

DIE TURBOKÜHLUNG UND DIE VERMINDERUNG DER NO_x -EMISSION VON DIESELMOTOREN

Von

I. KALMÁR—J. ANTAL

Lehrstuhl für Kalorische Maschinen, Technische Universität Budapest

(Eingegangen am 10. 5. 1974)

Vorgelegt von Prof. Dr. G. BASSA

1. Möglichkeiten der Ladeluftkühlung

Die Dieselmotoren werden heutzutage in der ganzen Welt zum größten Teil mit Aufladung hergestellt. Ihr Anteil steigt ständig auch bei den Fahrzeugdieselmotoren. Bei 50—60 % der aufgeladenen Motoren wird Ladeluftkühlung zwischen dem Kompressor und dem Motor verwendet. Damit wird das Ziel verfolgt, eine größere Dichte bei gegebenem Aufladedruck zu erreichen, damit eine möglichst große Luftmenge in den Zylinder gelangt. Durch Rückkühlung kann der Mitteldruck erhöht oder die Wärmebelastung bei gleichem Mitteldruck verringert werden.

Auch bei Fahrzeugdieselmotoren zeigt sich die Tendenz, Ladeluftkühlung anzuwenden. Das Ziel ist dabei neben der Steigerung des Mitteldrucks vor allem die Herabsetzung der maximalen Temperatur des Arbeitsprozesses. Das Beachten der amerikanischen und europäischen Normvorschriften über Schadstoffemission verursacht bei Dieselmotoren Schwierigkeiten, besonders in bezug auf die NO_x -Emission. Diese Stoffe entstehen bei höheren Temperaturen [1, 2], deshalb ist das Ziel jeder Maßnahme zur Verminderung der NO_x -Emission die Herabsetzung der maximalen Gastemperatur des Arbeitsprozesses.

Für die Herabsetzung der Gastemperatur kann die Verminderung der Voreinspritzung bei Motoren mit moderner Gemischbildung ergebnisvoll sein. Diese Möglichkeit wird selbstverständlich durch die Rußbildung und den Verbrauch stark eingeschränkt und es ist auch mit einer Verschlechterung des Mitteldruckes zu rechnen. Daher kann diese keinesfalls als allgemeine Lösung gelten [3].

Niedrigere Gastemperaturen ergeben sich auch bei größerem Luftverhältnis. Bei aufgeladenen Motoren kann ein bestimmter Mitteldruck verhältnismäßig einfach bei größerem Luftverhältnis durch hohen Ladedruck erreicht werden. Unsere früheren Untersuchungen haben aber gezeigt, daß die Wärmebelastung bei einer gewissen Abnahme der Gastemperaturen annähernd konstant ist und der Spitzendruck bedeutend zunimmt [4].

Ein viel günstigeres Ergebnis kann durch die Rückkühlung der Ladeluft erreicht werden, wo neben der Abnahme der Gastemperatur die Wärmebelastung stark abnimmt, und ein höherer Anteil des Wärmeverlustes in das Auspuffgas gelangt, was bei Turboaufladung günstig ist. Das kompliziertere System ist jedoch kostspieliger und hat einen größeren Platzbedarf, obwohl sich der spezifische Kraftstoffverbrauch vermindert.

Der Grad der Ladeluftkühlung wird in der Praxis oft durch die Temperatur des vorhandenen Kühlmittels begrenzt. Die Rückkühlung ist besonders erschwert, z. B. bei Motoren tropischer Eisenbahnen oder wo die Rückkühlung mit dem Motorkühlwasser erfolgt. In diesem Fall ist eine Rückkühlung nur bei Hochaufladung möglich, wo die Steigerung des Zylinderdruckes Konstruktionsschwierigkeiten bzw. die Herabsetzung der Lebensdauer verursacht. Unter solchen Bedingungen sind die Grenzwerte der für 1976 vorgesehenen NO_x -Emissionen durch Ladeluftkühlung nur schwer zu gewährleisten.

