

# THERMISCHE UND REIBUNGS-PROBLEME DES KALTSTARTES VON VERBRENNUNGSMOTOREN

Ildikó HUNYADI-KISS\* und Endre PÁSZTOR\*\*

Fakultät für Verkehrswesen  
Technische Universität Budapest  
H-1521 Budapest, Ungarn  
Fax: +36 1 463-3080, email:kiss@jgi.bme.hu  
\* +36 1 463-1916  
\*\* +36 1 463-1094

Eingegangen: 2 November 1998

## Abstract

Operation at low temperatures sets special demands on the engine (preheating, heat retention, starting device, etc.) with the aim to decrease the starting time when cold starting. For that purpose preheating is necessary at component part temperatures below  $-20$  to  $-30^{\circ}\text{C}$ . The analysis of rotational losses when cold starting a motor shows that the part of the friction coming from the bearings increases against that of the piston when engine starting temperature is low.

*Keywords:* self-ignition at diesel engines, warming-up of the cylinder head, starting input.

## 1. Einleitung, Themenwahl

Der Start des kalten Dieselmotors verursacht im Allgemeinen große Schwierigkeiten. Die TU Budapest, Fakultät für Verkehrswesen entwickelte mit der Unterstützung der Autobusfabrik "Ikarus" ein Verfahren um die Schwierigkeiten des Kaltstartes von Fahrzeugmotoren zu verringern. Der Budapester Verkehrsbetrieb verwendet bereits erfolgreich dieses Verfahren. Das Verfahren wurde schon mehrmals bekanntgemacht [1], [2], [3]. Im Interesse der Vorstellung der Bedeutung des Verfahrens untersuchen wir ausführlich die Schwierigkeiten des Kaltstartes.

Die Schwierigkeiten kann man in folgende Gruppen einteilen.

- Die Senkung der Kompressionsendtemperatur unter die Zündtemperatur des Brennstoffes aufgrund des Kühlungseffektes der kalten Zylinderwand, des kalten Zylinderkopfes und des vergrößerten Kartergasverlustes.
- Die Vergrößerung des Reibungsverlustes infolge des kalten Schmieröls und der Motor-Einzelteile.
- Die Verminderung der Kapazität von elektrischen Batterien wegen Senkung der Temperatur.

## 2. Die Kompressionsendtemperatursenkung und Kompressionsendtemperatur

Zu Beginn werden wir uns mit der Kompressionsendtemperatursenkung im Falle von Kaltstart beschäftigen. Im Falle von isentropischer Kompression und Expansion ohne Verbrennungsprozess (*Bild 1a*) decken sich die beiden Kurven genau, mit gegebenem Kompressionsverhältnis und mit gegebener Kompressionsanfangstemperatur ist die Kompressionsendtemperatur am höchsten.

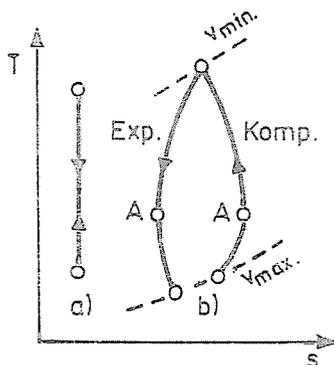


Abb. 1. Der Vorgang der Kompression und Expansion ohne Verbrennung.  
a - Idealer; b - Wirklicher; A - Adiabatischer Punkt

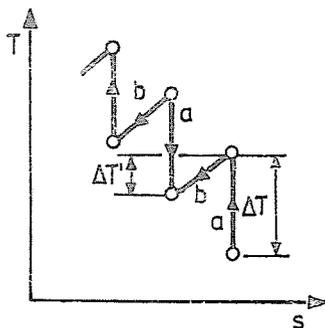


Abb. 2. Rechenschema für die Kompression unter dem Einfluß von Wärmeabgabe.  
a - Elementare isentropische Kompression; b - Elementare isochore Wärmeentnahme

Bei einer wirklichen Zustandsänderung des warmen Motors (*Bild 1b*) steigt zu Beginn der Kompression die Entropie des Arbeitsmediums an,

nachdem die Zylinderwand wärmer geworden ist als das Arbeitsmedium, und wenn die Wärme von der Zylinderwand in das Arbeitsmedium strömt. Nach dem sogenannten adiabatischen Punkt, wo die Temperatur der Zylinderwand und die des Arbeitsmediums gleich sind, kehrt die Richtung der Wärmeströmung um, und verringert so die Entropie des Mediums [4], [5].

Unter dem Einfluß der Wärmeabgabe des Arbeitsmediums wird die wirkliche Kompressionsendtemperatur niedriger als die isentropische Kompressionsendtemperatur. Dieser Effekt ist besonders wesentlich beim *kalten Motor*. Bei kaltem Motor gibt es keinen adiabatischen Punkt. Die Zylinderwand und der Zylinderkopf sind immer kälter als das Arbeitsmedium. Die Wärme strömt nur vom Arbeitsmedium in die Zylinderwand und den Zylinderkopf, und die Entropie verringert sich immer während des Kompressionsvorganges.

