

BEITRAG ZUR WAHL DER GRUNDPARAMETER DER FAHRZEUGGASTURBINEN*

Von

Z. FÜLÖP

Lehrstuhl für Kalorische Maschinen, Technische Universität Budapest

(Eingegangen am 20. Januar 1967)

Vorgelegt von Prof. Dr. D. BRODSZKY

Einleitung

Seit Jahren befassen sich die führenden Motorenwerke eingehend mit der Entwicklung und Konstruktion von Fahrzeuggasturbinen. Die nacheinander erschienenen verschiedenen Konstruktionen haben die Aufmerksamkeit auf diese Frage gelenkt.

In der vorliegenden Arbeit wird der Versuch unternommen, die wichtigsten Faktoren zusammenzufassen, die bei einer gegebenen Turbine die Gestaltung der Konstruktion entscheidend beeinflussen und deren Berücksichtigung den Verlauf der Entwicklung bestimmt.

Das Problem der Berechnung von Gasturbinen scheint im Prinzip keine Schwierigkeiten zu verursachen, gehört sie doch zu jenen Maschinen, deren Betriebseigenschaften, deren Leistung und Verbrauch rechnerisch genau und zuverlässig erfaßt werden können. Ebenso lassen sich die Verluste unschwer berechnen. Beim ersten Hinsehen scheint es also nicht schwer zu sein, die Parameter einer neuen Maschine zu bestimmen.

Die Untersuchungen sollten folgende Fragen beantworten:

1. Wie soll die thermische Schaltung der Gasturbine aussehen?

a) Wie hoch kann die Maximaltemperatur des Arbeitsprozesses sein?

b) Welche Teilwirkungsgrade (für Turbine und Kompressor) sollen berücksichtigt werden?

c) Mit welchen Verlusten muß gerechnet werden?

d) Wie groß soll das Druckverhältnis sein?

e) Wird ein Wärmetauscher benötigt?

2. Wie soll die Schaltung der Gasturbine beschaffen sein?

Natürlich kann eine solche Studie die gestellten Fragen nur teilweise beantworten, die objektive Beantwortung dieser Fragen bildet jedoch eine wichtige Voraussetzung der richtigen Lösung.

* Die hier verwendeten Ergebnisse wurden am Lehrstuhl für Kalorische Maschinen unter der Themenleitung von Professor D. BRODSZKY von Verfasser unter Mitarbeit von E. PÁSZTOR, I. KALMÁR und B. CZINKÓCZKY erarbeitet.

1. Die thermische Schaltung der Fahrzeuggasturbine

Die Möglichkeiten der thermischen Schaltung der Fahrzeuggasturbinen werden in der Fachliteratur [1], [3] sehr vielseitig behandelt. Wie bei jeder Neukonstruktion ist es auch hier wichtig, die bisherigen Maschinen gründlich zu untersuchen. Ihre Untersuchung muß sich auf sämtliche wichtigere Parameter, auf die Erfolge und auf die Mißerfolge erstrecken.

Die einzelnen Werke liefern durch Beschreibung ihrer Konstruktionen wertvolle zusammenfassende Daten für die konstruktive Ausgestaltung der Fahrzeuggasturbinen und für die Wahl ihrer Grundparameter.

1.1. Die Wahl des Kreisprozesses der Gasturbine

Bei der Wahl des thermischen Kreislaufs der Gasturbine muß vor allem entschieden werden, ob ein Kreislauf mit oder ohne Wärmetauscher gewählt wird. Ohne Wärmetauscher ist ein Erfolg nur dann zu erwarten, wenn ein sehr hohes Druckverhältnis ($\pi > 10$) gewählt wird. Beim Wärmetauscher dagegen muß der Wärmetauschwirkungsgrad mindestens 60–80% erreichen, wenn gute Ergebnisse erzielt werden sollen. Um das »hohe Druckverhältnis« erreichen zu können, wäre ein mindestens dreistufiger Radialkompressor, d. h. eine komplizierte Konstruktion nötig.

Ein kleiner, mit gutem Wirkungsgrad arbeitender Axialkompressor für hohe Druckverhältnisse kann dagegen hauptsächlich wegen seiner Betriebseigenschaften nicht gebaut werden. Die Wahl zeigt somit eindeutig genug in Richtung der Schaltung mit Wärmetauscher.

1.2. Die Wahl der Maximaltemperatur des Arbeitsprozesses

Bei der Festlegung des Arbeitsprozesses setzen der Anfangsdruck $p_0 = 1 \text{ kp/cm}^2$ und die maximale Temperatur $t_{\text{max}} = 950\text{--}800^\circ \text{C}$ sofort die Grenzen.

Die Wahl der *Maximaltemperatur* des Kreislaufs ist stets eine Frage der *Werkstoffgüte* und der *Lebensdauer*. Für die Wahl der höchsten Temperatur spricht jeder Gesichtspunkt, Temperaturen über 800°C werfen jedoch wegen der Beanspruchung der Turbinenscheiben- und der Schaufelfestigkeit Probleme auf.

