

ZUSAMMENARBEITSVERHÄLTNISSE VON TURBOLADER UND DIESELMOTOR IM HÖHENBETRIEB UNTER BESONDERER HINSICHT AUF DIE WÄRMEBEANSPRUCHUNGSGRENZEN

Von

Z. FÜLÖP

Lehrstuhl für Kalorische Maschinen
Technische Universität Budapest
Eingegangen am 28. Oktober 1981
Vorgelegt von Prof. Dr. G. Bassa

Die für Kraftfahrzeug-Zwecke verwendeten Dieselmotoren können heute bereits in aufgeladenem Zustand als „Höhenmotoren“ betrieben werden.

In dem „Höhen“-Motorbetrieb wird die Brennstoffdosis wegen der Beanspruchungsgrenzen im Verhältnis zum „Meeresspiegel“ abhängig von der Höhe beschränkt.

Diese Studie stellt die einzelnen Entwicklungsschritte der turbogeladenen Variante und der Höhenvariante der durch die Ungarische Waggon- und Maschinenfabrik RÁBA hergestellten Unterflurmotor des Typs 2156 dar, die am Lehrstuhl für Kalorische Maschinen der Technischen Universität Budapest durchgeführt wurden.

1. Verhältnisse, die bei der Turboladung des Motors des Typs 2156 berücksichtigt werden müssen

Die Herausbildung der turbogeladenen Variante der Unterflurmotor des Typs 2156 wurde früher dadurch verhindert, daß die Lagerung der Hauptwelle des Motors wegen der liegenden Anordnung von der strukturalen Gestaltung der stehenden bzw. schrägen Motoren abweicht, und wegen der bei der Aufladung auftretenden größeren Spitzendrucks im Konsollagerbügel entstehende Spannung die zulässigen Grenzwerte übersteigt. Sorge verursacht außerdem bei der Zylinderkopf-Druckspindel die Tatsache, daß das Anzugsmoment — aus Konstruktionsgründen — 185 Nm nicht übersteigen darf.

2. Der turbogeladene Unterflurmotor des Typs 2156

Bei dem aufgeladenen Motor des Typs 2156, der als Grundmotor des Höhenmotors funktioniert — und der beinahe in Meeresspiegelhöhe betrieben wird —, mußten bei der Abstimmung des Turboladers und des Motors die Beanspruchungen bei der Aufladung im Verhältnis zu den Wärme- und mechanischen Beanspruchungen der Motoren des Typs 2156 reduziert werden. Die Zielsetzung bestand weiterhin darin, bei dem aufgeladenen Grundmotor eine Leistung von $P_e = 191$ kW bei $n = 2200$ Umdrehungen/min, einen günstigen Brennstoffverbrauch sowie eine Unterschreitung der Emissions-Grenzwerte des Motors zu gewährleisten.

In dem MAN-M-Verbrennungsraum ist — auch bei der Aufladung — der Luftdrall mit einer entsprechenden Intensität entscheidend, der durch *die geometrische Gestaltung* des sich in dem Zylinderkopf befindenden Ansaugkanals, des Ventils sowie *des sich an den Zylinderkopf anschließenden Saugkanals bestimmt wird. Jegliche Veränderung im System wirkt sich auf die Drallintensität aus.*

Daraus ergibt sich, daß durch die optimale Gestaltung des Saugsystems bei der Abstimmung der Zusammenarbeit des Motors und des Turboladers die Luftaufnahme des Motors erhöht werden kann. Die Verringerung des Widerstandes des Saugsystems und die Reduzierung der Ungleichmäßigkeiten zwischen der Luftversorgung der einzelnen Zylinder erhöht die Luftaufnahme des Motors.

Bei unseren Versuchen zur Gestaltung des Saugrohrs des aufgeladenen Motors suchten wir das Optimum zwischen dem Widerstand, der durch die Länge und Form des sich außerhalb des Zylinders befindenden Kanals bestimmt wird, sowie der Intensität des Dralles, der in dem Zylinder des Motors hergestellt wird. Bei der kleinsten Längenabmessung des Außenkanals verringert sich zwar die Drallintensität, doch verringert sich auch der Widerstand des Saugsystems, weshalb sich die Luftaufnahme des Motors bei gleichen Ausgangsvoraussetzungen erhöht.

Die Veränderung des Brennvorganges durch die Drallveränderung kann durch richtige Wahl des Beginnens der Einspritzung günstig kompensiert werden.