Zur Berechnung der wirklichen Kompressionsendtemperatur muss die Kompression in isentropische elementare Zustandsänderungen sowie in elementare isochore Vorgänge (Wärmeübergabe bzw. Wärmeentnahme) nach *Bild 2* geteilt werden. Zwecks Steigerung der Genauigkeit wurden die isentropischen elementaren Abschnitte derart bestimmt, dass die in dem Abschnitt entstehende Temperaturabnahme  $\Delta T$  immer gleich sei. Mit Hilfe dieses Verfahrens ist die Durchschnittstemperatur des gegebenen  $n$ -ten Abschnitts und damit auch der isentropische Exponent des wirklichen Arbeitsmediums immer genau bestimmbar [6].

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wurde nach der Formel SITKEI – WOSCHNI durchgeführt [7], [8]. Außerdem wurde eine verallgemeinerte Formel auch verwendet [6]. Die Ergebnisse der Berechnungen entsprechend den Berechnungsschemata auf *Bild 2* kann man auf *Bild 3* betrachten, wo in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  und dem Kompressionsverhältnis  $\varepsilon$  die Kompressionsendtemperaturabnahme  $\Delta T'_{kab}$  bei Motor ohne Vorwärmung und mit Vorwärmung dargestellt wurde.

Nach unseren Ergebnissen [9], wegen der Vorwärmung des Motors beträgt die Temperatursteigerung  $\Delta T_{\text{Motor}}$  der Zylinderwand und des Zylinderkopfes des Motors annäherungsweise  $40^\circ\text{C}$ . Ohne Vorwärmung sind die Anfangs-temperatur der Kompression  $t_0$  und die Wandtemperatur  $t_{\text{Wand}}$  identisch. Mit Vorwärmung ist die Anfangstemperatur  $t_0$  ungefähr um  $5^\circ\text{C}$  wärmer als die Umgebungstemperatur  $t_{\text{Umgebung}}$  wegen des Heizungseffektes der Zylinderwand und des Zylinderkopfes [10], [11].

Aus *Bild 3* kann man erkennen, dass die Kompressionsendtemperaturabnahme  $\Delta T'_{kab}$  mit der Vorwärmung des Motors wesentlich kleiner wird. Es ist sehr wichtig und nicht günstig vom Gesichtspunkt des Kaltstartes des Motors aus, daß die Kompressionsendtemperaturabnahme  $\Delta T'_{kab}$  mit der Verminderung der Motordrehzahl wegen der Zunahme der Zeit von der Wärmeentnahme während der Kompression wesentlich vergrößert wird. Die andere Ursache der großen Kompressionsendtemperaturabnahme ist, daß sich der prozentuale Kartergasverlust  $\Delta M_g/L_g$  bei niedrigen "Startdrehzahlen" der schlechten Schmierungsverhältnisse halber wesentlich ver-

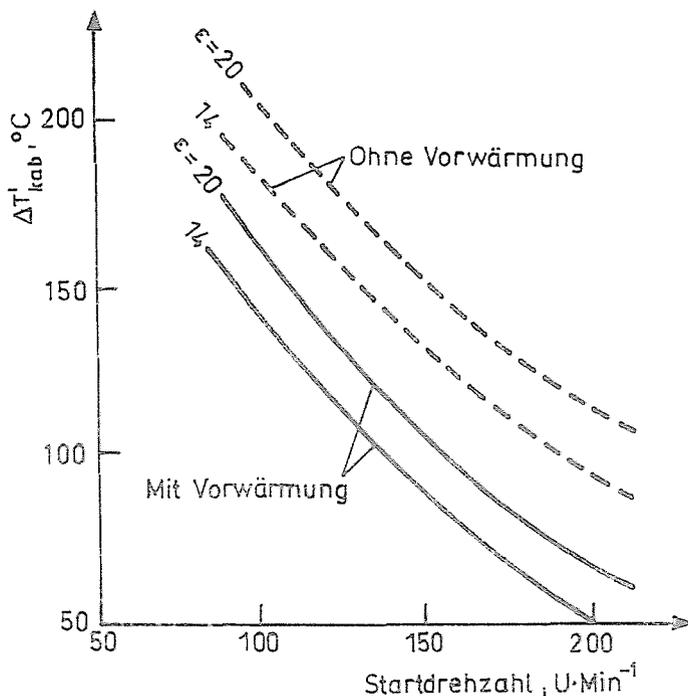


Abb. 3. Die Kompressionsendtemperaturabnahme  $\Delta T'_{kab}$  in Abhängigkeit von der Startdrehzahl unter dem Einfluss von Wärmeabgabe. - - - Ohne Vorwärmung  $t_{Wand} = t_0 = t_{Umg} = -20^\circ\text{C}$ ; — Mit Vorwärmung  $t_{Wand} = +20^\circ\text{C}$ ,  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_{Umg} = -20^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{Motor} = +40^\circ\text{C}$ ;  $t_{Umg}$  - Umgebungstemperatur;  $t_0$  - Anfangstemperatur der Kompression;  $t_{Wand}$  - Wandtemperatur des Motors;  $\Delta T_{Motor}$  - Wandtemperatursteigerung wegen der Vorwärmung des Motors;  $\varepsilon$  - Kompressionsverhältnis