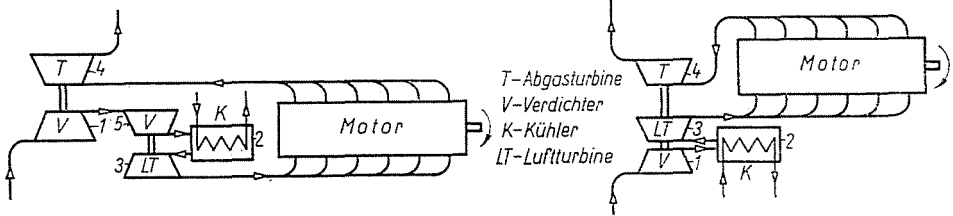


Abb. 1

Abb. 2

Wegen der obigen Gründe kommt die Verbindung der Rückkühlung mit der Turbokühlung in Betracht. Bei diesem früher bereits verwendeten [5] aber wenig verbreiteten System wird ein Turbokühler neben dem Turboauflader verwendet. Der Turbokühler besteht aus einem Verdichter und einer Luftturbine (»kalte Turbine«) auf gemeinsamer Welle (Abb. 1). Die Luft strömt aus dem Kompressor 1 des Turboaufladers in den Verdichter 5 des Turbokühlers und von dort gelangt sie in den Rückkühler 2. Durch Ausdehnung in der Luftturbine 3 wird sie weiter abgekühlt und strömt in den Motor.

Dieses System ist bei gutem Teilwirkungsgrad für den Arbeitsprozeß des Motors sehr günstig, weil die Dichteerhöhung der Ladeluft zum Teil durch Temperaturverminderung und nicht durch Druckerhöhung erreicht wird.

Die mit Turbokühlung verbundene Aufladung konnte sich in der Praxis nicht durchsetzen, weil die konstruktive Ausführung kompliziert und teuer ist. Besonders die Unterbringung der Maschinen und der Gasleitungen verursacht Schwierigkeiten. Der Turbokühler ist nämlich ungefähr von gleicher Größe wie der Turbolader und das Volumen der Gasleitungen zwischen den beiden Maschinen ist annähernd doppelt so groß wie bei einfacher Ladeluftkühlung.

Die mit Turbokühlung verbundene Aufladung kann mit einem bedeutend einfacheren System gelöst werden, wenn der Rotor der Luftturbine auf die Welle des Turboladers neben den Rotoren von Verdichter und Gasturbine untergebracht wird. Abb. 2 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer solchen Anlage. Die Arbeit der Luftturbine setzt sich in diesem Fall zur Arbeit der Abgasturbine hinzu und ermöglicht die Steigerung des Druckverhältnisses des Verdichters.

Im Vergleich zur Zweiwellen-Turbokühlung (Abb. 1) hat die Einwellenanordnung (Abb. 2) folgende offensichtliche Vorteile:

— wegen des Wegfalls der Turbokühlereinheit ist die Einrichtung leichter und billiger;

— die Länge der Gasleitung ist nur halb so groß, was kleineren Raumbedarf und billigere Ausführung ermöglicht;

— der Wirkungsgrad ist besser, weil sich der Druckverlust in den kürzeren Gasleitungen vermindert, die mechanischen Verluste der Turbomaschine sind kleiner und der Wirkungsgrad des Verdichters wird infolge der einstufigen Verdichtung besser sein.

Die Verwendung des Turbokühlers ermöglicht nach dem Obigen, daß die in den Zylinder strömende Luft kälter als die Außenluft sei. Neben dem Arbeitsprozeß des Motors und der NO_x -Emission hat die Einwellen-Turbokühlung auch auf die günstigere Zusammenarbeit zwischen Motor und Turbine einen bedeutenden Einfluß.

Turboauflader mit Turbokühler auf gemeinsamer Welle sind nicht auf dem Markt, daher wurde ein Digitalmodell verwendet, um die Grunddaten der Maschine und die Wirkung der Turbokühlungsparameter auf den Arbeitsprozeß des Motors ohne Versuche zu bestimmen.