Im Endergebnis dieser Versuchsreihe entstandene wichtigste Kennziffern des herausgebildeten liegenden aufgeladenen Motors haben wir in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einem gegebenen Brennstoff d in Abb. 1 zusammengefaßt. Bei der Abstimmung des Motors und des Turboladers haben wir das sogenannte scheinbare Spül-Druckverhältnis $\varepsilon = \pi - \delta$ in dem Maße gewählt, das sich sein Maximum an der oberen Drehzahlgrenze befindet, und das ist im Interesse der Verringerung der Beanspruchungen günstig.

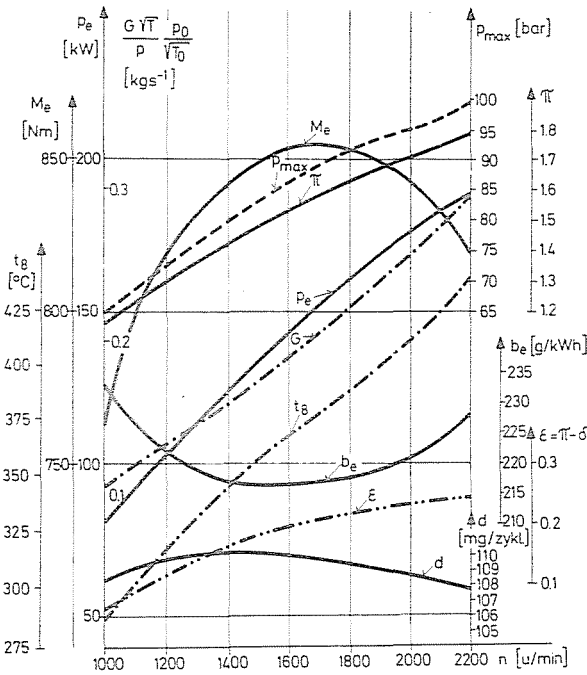


Abb. 1. Die wichtigste Kenngröße des aufgeladenen 2156 Motors in Abhängigkeit von Drehzahl

Den Zusammenarbeitsbereich des Turboladers und des Motors haben wir durch Aufzeichnen der charakteristischen Grenzlinien in Abb. 2 angegeben.

Bei dem neuen Saugsystem befindet sich die Zusammenarbeitslinie des Motors und des Turboladers in der Mitte des unter dem Gesichtspunkt der Funktion des Kompressors optimalen Wirkungsgradbereiches. (In dieser Abbildung wurde auch die Zusammenarbeitslinie der früheren Variante angegeben.) Der Zusammenarbeitsbereich des Unterflurmotors ist günstiger als der der früheren Motoren, weil

- sich die Kurve d_{max} der Betriebslinie der Vollbelastung von der Ablösungsgrenze entfernter befindet,

- die Kurve d_{max} in der Mitte des besten Wirkungsgradbereiches des Kompressors verläuft,

- sich die Luftaufnahme des Motors (bei der größten Brennstoffdosis und Drehzahl) von 0,27 kg/s auf 0,29 kg/s erhöhte.

Betreffend den Höhenbetrieb des Motors ist der neue Funktionsbereich günstiger, weil sich dieser Bereich bei dem Höhenbetrieb einerseits in Richtung der Ablösungsgrenze, andererseits in Richtung der höheren Druckverhältnisse

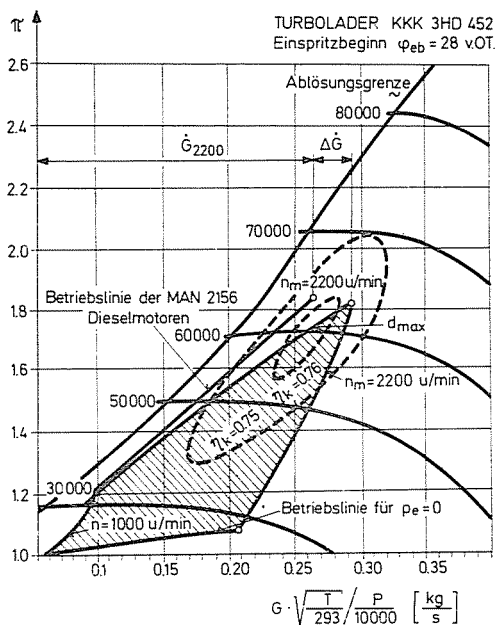


Abb. 2. Zusammenarbeitsgebiet des Dieselmotors und des Turboladers

verschiebt. Sofern die Betrieblinie des Motors und des Laders bei einer gegebenen Höhe an der Ablösungsgrenze enden würde, dann müßte wegen Vermeidung vom Instabilitätsbereich des Kompressors die Leistung des Motors verringert werden, was in dem Bereich der niedrigen Drehzahlen das Motormoment besonders ungünstig verringern würde.