größert [wobei:  $\Delta M_g$  während des gesamten Arbeitsprozesses (2 Umdrehungen) durchsickernde Menge des Arbeitsmediums und  $L_g$  Menge der während eines Arbeitsprozesses des Motors angesaugten Luft (Arbeitsmedium) ist]. Warum und wie hängt die Kompressionsendtemperatur vom prozentualen Kartergasverlust ab? Infolge der unvollkommenen Dichtung zwischen dem Kolben und der Zylinderwand sickert ein Teil des Arbeitsmediums in das Kurbelhäuse woher es durch den Lüftungsstutzen ins Freie ausströmt. Auch aufgrund dieser Undichtigkeit vermindern sich der Druck und die Temperatur während der Kompression und auch wegen dieser Undichtigkeit liegt die Expansionskurve ohne Verbrennungsvorgang unter der Kompressionskurve.

Den Vorgang und das mathematische Modell der Berechnung verdeutlicht das Bild 4 im  $p - v$  Diagramm. Die Kurve der Zustandsänderung

der Kompression besteht aus isentropischen Elementarabschnitten und aus Elementar-Druckabfällen, die unter der Wirkung der Undichtigkeit bei konstantem Hubvolumen, d.h. bei angehaltenem Kolben zustande kommt. Das Verfahren für die Berechnung der isentropischen Abschnitte ist schon bekannt, deswegen besprechen wir hier nur die Berechnung des infolge der Undichtigkeiten beim konstanten Volumen (angehaltenen Kolben) zustandekommenden Druck- und Temperaturabfalls [4].

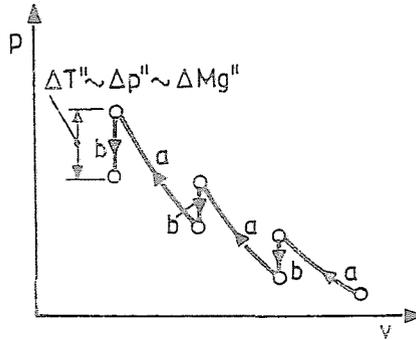


Abb. 4. Rechenschema für die Kompression unter dem Einfluß von Undichtigkeit zwischen der Zylinderwand und dem Kolben. a – Elementare isentropische Kompression; b – Elementarer Druckabfall

Das Problem kann eigentlich auf die Ausströmung aus einem geschlossenen Behälter mit endlichem Volumen zurückgeführt werden. Die innere Energie des Gases im Behälter ist vor dem Aussickern bekannt und eindeutig. Aus dem Behälter strömt das Medium der Masse  $\Delta M_g''$  in einer gegebenen Zeit aus, während der Behälterdruck um  $\Delta p''$ , die Behältertemperatur um  $\Delta T''$ , und die innere Energie um  $\Delta U''$  sinkt. Die Verringerung der inneren Energie des Mediums im Behälter ist gleich der Enthalpie des aussickernden Mediums. Aus dieser Bedingung werden die  $\Delta T''$  Elementare Temperaturabnahme und ebenso die  $\Delta T''_{kab}$  Kompressionsendtemperaturabnahme bestimmt. Im Interesse der Erhöhung der Genauigkeit der Berechnungen wird die Durchschnittstemperatur des aussickernden Mediums in Betracht gezogen.

Noch eine weitere grundlegende Bedingung ist die während der einzelnen Teilhübe durchsickernde Menge des Mediums. Die Gesamt mengen während des gesamten Arbeitsprozesses, beziehungsweise das während der Kompression und der Expansion durchsickernde Volumen sind messbar, die Verteilung der durchsickernden Menge in Abhängigkeit von dem Hub ist jedoch unbekannt. Ausgehend von einer mit guter Annäherung laminaren isothermischen Strömung zwischen dem Kolben, den Kolbenringen und der Zylinderwand kann dieses Problem gelöst werden. Die Strömung ist hier bis zu

einem gewissen Grade dem Vorgang in den Kapillarröhren von Kühlmaschinen ähnlich [6].

Die Ergebnisse der nur teilweise bekanntgegebenen Berechnung kann man auf dem *Bild 5* betrachten, auf dem wir die Kompressionsendtemperaturabnahme  $\Delta T''_{kab}$  in Abhängigkeit vom prozentualen Kartergasverlust dargestellt haben. Die Kompressionsendtemperaturabnahme  $\Delta T''_{kab}$  hängt hauptsächlich vom prozentualen Kartergasverlust  $\Delta M_g/L_g$  ab.

