

EINIGE FRAGEN DER MIT FLÜSSIGEN BRENNSTOFFEN ARBEITENDEN BRENNKAMMERN VON GASTURBINEN

Von

Z. FÜLÖP

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen, Technische Universität, Budapest
Vorgelegt von Prof. Dr. D. BRODSZKY

(Eingegangen am 31. Januar 1961)

Einleitung

Kleine Gasturbinen mit einer Leistung von weniger als 1000 PS gehören heute zu den ganz allgemeinen Erscheinungen. Diese Gasturbinen haben in der Regel verschiedene Aufgaben zu lösen, wie etwa den Antrieb von Pumpen und Generatoren, oder sie dienen zur Erzeugung großer Mengen von Niederdruckluft usw.

Ein anderes, gegenwärtig in wachsender Ausbreitung begriffenes Verwendungsgebiet von Kleingasturbinen ist die Kraftwagenindustrie, in der Versuchsexemplare in zunehmender Zahl in Betrieb stehen.

Kennzeichnend für die Ausbildung der auf diesen Gebieten zur Verwendung gelangenden Gasturbinen ist das Streben nach kleinem spezifischem Gewicht, kleinem Raumbedarf und nicht zuletzt nach einem guten Wirkungsgrad. Die Gasturbine soll außer in ihrem leichten Gewicht und kleinem Raumbedarf auch in ihrem Wirkungsgrad konkurrenzfähig werden, wenn sie dazu bestimmt ist, Maschinen anderer Art (z. B. den Otto-Motor) zu ersetzen. Bei Hilfsmaschinen, die nur eine zeitweilige Funktion zu versehen haben, ist letzteres von untergeordneter Bedeutung.

Das Streben nach geringem Gewicht bzw. nach kleinem Raumbedarf zwingt die Konstrukteure, auch bei den einzelnen Teilmaschinen kleinstmögliche Abmessungen zu erzielen. Dementsprechend gelangen bei kleinen Gasturbinen Brennkammern mit kleinem Raumbedarf und großer thermischer Belastung zur Anwendung. Die Entwicklung solcher kleiner Brennkammern mit großer thermischer Belastung bildet eine der Grundlagen für den Bau solcher Maschinen.

Die Entwicklung einer kleinen Brennkammer für Gasturbinen (und dies läßt sich auch von anderen Brennkammern sagen) ist das Ergebnis mühseliger Versuchsarbeit. Es ist daher zweckmäßig, eine derart entwickelte Brennkammer auch bei Maschinen für andere Zwecke zu verwenden, was im Hinblick auf ihre Anwendung in einem weiten Betriebsbereich von Vorteil wäre.

Die echte, in den Arbeitsprozeß der Gasturbine eingeschaltete Brennkammer ändert den Arbeitsprozeß der Gasturbine wesentlich und zwar dadurch, daß

a) das durch die Brennkammer hindurchströmende Medium einen Druckverlust erleidet und

b) ein Teil des der Brennkammer zugeführten Brennstoffes sich unverbrannt entfernt.

Dadurch vermindert sich die aus dem Arbeitsprozeß erhaltliche Nutzarbeit bzw. der Wirkungsgrad der Maschine.

Im Rahmen dieser Studie wollen wir einerseits durch Formulierung der allgemeinen Kennfläche der Brennkammer und durch Aufstellung derartiger Charakteristiken die Versuchsarbeiten mit Brennkammern fördern, andererseits den durch den Druckverlust und den Verbrennungswirkungsgrad auf den Arbeitsprozeß ausgeübten Einfluß zusammenfassend behandeln und über die auf dem Gebiete der Messung des Widerstandes der Brennkammer durchgeführten Versuche berichten.

In der Studie vorkommende Bezeichnungen

AL_T	— Turbinenarbeit [kcal/kg]
AL_k	— Kompressorarbeit [kcal/kg]
c_{pg}	— spezifische Wärme der Verbrennungsprodukte bei konstantem Druck [kcal/kg°]
c_{pl}	— spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck [kcal/kg°]
η_{adt}	— adiabatischer Wirkungsgrad der Turbine
η_{adk}	— adiabatischer Wirkungsgrad des Kompressors
η_r	— Wärmeübertragungs-Wirkungsgrad des Wärmeaustauschers
$\pi = \frac{P_2}{P_1}$	— Druckverhältnis des Arbeitsprozesses
P_2	— Druck des Mediums nach dem Kompressor
P_1	— Druck des Mediums vor dem Kompressor
P_3	— Druck des Mediums vor der Turbine
$\sigma = \frac{P_3}{P_2}$	— Druckverlustfaktor der Brennkammer (des Wärmeaustauschers)
T_3	— absolute Temperatur des Mediums nach der Brennkammer [°K]
T_2	— absolute Temperatur des Mediums nach dem Kompressor [°K]
k_g	— Verhältnis der spezifischen Wärme der Verbrennungsprodukte bei konstantem Druck zu der spezifischen Wärme bei konstantem Volumen
k_l	— Verhältnis der spezifischen Wärme der Luft bei konstantem Druck zu der spezifischen Wärme bei konstantem Volumen
Q	— mit dem Arbeitsprozeß abgegebene Wärme
ζ	— Ausbrennwirkungsgrad
ψ	— Faktor des Brennkammerwiderstandes

1. Bestimmung und Sicherung des erforderlichen Stabilitätsbereiches der Brennkammer

1.1 Abgrenzung der möglichen Kennfläche der Gasturbine

Die in den Arbeitsprozeß der Gasturbine eingeschaltete Brennkammer muß das Medium in *jedem Betriebszustand* bei der für die Turbine *bestimmten Temperatur* gewährleisten. Das aus dem Kompressor austretende Medium gelangt bei Maschinen ohne Wärmeaustauscher unmittelbar in die Brennkammer, bei Maschinen mit Wärmeaustauscher dann, wenn es diesen passiert hat; in der Brennkammer wird sodann die im Brennstoff enthaltene chemische Energie frei.

