

ZUSAMMENARBEIT ZWISCHEN TURBOLADER UND MOTOR UND DIE ERMITTLUNG IHRER CHARAKTERISTIK

Von

Z. FÜLÖP

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 11. Dezember 1962)

Vorgelegt v. Prof. Dr. D. Brodszky

Einleitung

Zur Steigerung der Dieselmotorleistung bedient man sich heute fast allgemein der Turboaufladung. Aus Wirtschaftlichkeitsgründen tendiert die Turboaufladung sowohl bei leichten Fahrzeugmotoren als auch bei den schweren Schiffsmotoren in immer stärkerem Maße von der Niederdruck- und Mitteldruckaufladung zur Hochdruckaufladung hin. Turbolader werden von den Herstellerwerken in großen Stückzahlen und verschiedensten Ausführungen gebaut. Die Wahl des passenden Laders für einen gegebenen Motor scheint angesichts dieser großen Auswahl leicht zu sein, und dennoch erfordert die optimale Anpassung des Laders an den Motor große Sorgfalt und Vorsicht. Das bezieht sich besonders auf die Hochdruck-Turboaufladung. Zur Wahl der Turboladerabmessungen fordern die Herstellerfirmen in der Regel die Motordaten an und liefern zu ihrem Angebot auf eine passende Bauart alle Konstruktionsteile, die zur Abstimmung des Laders mit dem Motor auf dem Versuchswege erforderlich sind. Zu den Versuchen steht darüber hinaus manchmal auch die Kompressorcharakteristik zur Verfügung. Zur Abstimmung des Turboladers mit dem Motor wird die Charakteristik der Zusammenarbeit von Turbolader und Motor benötigt, die durch das Gleichgewicht in der Zusammenarbeit zwischen Verdichter-Motor und Turbine bestimmt wird, und deren Bemessung am Motor eine langwierige Arbeit verlangt.

Der vorliegende Aufsatz behandelt eine einfache Methode zur Bestimmung der Charakteristik der Zusammenarbeit zwischen Turbolader und Motor sowie zur Bestimmung des für die Gleichdruckaufladung in Frage kommenden Turboladerbereichs; außerdem erörtert die Arbeit ein Verfahren zur Auftragung eines die Anforderungen der Turboaufladung befriedigenden Diagramms für die Zusammenarbeit, die mit einer einfachen Laborausrüstung nur 2—3 Stunden benötigt.

1. Bezeichnungen

- AL_t = Turbinenarbeit (kcal)
 AL_k = Verdichterarbeit (kcal)
 B = Kraftstoffverbrauch des Motors (kp/sec)
 G_g = aus dem Motor in die Turbine eintretende Gasmenge (kp/sec)
 G_l = aus dem Kompressor in den Motor eintretende Luftmenge (kp/sec)
 c_{pg} = mittlere spezifische Wärme der Abgase $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ}\right)$
 c_{pl} = mittlere spezifische Wärme der Luft $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ}\right)$
 T = absolute Temperatur ($^\circ\text{K}$)
 η_{adK} = adiabatischer Wirkungsgrad des Verdichters
 η_{adT} = adiabatischer Wirkungsgrad der Turbine
 η_m = mechanischer Wirkungsgrad des Turboladers
 $\delta_t = \frac{p_3}{p_4}$ = Turbinendruckverhältnis
 $\pi_K = \frac{p_2}{p_1}$ = Kompressorverhältnis
 \varkappa_g = Verhältnis der spezifischen Wärmen, bezogen auf die Abgase bei konstantem Druck und Volumen
 \varkappa_l = Verhältnis der spezifischen Wärmen, bezogen auf die Luft bei konstantem Druck und Volumen
 m = Luftverhältnis.
 $\varepsilon = \frac{\Delta p}{p_1} = \pi_K - \delta_t$ Spüldruckverhältnis.

2. Voraussetzungen für die Zusammenarbeit zwischen Turbolader und Motor; Erfordernisse

Die Verhältnisse der Zusammenarbeit zwischen Lader und Motor werden durch die Bedingung bestimmt, daß sich der Kompressor und die Turbine des Laders in jedem Betriebszustand des Motors im Gleichgewicht befinden müssen, d. h. daß die Bedingung

$$AL_T = AL_K$$

erfüllt sei.