2. Aufbau des digitalen Motormodells

Bei der Gestaltung des Digitalmodells wurde nach dem Grundprinzip verfahren, ein Modell zu schaffen, das womöglich alle physikalischen Erscheinungen berücksichtigt, wobei aber die absoluten Werte nicht in jedem Fall unbedingt stimmen müssen. Es ist viel wichtiger, daß das Modell für die Beurteilung der Wirkung der untersuchten Änderungen relativ richtige Werte und Ergebnisse liefere.

Im folgenden soll kurz erörtert werden, welche Erscheinungen bzw. Eigenschaften durch das Modell berücksichtigt werden. Das Modell der Turbomaschineneinheit bzw. der angeschlossenen Gasleitungen wird ausführlicher behandelt.

2.1 Modell des Motorzylinders

- Bei dem Arbeitsprozeß im Zylinder wurde folgendes berücksichtigt:
- die Änderung des Zylindervolumens infolge der Kolbenbewegung;
 - die Änderung der spezifischen Wärme des Gases je nach Temperatur und Luftverhältnis;
 - die Änderung der Menge und der Zusammensetzung des Gases infolge Einströmung, Ausströmung und Verbrennung;
 - die Wärmezufuhr infolge der Verbrennung anhand von Versuchsergebnissen;
 - der Wärmeübergang zwischen dem Gas und der in der Zeit veränderlichen Brennraumboberfläche;
 - die genannten Erscheinungen in der Kammer des geteilten Brennraumes sowie die Energie- und Massenströmung zwischen den beiden Raumteilen;
 - die Änderung der mechanischen Verluste, berechnet nach dem durchschnittlichen Zylinderdruck, als Funktion der Belastung und der Drehzahl.

Als Ausgang für das Motormodell diente ein Sechszylinder-Vorkammer-Saugmotor (Hubvolumen: 8,26 dm³, Kompressionsverhältnis: 20,3). Das richtige Arbeiten des Modells wurde so kontrolliert, daß die durch das Modell erhaltenen Druck- und Temperaturdiagramme sowie die Hauptkennwerte (Mitteldruck usw.) mit den gemessenen Werten des Motors verglichen wurden. Eine gute Übereinstimmung konnte durch die Änderung der Eingangsgrößen, vor allem der Brennfunktion und der Wärmeübergangsfunktion, erreicht werden. Das so »angepaßte« Modell kann für die Beurteilung des Einflusses verschiedener Aufladungsparameter wirklichkeitsnah verwendet werden.

2.2. Das Modell der Auspuffleitung

Bei der Berechnung der Turbinenparameter ist zu berücksichtigen, ob die Turbine im Gleichdrucksystem oder im Stoßbetrieb arbeitet. Druck, Temperatur und Geschwindigkeit des in die Turbine strömenden Gases ändern sich im Stoßbetrieb periodisch, so daß Arbeit und Gasdurchsatz der Turbine zeitlich veränderlich sind.

Betrachtet man den Gasdurchsatz der Turbine im Stoßbetrieb, ist einzusehen, daß der mit dem Durchschnittsdruck während einer gegebenen Periode berechnete stationäre Massenstrom kleiner ist als der mit dem Integral der zeitlich veränderlichen Werte bestimmte Massenstrom.

Im Stoßbetrieb wird die Arbeit der Turbine auch größer sein als im Gleichdruckbetrieb. Nach theoretischen Überlegungen, die durch Meßergebnisse bestätigt werden, ist einzusehen, daß die Arbeit der Turbine im Stoßbetrieb bis zu einem Ladedruckverhältnis von etwa 3 immer größer ist als die Arbeit

der mit dem Durchschnittsdruck der Pulsierung arbeitenden Gleichdruckturbine [6, 7].

Diese Wirkungen sind von der Zahl der zusammenarbeitenden Zylinder, von dem Druckverlauf im Auspuffrohr und in geringem Maße von der zeitlichen Änderung der Temperatur abhängig. Je höher das Druckniveau und je kleiner die Druckspitzen sind, umso kleiner sind die Abweichungen zwischen Stoß- und Gleichdruckbetrieb.