Die Brennkammer muß in *jedem* Betriebszustand der Gasturbine imstande sein, das Medium von bestimmter Temperatur zu gewährleisten, wenn sich der Brennvorgang von selbst fortlaufend abspielt, was voraussetzt, daß

- a) die Bildung des Brennstoff-Luftgemisches fortlaufend ist, daß sich
- b) beim Brennvorgang die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flammenfront sowie die Fördergeschwindigkeit der Frischmischung miteinander übereinstimmen, daß
- c) die Zusammensetzung des Brennstoff-Luftgemisches den Bedingungen der Verbrennung entspricht und
- d) die Zündung des Brennstoff-Luftgemisches aus dem bereits in Reaktion befindlichen Medium fortlaufend erfolgt.

Diese Bedingungen muß die Brennkammer in dem ganzen erforderlichen Arbeitsbereich der Gasturbine erfüllen, und außerdem dürfen die Flammen selbst bei einem raschen Übergang von einem Betriebszustand in den anderen (bei Beschleunigung, Verlangsamung, Belastungsaufnahme und Belastungsabgabe) nicht erlöschen.

Zur Bestimmung des ganzen Kennflächenbereiches der Brennkammer muß man die gemeinsame Charakteristik von Kompressor und Turbine konstruieren und damit, je nach der jeweiligen Charakteristik der Maschine, ihre Arbeitslinie bzw. ihre Arbeitsfläche abgrenzen. Im Laufe dieser Besprechung gehen wir von dem allgemeinen Fall einer Belastung aus, bei der die Gastemperatur vor der Turbine $T_3 = \text{konst.}$ und die Drehzahl der Maschine $n = \text{konst.}$ ist. Von diesem allgemeinen Fall lassen sich auch die speziellen Fälle ableiten. Setzt man ferner voraus, daß die Maschine eine gewählte Arbeitsturbine besitzt, so läßt sich in die Charakteristik des Kompressors die

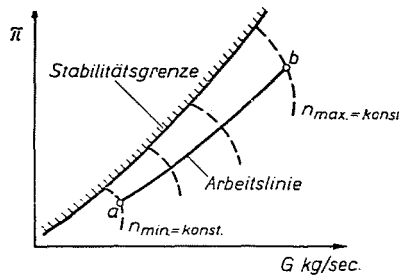


Abb. 1

den Beharrungszuständen entsprechende gemeinsame Arbeitskurve (Abb. 1 — Linie a—b) einzeichnen.

Wird der Gang der Maschine beschleunigt bzw. verlangsamt, so kommen die nicht Beharrungsbetriebszuständen entsprechenden Punkte oberhalb bzw. unterhalb dieser Linie zu liegen.

In die auf Abb. 1 dargestellte allgemein gebräuchliche Kompressorcharakteristik läßt sich die Bedingung der Zusammenarbeit von Kompressor

und Turbine einzeichnen, daß nämlich das Gewicht des den Kompressor und die Turbine durchströmenden Mediums konstant ist.

Die Menge des den Düsenring der Turbine durchströmenden Mediums beträgt näherungsweise

$$G = \varphi \cdot F \cdot C \frac{P_3}{\sqrt{T_3}},$$

worin

φ — den Geschwindigkeitsfaktor des Düsenringes,

F — die Oberfläche des Düsenringes,

C — den für das kritische und über dem kritischen Druckverhältnis gültigen Faktor¹

P_3 — den Druck des Mediums vor dem Düsenring und

T_3 — die absolute Temperatur des Mediums vor dem Düsenring bedeuten.

Mit Hilfe dieses Zusammenhanges kann bei Annahme der Näherung, daß $\varphi = \text{konst.}$ und der Wert von G von der Drehzahl der Turbine unabhängig ist, die Menge des bei unterschiedlichen T_3 -Werten in Abhängigkeit vom Druckverhältnis die Turbine durchströmenden Mediums in die Charakteristik des Kompressors eingetragen werden (Abb. 2).

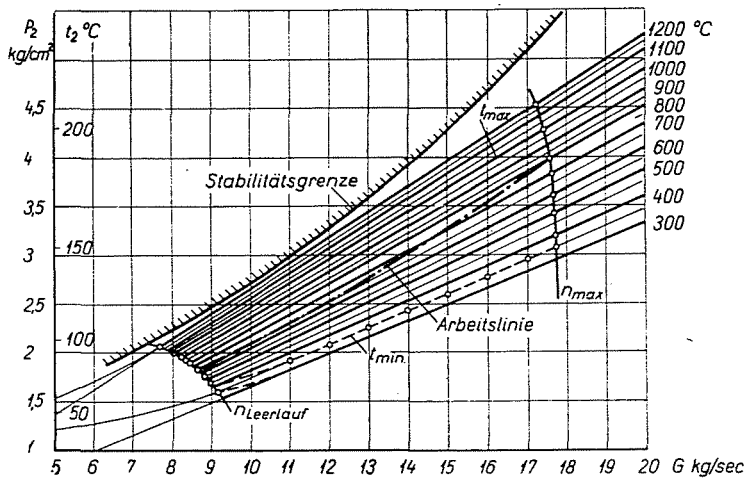


Abb. 2

¹ Der Wert von C errechnet sich zu

$$C = \sqrt{2g R \frac{\text{kg}}{\text{kg} + 1} \left(\frac{2}{\text{kg} + 1} \right)^{\frac{2}{\text{kg} + 1}}},$$

worin g = Erdbeschleunigung

R = Gaskonstante

k = adiabatischer Exponent.