In vorübergehenden Betriebszuständen (bei Beschleunigung bzw. bei Verzögerung) wird

$$AL_T > AL_K \text{ bzw. } AL_T < AL_K.$$

Im Betriebszustand ihrer Zusammenarbeit verwirklichen Lader und Motor die Arbeit einer Gasturbine, wobei diese keine nützliche Wellenleistung liefert.¹

¹ Eine Gasturbine ohne Wellenleistung kann im wesentlichen auf zweierlei Arten ausgeführt werden, u. zw. als

- a) eine mit Arbeitsturbine versehene Maschine, bei der nach außen die Null-Wellenleistung nur für die Gsgeneratoreinheit gilt;
- b) als eine Maschine ohne Arbeitsturbine, die im Leerlauf nach außen keine Arbeit abgibt.

Dieser Arbeitsvorgang ist in Diagramm $T-S$ in Abb. 1 dargestellt. Mit den Bezeichnungen der Abbildung erhält man im allgemeinen Fall für das innere Arbeitsgleichgewicht von Verdichter und Turbine (den mechanischen Wirkungsgrad zu $\eta_m = 1$ gesetzt)

$$c_{pg} G_g (T_3 - T_4) \eta_{adT} = c_{pl} G_l (T'_2 - T_1) \frac{1}{\eta_{adK}} \quad (2-1)$$

bzw. mit den entsprechenden Druckverhältnissen

$$G_g c_{pg} T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\kappa_g-1}{\delta^{\kappa_g}}}} \right) \eta_{adT} = G_l c_{pl} T_1 \left(\tau^{\frac{\kappa_l-1}{\tau^{\kappa_l}}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{adK}}. \quad (2-2)$$

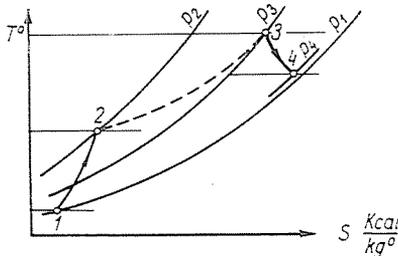


Abb. 1

Aus dieser allgemeinen Beziehung folgt, daß für die Zusammenarbeit vornehmlich die nachstehenden Größen charakteristisch sind.

a) Luftförderung des Verdichters bzw. Gasdurchsatz der Turbine

Der Gasdurchsatz der Turbine ist durch die Menge des aus dem Kompressor austretenden Mediums und durch den sekundlichen Kraftstoffverbrauch des Motors bestimmt, d. h. es ist

$$G_g = G_l + B. \quad (2-3)$$

Wenn für den Motor bei maximaler Last das Luftverhältnis $m = 1.3 - 2$ angenommen wird, dann nimmt die Beziehung (2-3) die Form

$$G_g = (1.05 - 1.03) G_l$$

an.

b) Verdichter- bzw. Turbinendruckverhältnis

Das Verdichterdruckverhältnis π_k wird im wesentlichen durch den Grad der Aufladung bestimmt, während für das Druckverhältnis δ der Turbine im allgemeinen die Bedingung gilt, daß die Spülung des Motors möglich sein und die Gaswechsellarbeit des Motors sich als positiv ergeben muß. Aus diesen beiden Voraussetzungen folgt, daß man bestrebt sein muß, bei Gleichdruckaufladung in jedem Falle Betriebszustände herzustellen, bei denen $\pi_k \geq \delta$.

Bei pulsierender Aufladung ist das Turbinendruckverhältnis nicht mehr so eindeutig bestimmt, da die Druckänderung vor dem Düsenkranz der Turbine den im Auspuffrohr entstandenen Gasschwingungen entsprechend zwischen einem Maximum und einem Minimum schwankt. Abb. 2 zeigt die Druckänderung vor dem Düsenkranz eines Zweitakt-Motors Type 9R SAD 75 anhand von (1). Unter Zugrundelegung einer Periode aus dem Ausgleich der Bereiche gilt auch hier die Bedingung, daß das mittlere Druckverhältnis $\bar{\delta}$ des Düsenkranzes der Turbine

$$\pi_k > \bar{\delta}.$$

Selbstverständlich ist es als Annäherung zu betrachten, daß das für das Gleichdrucksystem definierte δ dem für das pulsierende System gültigen $\bar{\delta}$ gleichgesetzt wird.

Nach unseren Versuchen aber wies die Turbinenarbeit bei gleichbleibendem Turbinendruckverhältnis δ Übereinstimmung mit dem Betriebszustand auf, wie er dem am Motor gemessenen Wert $\bar{\delta}$ entspricht.