Die Überwindung dieser Schwierigkeiten ist Aufgabe der modernen Metallographie, der Gasturbinenkonstrukteur kann sich damit nur im Rahmen der Möglichkeiten der Konstruktktion befassen. Rechnet man bei der Fahrzeuggasturbine im Versuchsstadium mit einer Lebensdauer von 100 h, später mit einer solchen von 1000–2000 h Lebensdauer rechnend, ergeben sich für die zulässigen Spannungen in den einzelnen Turbinenteilen — bei mäßigen Dehnungen — für die einzelnen Werkstoffe die in der folgenden Tabelle angeführten Werte.

Tabelle 1

Werkstoff	Dehnung ‰	Temperatur °C	Spannung kp/mm ²	Lebensdauer
Nimonic 80 A	0,2	800	16	100
			9	1000
Nimonic 90	0,2	850	10,5	100
			5	1000
Nimonic 105	0,2	850	16	100
			9	1000
B. Turbotherm 26 CO 60	1	800	12	100
			8	1000

Diese Werte der zulässigen Spannungen bleiben unter den in einer Turbinenschaufel oder in einer zentripetalen Turbinenscheibe entstehenden Spannungen, sie können also der Berechnung nicht zugrunde gelegt werden.

Die Bemessung für die zulässige Dehnung warmfester Werkstoffe muß — im Hinblick auf die ständig wachsenden Anforderungen — zumindest für Antriebe von Bodenfahrzeugen als überhobt betrachtet werden, sonst wären die in der Literatur angegebenen Temperaturen der Konstruktionen kaum verständlich.

Als Berechnungsgrundlage bzw. als Grundlage für die Festlegung der maximalen Kreislauftemperatur wird diejenige Belastung gewählt, bei der der Werkstoff eine erhebliche Dehnung erfährt, ein Bruch jedoch noch nicht eintritt. Für die behandelten Werkstoffe sind dies folgende Werte:

Tabelle 2

Werkstoff	Temperatur °C	Spannung kp/mm ²	Lebensdauer
Nimonic 80 A	850	11	100
		5	1000
Nimonic 90	850	15	100
		8	1000
Nimonic 105	850	24	100
		15,5	1000
B. Turbotherm 26 CO 60	850	18	100
		13	1000
Vitallium	820	17	100
		10,5	1000
Vitallium	870	13,4	100
		10,2	1000

Auf Grund der Tabelle können die in der Scheibe einer Radialturbine auftretenden Spannungen bei einer Temperatur von $t_3 = 850^\circ \text{C}$ mit $\sigma_{\text{zul}} = 15-20 \text{ kp/mm}^2$ angesetzt werden. Diese Beanspruchung kann für die Werkstoffe Nimonic 90, Nimonic 105 (Vitallium bzw. Böhler 26 CO 60) bei Versuchen mit mäßiger Sicherheit zugelassen werden.

Als maximale Arbeitsprozeßtemperatur wird man also einen Wert von $800-850^\circ \text{C}$ wählen können. Es ist noch zu erwähnen, daß die Temperatur der Turbinenscheibe an der Stelle der maximalen Belastung je nach dem Reaktionsgrad der Maschine um etwa $40-60^\circ \text{C}$ niedriger ist, was die Sicherheit der Bemessung erhöht.

1.3. Die Wahl des adiabatischen Wirkungsgrades der Turbine bzw. des Kompressors

Die erste Bedingung für die Genauigkeit und Realität der thermischen Berechnung ist die tunlichst präzise Berücksichtigung der in den einzelnen Maschinenteilen auftretenden Verluste. Fehlerhafte und zu optimistische Annahmen führen die Bewertung und die Konstruktion in falsche Richtung.

Im Kompressor können die Verluste mit dem adiabatischen Wirkungsgrad des Kompressors berücksichtigt werden. Auf Grund unserer Meßerfahrungen liegt der adiabatische Wirkungsgrad der den Abmessungen einer Fahrzeuggasturbinen entsprechenden Radialkompressoren bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 300 m/s (und bei einem Druckverhältnis von ungefähr $\pi = 2-3$) bei $\eta_{\text{ad } k} = 0,8-0,83$. Wenn $\eta_{\text{ad } k} = 0,8$ für die technische Berechnung gewählt wird, wirkt sich eine eventuelle Abweichung zugunsten der Sicherheit aus.

Der Wirkungsgrad der Turbine liegt wegen ihrer günstigeren Strömungsverhältnisse immer über demjenigen des Kompressors. Zur Berechnung wurde auf Grund der Literaturangaben $\eta_{\text{ad } T} = 0,83$ gewählt. Der mechanische Wirkungsgrad wurde mit $\eta_m = 0,96$ angesetzt.

1.4. Die Annahme des Druckverlustfaktors im Arbeitsprozeß

Der Druckverlust im Arbeitsprozeß der Turbine verringert die nützliche Arbeit bzw. den Wirkungsgrad, unabhängig von der Stelle seiner Entstehung.

Die Höhe des in den einzelnen Maschinenteilen entstehenden Druckverlustes wird als Verhältnis zwischen den absoluten Drücken angegeben.

$\sigma_1 = 0,97$ Druckverlustfaktor des Luftfilters und des Schalldämpfers vor dem Kompressor.