Diese Linien ergeben bis zum kritischen Druckverhältnis eine Gerade, von diesem ab werden die in das Druckverhältnis $\pi = 1$ einlaufenden Kurven in Betracht gezogen, womit die Menge des durchströmenden Mediums auch schon vom Druck P_0 nach dem Düsenring abhängig wird.

In das hiernach konstruierte Schaubild lassen sich das Kennfeld der Brennkammer bzw. die Grenzen des Bereiches auftragen.

Das Kennfeld der Brennkammer kann man mit folgenden Linien abgrenzen:

- a) höchste Drehzahl des Kompressors bzw. der den Kompressor antreibenden Turbine
- b) an den Turbinenschaufeln zulässige höchste T_3 -Temperatur
- c) Leerlauf-Drehzahl
- d) niedrigste T_3 -Temperatur.

Die durch obige vier Linien begrenzte Fläche bestimmt im Falle von Ein- oder Zweiwellen-Turbinen gleichzeitig auch den ganzen Betriebsbereich.

Bemerkt sei, daß außerhalb der angeführten Grenzen in den meisten Fällen außerhalb der höchsten T_3 -Temperatur über einen gegebenen Betriebszustand hinaus auch die Stabilitätslinie des Kompressors als Schranke erscheint, es ist also schon vom Gesichtspunkt des Betriebes der Brennkammer aus unzulässig, diese zu erreichen oder gar zu überschreiten, da dies in den meisten Fällen zum Verlöschen der Flammen führt.

Dieser Arbeitsbereich umfaßt außer den die gemeinsame Arbeit von Kompressor und Turbine bestimmenden sogenannten Arbeitslinien auch die bei einer gegebenen Maschine möglichen Beschleunigungs- bzw. Verzögerungs-Betriebszustände.

Die an den Turbinenschaufeln zulässige T_3 -Temperatur bestimmt die höchste Beschleunigung für die Kompressor- und Turbinen-Einheiten. Diese Temperatur ist in der Regel höher als die Betriebs- T_3 -Temperatur, da eine kurze Überschreitung dieser Temperaturgrenze für die Turbine noch keine Gefahr bedeutet.

Der niedrigste T_3 -Wert, der die größtmögliche Verzögerung bedeutet, wird von dem den Brennstoff regelnden System bzw. durch das Erreichen der Flammenauslöschgrenze in der Brennkammer definiert. Bei niedriger T_3 -Temperatur ist im Hinblick auf das große Luftverhältnis auch der Brennvorgang ein unvollkommener, was mit einer vermehrten Koksbildung verbunden sein kann.

Die höchste Drehzahl ist durch die Festigkeitseigenschaften der Werkstoffe, in erster Linie durch den Wirkungsgrad des Kompressors bzw. der Turbine definiert.

1.2 Bestimmung des Arbeitsbereiches der Brennkammer

Die erwünschten Stabilitätsanforderungen bzw. der Arbeitsbereich für die Brennkammer lassen sich aus der gemeinsamen Charakteristik von Kompressor und Turbine konstruieren. In einer gegebenen Brennkammer kann man die Stabilität des Verbrennungsvorganges mit der Strömungsgeschwindigkeit in der Reaktionszone der Brennkammer, im Primärstromkreis mit dem Luftverhältnis oder, was damit gleichwertig ist, mit dem scheinbaren Luftverhältnis der ganzen Brennkammer, mit der Temperatur bzw. mit dem Druck des in die Brennkammer eintretenden Mediums eindeutig kennzeichnen.

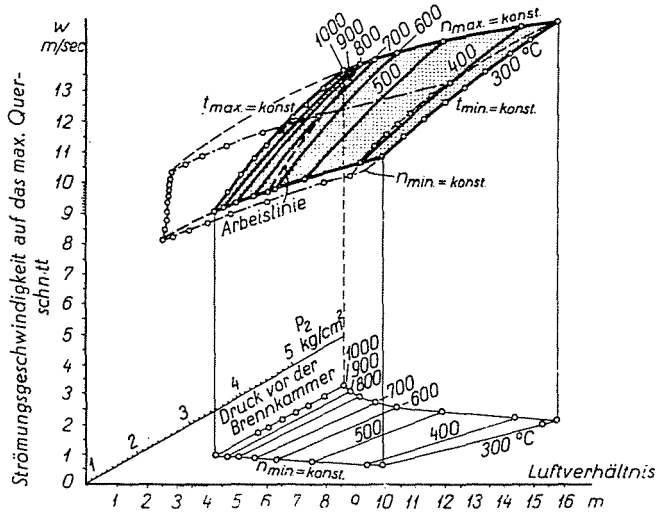


Abb. 3

In Abb. 3 ist das ganze Kennfeld einer gegebenen Brennkammer auf Grund von Abb. 2 eingezeichnet. Diese Abbildung kann auch als Charakteristik der Brennkammer betrachtet werden. Wie aus der Abbildung ersichtlich, ergibt die durch die Linien n_{\max} ; n_{\min} ; T_{\max} und T_{\min} begrenzte Fläche, die also mit Ausnahme des Ingangsetzungszustandes den ganzen Arbeitsbereich umfaßt, eine Raumbene.

