

Kreisprozesse der Gasturbinen und die Versuche zu ihrer Verwirklichung

Von

Dr.-Ing. Rudolf Fuchs

Mit 59 Textabbildungen



Berlin
Verlag von Julius Springer
1940

ISBN-13:978-3-642-89721-4

e-ISBN-13:978-3-642-91578-9

DOI: 10.1007/978-3-642-91578-9

**Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.**

Copyright 1940 by Julius Springer in Berlin.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Einleitung	1
II. Begriffsbestimmungen und Einteilung nach Arbeitsverfahren und Ausführungsarten	2
III. Vergleich der thermodynamischen Arbeitsverfahren in Gasturbinen an Hand der Diagramme idealisierter Ersatzkreisprozesse	3
1. Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei gleichbleibendem Druck	6
1 a) Gleichdruckverbrennung mit adiabatischer Kompression des Arbeitsgases	6
1 b) Gleichdruckverbrennung mit isothermer Kompression des Arbeitsgases	13
1 c) Gleichdruckverbrennung mit isothermer Verdichtung der Ladung und Regeneration der Abgaswärme	18
1 d) Gleichdruckverbrennung mit adiabatischer Verdichtung von 1—2 und isothermer Verdichtung 4—1	20
2. Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei abnehmendem Druck	23
2 a) Wärmezufuhr und Wärmeentziehung bei konstanter Temperatur (Carnot-Prozeß)	23
2 b) Wärmezufuhr bei konstanter Temperatur, Wärmeentziehung bei konstantem Druck	25
3. Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei ansteigendem Druck	27
3 a) Gleichraumverbrennung mit adiabatischer Vorverdichtung der Ladung	30
3 b) Gleichraumverbrennung mit isothermer Verdichtung der Ladung	32
4. Kreisprozesse mit Wärmezufuhr bei verschiedenen Zustandsänderungen	35
4 a) Wärmezufuhr bei konstantem, spezifischem Volumen und anschließend bei konstantem Druck (Seiliger-Prozeß)	35
4 b) Wärmezufuhr bei konstantem, spezifischem Volumen, anschließend bei konstanter Temperatur	38
4 c) Wärmezufuhr bei konstantem Druck und anschließend bei konstanter Temperatur mit Regeneration der Abgaswärme	39
Zusammenfassung der Ergebnisse aus den thermodynamischen Kreisprozessen	41
IV. Bauliche und betriebliche Schwierigkeiten für die Durchführung der Gasturbinen-Arbeitsverfahren	43
1. Wärmeverluste	43
2. Verdichtung des Arbeitsgases	45
3. Temperaturverhältnisse	50

	Seite
a) Kühlung durch ein Kühlmittel, das sich am eigentlichen Arbeitsvorgang nicht beteiligt	54
b) Kühlung durch Herabsetzung der Gastemperaturen bei der Verbrennung	54
c) Reine Reaktionsturbinen ohne Schaufelung	55
d) Periodischer Betrieb und dadurch Wechsel zwischen den höchsten und tieferen Temperaturen an denselben Stellen der Maschine . .	57
V. Stand der praktischen Versuche mit Gasturbinen	60
1. Versuche mit Gleichdruckverbrennungsmaschinen	60
a) Ältere Versuche	60
b) Neuere Versuche	61
2. Verpuffungsturbinen	64
a) Ältere Versuche	64
b) Neuere Versuche	66
VI. Stand der Literatur über Gasturbinen	71
Literaturverzeichnis	72

I. Einleitung.

In den 80er Jahren des vergangenen Jahrhunderts wurde der bis dahin einzigen wirtschaftlich bedeutsamen Wärmekraftmaschine, nämlich der Kolbendampfmaschine, durch Parsons und De Laval mit bestem Erfolg die Dampfturbine zur Seite gestellt. Nachdem etwa gleichzeitig in der Kolbenbrennkraftmaschine eine ganz neue Wärmekraftmaschine ihren Siegeszug auf allen Gebieten der Energiewirtschaft angetreten hatte, war es ein naheliegender Gedanke, die so erfolgreichen Arbeitsprinzipien der Turbomaschine und der unmittelbaren Arbeitsleistung bei der Verbrennung des Kraftstoffes in einer neuen Wärmekraftmaschine zu vereinigen. Da man entsprechend der Entwicklung der Kolben-Gasmotoren zunächst hauptsächlich an die Verbrennung gasförmiger Brennstoffe dachte, gab man dieser neu zu schaffenden Wärmekraftmaschine den Namen Gasturbine, der sich dann auch für die Versuche erhalten hat, die mit flüssigen und festen Brennstoffen in dieser Richtung unternommen wurden. Es scheint durchaus berechtigt an der Bezeichnung Gasturbine festzuhalten, unabhängig davon aus welchem Brennstoff das Arbeitsmittel Gas bei der Verbrennung entstanden ist, da man auch die anderen Turbinenarten (Dampf- und Wasserturbinen) nicht nach dem Betriebsstoff sondern nach dem Arbeitsmittel benennt.