$\sigma_2 = 0,99$ Druckverlustfaktor der eventuellen Überströmleitung hinter dem Kompressor

$\sigma_3 = 0,96$ Druckverlustfaktor des eventuellen Rückkühlers

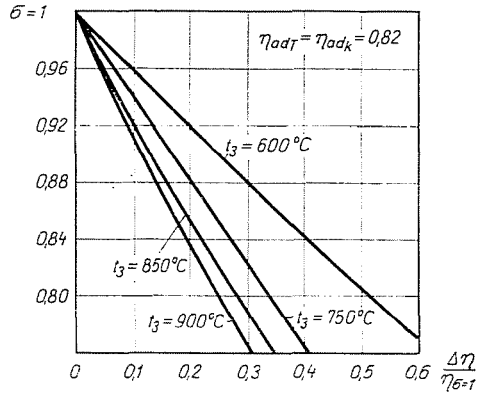


Abb. 1

- $\sigma_4 = 0,96$ Druckverlustfaktor des luftseitigen Wärmetauschers
- $\sigma_3 = 0,97$ Druckverlustfaktor der ersten Brennkammer
- $\sigma_6 = 0,96$ Druckverlustfaktor der eventuellen Sekundärbrennkammer
- $\sigma_7 = 0,95$ Druckverlustfaktor des gaseitigen Wärmetauschers

Entsprechend ergeben sich in den einzelnen Fällen folgende Gesamtdruckverluste:

a) bei eventueller Anwendung eines Rückkühlers im Laufe der Kompression

$$\prod_{i=1}^{i=7} \sigma_i = 0,785$$

b) ohne Rückkühler

$$\prod_{i=1}^{i=6} \sigma_i = 0,82$$

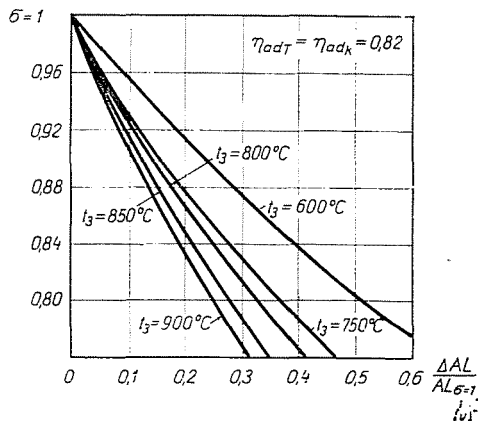


Abb. 2

Die Auswirkung des Druckverlustfaktors auf den Kreislauf geht aus den Abb. 1 und 2 hervor [2], in denen einerseits die prozentuelle Verringerung der nützlichen Arbeit an der Stelle der vom Standpunkt der nützlichen Arbeit optimalen Druckverhältnisses als Funktion des Druckverlustfaktors, andererseits die Änderung des Wirkungsgrades an der Stelle der vom Standpunkt des Wirkungsgrades optimalen Druckverhältnisses aufgetragen ist.

Die Kurven beziehen sich auf den zweiadiabatischen Arbeitsprozeß mit konstantem Druck ohne Zwischenkühlung oder Zwischenheizung. Bei einer Temperatur von $t_{\max} = 850^\circ \text{C}$ beträgt die Abnahme der nützlichen Arbeit bei Verwendung eines Rückkühlers

$$\frac{\Delta AL}{AL_{\sigma=1}} = 0,31$$

bzw. ohne Rückkühler

$$\frac{\Delta AL}{AL_{\sigma=1}} = 0,25,$$

die Abnahme des Wirkungsgrades mit Rückkühler

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_{\sigma=1}} = 0,32$$

bzw. ohne Rückkühler

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_{\sigma=1}} = 0,25.$$

Die strömungstechnisch günstigste Konstruktion der Gasturbine ist entscheidend für die Sicherung der optimalen Werte des Arbeitsprozesses.

1.5. Die Wahl des Druckverhältnisses

Nach der Wahl der nötigen Hauptdaten zur Berechnung des Arbeitsprozesses werden die weiteren Daten des Arbeitsprozesses mit Hilfe der thermischen Berechnung, durch Ermittlung des Optimums bestimmt.

Wie allgemein bekannt, hat der Arbeitsprozeß der Gasturbine in Abhängigkeit vom Druckverhältnis sowohl für die nützliche Arbeit als auch für den Wirkungsgrad ein Optimum. Die Aufgabe der thermischen Berechnung ist es, dieses Optimum zu ermitteln. Die zur Berechnung des Arbeitsprozesses angenommenen Werte beeinflussen den Wert π_{opt} weitgehend.