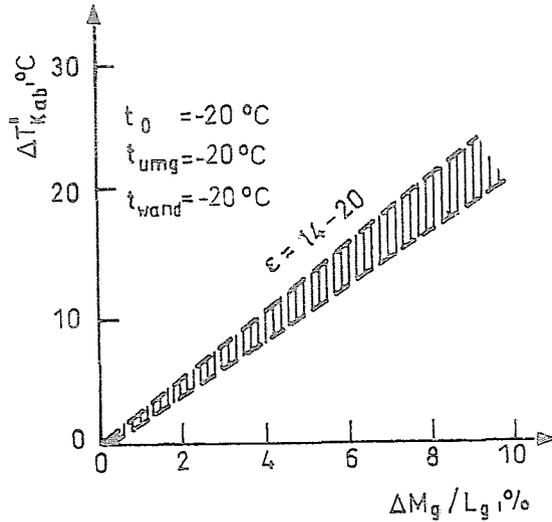


Abb. 5. Die Kompressionsendtemperaturabnahme  $\Delta T''_{kab}$  in Abhängigkeit von prozentualen Kartergasverlust  $\Delta M_g/L_g$ .  $\Delta M_g$  - Kartergasverlustmenge;  $L_g$  - Luftmenge

Der prozentuale Kartergasverlust hängt sehr stark von der Drehzahl und der Vorwärmung des Motors ab. Beim Kaltstart ohne Vorwärmung des Motors ist der prozentuale Kartergasverlust ungefähr 8 - 15%, und mit Vorwärmung 5 - 9%. Bei Betriebsdrehzahlen beträgt der prozentuale Kartergasverlust maximal 0,4 - 0,6%.

Mit Hilfe der zwei Kompressionsendtemperaturabnahmen  $\Delta T'_{kab}$  und  $\Delta T''_{kab}$  können wir die wirkliche Kompressionsendtemperatur  $t_{kend}$  in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  und dem Kompressionsverhältnis ohne und mit Vorwärmung des Motors bestimmen. Die Ergebnisse sind auf dem *Bild 6* dargestellt. Die Kompressionsendtemperatur  $t_{kend}$  vergrößert sich in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem Kompressionsverhältnis  $\varepsilon$  und sie wächst mit der Vorwärmung des Motors.

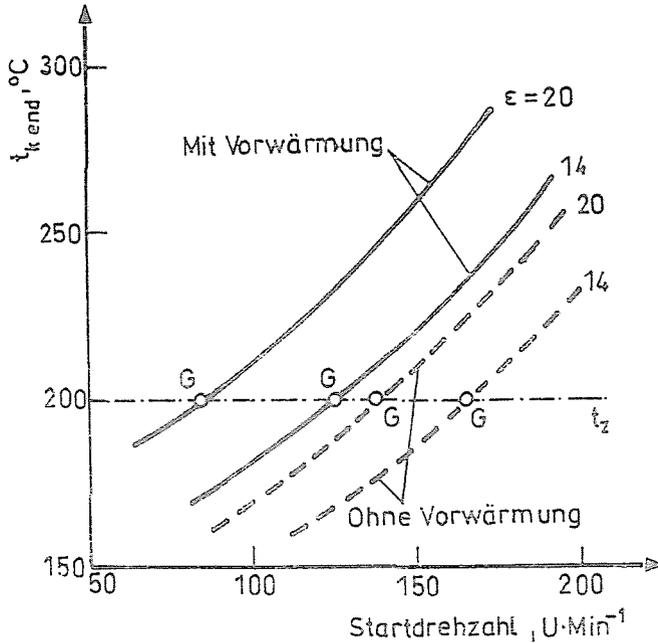


Abb. 6. Die Kompressionsendtemperatur  $t_{k_{end}}$  in Abhängigkeit von Startdrehzahl.  $G$  - Zündgrenzdrehzahl;  $t_z$  - Zündtemperatur; --- Ohne Vorwärmung;  $\Delta M_g/L_g = 8\%$ ,  $t_{Wand} = t_0 = t_{Umg} = -20^\circ\text{C}$ ; — Mit Vorwärmung;  $\Delta M_g/L_g = 5\%$ ,  $t_{Wand} = +20^\circ\text{C}$ ,  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_{Umg} = -20^\circ\text{C}$

### 3. Die Bestimmung der Zündgrenzdrehzahl

Um die thermischen Probleme des Kaltstarts von Motoren abzuschaffen benötigen wir noch die Zündtemperatur  $t_z$  des Gemisches der Luft und des Dieselöls. Der Minimalwert der Zündtemperatur  $t_z$  des Gemisches ist in Abhängigkeit von dem Gemischdruck auf dem *Bild 7* dargestellt, woraus man erkennen kann, daß der Minimalwert der Zündtemperatur  $t_z$  ungefähr  $200^\circ\text{C}$  beträgt [12].

Mit Hilfe der Ergebnisse vom *Bild 6* und *7* kann man natürlich nur annäherungsweise die sogenannte Zündgrenzdrehzahl bestimmen, bei der die erste Zündung statistisch entsteht. Auf dem *Bild 6* haben wir die Zündgrenzdrehzahl mit Buchstaben  $G$  gekennzeichnet. Nach unseren Untersuchungen liegt die Zündgrenzdrehzahl bei Umgebungstemperatur  $-20^\circ\text{C}$ , ohne Vorwärmung des Motors, zwischen  $130 - 170$  und mit Vorwärmung zwischen  $80 - 120$  Umdrehungen/Minute bei Autobus- und Lastwagendieselmotoren.