Bei den Brennkammer-Versuchen besteht im allgemeinen wegen der beschränkten Leistung der die Luft liefernden Anlage keine Möglichkeit zum Ausmessen des ganzen Bereiches; dies ist aber auch nicht nötig, da die bei Niederdruck, in der Nähe des atmosphärischen Druckes, erhaltenen Stabilitätsverhältnisse gleichzeitig auch für die höheren Druckwerte ausreichende Orientierung geben, weil beim Verbrennungsprozeß die mit

$$\frac{\partial E}{\partial t} \sim p^n$$

verhältnismäßige Reaktionsgeschwindigkeit (für bimolekulare Reaktion $n = 1$) und somit der Anstieg des Druckes theoretisch die Steigerung der Reaktionsgeschwindigkeit nach sich zieht. Daraus folgt, daß es für die Praxis genügt, die Projektion bei einem Druck um $p \cong 1$ atü als Charakteristik zu betrachten.

Die Stabilitäts-Grenzkurve einer gegebenen Brennkammer ist diejenige gemäß Abb. 4. Vereint man das die allgemeine Charakteristik der Brennkammer ergebende Gebiet mit dem tatsächlichen Stabilitätsgebiet der Brennkammer, dann kann man daraus für diese Brennkammerversuche folgende wichtige Schlußfolgerungen ziehen:

a) Es genügt, die Stabilitätsverhältnisse der Brennkammer in den dem Zustand $T_{\max} = \text{konst.}$ entsprechenden Punkten zu kontrollieren, da diese

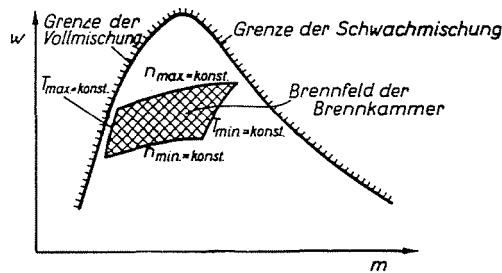


Abb. 4

Arbeitslinie dem das Auslösen der Stabilitäts-Grenzkurve anzeigenden Feld am nächsten liegt.

b) Zur Erreichung der unter der Wirkung der Schwachmischung erfolgenden Flammenauslöschgrenze ist die der höchsten Drehzahl entsprechende T_{\min} -Temperatur am gefährlichsten.

Es ist unnötig, im Laufe der Brennkammerversuche die ganze Flammenauslöschgrenze auszumessen, was geraume Zeit und einen beträchtlichen Kostenaufwand bedeuten würde, es genügt vielmehr, einzig und allein die für die Flammenauslöschbereiche gefährlichen Betriebszustände zu kontrollieren.

Mit Hilfe der oben vorgeführten Methode lassen sich auch bei anderwärtiger Verwendung einer zu einer gegebenen Gasturbine entwickelten Brennkammer bezüglich der dortigen voraussichtlichen Betriebsverhältnisse hinreichende Anhaltspunkte gewinnen.

1.3 Sicherung der erforderlichen Stabilität in der Brennkammer

Die Befriedigung der vorstehend formulierten Stabilitätsanforderungen bei einer gegebenen Brennkammer bildet das Ergebnis der Versuchsarbeit.

Die erforderlichen Stabilitätsprüfungen gehen im Laufe der Entwicklung einer Brennkammer im allgemeinen den sonstigen Prüfungen der Brennkammer

voran, die genaue Kenntnis der die Stabilitätsverhältnisse beeinflussenden Faktoren bildet somit die Vorbedingung dieser Prüfungen.

Die Stabilitätsverhältnisse der Brennkammer werden durch folgende Faktoren beeinflusst:

- a) durch die Qualität der angewandten Zerstäubung,
- b) durch die thermische Belastung der Brennkammer,
- c) durch das im Primärstromkreis angewandte Luftverhältnis und
- d) durch die Gestaltung des im Primärstromkreis befindlichen Flammenstabilisators.

In dieser Studie werden die unter den Punkten a) und b) erwähnten Faktoren bei den weiteren Prüfungen ausgeschlossen, da ja den Brennkammerversuchen die Erprobung des angewandten Zerstäubungssystems vorangeht, daß es sich also erübrigt, sich im Laufe der Brennkammerversuche mit dieser Frage noch weiter zu befassen. (Voraussetzungsgemäß liefert der Brenner den gegebenen konuswinkeligen Brennstoff »gehöriger Feinheit« und mit Gleichverteilung entlang den Umfang.) Der in Punkt b) skizzierte Faktor ist einer der Ausgangspunkte der Brennkammerkonstruktion, und es ist möglich, ihn unter den Angaben der Literatur auszuwählen.

Die Trennung des Primär- und des Sekundärstromes bei der Brennkammer kleiner Gasturbinen hat durch entsprechende Ausgestaltung des Eintrittskanals der Brennkammer zu erfolgen, in welchem die Zerlegung des Hauptstromkreises im Verhältnis zum Widerstand des Primär- bzw. Sekundärstromkreises erfolgt. Der Widerstand des Primärstromkreises wird außer durch den hydraulischen Widerstand auch durch den sogenannten Thermo- widerstand gesteigert, doch kann dessen Größe in der ersten Näherung außer acht gelassen werden.

Wenn man bedenkt, daß durch die Brennkammer Luft gleicher Menge G bei wechselndem T_3 -Wert strömt und die Menge der in den Primärstromkreis der Brennkammer gelangenden Primärluft gleich ist, kann man einsehen, daß sich während des Verbrennungsprozesses das Luftverhältnis m des Primärstromkreises in beträchtlichem Maße ändert. Diese Feststellung ist im allgemeinen auch für den Fall zu- bzw. abnehmender Luftmengen gültig, d. h. das im Primärstromkreis herrschende Luftverhältnis m ist einzig und allein eine Funktion von T_3 . Bei Beschleunigung der Gasturbine nimmt also das Luftverhältnis ab (siehe Abb. 3), während es bei Verlangsamung bedeutend zunimmt.