Bei der raschen Verbreitung, welche die Verbrennungskolbenmotoren fanden, und bei der Schnelligkeit, mit der sich die Dampfturbinen durchsetzen konnten, war es verständlich, daß sich viele Erfinder auf das neue Problem der Gasturbinen stürzten in der Hoffnung, daß diese Ausführungsform die Vorteile beider Arten von Wärmekraftmaschinen in sich vereinigen werde, und daß sie mit den Erfahrungen beider Entwicklungszweige auch ohne allzugroße konstruktive Schwierigkeiten verwirklicht werden könne. So entstand eine Flut von Erfindungsvorschlägen für Gasturbinen, die in der Patentliteratur aller Länder den auf diesem Gebiet zunächst vorhandenen Optimismus zeigt; daß von diesen vielen Erfindungsgedanken nur recht wenige zu praktischen Versuchen führten, und daß bei solchen Versuchen nur vereinzelt technische und niemals wirtschaftliche Erfolge erzielt wurden, ist in Anbetracht des hohen Standes, den die anderen Wärmekraftmaschinen in den letzten Jahr-

zehnten erreicht haben, überraschend und rechtfertigt wohl den Versuch, einen Überblick über den Stand der Entwicklung verwendungsfähiger Gasturbinen zu geben.

Um die der technischen Verwirklichung dieser Maschinenart hauptsächlich im Wege stehenden Schwierigkeiten klar zu übersehen, schien es zweckmäßig, zunächst die thermodynamischen Arbeitsverfahren, deren Verwirklichung in Gasturbinen erstrebt wurde oder denkbar wäre, an Hand idealisierter Ersatzkreisprozesse zu betrachten. Für solche Idealprozesse kann der thermische Wirkungsgrad abhängig von Druck- und Temperaturverhältnissen dargestellt werden, und wenn man außerdem in der Lage ist, die in den wirklich ausgeführten Maschinen auftretenden Verluste einigermaßen abzuschätzen, so erhält man einen recht guten Überblick über das, was man von den Gasturbinen erwarten darf, wenn es gelingt, die baulichen und betrieblichen Aufgaben und Schwierigkeiten zu meistern. Diese konstruktiven Probleme und Betriebsschwierigkeiten der Gasturbinen lassen sich in Ermangelung absoluter Maßstäbe, als welche die Vergleichsprozesse in thermodynamischer Hinsicht dienen, weniger sicher beurteilen, es ist aber doch ein Vorteil, daß auch sie mehr oder weniger von den für die thermodynamische Beurteilung maßgeblichen Druck- und Temperaturverhältnisse abhängen.

Endlich scheint eine Betrachtung über Gasturbinen auch durch die in neuerer Zeit an verschiedenen Stellen unternommenen Versuche gerechtfertigt, die wenigstens teilweise hoffen lassen, daß man auf verschiedenen Wegen offenbar doch noch zu dem seit etwa 40 Jahren erstrebten Ziel gelangen wird.

II. Begriffsbestimmungen und Einteilung nach Arbeitsverfahren und Ausführungsarten.

Gasturbinen sind Wärmekraftmaschinen, in welchen das Arbeitsvermögen zur Entzündung gebrachter Brenngemische ohne Vermittlung mechanischer Triebwerke an eine Welle übertragen wird. (Die Bezeichnung „Gasturbine“ wird im Gegensatz zu der bei Kolbenkraftmaschinen üblichen Ausdrucksweise auch für solche Brennkraftturbinen gebraucht, bei denen der zugeführte Brennstoff nicht gasförmig sondern flüssig oder fest ist. Je nachdem spricht man auch von Ölturbinen oder Kohlenstaubturbinen.)