Bei der thermischen Berechnung jedes Arbeitsprozesses sei angenommen, daß

$$\pi = \pi_1 \cdot \pi_2 \text{ ist,}$$

d. h. daß die Kompression im Zweistufenkompressor erfolgt. Berechnet werden die folgenden Grundfälle (Abb. 3):

1. Zweiadiabatischer Arbeitsprozeß mit konstantem Druck;
2. dasselbe wie unter 1., jedoch mit Rückkühlung zwischen den zwei Stufen des Kompressors;

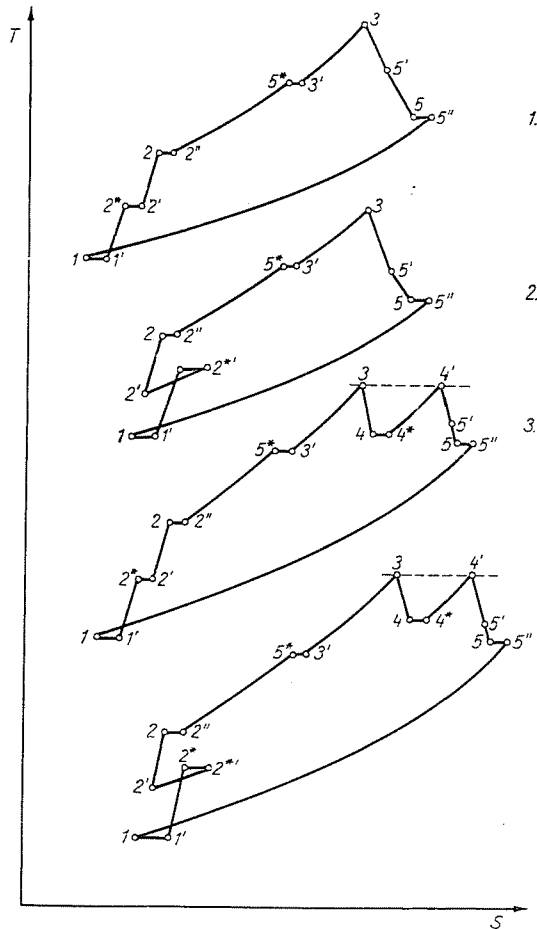


Abb. 3

3. dasselbe wie unter 1., jedoch mit Zwischenerhitzung nach der den Hochdruckkompressor antreibenden Turbine;

4. dasselbe wie unter 2., jedoch mit Zwischenerhitzung nach der den Hochdruckkompressor antreibenden Turbine.

Die thermische Berechnung dieser vier Varianten wurde für Wärmearückleitungsfaktoren (Wärmetauschwirkungsgrade) von 40%, 60% und 80% und für $t_3 = 800^\circ \text{C}$ durchgeführt.

Das Endergebnis der Berechnung ist in der Abb. 4 aufgetragen. Aus ihr kann folgendes abgelesen werden.

Die höchste spezifische Leistung $N = 165$ PS liefert der Arbeitsprozeß bei $\pi = 10$. Der spezifische Verbrauch des Arbeitsprozesses bei $\pi = 10$ ist $b = 275$ p/PSh (bei einem Wärmerückleitungsfaktor von 80%) (bei $\pi = 6,5$ ist $b_{\min} = 262$ p/PSh).

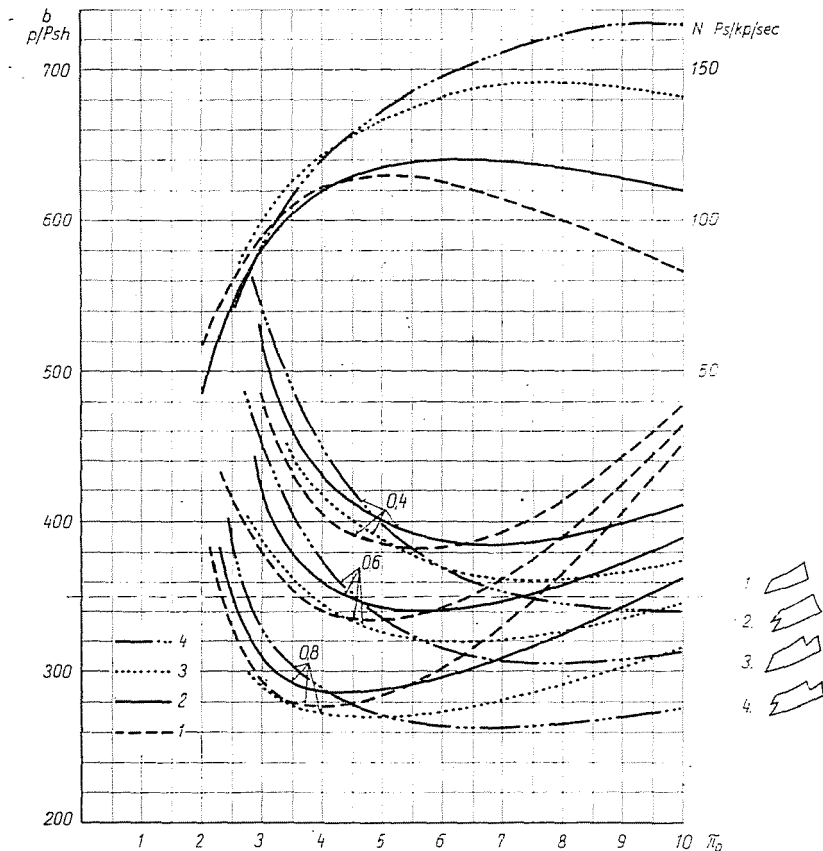


Abb. 4

Der Arbeitsprozeß 3 liefert bei der Kompression $\pi = 8$ ein $N_{\max} = 147$ PS, mit $b = 290$ p/PSh bei $\pi = 8$ und mit $b_{\min} = 270$ p/PSh bei $\pi = 4,5$.