Nach INOSEMTSEW [1] läßt sich die höchste Verbrennungsgeschwindigkeit mit $m \approx 0,9$ annehmen; es ist daher zweckmäßig, den Nennbetriebszustand auf diesen Wert einzustellen. Im Primärstromkreis bilden für das Luftverhältnis und für die Flammenstabilitätsverhältnisse die Angaben nach SUJEW-SKUBATSCHESKI [2] in Tafel 1 einen Wegweiser.

Tafel 1

Druck atü	W_2 m/sec	Grenze des Luftver- hältnissfaktors, bei der die Verbrennung noch stabil ist
0,2	140	1,31—0,69
1,1	120	1,68—0,60
2,9	120	1,68—0,61

Die in dieser Tafel angegebenen Werte setzen eine bestimmte Brennkammer voraus, da diese Werte wegen des abweichenden Turbulenzgrades und der verschiedenen Flammenstabilitätsverhältnisse andere Brennkammern nur informativen Charakter haben. Bei Turbinen mit Wärmeaustauscher werden die Stabilitätsverhältnisse der Brennkammer durch die Lufttemperatur nach dem Wärmeaustauscher günstig beeinflusst.

Der Flammenstabilisator der Brennkammer ist für die betriebssichere Arbeit der Gasturbinenbrennkammer innerhalb weiter Grenzen von entscheidender Bedeutung. Den überwiegend größten Teil der bei kleinen Gasturbinen verwendeten Brennkammern bilden solche mit Gleichstromröhren. Ihre Flammenstabilitätsverhältnisse werden in der Literatur mit ausführlichen Messungen behandelt.

Bei der im Laufe unserer Untersuchungen vorgenommenen Prüfung der Arbeitsverhältnisse des sogenannten Wirbelbrennkammer-Flammenstabilisators wurden die im Inneren der Brennkammer sich abspielenden Vorgänge, nämlich die Mechanismen des Flammenstabilisators, durch Modellversuche studiert bzw. fixiert.

Der im Inneren eines solchen Flammenstabilisators sich abspielende Vorgang ist in Abb. 5 festgehalten. Diese Prüfungen wurden an einem flachen Modell der Brennkammer ausgeführt, in welchem die durch die Brennkammer angesaugte Luft im Stabilisatorteil mit der den tatsächlichen Betriebsverhältnissen entsprechenden Geschwindigkeit strömte. Das Strombild wurde mit glühendem Holzmehl sichtbar gemacht. Nach dieser Methode läßt sich an einem flachen Modell die auch strömungstheoretisch richtige Ausgestaltung des Stabilisators verwirklichen.

In der Wirbelbrennkammer verläuft die Flammenstabilisation unseren Beobachtungen nach folgendermaßen:

Die in die Halbringflächen neben dem Brenner einströmende Primärluft bildet einen Wirbelring. Die Primärluft reißt einen Teil der Luftmischung des bereits in Reaktion befindlichen Brennstoffes mit sich; dieser Teil befördert die zum Zünden notwendige Wärme zum zerstäubten Brennstoff und zur Luftmischung. Die aus dem Ring austretende Luft bringt im zerstäubten

Brennstoffnebel in hohem Maße Turbulenzen zustande, die für den Verbrennungsprozeß günstige Bedingungen schafft.

Durch Einstellung des Luftüberschußfaktors $m = 0,9$ ergaben sich im Primärstromkreis mit dem günstigsten Flammenstabilisator in der Brenn-

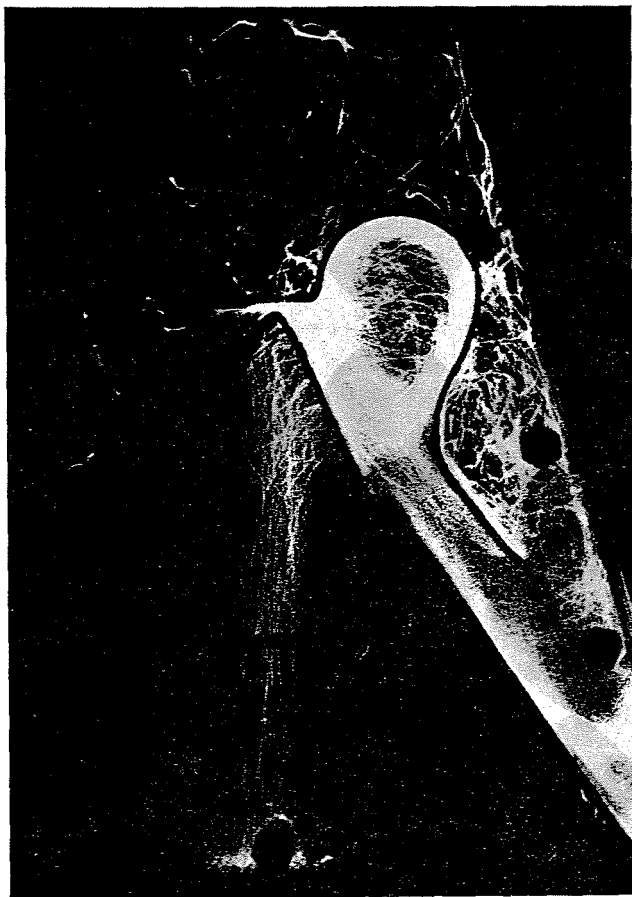


Abb. 5

kammer, auf dessen maximalen Querschnitt bezogen, bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $w = 13$ m/sec und bei einem Druck von $p = 1,2$ atü, zwischen den Temperaturgrenzen von $t_3 = 200-850^\circ$ C einwandfreie Stabilitätsverhältnisse.