Natürlich wird die Zündgrenzdrehzahl noch von einigen anderen Pa-

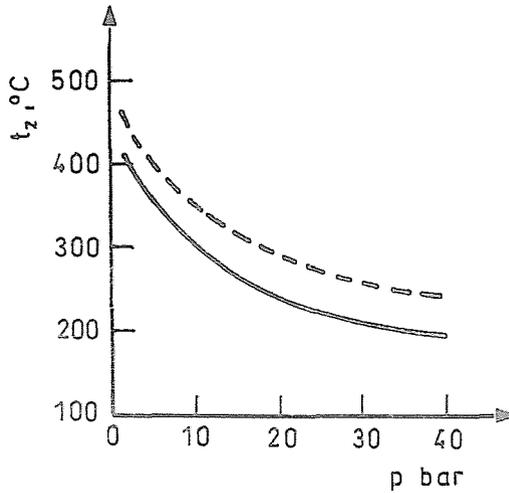


Abb. 7. Die Änderung des Minimalwertes der Zündtemperatur  $t_z$  in Abhängigkeit von dem Gemischdruck  $p$ . - - - Benzin; — Dieselöl

rametern beeinflusst, zum Beispiel: die Form und Art der Brennkammer, die Eigenschaften des Einspritzsystems und des Dieselöls, die Umgebungstemperatur, die relative Feuchtigkeit der von Motor angesaugten Luft, ist auch irgendeine Starthilfe möglich oder nicht.

*Zusammengefasst:* Es existiert eine Zündgrenzdrehzahl bei Dieselmotoren. Das Ziel des Startes, besonders des Kaltstartes ist die Zündgrenzdrehzahl mit Hilfe des Anlaßmotors zu erreichen. Diesen Vorgang erschwert die Tatsache, dass der Reibungsverlust des Motors mit sinkender Umgebungstemperatur wesentlich zunimmt und die Kapazität der Batterie abnimmt. Im weiteren beschäftigen wir uns mit der Frage des Reibungsverlustes bei sinkender Umgebungstemperatur.

#### 4. Der Reibungsverlust bei niedriger Umgebungstemperatur

Die Viskosität  $\eta_{öl}$  des Motor-Schmieröls nimmt mit fallender Temperatur zu. Auf dem *Bild 8* für allgemeines Winteröl kann man die Änderung der Viskosität  $\eta_{öl}$  in Abhängigkeit von der Öltemperatur betrachten [13]. Von  $+20^\circ\text{C}$  bis  $-40^\circ\text{C}$  steigt die Viskosität  $\eta$  ungefähr um das 1000-fache. Der Reibungsverlust ist nicht linear-proportional mit der Ölviskosität  $\eta_{öl}$ , aber er nimmt mit fallender Umgebungstemperatur stark zu. Die Änderung des gesamten mechanischen Verlustes des Motors ist in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur bei Start ohne Vorwärmung auf dem *Bild 9* zu se-

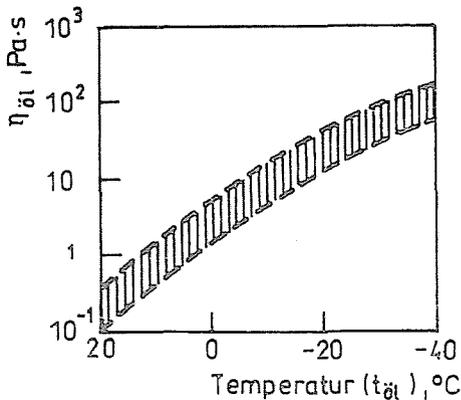


Abb. 8. Die Änderung der Ölviskosität  $\eta_{\text{öl}}$  in Abhängigkeit von der Öltemperatur  $t_{\text{öl}}$

hen [14]. Das Bild ist im allgemeinen für Autobus- und Lastkraftfahrzeug-Motoren gültig. Mit guter Annäherung kann man sagen, dass sich der gesamte mechanische Verlust vergrößert in Mittel-, West- und Nord-Europa zwischen Sommer und Winter ungefähr um das 2 – 3-fache.

Die prozentuale Verteilung der mechanischen Verluste des gesamten Motors unter den Bestandteilen des Motors in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur bei Start kann man auf dem *Bild 10* betrachten. Der prozentuale Haupttriebwerkverlust nimmt etwas mit Verminderung der Umgebungstemperatur ab, aber er bleibt annäherungsweise zwischen  $+20^{\circ}\text{C}$  und  $-20^{\circ}\text{C}$  konstant. Auf dem *Bild 10* haben wir auch die prozentuale Verteilung der Verluste des Haupttriebwerkes dargestellt. Aus dem Bild ist es sichtbar, daß der Kolbenreibungsverlust immer sehr wesentlich ist, aber der Lagerreibungsverlust nimmt bei sehr niedriger Umgebungstemperatur zu [14]. Maßnahmen zur Verminderung der Kaltstartreibung haben sich daher durch Beheizung der Gleitflächen mit sehr sinkenden Starttemperatur immer mehr auf die Gleitlager zu konzentrieren. Unserer Meinung nach ist bis einer Umgebungstemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  nur die Vorwärmung der Zylinderwand und des Zylinderkopfes notwendig [3], unter einer Umgebungstemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  ist die Vorwärmung der Lager auch erforderlich [15].