Der Arbeitsprozeß 2 gibt bei $\pi = 6,5$ eine spezifische Leistung $N = 120$ PS bei einem spezifischen Verbrauch von $b = 295$ p/PSh. Der minimale Verbrauch beläuft sich bei diesem Arbeitsprozeß bei $\pi = 4$ auf $b_{\min} = 290$ p/PSh. Die spezifische Leistung des Arbeitsprozesses bei $\pi = 5$ ist $N = 115$ PS, sein spezifischer Verbrauch $b = 285$ p/PSh. Der Minimalverbrauch beträgt bei $\pi = 3,5$ $b_{\min} = 277$ p/PSh.

Wie aus den Ergebnissen hervorgeht, erreicht die spezifische Leistung mit Rückkühlung zwar einen Maximal- und der spezifische Verbrauch einen Minimalwert, trotzdem ist die Gewinnzunahme wegen der Druckverluste gering ($+\Delta N = 18 \text{ PS} - \Delta b_{\min} = 8 \text{ p/PSh}$).

Es lohnt sich also wegen der voraussichtlichen konstruktiven Komplikationen nicht, diese Variante zu verwirklichen.

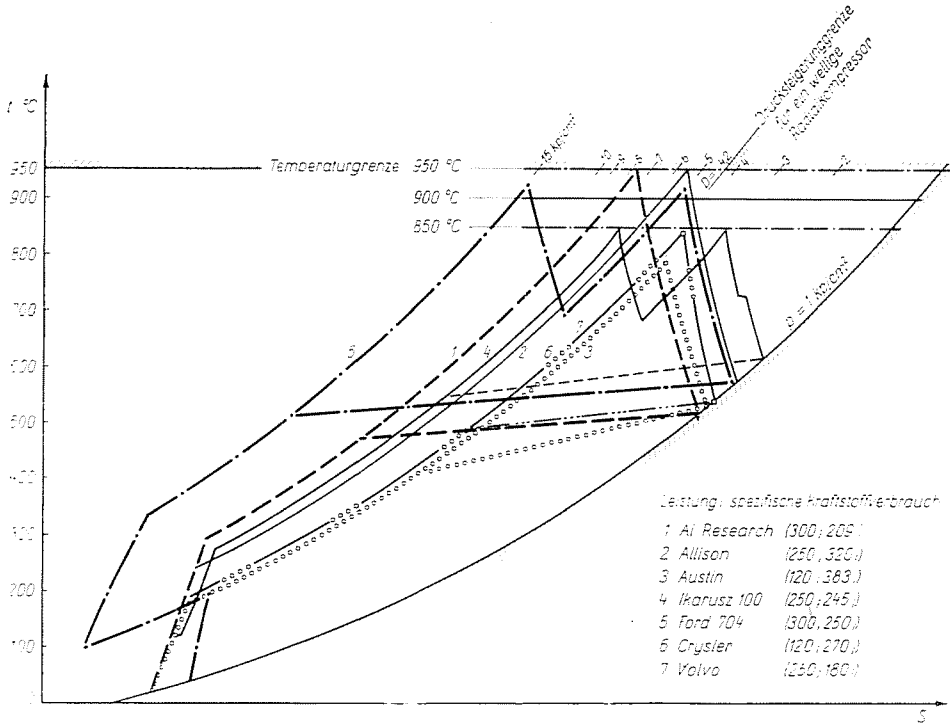


Abb. 5

In Abb. 5 wurden drei für die weitere Untersuchung scheinbar am besten geeignete Schemata in das TS-Diagramm einiger in der Praxis verwirklichter Gasturbinen maßstabgerecht eingezeichnet.

Im Hinblick auf die Probleme der Konstruktion wird der weiteren Untersuchung die Variante 3 zugrunde gelegt.

2. Die Schaltung der Gasturbine. Untersuchungen im Teillastbereich

Der gewählte Arbeitsprozeß wird in dreierlei Schaltungen weiter untersucht. Die Schaltungen sind aus Abb. 6 ersichtlich. Charakteristisch für die Schaltungen ist es, daß das gegebene Kompressionsverhältnis mit einem zwei-

stufigen Radialkompressor ohne Rückkühlung erreicht werden soll. Dies gestattet das Arbeiten mit geringeren Umfangsgeschwindigkeiten und mit Kompressoren günstigerer Charakteristik, was bei Teillasten günstig ist.