2. Wirkung des Brennkammerwiderstandes und des Ausbrennwirkungsgrades auf die Nutzarbeit und auf den thermischen Wirkungsgrad

2.1 Wirkung des Brennkammerwiderstandes (des Wärmeaustauschers) auf die Nutzarbeit

Im Laufe der Untersuchungen wird die Wirkung des Brennkammerverlustes (Wärmeaustauscherverlustes) auf den am allgemeinsten angewandten zweiadiabatischen Vorgang mit konstantem Druck mit und ohne Wärmeaustauscher geprüft. Die Prüfung geht in der Weise vor sich, daß der Arbeitsprozeß der mit echter Brennkammer, echter Turbine und echtem Kompressor versehenen Gasturbine mit dem Arbeitsprozeß bei idealer, verlustloser Brennkammer, jedoch bei echter Gasturbine und echtem Kompressor verglichen wird.

Die echte Brennkammer, die man mit dem Druckabfallfaktor σ kennzeichnen kann, verschlechtert die aus dem Arbeitsprozeß erhältliche nützliche Arbeit wesentlich.

Die aus dem idealen Arbeitsprozeß erhältliche Nutzarbeit schreibt sich zu

$$AL_{id} = AL_T - AL_k$$

bzw. zu

$$AL_{id} = c_{pg} T_3 \eta_{ad_T} \left(1 - \frac{1}{\pi \frac{k_g - 1}{k_g}} \right) - c_{pl} T_1 \frac{1}{\eta_{ad_k}} \left(\pi \frac{k_l - 1}{k_l} - 1 \right).$$

Im Falle eines Arbeitsprozesses mit echter Brennkammer gilt

$$AL_{val} = AL_T - AL_k = c_{pg} T_3 \eta_{ad_k} \left(1 - \frac{1}{\pi \frac{k_g - 1}{k_g} \sigma \frac{k_g - 1}{k_g}} \right) - c_{pl} T_1 \left(\pi \frac{k_l - 1}{k_l} \right) \frac{1}{\eta_{ad_k}}.$$

Infolge des Druckverlustes der Brennkammer (des Wärmeaustauschers) beträgt die Verminderung der Nutzarbeit

$$\Delta AL = AL_{id} - AL_{val}$$

bzw. mit dem idealen Arbeitsprozeß verglichen,

$$\frac{\Delta AL}{AL_{id}} = \frac{c_{pg} T_3 \eta_{adT} \frac{1}{\pi \frac{k_g-1}{k_g}} \left(\frac{1}{\sigma \frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right)}{c_{pg} T_3 \eta_{adT} \left(1 - \frac{1}{\pi \frac{k_g-1}{k_g}} \right) - \frac{c_{pl} T_1}{\eta_{adk}} \left(\pi \frac{k_1-1}{k_1} - 1 \right)}$$

Auf Grund dieses Zusammenhanges wurde der Wert von $\sigma = \varphi \frac{\Delta AL}{AL_{id}}$ bestimmt und dabei T_3 als Kennzahl für den Fall eines vom Gesichtspunkt der Nutzarbeit aus optimalen Druckverhältnisses gewählt; diese optimalen Dr ck.

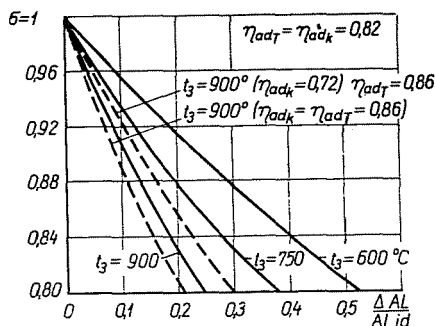


Abb. 6

verhältnisse sind in Abb. 6 dargestellt. Aus der Abbildung ist zu ersehen, daß der Druckverlust der Brennkammer bei niedriger T_3 -Temperatur die aus dem Arbeitsprozeß erhältliche Nutzarbeit beträchtlich vermindert.

2.2. Wirkung des Druckverlustes und des Ausbrennwirkungsgrades der Brennkammer auf den thermischen Wirkungsgrad

Die Wirkung des Druckverlustes σ und des Ausbrennwirkungsgrades ζ auf den thermischen Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses läßt sich, auf ähnliche Weise wie beim vorangegangenen Gedankengang, in zwei Fällen untersuchen und zwar

- ohne Wärmeaustauscher und
- mit Wärmeaustauscher.

Im Falle des Prozesses ohne Wärmeaustauscher und mit der idealen Brennkammer, jedoch in jeder anderen Beziehung mit echten Maschinen, schreibt sich der Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses zu

$$\eta_{id} = \frac{AL_{id}}{Q} = \frac{AL_{id}}{c_{pg} T_3 - c_{pl} T_1 - \frac{c_{pl}}{\eta_{adk}} T_1 \left(\pi \frac{k_1-1}{k_1} - 1 \right)},$$

während er sich im Falle einer echten Brennkammer folgendermaßen gestaltet:

$$\eta_{val} = \frac{AL_{val} \zeta}{Q} = \frac{AL_{val}}{c_{pg} T_3 - c_{pl} T_1 - \frac{c_{pl}}{\eta_{ad_k}} T_1 \left(\pi^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right)} \zeta.$$