Je weiter also die zur größten Brennstoffdosis gehörende Betrieblinie von der Ablösungsgrenze entfernt ist, um so günstigere Bedingungen schafft man für den Höhenbetrieb des Motors.

3. Der aufgeladene Dieselhöhenmotor des Typs 2156

3.1 Bestimmung der wichtigsten Kennziffern der Höhenmotoren

Die Angaben zur Festlegung des Höhenverhaltens von Motoren können in der Literatur folgendermaßen gruppiert werden:

a) Durch Tabellen und Diagramme festgelegte Korrektionsfaktoren, durch die die Motorenkennziffern für die gegebene Höhe bestimmt werden können.

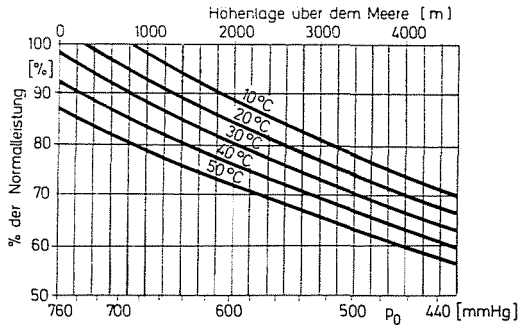


Abb. 3. Korrekturfaktor der Leistung der MAN-Motoren in Höhenbetrieb

Solche sind:

MAN-Diagramm (Abb. 3), das für die MAN-Motoren die Motorleistung angibt. Anlage des KKK Turbolader Bauprogramms (6) Nr. 05900 023 0021-24 gibt für eine konstante Brennstoffdosis Multiplikationsfaktoren, anhand derer aus den Angaben für $h=0$ m die Veränderung der Motorkennziffern verfolgt werden kann

$$\frac{\Delta P_e}{P_{e0}} = f(h); \quad t_{\text{Auspuffgas}} = f(h); \quad \Delta b_e = f(h)$$

$$\Delta P_{cs} = f(h); \quad \Delta G = f(h); \quad n_{\text{Lader}} = f(h)$$

b) Durch Verarbeitung der Versuchs-Meßergebnisse — wobei die im Motor verlaufenden tatsächlichen Vorgänge verfolgt werden — mit den die Meßergebnisse beschreibenden Potenzfunktionen gegebenen Höhenkennziffern [7, 9, 11, 12, 13, 21, 23, 25].

Der Kern der Methode besteht darin, daß die Höhenleistung P des Motors in der Form

$$P = \alpha P_0$$

geschrieben werden kann.

Der Faktor α drückt die effektive Leistungsverringerung mit Hilfe der indizierten Leistung und der mechanischen Grenzen aus.

$$\alpha = K - 0.7(1 - K) \left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1 \right)$$

Im Faktor α ist η_{m0} der bei 0 m gemessene mechanische Wirkungsgrad und K das Verhältnis der indizierten Leistung des Höhenmotors zur auf 0 m gemessenen indizierten Leistung

$$k = \frac{P_{ih}}{P_{i0}}$$

Diesen Faktor durch die Veränderung der Luftdichte ausgedrückt im Falle ohne Rückkühlung:

$$K = \left(\frac{p_h - a\varphi_h p_{hs}}{P_0 - a\varphi_0 \cdot p_{0s}} \right)^m \left(\frac{T_0}{T_h} \right)^n$$

Im ersten Faktor der rechten Seite der Beziehung ist wegen des kleinen Wertes von φ_{ps} — der den Teildruck des Wasserdampfes ausdrückt — $a\varphi_{ps} \rightarrow 0$ sowohl im Zähler als auch im Nenner, deshalb ist

$$K = \left(\frac{P_h}{P_0} \right)^m \left(\frac{T_0}{T_h} \right)^n$$

Das Verfahren teilt also die Reibungsleistung auf ein von der Dichte­veränderung abhängiges und auf ein davon unabhängiges Glied, nach dem die Höhenleistung errechnet werden kann.

Für die Exponenten m, n wurden entsprechend den sogenannten Höhenbeschränkungsfaktoren verschiedene Werte vorgeschlagen [9, 22, 23, 25], deren Gültigkeitsvoraussetzungen auch unterschiedlich sind.

Bei der durch diese Methode bestimmten Höhenleistung können der dem Kühlwasser abgegebene Wärmestrom, die Temperatur des Auspuffgases, die Drehzahl des Laders als Höhenbeschränkungsfaktoren berücksichtigt werden [25].