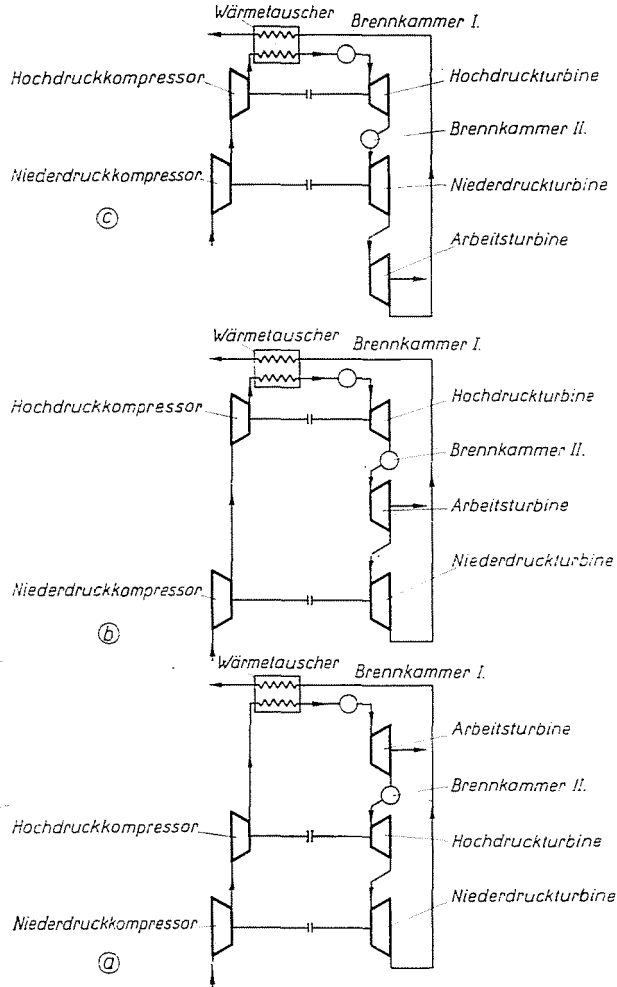


Abb. 6

Für die Schaltung gibt es je nach der Lage der Arbeitsturbine dreierlei Möglichkeiten.

- Die Arbeitsturbine arbeitet im Hochdruckteil des Arbeitsprozesses.
- die Arbeitsturbine arbeitet im Mitteldruckteil des Arbeitsprozesses.
- die Arbeitsturbine arbeitet im Niederdruckteil des Arbeitsprozesses.

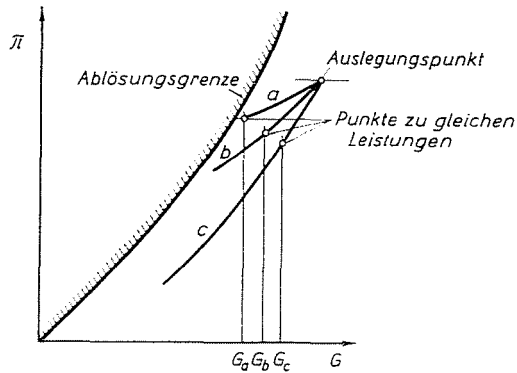


Abb. 7

Die Lage der Arbeitsturbine beeinflusst das Teillastverhalten der Fahrzeuggasturbine. Bei der Fahrzeuggasturbine wird im Teillastbereich neben guter Beschleunigung ein guter Teillastwirkungsgrad angestrebt.

Je nach der erwähnten Lage der Arbeitsturbine können in die Charakteristik des Kompressors in jedem Fall eine sogenannte Wirkungslinie (Abb. 7, Linien a , b , c) und die den gleichen Teillasten zugeordneten Luftansaugpunkte G_a , G_b , G_c eingezeichnet werden.

Diesen Punkten sind auch bestimmte Temperaturen zugeordnet. Eine Beschleunigung in der Brennkammer ist durch Erhöhung der Temperatur möglich. Bei plötzlicher Beschleunigung steigt die Temperatur des die Brennkammer verlassenden Arbeitsmittels, wegen des größeren spezifischen Volumens nimmt dagegen die Durchflußmenge des Arbeitsmittels ab. In diesem Fall verschiebt sich der vorläufige Arbeitspunkt bei der Drehzahl $n = \text{const}$ in Richtung der Ablösungsgrenze (Abb. 8).

Daraus ist zu ersehen, daß eine maximale Anfangsbeschleunigung durch eine maximale Temperatursteigerung Δt möglich ist.

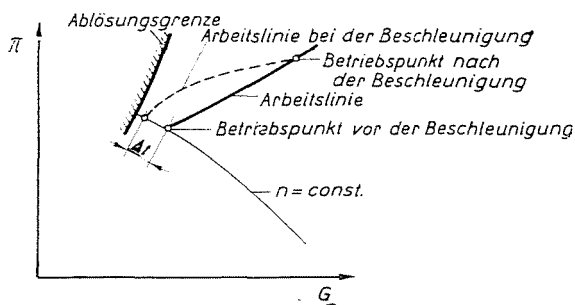


Abb. 8

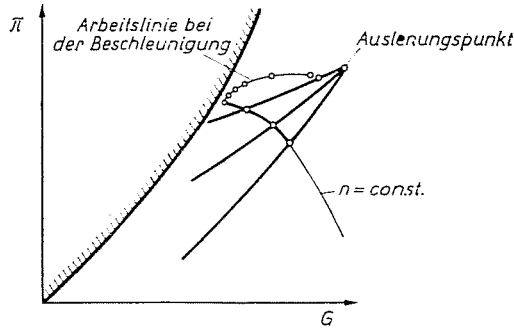


Abb. 9

Die Beschleunigungstemperatur t_{\max} ist im allgemeinen wesentlich höher als die maximale Temperatur des Arbeitsprozesses. Ihr Wert ist allein durch die »Nähe« der Ablösungsgrenze des Kompressors beschränkt.