Beim Prozeß mit Wärmeaustauscher und ähnlich bei einem Arbeitsprozeß mit verlustloser Brennkammer (unter Außerachtlassung des Widerstandes auf der Gasseite) gilt für den thermischen Wirkungsgrad

$$\eta_{id} = \frac{Al_{id}}{T_3 (c_{pg} - c_{pg} \eta_r) + \eta_r c_{pg} T_3 \eta_{ad_r} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \right) - (1 - \eta_r) \frac{c_{pl} T_1}{\eta_{ad_k}} \left(\pi^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right) - (1 - \eta_r) c_{pl} T_1} Al_{id}$$

bei einer Brennkammer mit Verlust hingegen

$$\eta_{val} = \frac{AL_{val} \zeta}{Q} = \frac{AL_{val}}{T_3 (c_{pg} - c_{pg} \eta_r) + \eta_r c_{pg} T_3 \eta_{ad_r} \left(1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k_g-1}{k_g}} \pi^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \right) - (1 - \eta_r) \frac{c_{pl} T_1}{\eta_{ad_k}} \left(\pi^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right) - (1 - \eta_r) c_{pl} T_1} \zeta.$$

Abb. 7 veranschaulicht den auf den Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses ausgeübten Einfluß des Druckverlustes der Brennkammer (des Wärmeaustauschers) im Falle von Prozessen mit und ohne Wärmeaustauscher.

Werden Prozesse mit und ohne Wärmeaustauscher miteinander verglichen, so läßt sich feststellen, daß der Prozeß ohne Wärmeaustauscher auf die unter dem Einfluß des Druckverlustes eintretende Wirkungsgradverschlechterung empfindlicher reagiert als der Prozeß mit Wärmeaustauscher.

Die unter dem Einfluß des Ausbrennwirkungsgrades ζ eintretende Wirkungsgradverschlechterung bei einem Prozeß ohne Wärmeaustauscher im Falle von $t_3 = 750^\circ$ ist in Abb. 8 dargestellt. Die nach einem ähnlichen Grundsatz auch bei anderen Temperaturen durchgeführten Prüfungen haben folgende Ergebnisse gezeigt:

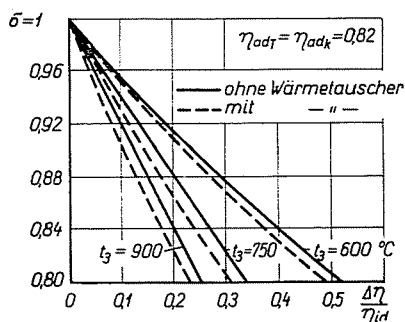


Abb. 7

Bei niedriger t_3 -Temperatur ($t_3 < 750^\circ$) verschlechtert der Druckverlust der Brennkammer den thermischen Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses in empfindlicherem Maße als der Ausbrennwirkungsgrad. Die infolge des Ausbrennwirkungsgrades zustandekommende Wirkungsgradverschlechterung stimmt im Falle einer Temperatur von $t_3 \cong 750^\circ$ C mit der Wirkungsgradverschlechterung wegen des Druckverlustes der Brennkammer überein, wäh-

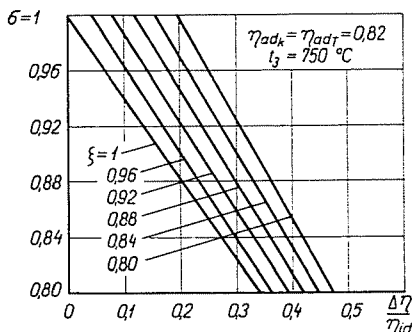


Abb. 8

rend bei einer Temperatur von $t_3 > 900^\circ$ C die unter der Wirkung des Verbrennungswirkungsgrades eintretende Wirkungsgradverschlechterung größer ist als diejenige infolge des Druckverlustes der Brennkammer.

Aus diesem Grunde muß bei Entwicklung der Brennkammer im Falle einer Temperatur von $t_3 < 900^\circ$ C (in der Nähe des Wirkungsgrades) $\eta_{adT} = \eta_{adK} = 0,82$ in jedem Falle das Hauptgewicht auf die Verringerung des Druckverlustes der Brennkammer (des Wärmeaustauschers) gelegt werden.

Bei einem Prozeß mit Wärmeaustauscher ändert die unter der Wirkung des Ausbrennungswirkungsgrades eintretende Wirkungsgradverschlechterung den Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses in ähnlicher Weise, jedoch in kleinerem Maße, als dies bei einem Prozeß ohne Wärmeaustauscher der Fall ist.

Einzelne Ergebnisse der vorstehend beschriebenen Prüfungen weisen ebenfalls darauf hin, daß — bei Entwicklung der Brennkammer ein gegebenes Gasturbinensystem in Betracht gezogen — stets diejenige Einstellung gefunden werden kann, die die Nutzarbeit und den thermischen Wirkungsgrad in geringstem Maße verschlechtert.

Es sei wiederholt bemerkt, daß bei der beschriebenen Prüfung die Nutzarbeit bzw. der Wirkungsgrad in jedem Falle vom Gesichtspunkt des Wirkungsgrades des Arbeitsprozesses aus bzw. vom Gesichtspunkt der Nutzarbeit bei optimalem Druckverhältnis aus in Betracht gezogen wurde.

2.3 Verschiebung des optimalen Druckverhältnisses unter der Wirkung des Druckverlustes der Brennkammer

Das Verhältnis des druckverlustlosen, in jeder anderen Beziehung jedoch echten Arbeitsprozesses zu dem vom Gesichtspunkt der Nutzarbeit optimalen Druckverhältnis des echten Arbeitsprozesses mit Druckverlust gestaltet, wird durch die Beziehung

$$\frac{\pi_{\text{opt val}}}{\pi_{\text{opt id}}} = \frac{1}{\sigma \left(1 + \frac{k_g - 1}{k_l - 1} \frac{k_l}{k_g} \right)}$$

beschrieben.