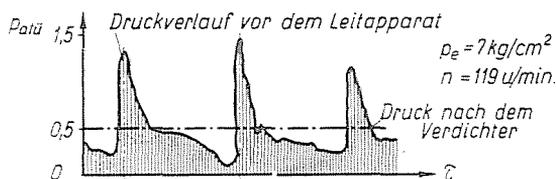


Abb. 2

c) Der adiabatische Wirkungsgrad des Kompressors bzw. der Turbine

Der adiabatische Wirkungsgrad der einzelnen Aggregateile wird außer durch das angewandte Druckverhältnis in erster Linie durch die Größe und durch die strömungstechnische Gestaltung der Maschinen bzw. durch den Zustand (die Sauberkeit) des Laders bestimmt.

d) Temperatur des Mediums am Eintritt in den Kompressor bzw. in die Turbine

Die Temperatur des Mediums am Eintritt in den Kompressor wird durch die Umgebungstemperatur bestimmt. Die Temperatur des Mediums am Eintritt in die Turbine (die Auspufftemperatur des Motors) dagegen ist von der Luftüberschußziffer des Motors bzw. von dessen effektivem Mitteldruck abhängig.

Eine zusammenfassende Bewertung der Punkte *a* bis *d*, die die einzelnen Glieder der Gleichung (2—2) des Gleichgewichts von Turbolader und Motor bestimmen, zeigt, daß diese Faktoren teils durch den Motor, teils durch den Lader bestimmt sind. Die Zusammenarbeit zwischen Motor und Lader wird durch die — in der Regel auf dem Versuchswege erfolgende — Abstimmung dieser Faktoren aufeinander gesichert, doch stellt die Durchführung dieser Abstimmung am Motor eine komplizierte und kostspielige Aufgabe dar.

Die Zusammenarbeit zwischen Motor und Turbolader läßt sich am Modell¹ erheblich einfacher abstimmen, da der Turbolader in diesem Falle als eine Gasturbine im Leerlauf arbeitet.

¹ Die ersten Ausführungen der Prüfanlage für Turbolader wurden am Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen (früher Lehrstuhl für Flugzeugtriebwerke) mit Unterstützung der Ungarischen Akademie der Wissenschaften auf Vorschlag von Lehrstuhlleiter Univ.-Prof. dr. Dezső Brodsky bereits im Jahre 1951 errichtet.

3. Zusammenarbeit zwischen Motor und Turbolader als Leerlauf-Gasturbine

Abb. 3 veranschaulicht die Schaltung des Aggregats, wenn Turbolader und Motor gemeinsam laufen. Der Motor stellt in diesem Falle (von der Turboladerseite her gesehen) eine Anlage dar, die den Druck des aus dem Verdichter kommenden Mediums von p_2 auf p_3 vermindert, während sich dessen Temperatur von T_2 auf T_3 erhöht. Dieselbe Funktion übt auch der Turbolader aus, wenn er als leerlaufende Gasturbine betrieben wird. Die modellmäßige Schaltung für die Zusammenarbeit zwischen Turbolader und Motor ist in Abb. 4 dargestellt. Hierbei wird die Funktion des Motors von einer hinter dem Ver-

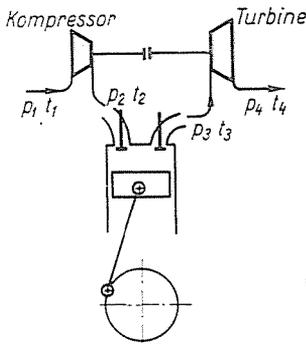


Abb. 3

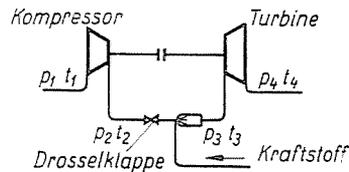


Abb. 4

dichter angebrachten Drosselklappe und Brennkammer übernommen, mit denen die Zustandsgrößen der aus dem Kompressor kommenden Luft ebenso geändert werden können wie dies durch den Motor geschieht. Diese Anlage ist in der in Abb. 4 dargestellten Schaltung geeignet, all jene Betriebszustände zu reproduzieren, bei welchen der Turbolader auf den Motor maximale Leistungen überträgt, d. h. die für die Turboaufladung hauptsächlich gewünschten Betriebszustände. Offenbar kann die Anlage für die Herstellung von Betriebszuständen $\pi < \delta$ nicht verwendet werden, doch sind derartige Betriebszustände bei der Motoraufladung — im Hinblick auf den negativen Gaswechsel-Arbeitsbereich und den Wegfall der Spülung — nicht erwünscht.

Für die Anlage läßt sich die Bedingung gemäß Punkt 2, daß

$$G_g = (1,05 - 1,03)G_l$$

sein müsse, nicht erfüllen, da der Luftüberschußkoeffizient in der Brennkammer im Verhältnis zum Motor größer ist, bei $t_3 = 600^\circ \text{C}$ ergibt sich in der Brennkammer ein Luftverhältnis von etwa $m = 5,0 - 5,5$, woraus der Gasdurchsatz der Turbine

$$G_g = 1,01 G_l.$$

richtung der einzelnen Werte in Abhängigkeit von der zunehmenden Drosselung dargestellt.)