Man unterscheidet gewöhnlich nach dem Arbeitsverfahren:

1. Gleichdruckverbrennungsturbinen, bei welchen die Verbrennung der Arbeitsgase unter konstantem Druck erfolgt. (Gleichdruckverbrennungsturbinen werden auch einfach als Verbrennungsturbinen oder Gleichdruckturbinen bezeichnet; und zwar in Analogie zu dem

Dieselgleichdruckverfahren in Kolbenmaschinen, aber im Gegensatz zu der bei Dampfturbinen gebräuchlichen Bezeichnung, wo man unter Gleichdruckturbinen solche versteht, bei welchen der Druck vor und hinter dem Laufrad der gleiche ist.)

2. Verpuffungsturbinen, bei welchen die Verbrennung eine Drucksteigerung der Arbeitsgase bewirkt. (Es wird im allgemeinen bei diesen Turbinen erstrebt, eine Verbrennung bei gleichbleibendem spezifischen Volumen zu erreichen, weshalb man auch die Bezeichnung Gleichraumverbrennungsturbinen antrifft; in der älteren Literatur ist auch die Benennung Explosionsturbine häufig zu finden.)

Nach Ausführungsarten kann man einteilen in:

A. Trockene Gasturbinen, bei welchen das Arbeitsvermögen der strömenden Arbeitsgase unmittelbar durch ein Laufrad an eine Welle übertragen wird.

B. Nasse Gasturbinen, bei welchen die an ein aus einer mehr oder weniger inkompressiblen Flüssigkeit bestehendes Arbeitsmittel übertragene Energie auf hydrodynamischem Weg an eine Welle abgegeben wird. (Diese Maschinen sind in einem engeren Sinn keine eigentlichen Gasturbinen, da die kinetische Energie der Verbrennungsgase beim Arbeitsgang keine wesentliche Rolle spielt. Der thermodynamische Arbeitsvorgang entspricht genau dem in einer Kolbenmaschine, wobei aber an Stelle von Kolben und Kurbeltriebwerk Flüssigkeitskolben und -Turbine treten. Auch die Arbeitsweise der sog. Gasblasenturbinen ist im Prinzip die einer Kolbenmaschine; diese Ausführung hat jedoch wegen grundsätzlicher Nachteile kaum Aussicht auf praktische Verwendbarkeit.)

Ferner kann man unabhängig von dieser Einteilung unterscheiden:

- a) Gasturbinen mit ruhenden Verbrennungsräumen,
- b) Gasturbinen mit umlaufenden Verbrennungsräumen.

Die Begriffe Radial- oder Axialturbine, Aktions- oder Reaktionsturbine sowie Druckstufung oder Geschwindigkeitstufung, welche bei Gasturbinen ebenso gebraucht werden, wie bei anderen Turbinenarten, ermöglichen eine weitere entsprechende Unterteilung.

III. Vergleich der thermodynamischen Arbeitsverfahren in Gasturbinen an Hand der Diagramme idealisierter Ersatzkreisprozesse.

Um die wesentlichen Merkmale der verschiedenen gebräuchlichen Arbeitsverfahren und ihre grundsätzlichen Vorzüge und Nachteile zu überblicken, ist es, wie schon einleitend gesagt wurde, zweckmäßig den wirklichen Arbeitsvorgang durch einen geschlossenen sog. Kreisprozeß zu ersetzen, den man sich aus einfachen umkehrbaren Zustandsände-