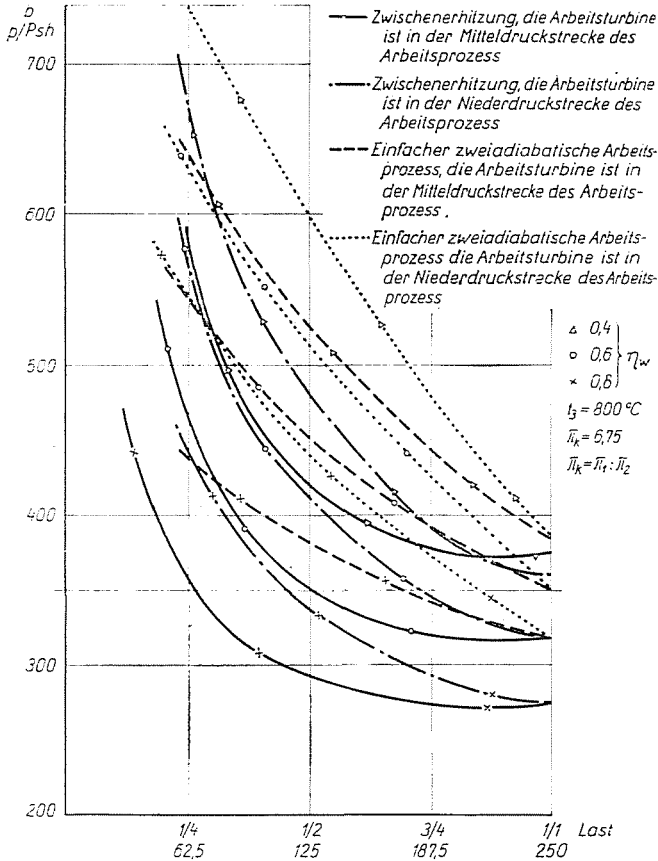


Abb. 10

Arbeitet die Arbeitsturbine im »Hochdruckteil« des Arbeitsprozesses, dann liegt der Teillastarbeitspunkt nahe an der Ablösungsgrenze, die Beschleunigung kann also nur durch eine ganz kleine Temperaturerhöhung Δt gesichert werden. Je weiter der Teillastarbeitspunkt von der Ablösungsgrenze liegt, desto größer ist die zur Verfügung stehende »Beschleunigungstemperatur« Δt . Vom Standpunkt der Beschleunigung wäre die im Niederdruckteil arbeitende Arbeitsturbine die günstigste (Abb. 9).

Das Teillastverhalten der in der Abb. 6 angegebenen Schaltungen wurde für den Arbeitsprozeß 1 der Abb. 4 und für den Arbeitsprozeß 3.1 der Abb. 4

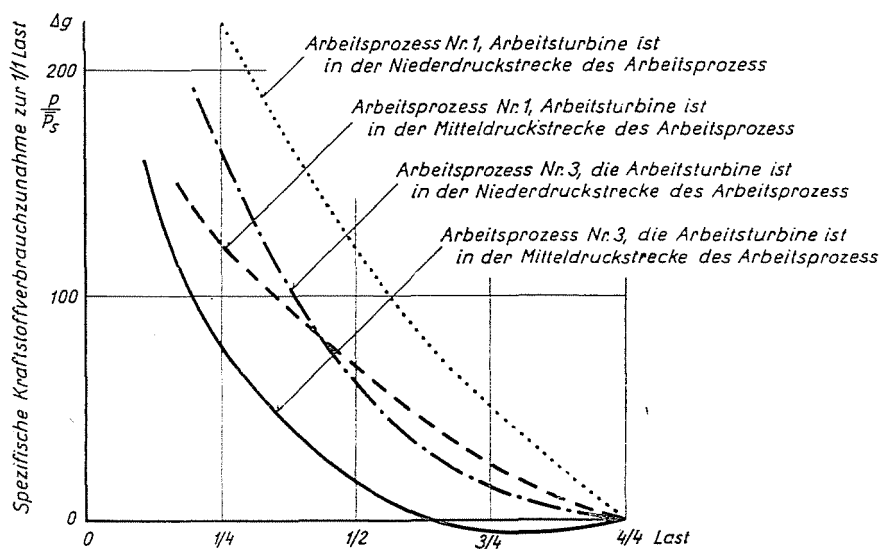


Abb. 11

berechnet. Das Endergebnis ist in der Abb. 10 aufgetragen. Die Untersuchung wurde für ein $t_3 = 800^\circ \text{C}$, $\pi_k = 6,75$, bei $\pi_k = \pi_1 \cdot \pi_2$ und bei Wärmerückleitungsfaktoren von $\eta_h = 0,4$, $\eta_h = 0,6$ und $\eta_h = 0,8$ durchgeführt. Aus dem Endergebnis kann das Teillastverhalten auch zahlenmäßig bestimmt werden.

Das Teillastverhalten beim einfachen zweiadiabatischen Arbeitsprozeß (Nr. 1) unterscheidet sich von dem beim Arbeitsprozeß mit Zwischenerhitzung (Nr. 3) grundlegend. Bei der Zwischenerhitzung mit dem gewählten Kompressionsverhältnis hat der spezifische Verbrauch im Teillastbereich in der Nähe der 75%igen Belastung ein Optimum, was günstig ist. Beim einfachen zweiadiabatischen Arbeitsprozeß steigt der spezifische Verbrauch im Teillastbereich steil an. Die Lage der Arbeitsturbine beeinflusst diese Ergebnisse insofern, als sich der Teillastverbrauch weniger verschlechtert, wenn die Arbeitsturbine in der Mitte ist, als wenn sie im Niederdruckteil arbeitet.