Bei erhöhter Drosselung steigt das Druckverhältnis des Verdichters zuerst an, um bald darauf zu sinken, während das Druckverhältnis der Turbine und die Luftmenge sinken, die Temperatur vor der Turbine hingegen steigt. Bei dieser Bestimmung der Gesamtcharakteristik des Laders bleibt die Menge des die Turbine und den Kompressor durchströmenden Mediums angenähert konstant, folglich erübrigt es sich, die Wirkungsgrade des Verdichters bzw. der Turbine getrennt zu ermitteln, da die zusammengehörigen Werte T_3 , π_k , δ und G für jede gegebene Drehzahl eindeutig bekannt sind.

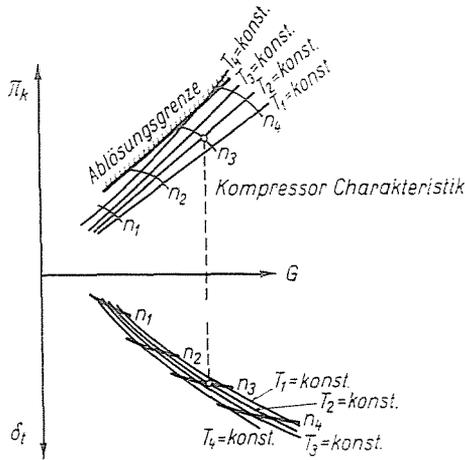


Abb. 6

Werden die Kompressor-Charakteristik und die Turbinen-Charakteristik je getrennt für sich gemessen, müssen auch die Wirkungsgrade ermittelt werden, da man diese Angaben zur eindeutigen rechnerischen Ermittlung der einzelnen Punkte der Zusammenarbeit benötigt. Bei wassergekühlten Turbinengehäusen bedeutet die Ermittlung des Turbinenwirkungsgrads mittels gassetiger Messung ohnehin eine besonders schwierige Aufgabe.

Die in Abhängigkeit von der Drehzahl ermittelten Werte können gemäß [2] (Abb. 6) auf die untereinander geschobenen Verdichter- bzw. Turbinen-Charakteristiken aufgetragen werden, da sich aus dem Meßprinzip ergab, daß jedem Punkt der Verdichter-Charakteristik ein Punkt in der Turbinen-Charakteristik zugeordnet ist. Die Turbinen- und Kompressor-Charakteristiken lassen sich durch eine sogenannte Zusammenarbeits-Charakteristik ersetzen, die ermittelt wird, indem man die Kurven für $T_3 = \text{konst.}$ der Turbinen-Charakteristik in die Verdichter-Charakteristik überträgt.

Zwecks Beurteilung der Spülmöglichkeiten läßt sich aus der zusammengezogenen Kompressor- und Turbinen-Charakteristik der Verlauf der vom

Kompressor-Druckverhältnis abhängigen Änderung der für die Spülung des Motors charakteristischen Kurve $\frac{\Delta p}{p_1} = \pi - \delta = \varepsilon$ der Kurve des sogenannten Spüldruckverhältnisses bei unterschiedlichen Temperaturen T_3 auftragen (Abb. 7).

Das in einem gegebenen Betriebszustand des Turboladers vorhandene Spüldruckverhältnis $\varepsilon = \text{konst.}$ kann ebenfalls in die Verdichter-Charakteristik eingezeichnet werden, wodurch die gesamte Zusammenarbeits-Charakteristik eines gegebenen Turboladers gegeben ist. Die Zusammenarbeits-Charakteristik

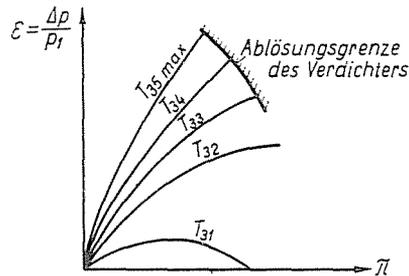


Abb. 7

enthält also die konstanten Drehzahlkurven des Verdichters (der Turbine), die Ablösungsgrenze des Kompressors und die Kurven der konstanten Abgas-temperaturen, sowie die konstanten Werte des sogenannten Spüldruckverhältnisses.