Für die Verarbeitung der Versuchs-Messergebnisse hat F. A. F. Schmidt über die Dichte­veränderung hinaus hinsichtlich der inneren Vorgänge im Motor die Wirkung der *Veränderung der Luftüberschußzahl* auf den Wirkungsgrad des Motors in einer Berechnungsanweisung zusammengefaßt [15, 16, 17, 18]. Bei F.A.F. Schmidt ist die Temperatur des Auspuffgases der beschränkende Faktor.

c) Die dritte Möglichkeit der Ermittlung des Höhenverhaltens des Motors mittels Berechnung ist die Bestimmung der Funktion $p = f(\varphi)$ für alle Teilvorgänge des Motors — im allgemeinen mit einem Iterationsverfahren — durch ein durch halbempirisches und exaktes Gleichungssystem aufgestelltes mathematisches Modell, aus der die Werte $P_i = f(h)$ des Arbeitsvorganges des Motors anhand der Veränderung der Grundparameter abgeleitet werden können.

Die Anwendungsschwierigkeiten bzw. Grenzen der Methode bestehen darin, daß auf Grund der vorhandenen Meßangaben ein mit einem derartigen mathematischen Modell gebildeter Vorgang für einen Punkt gültig ist, seine Extrapolation für einen *anderen* Betriebszustand jedoch nur fehlerhaft durchgeführt werden kann, weil ein Teil der im Motor verlaufenden Vorgänge exakt noch nicht beschrieben werden kann.

d) *Zumal* sich durch die Höhenzunahme, den Ladungswechsel, die Drehzahl die inneren Vorgänge des Motors *verändern* verändern sich auch das Verbrennungsgesetz, das Spülen, die Wärmeabgabevorgänge, wodurch die Errechnung der *lokalen Wärmebelastung* nicht zuverlässig ist, deshalb ist für die Bestimmung der *quantitativen* Parameter, die auch die Lebensdauer des Motors berücksichtigt — außerdem die *Wechselwirkung* aller Parameter des *gegebenen* Motors — zur Zeit die Versuchsmethode am geeignetsten.

Die Brennstoffdosis-Einstellungswerte für die aufgeladene Höhenvariante des Motors des Typs Rába-MAN 2156, die auch die Beanspruchungswirkungen berücksichtigt, haben wir durch Versuchsmessungen festgelegt.

4. Versuchsanlage

Aufgabe der für die Messung der Höhenmotorparameter geeigneten Meßanlage besteht darin, bei einem aufgeladenen Motor sowohl im Saugrohr — vor dem aufgeladenen Kompressor — als auch im Auspuffrohr — hinter der Laderturbine — unter Berücksichtigung des Luftwiderstandes der Filter bzw. der Schalldämpfer die *für die gegebene Höhe entsprechenden Depression zu gewährleisten*.

In der Leitung des Laderkompressors kann die Depression durch Drosselung hergestellt werden. Das Auspuffrohr muß auf einem der gegebenen Höhe entsprechenden Druckniveau angesaugt werden.

Dieses Druckniveau wurde bis zu einer Höhe von $h = 3000$ m in der für diesen Zweck aufgebauten Versuchsanlage durch einen mit einer Gasturbine angetriebenen Lader gewährleistet.

Das für die gegebene Höhe erforderliche Druckniveau haben wir bei der Gasturbine mit einer *Temperatur vor der Turbine* gewährleistet.

Das Saugrohr des an die Gasturbine angeschlossenen Laders war mit der Auspuffgasleitung verbunden, aus seiner Druckleitung haben wir das Medium ins Freie abgeleitet.

Den in den Kompressor einmündenden Auspuff haben wir vor dem Kompressor mit in das Rohr gesprühtem Wasser auf 80°C abgekühlt, die aus dem Medium kondensierten Tropfen haben wir in einem Tropffangbehälter abgetrennt.

5. Bestimmung der für die Wärmebeanspruchung charakteristischen Meßzahlen in Funktion der Höhe

Die *Wärmebeanspruchung* des aufgeladenen Motors würde sich — wenn wir dies nicht beschränken würden — durch die *Höhensteigerung* wesentlich erhöhen. Zur Verhinderung der Überschreitung der Wärmebeanspruchungsgrenze haben wir die für die Wärmebeanspruchung des Motors charakteristischen drei Mengen mit Messungen festgelegt, so die *gasseitige Temperatur des Zylinderkopfdammes* (t_g), an dieser Stelle in der Wand den Temperaturgradient und die *gasseitige Wandtemperatur der Zylinderbüchse* in der Höhe des Kolben-Feuerringes in Abhängigkeit der Höhe, bei verschiedenen Drehzahlen und Brennstoffdosen (Abb. 4).