Die Berücksichtigung der Druckänderung ist also nicht nur für den Motor sondern auch für die Turbine wichtig. Die ausführliche Berechnung der Druckänderung in der Auspuffleitung ist sehr kompliziert und umständlich. Da auch für die Auspuffleitung vor allem relativ richtige Ergebnisse zu erzielen sind, wurde das Modell des Auspuffrohres ähnlich dem Zylindermodell durch schrittweise Berechnung aufgebaut. Auch nach Literaturangaben liefert ein derartiges Verfahren bei verhältnismäßig kurzen Leitungen befriedigende Ergebnisse [7, 8].

Die Basis des Modells wird durch drei Behälter gebildet. Der erste ist das von der Kolbenstellung abhängige Zylindervolumen, der zweite das Sammelrohr mit gegebenem Volumen und der dritte die unendlich große Umgebung. Der effektive Querschnitt des Ventils zwischen den ersten beiden Behältern kann einfach durch Messung bestimmt werden und ist als Funktion der Zeit bekannt. Der Querschnitt zwischen dem zweiten und dem dritten Behälter kann aus den Zustandsgrößen und Abmessungen berechnet werden.

Die Zustandsgrößen des Gases im Zylinder können berechnet werden und der Umgebungsdruck ist bekannt.

Die Druckänderung in dem Sammelrohr wird als quasistationär betrachtet. Das einströmende und das im Sammelrohr vorhandene Gas bilden eine homogene Mischung. Es bestehen voller Druck- und Temperaturengleich. Die Zustandsänderung ist bei der Durchströmung des Auspuffventils adiabatisch.

Nach dem Gesagten ist die Änderung der Energie im Sammelrohr gleich der Differenz der Energie des einströmenden und ausströmenden Gases:

$$\frac{\partial(m u)}{\partial \tau} = \left(\frac{dm}{d\tau} \right)_{\text{EIN}} \cdot i_{\text{EIN}} - \left(\frac{dm}{d\tau} \right)_{\text{AUS}} \cdot i_{\text{AUS}}$$

Für die Bestimmung der Zustandsgrößen des im Sammelrohr befindlichen Gases ist auch die Kontinuitätsgleichung erforderlich. Die Mengenänderung des Gases im Sammelrohr ist gleich der Mengendifferenz des einströmenden und des ausströmenden Gases:

$$\left(\frac{dm}{d\tau} \right) = \left(\frac{dm}{d\tau} \right)_{\text{EIN}} - \left(\frac{dm}{d\tau} \right)_{\text{AUS}}$$

Nach diesen beiden Gleichungen läßt sich der Energieverlauf im Sammelrohr verfolgt und die Zustandsgrößen des Gases können bestimmt werden.

2.3 Das Modell des Turboladers

Um den Gasdurchsatz der Turbine zu berechnen, wird die Turbine als eine Düse betrachtet, deren effektiver Durchströmquerschnitt dem tatsächlichen Querschnitt des Leit- und Laufrades der Turbine äquivalent ist. Die Bestimmung des gleichwertigen Querschnitts ist im Stoßbetrieb kompliziert und unter Berücksichtigung der strömungstechnischen Kenngrößen der Turbine möglich [6]. Im vorliegenden Fall wird die Wirkung der verschiedenen Turbolader und nicht die Änderung des Betriebszustandes eines gegebenen Aufladers untersucht, deshalb wird der gleichwertige Querschnitt A_T unabhängig von den Zustandsgrößen als konstant betrachtet.