5. Zusammenarbeitsbereich der Charakteristik

Der Bereich der unter Punkt 4 erörterten Zusammenarbeits-Charakteristik, der zur nützlichen Aufladung des Motors zur Verfügung steht, läßt sich mit folgenden Kennlinien abgrenzen (Abb. 8):

a) die Kurve der minimalen (der Leerlaufdrehzahl des Motors entsprechenden) Drehzahl des Laders;

b) die für den Turbolader zulässige Höchsttemperatur, die zugleich die maximale Spülmöglichkeit bietet, da entlang dieser Kurve der für die Spülung charakteristische Wert $\varepsilon = \frac{\Delta p}{p_1}$ seinen Größtwert hat;

c) die Ablösungsgrenze des Kompressors;

d) die Kurve der maximalen Drehzahl des Laders;

e) die Kurve $\pi_k = \delta_t$, über die hinaus die Gaswechselerarbeit des Motors bereits negativ ist und auch die Spülmöglichkeit beim Gleichdrucksystem aufgehört hat ($\varepsilon = 0$).

Der durch diese 5 Kurven begrenzte Bereich steht also der Turboaufladung zur Verfügung, die Gasdurchsatzkurve des Motors muß also innerhalb dieser Grenzen liegen. Die optimalen Spülbedingungen, die sich bei einem

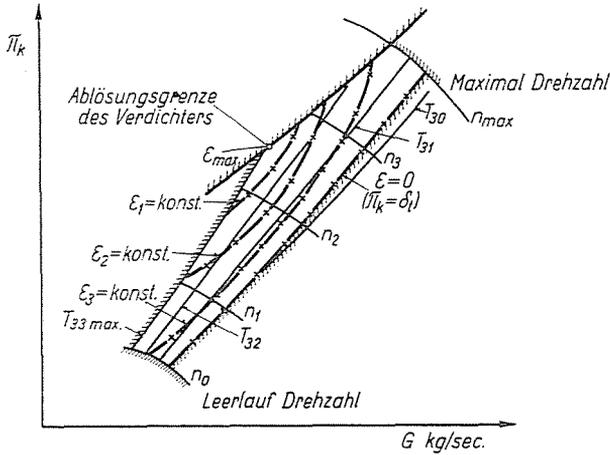


Abb. 8

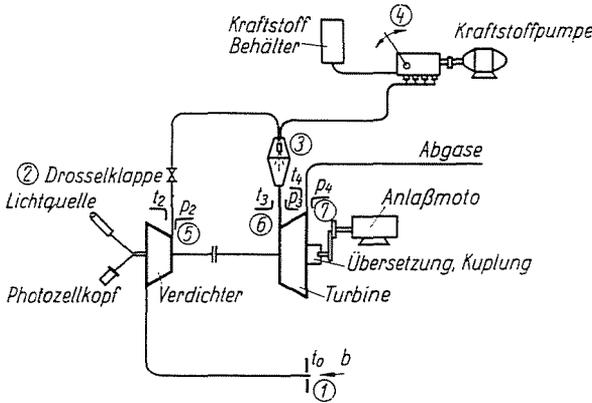


Abb. 9

bestimmten Spüldruckverhältnis ergeben, können beim Betrieb des Turbo-laders und des Motors nur in einem relativ engen Bereich befriedigt werden, da sich die Spülbedingungen außerhalb dieses Bereiches verschlechtern.

Bei Hochdruckaufladung verengt sich dieser Bereich in Richtung der hohen Druckverhältnisse, die wirksame Aufladung mit gutem Wirkungsgrad kann also durch Erweiterung des Arbeitsbereiches (durch die Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads der Maschine) sichergestellt werden.