Unseren Berechnungen nach vermindert sich, im Falle der Vorwärmung der Zylinderwand und des Kopfes von  $-20^{\circ}\text{C}$  bis  $+20^{\circ}\text{C}$ , der Reibungsverlust des Motors ungefähr um 70 – 80%, während sich der gesamte mechanische Verlust des Motors etwa um 50 – 60% vermindert.

Mit Berücksichtigung der Motordaten von Raba-Mann beträgt die Leistungsaufnahme des Anlaßmotors bei einer Umgebungstemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  und Startdrehzahl von 100 Umdrehungen/Min. am Anfang des Star-

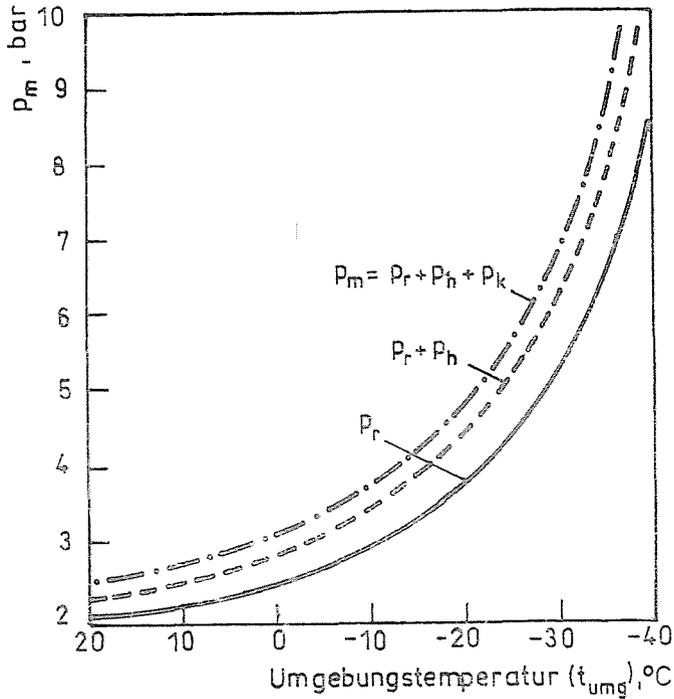


Abb. 9. Die Änderung des mechanischen Mitteldruckes  $p_m$  in Funktion der Umgebungstemperatur  $t_{umg}$ .

— Reibungsverlustmitteldruck ( $p_r$ );

- - -  $p_r +$  Hilfsmaschinenverlustmitteldruck ( $p_h$ ) =  $p_r + p_h$ ;

- · - · -  $p_r + p_h +$  Kurbelraumdichtungsmitteldruck ( $p_k$ ) =  $p_r + p_h + p_k$  =  $p_m$ . Gültig: Ohne Vorwärmung,  $t_{Wand} = t_0 = t_{umg}$ ; Eff. Leistung: 150 - 300 kW. Gesamthubvolumen: 10 - 20 liter; Startdrehzahl: 70 - 160 U/min

tes ohne Vorwärmung etwa 7 - 9 kW, mit Vorwärmung etwa 4 - 6 kW.

Die Sache von einer anderen Seite betrachtend: bei annäherungsweise konstanter elektrischer Batterieleistung, mit Vorwärmung des Motors, vergrößert sich die Kaltstartdrehzahl wegen der Verminderung des Reibungsverlustes etwa um 40%. Bei größerer Startdrehzahl trifft die erste Zündung leichter ein, der Kaltstart wird sicherer sein.

Es gibt noch eine große Schwierigkeit bei Kaltstart, die Verminderung der Kapazität der Batterie. Auf dem *Bild 11* kann man die Verminderung der prozentualen Kapazität in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur betrachten. Mit diesem Problem beschäftigen wir uns nicht, es wird nur beachtet, dass eine Temperaturverminderung von 1°C annäherungsweise eine Batteriekapazität-Verminderung von 1% verursacht [16]. Die Vorwär-