Unter diesen Bedingungen kann der Gasdurchsatz der Turbine nach der Gleichung

$$\left(\frac{dm}{d\tau}\right)_T = A_T P_3 \left[\frac{2g}{R_g T_3} \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} \left[\left(\frac{1}{\delta_T}\right)^{\frac{2}{\kappa_g}} - \left(\frac{1}{\delta_T}\right)^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}} \right] \right]^{\frac{1}{2}}$$

berechnet werden. Die Zustandsgrößen vor der Turbine ändern sich in der Zeit. So ist der Massenstrom auch eine Funktion der Zeit. Dieser Umstand paßt sich gut den Modellen des Motors und des Auspuffrohres an, die in kleinen Zeitintervallen schrittweise berechnet werden.

Die Turbinenarbeit wird ebenfalls schrittweise bestimmt. Die adiabatische Arbeit der Turbine wird mit den Momentanwerten der Zustandsgrößen vor der Turbine berechnet und der erhaltene Wert wird mit dem adiabatischen Wirkungsgrad der Turbine und mit dem mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers multipliziert.

So ergibt sich die Turbinenarbeit zu

$$\left(\frac{dW}{d\tau}\right)_T = \eta_{adT} \cdot \eta_m \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} R_g T_3 \left(\frac{dm}{d\tau}\right)_T \left[1 - \left(\frac{1}{\delta_T}\right)^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}} \right]$$

Nach Abb. 2 sitzt auch die Luftturbine neben dem Verdichter auf der Welle der Abgasturbine. Die Arbeit der Luftturbine wird ähnlich der Arbeit der Gasturbine bei entsprechender Deutung der Indices berechnet. Der Zustand vor der Luftturbine wird aber durch das Druckverhältnis des Verdichters und durch den Grad der Rückkühlung bestimmt. Deshalb kann die Arbeit der Luftturbine direkt nicht bestimmt werden.

Die Summe der Arbeiten der beiden Turbinen muß mit der Arbeit des Verdichters übereinstimmen:

$$\int \left(\frac{dW}{d\tau}\right)_T d\tau + W_{LT} = W_V$$

Weil zwischen \dot{W}_{LT} und \dot{W}_V eine Wechselwirkung besteht, können sie durch Iteration bestimmt werden. Dazu wird entweder das Druckverhältnis der Luftturbine oder der Druck hinter Luftturbine als Bedingung festgesetzt. Die Lufttemperatur hinter dem Rückkühler und der Druckabfall in dem Kühler müssen auch als Bedingungen angegeben werden.

Beim Eintreten des Arbeitsgleichgewichts erhält man bereits bestimmte Werte für das Druckverhältnis des Verdichters und für alle Zustandsgrößen hinter der Luftturbine. Die Zustandsgrößen geben also bereits den Zustand der in den Motor strömenden Luft an, aus dem als Ausgangszustand der Arbeitsprozeß des Motors berechnet werden kann.

3. Mit Hilfe des Digitalmodells erhaltene Ergebnisse

Das Ziel der Untersuchung mit Hilfe des Modells war, Zahlenwerte für den Vergleich zwischen der einfachen Ladeluftkühlung und der mit Turbokühler kombinierten Ladeluftkühlung zu erhalten. Als entscheidend für den Vergleich wird die maximale Temperatur (T_{\max}), betrachtet, die der wichtigste Einflußfaktor der NO_x -Emission ist.

Die Vergleichsbasis ist die Turboaufladung mit Lufrückkühlung, die Kennwerte der Aufladung ohne Rückkühlung wurden aber ebenfalls bestimmt. Sie sind nämlich für die Notwendigkeit der Rückkühlung bzw. der Turbokühlung sehr überzeugend.

Die Varianten der Berechnung wurden so zusammengestellt, daß die Grundkennwerte des Motors, sogar die Einspritzmengen unverändert blieben. Die Wirkungsgrade der einzelnen Turbomaschinen sind: $\eta_T = 0,83$; $\eta_{LT} = 0,85$; $\eta_V = 0,75$. Die Umgebungstemperatur 30°C und die Temperatur hinter dem Lufrückkühler $T_{nK} = 55^\circ\text{C}$ sind ebenfalls in jedem Fall konstant.