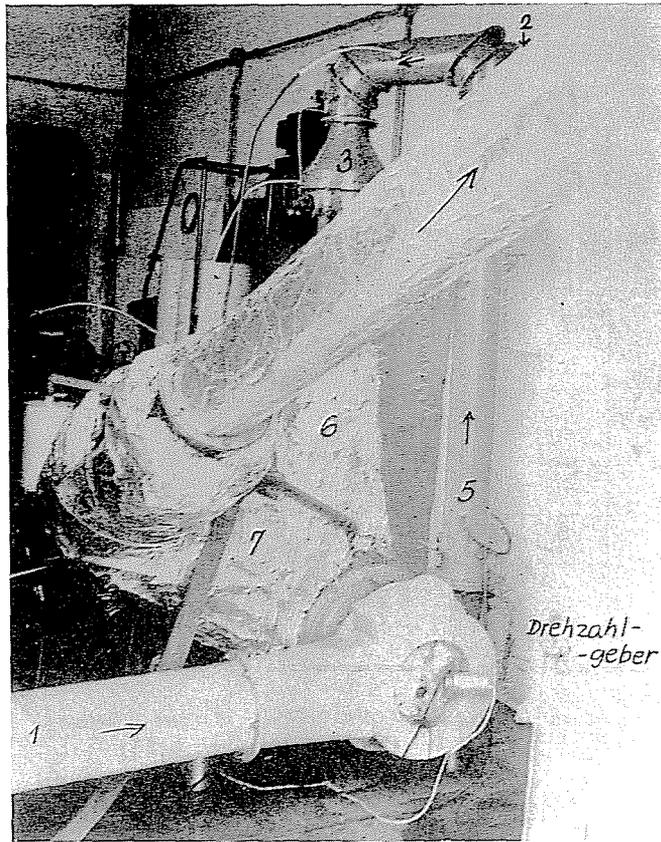


Abb. 10

6. Versuchseinrichtung zur Bestimmung der Zusammenarbeits-Charakteristik des Turboladers

Das Schema und die Meßstellen der gemäß Punkt 3 ausgeführten Versuchseinrichtung sind aus Abb. 9 ersichtlich. Der Verdichter saugt über die Meßdüse (1) an, worauf das Medium aus dem Kompressor durch die Drosselklappe (2) in die Rohrbrennkammer (3) gelangt. Die Wärmebelastung der Brennkammer beträgt

$Q = 50 \cdot 10^6$ kcal/m³h, ihr Druckverlustfaktor

$$\frac{P_3 - P_2}{P_2} = 0,92.$$

In der Brennkammer wird handelsübliches Gasöl verbrannt, das der Brennstoffdüse von einer Kolbenpumpe (4) zugeführt wird. Hinter dem Kom-

pressor sind 2 Gesamtdruck-Meßsonden (5), vor der Turbine dagegen 2 Stau-
punktthermometer (6) und 2 Gesamtdruck-Meßsonden eingebaut.

Der Druck des Mediums hinter der Turbine wird durch die Gesamtdruck-
Meßsonde (7) gemessen. Zur Messung der Drehzahl des Turboaufladers dient
ein am Lehrstuhl entwickelter elektronischer Photozellen-Drehzahlmesser.
Das Bild des Versuchsapparats ist in Abb. 10 dargestellt.

7. Zusammenarbeits-Charakteristik des Turboladers BBC. Typ VTR 200

Die hier angeführte Zusammenarbeits-Charakteristik wurde an einem
Turbolader VTR 200 (Baujahr 1950) ermittelt.

Die während des Eigenlaufs des Laders in verschiedenen Stellungen der
Drosselklappe ermittelten Werte T_3 , π_k , δ_t sowie die in Abhängigkeit von der
Drehzahl des Laders gemessenen Werte G sind in Abb. 11 aufgetragen.

Die aus Abb. 11 zusammengestellte Kompressor- bzw. die Turbinen-
Charakteristik ist aus Abb. 12 ersichtlich.

Der Gesamtwirkungsgrad des Turboladers wurde nach Umordnung der
Gleichung (2-2) mit der angenäherten Annahme $G_i \approx G_g$ aus der Beziehung

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{adK}} \eta_{\text{adT}} = \frac{c_{pl} T_1 \left(\pi^{\frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l}} - 1 \right)}{c_{pg} T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta_t^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}}} \right)}$$

unter Verwendung der in Abb. 11 aufgetragenen Werte errechnet. Die Ergeb-
nisse der Berechnung finden sich in Abb. 13. Der Gesamtwirkungsgrad ist in
dem verhältnismäßig großen Drehzahlbereich des Laders konstant. Die mit
1-2-3 und 7 bzw. mit 4-5-6 bezeichneten Drosselkurven haben den gleichen
Gesamtwirkungsgrad ergeben.

Aus Abb. 12 wurde die Änderung des Spüldruckverhältnisses $\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$ in
Abhängigkeit vom Verdichter-Druckverhältnis anhand der Zusammenarbeits-
Charakteristik der Turbine bzw. des Verdichters (Abb. 14) ermittelt.

Zur Kontrolle kann die Abhängigkeit vom Kompressor-Druckver-
hältnis aus der Gleichung (2-2) rechnerisch ermittelt werden. Aus Gleichung
(2-2) ergibt sich

$$A = \frac{\eta_{\text{ges}} c_{pg} T_3}{c_{pl} T_1} = \frac{G_e}{G_g} \frac{\left(\pi_k^{\frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l}} - 1 \right)}{\left(1 - \frac{1}{\delta_t^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}}} \right)}$$

Mit der Annahme $G_l \cong G_g$ erhält man für das Druckverhältnis der Turbine

$$\delta_i = \left[\frac{A}{A + 1 - \pi_k^{\frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1}}} \right]^{\frac{\alpha_2}{\alpha_2 - 1}}$$