Auf Abb. 4 haben wir die gemessene Funktion $t_g = f(h)$ bei einer Drehzahl von $n = 2200$ in Abhängigkeit der Brennstoffdosis pro Zyklus angegeben. Aus der Abbildung ist ersichtlich, daß bei einer Höhenzunahme von 1000 m die gasseitige Temperatur der Wand um ca. 20°C steigt.

Wenn wir den auf $H = 0$ m in einem Nennbelastungszustand gemessenen Temperaturwert als einen für die Beanspruchungsgrenze charakteristischen

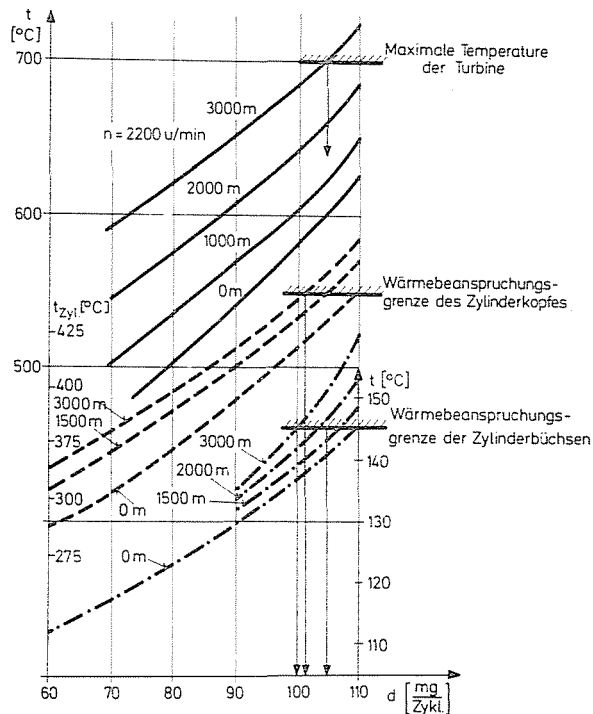


Abb. 4. Kenngröße für Wärmebeanspruchungen des 2156 Motors bei $n = 2200$ U/min in Abhängigkeit von Höhe

Wert betrachten, dann können wir mit Hilfe dieser Abbildung die zu einer gegebenen Drehzahl gehörende größte Brennstoffdosis angeben, bei der noch keine Mehrbeanspruchung auftritt.

Wenn der Wert $H = 0$ m als Grenze betrachtet wird, so ergibt sich dieser Grenzwert bei $h = 3000$ m bei einer $n = 2200$ Umdrehungen/min und einer Brennstoffdosis von $d = 101,5$ mg/Zyklus.

Die Überschreitung dieser Temperaturgrenze würde eine Wärme-Mehrbeanspruchung verursachen. Die wasserseitige Temperatur des Zylinderkopfes beträgt an der gegebenen Grenze — im Damm — und auch in dessen Umgebung 260°C , die bei einer steigenden gasseitigen Temperatur auf einer immer größeren Fläche gemessen werden kann. Deshalb wird der an der Gasseite des Zylinderkopfes in der Wandfläche gemessene Temperaturgradient $1,5$ Grad/mm statt des bisher mit der steigenden Belastung wachsenden

Charakters einen rapide abnehmenden Charakter annehmen, $\frac{\Delta t}{h} \rightarrow 0$, weshalb der Dammriß des Zylinderkopfes bzw. die Beschädigung des Auspuffventilsitzes (Beschädigung der Auspuffventilscheibe) in kurzer Zeit erfolgen kann.

Auf Abb. 4 haben wir auch die gasseitige Wandtemperatur der Zylinderhülse in Abhängigkeit der Höhe bei verschiedenen Brennstoffdosen und einer $n = 2200$ Umdrehungen/min angegeben.

Wenn wir $H = 0$ m und den Brennstoffdosis-Nennwert als Beanspruchungsgrenze betrachten, kann aus dieser Abbildung für die gegebene Höhe und die gegebene Drehzahl der Wert d bestimmt werden.

Wenn wir als Beanspruchungsgrenze den Wert $t_{22} = 145^\circ\text{C}$ festlegen, ergibt sich eine Brennstoffdosis von

$$\frac{H = 3000 \text{ m, } n = 2200 \text{ Umdrehungen/min}}{d_{\text{max}} = 100 \text{ mg/Zyklus}}$$

Für die Wärmebeanspruchungsgrenze wird bei dem Höhenbetrieb die in der Höhe des Zylinderhülsen-Feuerringes gemessene gasseitige Temperatur maßgebend sein, die zugleich auch die einspritzbare maximale Brennstoffdosis beschränkt.