Abb. 3 zeigt die Änderung der Motorenkenngrößen als Funktion der relativen Arbeit der Luftturbine bei verschiedenen Turbinenquerschnitten. Aus der Abb. folgt, daß bei zunehmender Arbeit der Luftturbine (wenn \dot{W}_{LT}/\dot{W}_V größer wird) günstige Parameter nur durch die Verminderung des Querschnitts der Abgasturbine zu erreichen sind. Durch die Turbokühlung entsteht ein größerer Ausschub-Gegendruck, seine Wirkung ist aber nicht bedeutend.

In Abb. 3 werden die charakteristischen Werte der Grundvariante, der einfachen Ladeluftkühlung mit Kreisen und die Werte einer als Beispiel gewählten Turbokühlung mit Dreiecken bezeichnet. In letzterem Fall betragen der Turbinenquerschnitt 66% des Querschnitts in der Grundvariante und die Arbeit der Luftturbine 15% der Arbeit der Gasturbine. Zu einer Verminderung der maximalen Temperatur T_{\max} um 160°C gehören ein um 13 kp/cm^2 höherer Spitzendruck und ein um $0,44\text{ kp/cm}^2$ niedrigerer Mitteldruck, während die durchschnittliche Wärmebelastung um 18% sinkt.

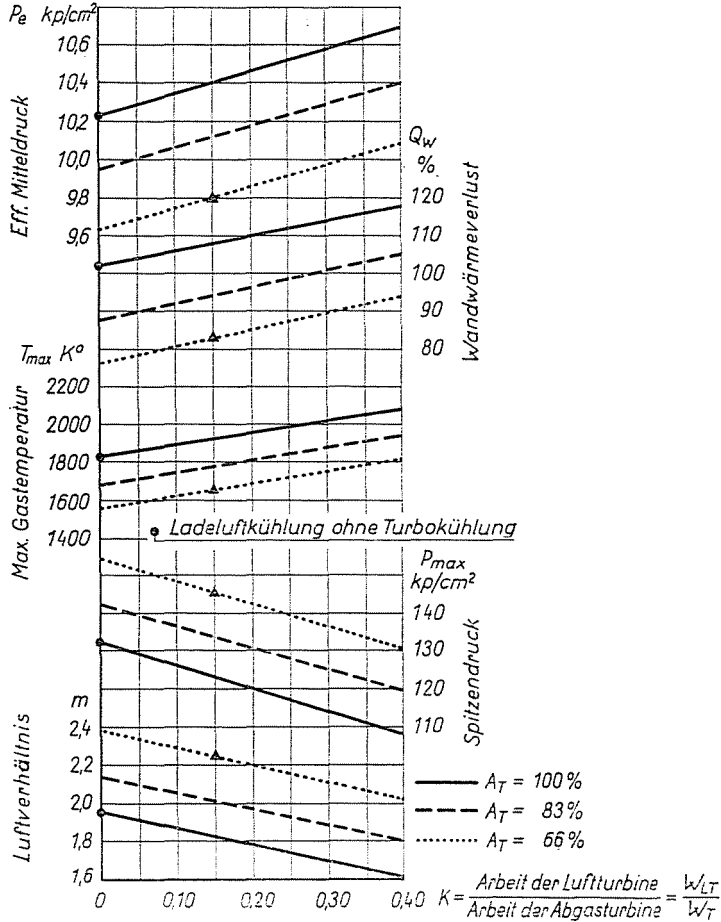


Abb. 3

Die Folgerungen können viel allgemeiner sein, wenn der Vergleich auf Grund der Drücke vor dem Saugventil durchgeführt wird. Die ausgezogenen Kurven in Abb. 4 zeigen die Kennwerte des Motors, wenn der Druck vor dem Ventil konstant ist. Dieser Druck ist der der Grundvariante mit Lufrückkühlung entsprechende Druck. Die Werte der Grundvariante sind in der Abb. mit Kreisen gekennzeichnet. Die unabhängige Veränderliche, die Temperatur vor dem Saugventil, kann durch die Verminderung des Turbinenquerschnitts variiert werden.