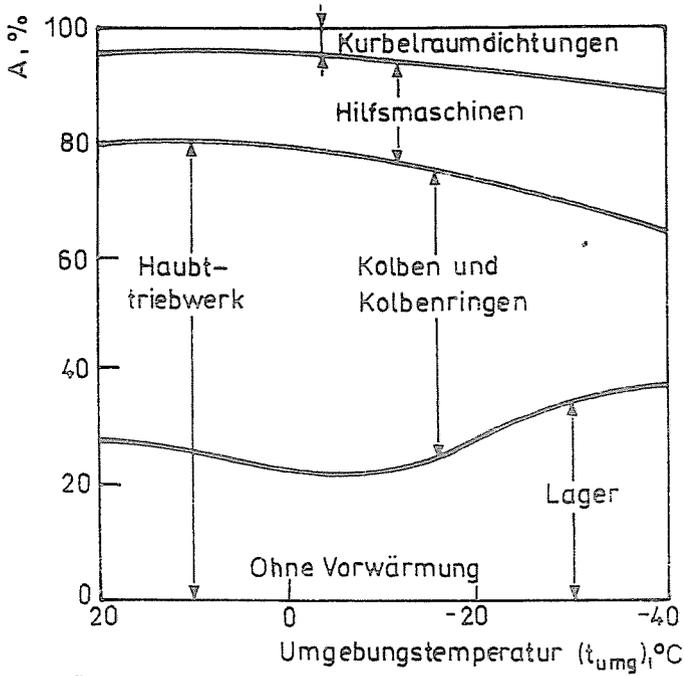


Abb. 10. Die Änderung der prozentualen Verteilung der Reibungsverluste  $A$ , in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur  $t_{UMG}$

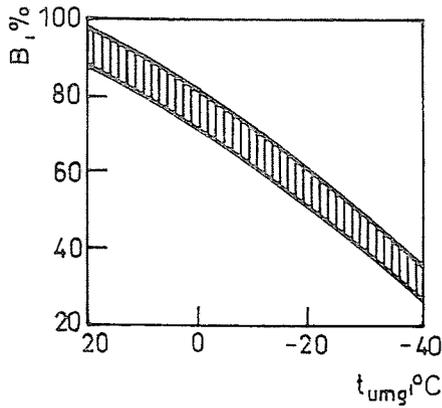


Abb. 11. Die Änderung der prozentualen Kapazitätsverminderung  $B$  der Batterie in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur  $t_{UMG}$

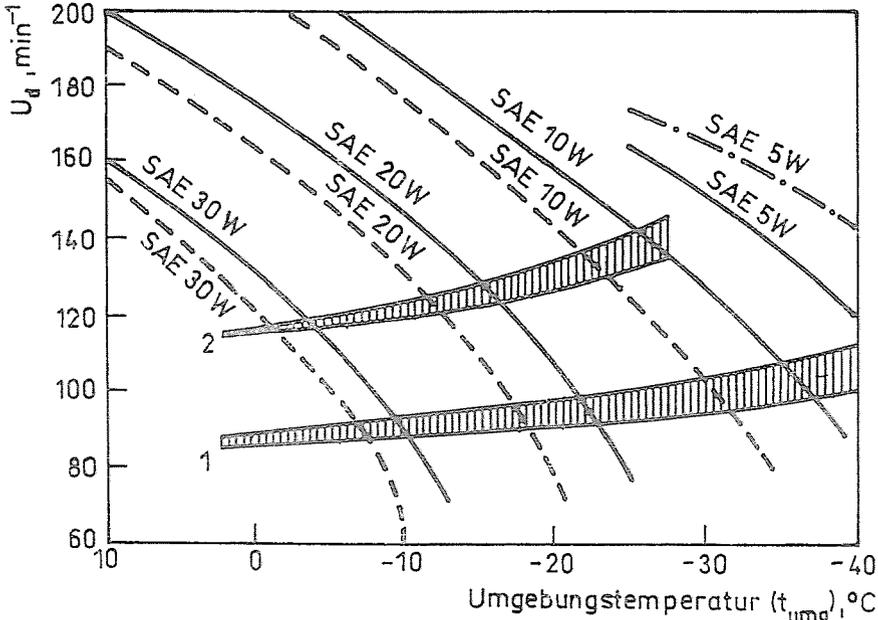


Abb. 12. Die Durchreh-Drehzahl  $U_d$  und die Zündgrenzdrehzahl in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur  $t_{\text{umg}}$  bei verschiedenen Ölviskositäten und Ladezuständen der Batterie, ohne Vorwärmung des Motors.

- 1 - Zündgrenzdrehzahl mit Flammglühanlage;
- 2 - Zündgrenzdrehzahl ohne Starthilfe;
- Batterie 100% geladen, kalt;
- - - Batterie 75% geladen, kalt;
- · - · - Batterie 100% geladen, +20°C

mung der Batterien ist praktisch ein unlösbares Problem, aber die Vorwärmung des Motors ist relativ gut und leicht lösbar.