6. Die Zusammenarbeitsverhältnisse des Turboladers und des Motors im Höhenbetrieb

Bei dem Höhenbetrieb ist zur Untersuchung der Zusammenarbeitsverhältnisse des Motors und des Turboladers die Kenntnis aller Parameter des Motors und des Turboladers erforderlich, so

$$\pi = f(h); \quad \delta = f(h); \quad t_{\text{Ausp.}} = f(h); \quad G_{\text{Motor}} = f(h),$$

die $n = 1000 \dots 2200$ u/min und

$$d = 70 \dots 115 \text{ mg/Zyklus}$$

Bereich festgelegt wurden.

Aus dem Zusammenarbeitsdiagramm muß bei einem Betriebszustand von $h = 3000$ m untersucht werden:

a) inwieweit gelungen ist, die günstigen Zusammenarbeitsverhältnisse des auf $h = 0$ m abgestimmten Motors und Laders auch auf einer größeren Höhe aufrechtzuerhalten;

b) ob es keinen der den Betriebsbereich des Kompressors begrenzenden Linie nahestehenden Betriebspunkt gibt, der die Zusammenarbeit des Motors und des Laders vernichten würde?

In Abb. 5 haben wir durch Verwendung der Meßangaben auf $H = 3000$ m die in der Kompressorcharakteristik im Verhältnis zu $h = 0$ m zur Entscheidung der Fragen der Punkte a) bzw. b) notwendigen Zusammenarbeitslinien bei verschiedenen Brennstoffdosen und $n = 1000 \dots 2200$ u/min dargestellt.

Aus der Zusammenarbeitscharakteristik des Turboladers und des Motors des turbogeladenen Motors kann festgestellt werden, daß im Falle von d_{max} der ungestörte Betrieb ebenfalls gesichert wäre.

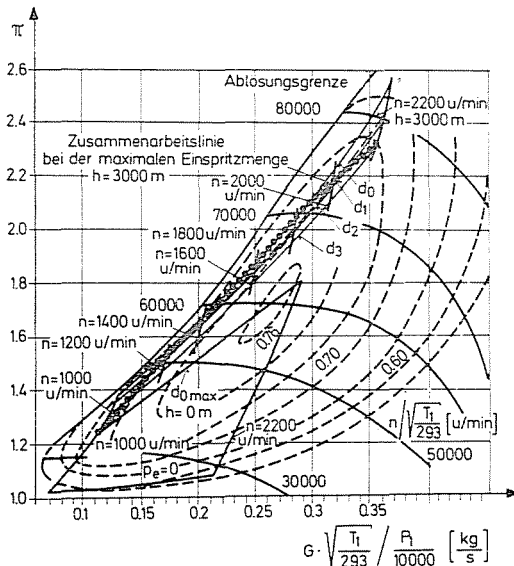


Abb. 5. Gemessenes Kennfeld des Motors und des Abgasturboladers bei $H = 3000$ m. (Punktierte Linie entspricht der Regelvorschrift in Abbildung 6.)

Im Interesse der Ablösungsgefahr des Kompressors muß aber bei *Motorumdrehungen* von $n \leq 1400$ Umdrehungen/min auf $H=0$ m die zulässige Brennstoffdosis verringert werden! Dadurch verringert sich auch die auf kleinen Umdrehungen auftretende Gefahr des Rauchens.

Aus der Zusammenarbeitscharakteristik kann festgestellt werden, daß sich der Zusammenarbeitsbereich im Höhenbetrieb auch bei Teilbelastung im günstigsten Bereich des Kompressors befindet, den wir bereits durch die sogenannte Betriebslinie des grundgeladenen Motors eigentlich festgelegt haben.

7. Höhenleistung des turbogeladenen Motors unter Berücksichtigung der Grenzen

Aus den verarbeiteten und ausgewerteten Ergebnissen der Höhenmessung des Motors kann in Abhängigkeit von der Höhe bereits die größte Brennstoffdosis angegeben werden, die sich noch innerhalb der Beanspruchungsgrenzen des Motors befindet.

Aus den Meßergebnissen kann festgestellt werden, daß bei dem Höhenbetrieb des Turboladers bis $H=3000$ m weder die Temperaturerhöhung des Auspuffgases, noch die Erhöhung der Drehzahl des Turboladers keine Beschränkung bedeuten.

Die durch die Steigerung der Höhe entstehenden Wärmeaufnahme-grenzen des Motors können wir durch die Charakteristika der Abb. 4 angeben.

