKA erzielten Ergebnisse haben die Bezeichnung E. Im Bild wurde die prozentuale Reibungsverminderung auch eingetragen. Laut unserer Meßergebnisse wurde gleichmäßige Reibungsmitteldruckverminderung von $p_r \approx 0,05$ bar, unabhängig von der Drehzahl beim gegebenen Betriebszustand, erreicht. So entsteht die maximale prozentuale Reibungsverminderung dort, wo p_r den minimalen Wert besitzt. Es liegt bei der Drehzahl 1100/min wo maximale Reibungsverminderung 3,3% betrug. Die reibungsvermindende Wirkung des Zusatzstoffes kann man etwa 20 Minuten nach dem Einfüllen des Zusatzstoffes in den Motor feststellen. Nach eine Stunde Betriebszeit entstand der Beharrungszustand und keine weitere Reibungsverminderung war zu erwarten.

Nach den Versuchen mit ESKA wurden Untersuchungen mit dem Zusatzstoff FIMOL durchgeführt. Zuerst um die gemeinsame Wirkung der beiden reibungsmindernden Stoffe zu studieren, wurde FIMOL-Zusatzstoff nach den Vorschriften in das Schmieröl, das schon 1% ESKA hatte, eingefüllt. Das Ergebnis war eindeutig negativ. Die Viskosität des Öles stieg infolge der beiden Zusatzstoffe in solchem Maß, daß der Reibungsmitteldruck bei der Drehzahl $n = 1600$ /min, und bei den Kenngrößen des Motors und des Arbeitsprozesses, die im Bild 6 zu sehen sind, um 7,3% größer war. Das Geräusch des Motors stieg ebenfalls, er hatte einen härteren Gang. Die Erwärmung war auch bedeutend größer d. h. um die gegebene Wand- bzw. Schmieröltemperatur zu halten, mußte die Intensität der Kühlung bedeutend gesteigert werden. Nach jedem Anzeichen stieg der Reibungsverlust bedeutend. Da keine chemische Reaktionen zwischen den beiden Stoffe eintreten, mußte die Reibungssteigerung wegen der Steigerung der Viskosität des Schmieröles entstehen. Danach wurden Öl und Filter gewechselt und ein mehrstündiger motorreinigender Lauf durchgeführt, solange bis der Reibungszustand des Motors auf den originalen Zustand ohne ESKA-Zusatz zurückgegangen ist. Dann wurden Öl und Filter wieder gewechselt, und eine maximale Reibungsverminderung von $p_r \approx 1,3\%$ bei der vorschriftmäßigen Verwendung des Zusatzstoffes FIMOL ebenfalls bei der Drehzahl $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ erreicht.

Die mit Hilfe des Zusatzstoffes FIMOL erzielten Reibungsverhältnisse tragen im Bild 6 die Kennzeichnung „F“.

Um eine korrekte Auswertung zu erhalten, wird die Aufmerksamkeit nocheinmal darauf gelenkt, daß der Zusatzstoff FIMOL in einen Motor gefüllt wurde, der vorher mit dem Zusatzstoff ESKA behandelt war. Es steht fest,

daß der Motor nach der Reinigung von ESKA dem originalen Reibungszustand aufwies, aber es bestand die Möglichkeit nicht, das zu prüfen, welche Ergebnisse mit dem Zusatzstoff FIMOL zu erreichen sind, wenn die Untersuchungen an einem Motor der vorher mit ESKA nicht behandelt wurde, durchgeführt werden.

Der Verbraucher hat aber nicht für die Reibungsverminderung Interesse sondern für die Steigerung der effektiven Leistung, oder für die Verminderung des Kraftstoff-verbrauchs. Wenn man berücksichtigt, daß der Reibungsverlust maximal 14—16% vom Gesamtverlust ausmacht, ist es klar, daß die prozentuale Steigerung der effektiven Leistung bzw. die Verminderung des effektiven Verbrauchs bedeutend kleiner, als die prozentuale Verminderung des Reibungsmitteldruckes sind.