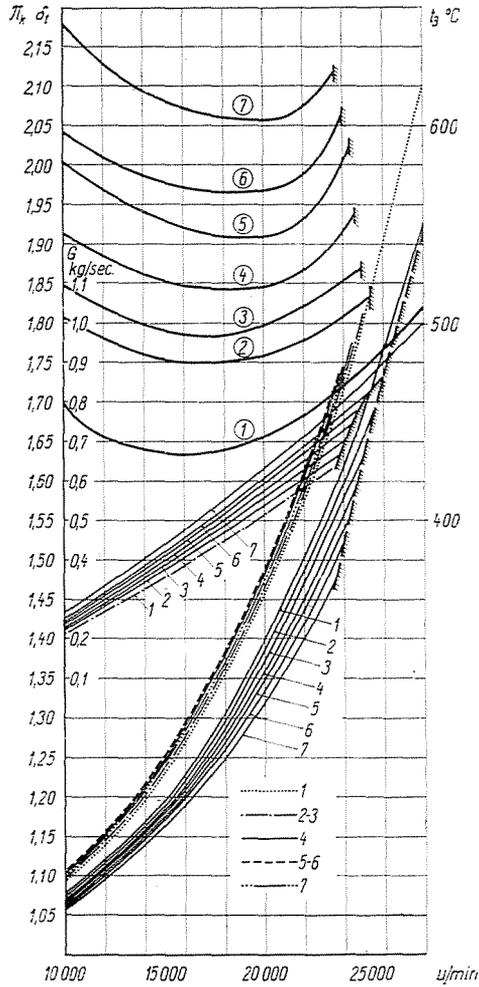


Abb. 11

es wird also

$$\varepsilon = \frac{\Delta p}{p_1} = \pi_k - \delta_i = \pi_k - \left[\frac{A}{A + 1 - \pi_k^{\frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1}}} \right]^{\frac{\alpha_2}{\alpha_2 - 1}}$$

Die rechnerisch ermittelten Werte für $t_3 = 600^\circ \text{C}$ und $\eta_{ges} = 0,5$ wurden neben die Meßresultate aufgetragen. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung.

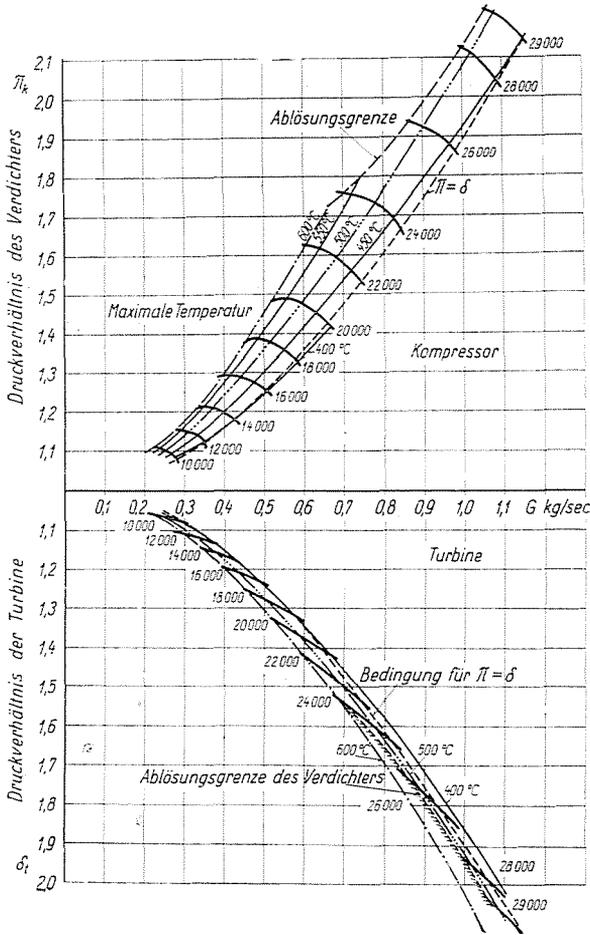


Abb. 12

Die vollständige Zusammenarbeits-Charakteristik nach den unter Punkt 5 erörterten Grundsätzen enthält Abb. 15. Aus dieser Charakteristik ist ersichtlich, daß sich der Lader für die Turboaufladung von Motoren bis zu Druckverhältnissen von etwa $\pi_k = 1,6$ und bei Auspufftemperaturen von $550-600^\circ \text{C}$ eignet, da die Spülung mit gutem Wirkungsgrad bis zu diesem Druckverhältnis gewährleistet werden kann und hierbei die Ablösungsgrenze des Verdichters noch weit genug liegt.