Bei einer steigenden Höhe muß bei maximaler Drehzahl die Brennstoffdosis verringert werden, für die Höhen $H=3000$ m und 1500 m haben wir dies in der Form

$$d = f(n)$$

in Abb. 6 angegeben.

Bei der Funktion $d = f(H)$ ist dieser Bereich der mit 3 bezeichnete Abschnitt. Auf Abschnitt 2 der Kurve $d = f(H)$ ist kein Eingriff erforderlich, hier ist keinerlei Beschränkung notwendig. Beim Abschnitt 1 der Kurve muß die Brennstoffdosis durch die Höhe im Interesse der Vermeidung der Instabilität des Kompressors und der günstigen Rauchemission wieder verringert werden.

Es ist zweckmäßig, die Steuerungsaufgabe an beiden Eingriffstellen der Dosierpumpe durchzuführen. Die Beschränkung der Brennstoffdosis des Abschnittes 1 kann durch das Anschlagen der Dosier-Zahnstange unter Berücksichtigung der Gesetzmäßigkeit

$$(p_n - p_0) = k \cdot \Delta s$$

verwirklicht werden.

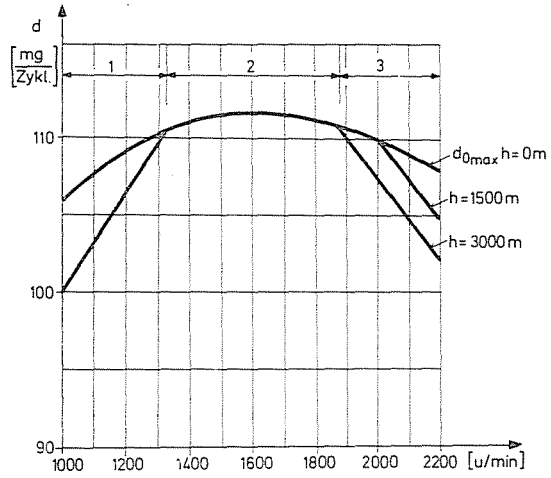


Abb. 6. Die Begrenzung der Einspritzmenge bei dem Höhenbetrieb des 2156 Dieselmotors

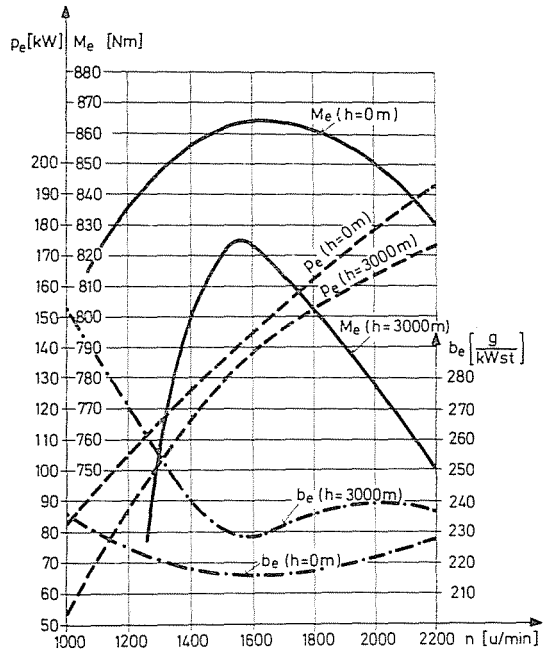


Abb. 7. Leistung, Drehmoment und spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Drehzahl bei $H = 0$ m bzw. $H = 3000$ m

Es ist zweckmäßig, die Steuerungsaufgabe des Abschnittes 3 von seiner drehzahlbegrenzenden Seite durchzuführen. Der sich bei einer steigenden Höhe verringernde Ladedruck verändert — nach einer entsprechenden Signalumwandlung — die Übersetzung der Schwinge des Drehzahl-Regulatoren, die bei einer unveränderten Gasstangen-Stellung die Verschiebung der Dosier-Zahnstange mit sich bringt.

Bei einer Brennstoffdosis nach Abb. 6 wurden Leistung und Brennstoff-Nennverbrauch des aufgeladenen Höhenmotors des Typs 2156 in Abb. 7 angegeben. Bei den angegebenen Leistungskurven arbeitet der *Motor* in allen Fällen innerhalb der Beanspruchungsgrenzen, was wir auch durch einen Belastungslauf in einer Zeit von 1100 Stunden maximaler Belastung bewiesen haben.

Zusammenfassung

In dem „Höhen“-Motorbetrieb wird die Brennstoffmenge wegen der Beanspruchungsgrenzen der verschiedenen Bestandteilen von Motor zum „Meeresspiegel“ abhängig von der Höhe beschränkt.