Aus dem Diagramm folgt, daß eine Verminderung um $55^\circ C$ von T_{max} durch die Steigerung des Spitzendruckes um 2 kp/cm^2 und bei einer Verminderung des Mitteldruckes um $0,24\text{ kp/cm}^2$ verursacht wird, wobei die durchschnittliche Wärmebelastung um 10% sinkt.

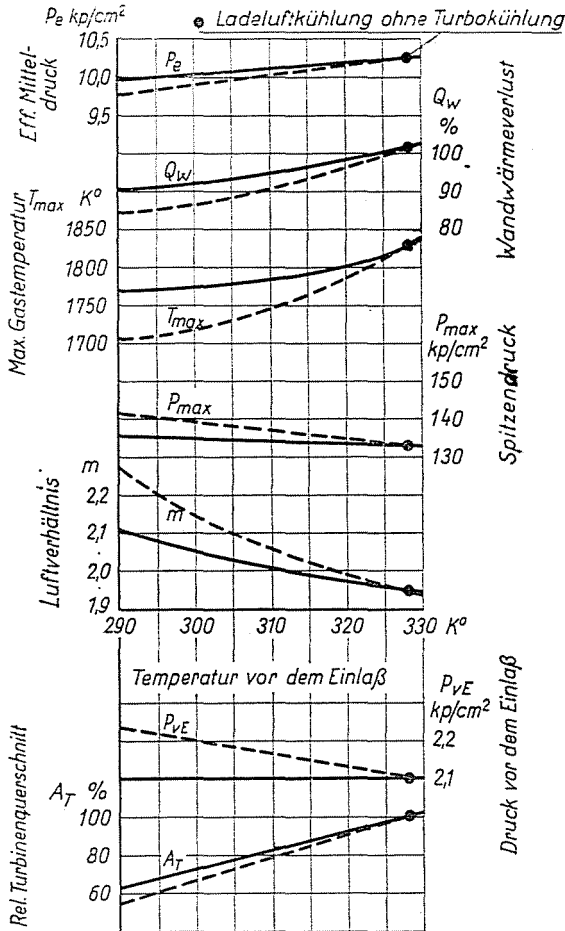


Abb. 4

In der Abb. (gestrichelte Linien) steigt der Druck vor dem Saugventil mit der Verminderung des Turbinenquerschnitts. Im Vergleich zu der obigen Variante entsteht bei der gleichen Temperatur ein höherer Druck vor dem Ventil. Dementsprechend ist auch der Spitzendruck höher. Die maximale Temperatur T_{max} und die Wärmebelastung nehmen bedeutend ab.

Aus den Luftverhältnis-Werten der Diagramme folgt, daß die Belastung des Motors verhältnismäßig klein ist, sie ist eigentlich als Teillast zu betrachten. Für die Turbokühlung ist sie weniger vorteilhaft als die Vollast, weil nach Literaturangaben die Bedingungen mit höherer Belastung und größerem Druckverhältnis günstiger werden [9].

Aus den Diagrammen folgt eindeutig, daß die Verminderung der maximalen Temperatur des Arbeitsprozesses bei Turbokühlung eine gewisse Stei-

gerung des Spitzendruckes verursacht. Dieser Umstand allein rechtfertigt also ihre Verwendung nicht, da ja die Aufladung mit Ladeluftkühlung zu ähnlichen Ergebnissen führt. Bei Turbokühlung können aber im Absolutwert niedrigere Temperaturen erreicht werden, ein Umstand, der für die NO_x -Bildung von Bedeutung ist.

In der Literatur findet man zahlreiche Angaben über den Zusammenhang zwischen der maximalen Temperatur des Arbeitsprozesses und der NO_x -Emission. Ein allgemeiner quantitativer Zusammenhang kann nicht angegeben werden. Daher können die voraussichtlichen Ergebnisse der Turbokühlung nur durch ein Beispiel verdeutlicht werden. Nach den Messungen von ABTHOFF [10] nimmt die NO_x -Emission um 36 % ab, wenn die maximale Temperatur T_{\max} von 2000 °K auf 1900 °K sinkt. Die Wirkung einer Temperaturverminderung um 100 °K darf also nicht unterschätzt werden, besonders dann nicht, wenn auch die Wärmebelastung gleichzeitig bedeutend sinkt.