Aus diesem Zusammenhang ist ersichtlich, daß diese unter der Wirkung des Druckverlustes erfolgende Verschiebung von π_{opt} bloß eine Funktion des Druckverlustes σ darstellt und vom Wirkungsgrad der in den Arbeitsprozeß eingeschalteten Teilmaschinen sowie von der höchsten und niedrigsten Temperatur des Arbeitsprozesses unabhängig ist.

Das vom Gesichtspunkt der Nutzarbeit optimale Druckverhältnis nimmt unter der Wirkung des Druckverlustes zu. Diese Feststellung ist in erster Linie von theoretischer Bedeutung, da ja 4% Druckverlust das optimale Druckverhältnis des Arbeitsprozesses bloß um 2,2% steigert.

Das vom Gesichtspunkt des Wirkungsgrades optimale Druckverhältnis verringert sich im Falle ohne Wärmeaustauscher unter der Wirkung des Druckverlustes der Brennkammer. Diese Verringerung ist recht gering und beträgt selbst im Falle eines 4%igen Druckverlustes bei $t_3 = 600^\circ \text{C}$ nicht mehr als 0,5%.

Beim Prozeß ohne Wärmeaustauscher nimmt das optimale Druckverhältnis unter der Wirkung des Druckverlustes der Brennkammer (des Wärmeaustauschers) zu. Diese Zunahme ist recht bedeutend und beträgt im Falle eines Druckverlustes von 4% bei $t_3 = 750^\circ \text{C}$ rund 6%. Mit Rücksicht darauf,

daß die Wirkungsgradkurven in der Umgebung des optimalen Druckverhältnisses recht steil sind, ist deren Berücksichtigung von außerordentlicher Wichtigkeit.

3. Kurze Zusammenfassung der Ergebnisse unserer Brennkammerversuche

Bei unseren Brennkammerversuchen hatten wir uns über das Sammeln von Erfahrungen hinaus das Ziel gesteckt, Brennkammertypen zu entwickeln, die geeignet sind, Gasturbinen mit kleiner Leistung (1000 PS) zu betreiben. Das Endziel der Versuche bestand darin, mit Hilfe von Widerstandsmessungen die wichtigsten Grundcharakteristiken der Brennkammern zu bestimmen.

Den eingehenden Widerstandsmessungen gingen die bei Brennkammern üblichen Entwicklungsarbeiten voraus, die die Vorbedingungen für den Einbau einer Brennkammer bilden.

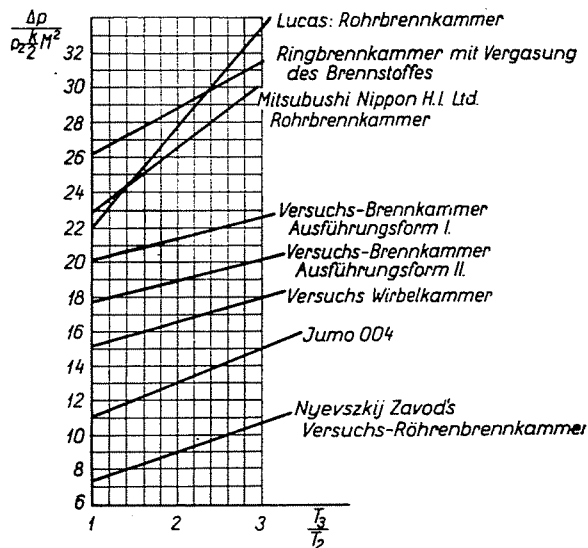


Abb. 9

Die ausgeführten Versuchs- und Entwicklungsarbeiten haben zu nachstehenden Schlußfolgerungen geführt:

Die Brennkammern von Gasturbinen lassen sich bei geometrischer Ähnlichkeit der Brennkammern in verhältnismäßig kurzer Zeit und mit geringem materiellem Aufwand mit minimalen Vorbrennungsversuchen entwickeln.

Bei den Brennkammerversuchen muß man der erforderlichen Stabilität halber der richtigen Auswahl der Primärluftmenge sowie der Ausgestaltung des Flammenstabilisators besondere Sorgfalt angedeihen lassen.

Bei Entwurf und Projektierung der Brenner lassen sich die für Drallzerstäuber aufgestellten Theorien anwenden. Als Ergebnis dieser Berechnungen verursachen jedoch die auf den Zerstäubungs-Kegelwinkel bezüglichen Ergebnisse eine 100–200%ige Abweichung.

Bei den Widerstandsmessungen wurden zwei Arten von Brennkammern mit Gleichstromröhren und eine Winkelbrennkammer geprüft.

Bekanntlich setzt sich der Wert des Gesamtwiderstandes aus dem hydraulischen Widerstand und dem thermischen Widerstand zusammen. Auf diese Weise ergibt sich

$$\frac{\Delta p}{p_2 \frac{k}{2} M_2^2} = \psi + \psi' \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right).$$

Die Widerstandsfaktorenwerte gemäß obigem sind für die geprüften Brennkammern, sowie mit einigen auch in der Literatur vorfindbaren Brennkammern kombiniert, in Abb. 9 angegeben.

Literatur

1. Иноземцев: Авиационные газотурбинные двигатели. Оборонгиз, 1955.
2. Зуев-Скубачевский: Камеры сгорания воздушно-реактивных двигателей. Оборонгиз, 1958.

Z. FÜLÖP, Budapest XI., Stoczek u. 2. Ungarn