Der Verfasser stellt die wichtigsten Entwicklungsschritte der turbogeladenen Meeresspiegel-Variante und der Höhenvariante der durch die Ungarische Waggon- und Maschinenfabrik Rába hergestellten unterfluragmotoren des Typs 2156 vor.

Literatur

1. AJVAZJAN R. SZ.: Spazob kompensacii potermosnosti dizelja pri rabote na razlichüh vüsotah. Traktorü i Szel'hozmasinü 45 2 (1974)
2. DENNIS J. W.: Turbocharged diesel engine performance at altitude. SAE Pap. 710822 for melting Oct. 26-29 1971
3. DICKSEE C. B.: Influence of Intake Pressure and Temperature upon Air Consumption of High-Speed Four-Stroke Compression Ignition Engines with Particular Reference to Supercharged Engines. Institution of Mechanical Engineers (London) 178 19 (1963-64)
4. DZSEBASVILI I. JA.; GVINADZE, I. I.: Rabota traktornovo dizelja D50 s turbinadduvom v vüsotnüm usloviah. Traktorü i Szel'hozmasinü 39 4 (1968)
5. Gas & Oil Power. 1970. March/April
6. KKK (Kühne, Kopp & Kausch) — Turbolader Bauprogramm K D 6710 Frankenthal/Pfalz 1977
7. KNIESTEDT W., MÖLLER A.: Einfluß der atmosphärischen Bedingungen auf die Kennwerte hochaufgeladener Dieselmotoren. Maschinenbautechnik 22 2 (1973)
8. LIST H.; REYL G.: Die Verbrennungskraftmaschine; Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine Wien, Springer-Verlag 1949
9. MAKHALDIANI V., DJEBACHVILI I.: Betrieb von Dieselmotoren mit Außerbedingungen unter niedrigem atmosphärischen Druck. CIMAC Kolloquium 1971. A. 27
10. MONTEIL M.: La suralimentation des moteurs Diesel rapides à quatre temps destinés à une exploitation en altitude. Entropie 16 (1967)
11. OEHLER F.: Thermodynamische Untersuchung des Einflusses der atmosphärischen Zustandgrößen sowie der Auslegung der Abgasturboladergruppe auf das Betriebsverhalten von aufgeladenen Dieselmotoren Diss. Aachen 1967
12. REISACHER J.: Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen. Diss. Darmstadt 1965
13. REISACHER J.: Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen MTZ 27 . 10 (1966)

14. RYTI M.: Computing process of pressure charged internal combustion engines. Proceeding of institution of Mechanical Engineers (Computers in Internal Combustion Engine Design) 182 pt. 3L, (1967—68)
15. SCHMIDT F. A. F.: Verbrennungskraftmaschinen (4. Auflage) Springer-Verlag Berlin—Heidelberg—New-York 1967
16. SCHMIDT F. A. F.: Berechnungsmethoden zur Ermittlung von Leistung von Abgasturboaufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren unter veränderlichen atmosphärischen Bedingungen MTZ 28 1 (1967)
17. SCHMIDT F. A. F.; MAY H.; SCHAFFRATH M.: Thermodynamische Untersuchungen des Einflusses der atmosphärischen Zustandgrößen auf das Betriebsverhalten von Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung MTZ 30 2 (1969)
18. SCHMIDT F. A. F.: Eine einfache Formel zur Berechnung des Betriebsverhaltens von Viertakt-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung bei veränderlichen atmosphärischen Bedingungen. MTZ 30 5 (1969)
19. SIEBERT W.: Probleme der Aufladung bei Dieselmotoren Technische Mitteilungen Krupp (Werksberichte) 26 2 (1968)
20. SIVASANKARAN G. A.: Performance optimization of Diesel engines at high altitudes by limiting maximum fuel input. Journal of Institution of Engineers (India), Mechanical Engineering 53 (1972) ME2 nov.
21. B. S. 649
22. DIN 6270
23. TGL 8346 Bl. 5.
24. WHITEHOUSE N. D.; SOTTER A.; JANOTA M. S.: Estimating Effects of Altitude Ambient Temperature and Turbocharger Match on Engine. Performance Institution of Mechanical Engineers (London) 178 19 (1963—64)
25. ZINNER K.; WUNSCH A.: Leistungsbemessung und Prüfung von aufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren unter geänderten atmosphärischen Bedingungen. Zur CIMAC-Empfehlung 1971. MTZ 32 (1971)

Dr. Zoltán FÜLÖP, Budapest, H-1521