Nach den obigen — ohne die Berechnungen in Einzelheiten abzuleiten — besteht der folgende Zusammenhang zwischen der prozentualen Verminderung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches b_{ek} und der prozentualen Verminderung des Reibungsmitteldruckes:

$$\Delta b_{ek} \% = (0,25 - 0,35) \Delta p_r \% \quad (4)$$

Im Zusammenhang (4) ist die kleinere Konstante für Vollast und die größere für Teillast gültig.

Nach unseren Untersuchungen kann gesagt werden, daß die Reibung und Verschleiß-vermindernden Schmierölzusätze durch die Verminderung der Reibung die effektive Leistung und den effektiven Verbrauch des Motors ungefähr um 1% verbessern.

Die Zusatzstoffe verbessern, außer der Verminderung der Reibung, die Dichtung zwischen den Kolbenringen und dem Zylinder. Dadurch wird die Menge des in das Kurbelgehäuse gelangenden Arbeitsstoffes geringer, das effektive Kompressionsverhältnis (nicht das geometrische) größer. Es steigt der indizierte Mitteldruck, die Leistung und der Verbrauch des Motors werden günstiger. Diese Wirkungen machen sich in erster Linie bei (Benzin-) Motoren mit kleinerem Kompressionsverhältnis und mit größerem Verschleiß bemerkbar. Diese Wirkungen des Zusatzstoffes wurden von uns nicht beobachtet. Es ist aber zu berücksichtigen, daß unsere Untersuchungen an einem Motor mit größerem Kompressionsverhältnis und im neuen Zustand durchgeführt wurden.

Zusammenfassung

Die Veröffentlichung beschäftigt sich mit der Bestimmung und mit der Möglichkeit der Verminderung der Reibungsverluste der Kolben-Verbrennungsmotoren.

Der Verfasser hat für die Bestimmung der Reibungsverluste eine genauere Methode des Fremdantriebs ausgearbeitet. Mit Hilfe der ausgearbeiteten Methode können die anderen Näherungsverfahren genauer gestaltet werden.

Nach den durchgeführten Untersuchungen können die Reibungsverluste im Fahrzeugdieselmotor bei der Einstellung von optimalen Motor- und Arbeitsprozeßkenngrößen um 4—6% vermindert werden.

Mit Hilfe der Schmierstoffzusätze kann eine Reibungsverminderung im Fahrzeugdieselmotor um 2—3% erreicht werden, was eine 0,5—1% Verminderung des spezifischen Kraftstoffverbrauches zur Folge hat.

Literatur

1. KOCHANOWSKI, H.: Beitrag zur Bestimmung der Abhängigkeit des Reibungsmitteldruckes bei Verbrennungskraftmaschinen von verschiedenen Betriebsparametern. Dissertation TU Hannover, (1975)
2. LANG, O.: Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren. Schmiertechnik und Tribologie 29, 3. S. 90/92 (1982)
3. PÁSZTOR, E.: Belsőégésű dugattyús motorok munkafolyamata és mechanikai határfoka közötti kapcsolat vizsgálata (Untersuchung der Verbindung zwischen dem Arbeitsprozess und dem mechanischen Wirkungsgrad von Kolben-Verbrennungsmotoren). Dr. Sc. Dissertation, Budapest (Ungarisch)
4. PÁSZTOR, E.: Weiterentwicklungsmöglichkeiten der zur Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades von Hubkolbenverbrennungsmotoren dienenden Näherungsmeßverfahren. Acta Technica. 70 (3—4), pp 343—369 (1971).
5. PÁSZTOR, E.: Entwicklung einer Versuchseinrichtung für die Messung der Reibung und des Verschleisses von Kolben-Verbrennungsmotoren. Versuchsbericht. TU. Budapest Institut für Fahrzeuge (Ungarisch)
6. PÁSZTOR, E.: Untersuchung der Wirkung des einheitlichen Reibungs- und Verschleissvermindernden Zusatzstoffes ESKA. — Versuchsbericht. TU Budapest. Institut für Fahrzeuge (Ungarisch)

Prof. Dr.-Ing. E. PÁSZTOR H-1521 Budapest