In Abb. 11 sind die Teillastverhältnisse auch spezifisch für zwei verschiedene Schaltungen, d. h. für den Arbeitsprozeß Nr. 1 und Nr. 3 aufgetragen. Aus dem Diagramm geht das günstigere Teillastverhalten der Zwischenerhitzung gut hervor. Der Betrieb der Arbeitsturbine im Mitteldruckteil gestaltet die Teillastverhältnisse noch günstiger.

3. Schlußfolgerungen

In der vorliegenden Arbeit bestimmt Verfasser die wichtigsten Ausgangsdaten für die Konstruktion einer zu verwirklichenden Fahrzeuggasturbine auf

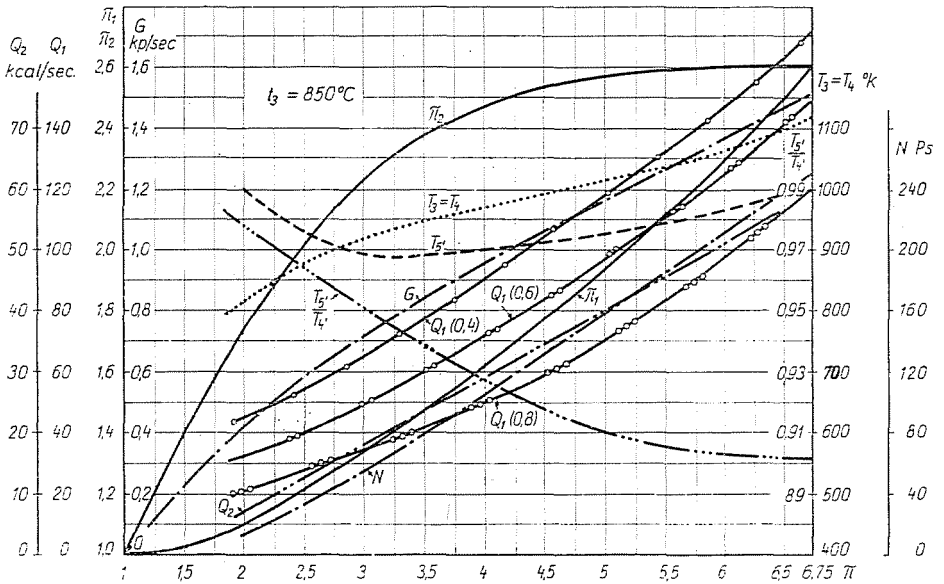


Abb. 12

Grund von thermischen sowie von Festigkeits- und Teilbelastungsprüfungen. Im Laufe der Untersuchungen wurde von vier angenommenen Arbeitsprozessen und drei Schaltvarianten durch Bestimmung der qualitativen und quantitativen Verluste und durch Prüfung der zu erwartenden Teillastverhältnisse die optimale Variante ermittelt.

Die Untersuchung hat das günstige Teillastverhalten der Zwischenerhitzung auch ziffernmäßig nachgewiesen.

Die auch für eine Turbineneintrittstemperatur von 850° C durchgeführten Berechnungen ergaben die in Abb. 12 dargestellten Verhältnisse in den einzelnen Maschinenteilen. In der Abbildung sind die Funktionen $\pi = f(N; t_3; t_4 = t_5; \pi_1; \pi_2; G; Q_1; Q_2)$ aufgetragen.

Zusammenfassung

Verfasser hat in dieser Arbeit auf Grund thermischer sowie Festigkeits- und Teilbelastungsprüfungen die wichtigsten Ausgangsdaten für die Konstruktion einer zu verwirklichenden Fahrzeuggasturbine bestimmt. Es wurden vier verschiedene Arbeitsprozesse und die erforderlichen drei Schaltungen untersucht. Nach den Untersuchungen ergeben die Zwischenerhitzung und die im Mitteldruckteil arbeitende Turbine die optimale Variante.

Literatur

1. BRODSZKY, D.: Repülőgéphajtóművek II. Gázturbinák. Tankönyvkiadó, Budapest 1954.
2. FÜLÖP, Z.: Gázturbina tüzelőterekkel kapcsolatos egyes kérdések. Kandidátusi disszertáció. Budapest 1960.
3. KRUSCHIK, Die Gasturbine. Zweite Auflage. Springer Verlag, Berlin 1960.

Dr. Zoltán FÜLÖP, Budapest, XI. Műgyetem rkp. 7—9, Ungarn.

Printed in Hungary

A kiadásért felel az Akadémiai Kiadó igazgatója

Műszaki szerkesztő: Farkas Sándor

A kézirat nyomdába érkezett: 1967. V. 9. — Terjedelem: 7 (A/5) ív. 61 ábra, 1 melléklet

67. 63842 Akadémiai Nyomda, Budapest — Felelős vezető: Bernát György