Das besprochene Digitalmodell kann für die Beurteilung der gemeinsamen Wirkung des Motors und der drei Turbomaschinen günstig verwendet werden. Sämtliche Varianten wurden aber unter Bedingungen berechnet, die eigentlich verschiedene Turbomaschinen (mit anderen Eigenschaften, anderen Abmessungen usw.) bedeuteten. Es handelte sich also nicht um die veränderlichen Betriebszustände, um die Zusammenarbeit einer einzigen Maschinengruppe mit konkreten Abmessungen, sondern um die Auswahl einer günstigen Variante nach dem Nenn-Betriebszustand. Die Verhältnisse der Zusammenarbeit der so ausgewählten Maschinengruppe werden nach der Weiterentwicklung des hier besprochenen Digitalmodells in späteren Untersuchungen behandelt.

Zusammenfassung

Es wurde für die Verminderung der NO_x -Emission von Fahrzeugdieselmotoren ein Aufladungsverfahren mit Turbokühlung behandelt. Ein Digitalmodell wurde für die Untersuchung des gemeinsamen Arbeitsprozesses von Dieselmotor, Turboauflader und Turbokühler entwickelt. Mit Hilfe des Modells kann die Wirkung der nach verschiedenen Bedingungen zusammengestellten Turbokühler-Turboauflader-Varianten auf die Motorkenngrößen zahlenmäßig ermittelt werden. Nach den Berechnungen kann die maximale Temperatur ohne nennenswerte Verschlechterung der Motorkenngrößen um 100 °C vermindert werden. Dadurch wird aber eine wesentliche Verminderung der NO_x -Emission verursacht. Auch die gleichzeitige Verminderung der Wärmebelastung ist bei der Anwendung des Verfahrens vorteilhaft.

Literatur

1. WEHNER, H.: Reinhaltung der Luft — Abgasprobleme beim Lkw. M.A.N. Forschen, Planen, Bauen, Heft 2 (1971).
2. MEISSNER, F.: Zur Ermittlung der zulässigen Schadstoffemission von Kraftfahrzeug-Dieselmotoren. KFT 10, 302 (1971).
3. URLAUB, A.: Wie die M.A.N. die Schadstoffanteile von Dieselmotorabgasen vermindert. M.A.N. Forschen, Planen, Bauen, Heft 4 (1973).

4. KALMÁR, I.: Munkafolyamatok elektronikus számítással nyert néhány eredmény (Einige Ergebnisse mit elektronisch gerechneten Arbeitsprozessen) Festschrift der TŰ, Budapest, 1967
5. New Scheme for Combustion Air Cooling. The oil Engine and Gas Turbine, **24**, 146 (1956).
6. ZINNER, K.: Diagramme zur Bestimmung des Betriebspunktes einstufiger Abgasturbo-lader, M.A.N. Forschungsheft Nr. 10/1961. 93.
7. WALLACE, F. J.: Vergleich des Gleichdruck- und Stoßaufladeverfahrens bei der Abgasturboaufladung von Dieselmotoren mit hohem Aufladedruck, MTZ **25** (1964).
8. GYSSLER: Investigations into the Exhaust Process of Pressure-Charged Two-Stroke Diesel Engines. BBC Review (1960) S. 73.
9. ZINNER, K.—REULEIN, H.: Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren MTZ **25**, 188 (1964).
10. ABTHOFF, J.: Die Messung der NO_x-Emission von Dieselmotoren und ihre Beeinflussung durch Maßnahmen am Motor. Dissertation, TU Clausthal (1968).

Dr. István KALMÁR }
József ANTAL } H-1521 Budapest