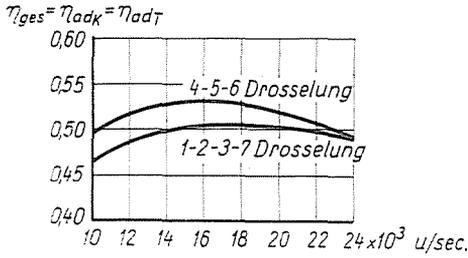


Abb. 13

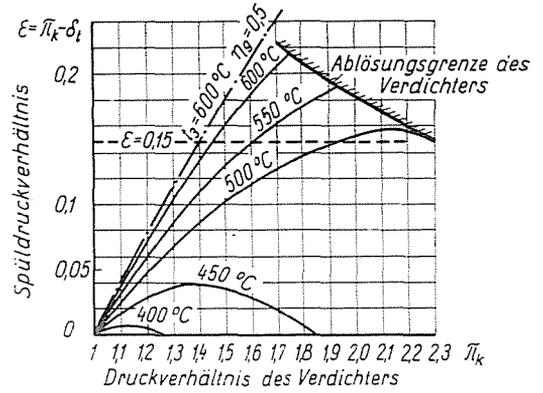


Abb. 14

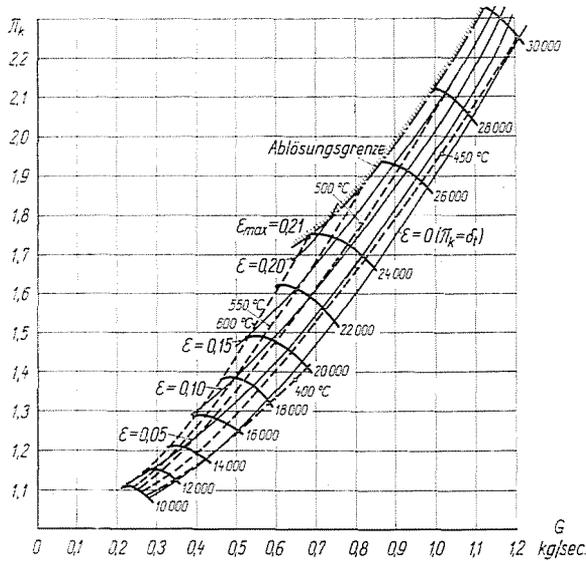


Abb. 15

8. Zusammenfassung, Schlussfolgerungen

Durch Ermittlung der Zusammenarbeits-Charakteristik des Turboladers nach dem obigen Prinzip lassen sich für einen gegebenen Lader auf verhältnismäßig einfache Weise all jene Bereiche der Zusammenarbeit feststellen, die sich für die Abstimmung des Laders auf den Motor aus der Abstimmung der vorhandenen unterschiedlichen Kompressor- bzw. Turbinen-Drüsenringe ergeben. Auf Grund dieser Charakteristiken und des rechnerisch ermittelten Motor-Luftdurchsatzes vereinfacht sich die Abstimmung des Laders auf den Motor sehr wesentlich, da die günstigste Arbeitskurve des Turboladers bereits aus der Charakteristik im voraus bestimmt werden kann.

Aus der gleichzeitigen Prüfung des Turboladers und des Motors läßt sich feststellen, daß der Turbolader auf den Motor nur dann nützliche Arbeit überträgt, wenn der Lader auch als Leerlaufgasturbine betrieben werden kann. Bei Hochdruckaufladung benötigt der Lader, wie dies auch aus den Abbildungen 13 bzw. 14 hervorgeht, einen »breiteren« Arbeitsbereich, um auf eine möglichst große Zahl von Motoren leicht abgestimmt werden zu können. Der »breite« Arbeitsbereich läßt sich in erster Linie durch gute Wirkungsgrade des Kompressors bzw. der Turbine sichern.

Literatur

1. ZWICKY, M., STOFFEL, R.: Neueste Zweitakt Auflademotoren. Sulzer Technische Rundschau 1957/1.
2. LIST, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine III. Wien, 1952.
3. Pleghaar, KKK Abgasturbolader MTZ. 1957. 6.
4. Exhaust Turbochargers for Diesel Engines. Engineering 1956/4716.
5. BRODSZKY: Dieselmotorok turbotöltése (Turboaufladung der Dieselmotoren). Mérnök Továbbképző Intézet. Budapest 1958.
6. BRODSZKY: Fejezetek a dieselmotorok feltöltése köréből (Kapitel aus dem Gebiet der Aufladung von Dieselmotoren). Mérnök Továbbképző Intézet. Budapest 1962.

Z. FÜLÖP, Budapest, XI., Műegyetem rkp. 3., Ungarn.