Zum Abschluss sollen die Durchreh-Drehzahlen (erzielbare Drehzahl des Anlaßmotors) und die Zündgrenzen eines luftgekühlten 8-Zylinder-Dieselmotors für Schwerfahrzeuge ohne Vorwärmung des Motors als Beispiel gezeigt werden, *Bild 12* [17]. Sie hängen vom verwendeten Öl ab. Je höher die Viskosität, desto niedriger die Durchreh-Drehzahl. Damit ist auch die Temperatur mit eingeschlossen: Je tiefer die Umgebungstemperatur, desto niedriger ist die erzielbare Drehzahl beim Start. Natürlich spielt auch der Ladezustand der Batterie mit. Die eingezeichneten Zündgrenzen zeigen auch den Unterschied der Verhältnisse mit und ohne Flammglühkerzen. Wird beim Start die Zündgrenze nicht erreicht (weil z.B. die Batterie zu schwach ist), so ist die Reibleistung größer als die innere Leistung nach der Zündung und der Motor bleibt stehen.

## 5. Zusammenfassung

Bei tiefen Umgebungstemperaturen stellt der Betrieb besondere Anforderungen an die Motorausrüstung wie Vorwärmung, Wärmedämmung, Startanlage, usw. Das grundlegende Ziel ist während der Kompression die Zündtemperatur des Brennstoffes zu erreichen. Es existiert eine Zündgrendrehzahl bei Dieselmotoren. Das Ziel des Startes, besonders des Kaltstartes ist die Zündgrendrehzahl mit Hilfe des Anlaßmotors zu erreichen. Die Vorwärmung des Motors erleichtert den Startvorgang. Der Reibungsverlust des Motors nimmt mit fallender Umgebungstemperatur stark zu, und diese Tatsache erschwert besonders das Erreichen der Zündgrendrehzahl.

## Literatur

- [1] HUNYADI-KISS, I. (1988): Heizung bzw. Vorheizung von Autobussen und Erleichterung des Kaltstartes von Dieselmotoren unter Verwendung der in einem Wärmespeicher gespeicherten Energie der Auspuffgase. *Technik des Fahrkomforts CSSR*, Tatranska Lomnica 1988. okt. 4-6 S. 59-61.
- [2] HUNYADI-KISS, I. (1988): Erleichterung des Kaltstartes von Fahrzeugdieselmotoren durch Anwendung der in einem Wärmereservoir gespeicherten Energie der Auspuffgase. *KONES' 88*. Polska akademia nauk oddziak. Poznan.
- [3] KISSNÉ HUNYADI, I. (1992): Hőtárolós motorelőmelegítő rendszerek és termikus hatásuk vizsgálata belsőégésű motorok hidegindításánál. Kandidátusi értekezés. Budapest. BME.
- [4] PÁSZTOR, E. (1968): Methode zur Bestimmung des Reibungsmitteldruckes von Kolben-Verbrennungsmotoren. *Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae*, Budapest. Tom. 62(3-4). pp. 381-408.
- [5] PÁSZTOR, E. (1968): Über Bestimmung der Reibungsarbeit und des mechanischen Wirkungsgrades bei Verbrennungsmotoren *MZ*. 29 Jahrgang Nr. 2.
- [6] PÁSZTOR, E. (1970): Belsőégésű motorok munkafolyamata és mechanikai hatásfoka közötti kapcsolat vizsgálata. Akadémiai doktori disszertáció. Budapest. MTA.
- [7] SITKEI, G. (1962): Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges in Motor. *Konstruktion*, 14/2 S. 64-71.
- [8] WOSCHNI, G. (1965): Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. *MTZ*. 26/4. S. 128-133.
- [9] HUNYADI-KISS, I. (1989): Erleichterung des Kaltstartes von Fahrzeugdieselmotoren durch Verwendung eines Wärmereservoirs. TH. Zwickau, Wissenschaftliche Tagung der Sektion Kraftfahrzeugtechnik. *Wissenschaftliche Berichte*, S. 60-69.
- [10] PÁSZTOR, E. (1974): Bestimmung der Ansaugendtemperatur in Verbrennungsmotoren durch Ausschaltung der Verdichtungs- und Expansionsvorgänge. *Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae*, Budapest, Tomus 77 (4) pp. 385-397.
- [11] ZAPF, H. (1969): Beitrag zur Untersuchung des Wärmeüberganges während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor. *MTZ*. 30/12. S. 461-465.
- [12] BRILLING, N. R. (1951): Bistrohodnűe Diesel (Schnellaufende Dieselmotoren). *Masgis*.
- [13] PETERY, V. C. (1978): Reibungsaufteilung beim Kaltstart einer Verbrennungskraftmaschine bei Schmierung mit Ein- und Mehrbereichsölen. *MTZ*. 39/3.
- [14] KRUSE, H. (1966): Reibungsanalyse beim Kaltstart einer Verbrennungskraftmaschine. *MTZ*, 9 S. 365-374.

- [15] GROBUSCHEK, F. (1986): Tieftemperaturverhalten von Dieselmotor-Lagerungen. *MTZ*, 47/11 S. 477-486.
- [16] KOZUMPLIK, J. (1981): Gépjármű akkumulátorok. (Kraftfahrzeugs-Batterien) Műszaki Könyvkiadó, Budapest.
- [17] LICHTNER, E. (1983): Einsatzerfahrung mit luftgekühlten Dieselmotoren bei extremer Kälte. *Klöchner-Humboldt-Deutz-Symposium*. Moskau.