rungen eines idealen Gases zusammengesetzt so vorstellt, daß er dem wirklichen Arbeitsvorgang möglichst nahe kommt. Durch die Vorstellung des idealen Arbeitsgases, dessen spezifische Wärmen c_p und c_v als konstant angenommen werden, erhält man sehr einfache Beziehungen zwischen den verschiedenen Zustandsgrößen und den für die Beurteilung der Arbeitsverfahren wichtigen Werten. (Wenn es sich darum handelt, den Arbeitsvorgang in einer gegebenen Maschine zahlenmäßig zu erfassen, muß natürlich die Veränderlichkeit der spezifischen Wärmen sowie die Veränderung der chemischen Zusammensetzung und die Volumenkontraktion bei der Verbrennung berücksichtigt werden, was verhältnismäßig leicht möglich ist; schwieriger wird es in diesem Fall sein, die Wärmeverluste in der Maschine zahlenmäßig richtig zu bestimmen, so daß solchen Rechnungen meistens noch erhebliche Unsicherheiten anhaften. Zahlenmäßige Berechnungen des thermodynamischen Arbeitsvorganges lassen sich am besten graphisch durchführen, wozu die i - s -Diagramme für Verbrennungsgase von Pflaum [21]¹ sehr geeignet sind.) Wegen der Einfachheit der geschlossenen Kreisprozesse mit idealen Gasen sind in Büchern über Thermodynamik und Wärmekraftmaschinen solche Betrachtungen auch häufig zu finden; aus der speziellen Literatur über Gasturbinen ergibt sich jedoch oft kein klares Bild dieser allgemeinen Grundlage, weil die Theorie meistens an Hand von Zahlenbeispielen, die spezielle Annahmen nötig machen, erläutert wird. Im folgenden sollen vor allem die Arbeitsverfahren ausführlicher betrachtet werden, die man bei der praktischen Ausführung im allgemeinen zu verwirklichen sucht, und nach denen man auch eine Einteilung der Gasturbinen in Gleichdruckverbrennungsturbinen und Verpuffungs-(Explosions- oder Gleichraumverbrennungs-)Turbinen vorzunehmen gewohnt ist. Mit dieser Einteilung sind aber durchaus nicht alle thermodynamischen Möglichkeiten erschöpft; sie hat sich wohl nur deshalb eingeführt, weil die Wärmezufuhr bei gleichbleibendem Druck (wonach die Gleichdruckturbine ihren Namen hat) und andererseits die Wärmezufuhr bei gleichbleibendem spezifischem Volumen (das Verfahren der Gleichraumturbine) Zustandsänderungen sind, deren praktische Verwirklichung mit guter Annäherung ohne besondere Schwierigkeiten möglich ist. Man kann sich aber wenigstens vorstellen, daß man die in mechanische Arbeit umzuwandelnde Wärme auch bei anderen Zustandsänderungen, z. B. bei gleichbleibender Temperatur, zuführt, was zwar nicht so einfach zu verwirklichen sein wird, aber dennoch vom thermodynamischen Standpunkt aus erstrebenswert ist. Eine solche Maschine fände in der bisher gebräuchlichen Einteilung keinen Platz. Nach den thermodynamischen Grundlagen scheint eine Einteilung in Arbeitsprozesse mit Wärmezufuhr bei

¹ Die eckig eingeklammerten Zahlen verweisen auf Literaturangaben im Anhang.

In den folgenden Betrachtungen wird das Gewicht des Arbeitsgases immer als $G = 1 \text{ kg}$ angenommen; die zu- und abgeführten Wärmemengen Q sind also als kcal/kg und die Arbeiten L als mkg/kg aufzufassen.

1. Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei gleichbleibendem Druck.

1a) Gleichdruckverbrennungsverfahren mit adiabatischer Kompression des Arbeitsgases.

Das Schema einer nach diesem Verfahren arbeitenden Maschine ist

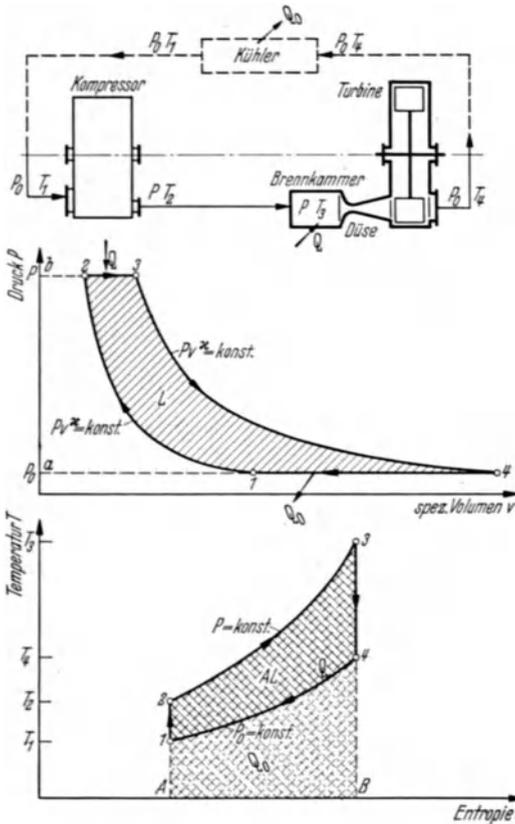


Abb. 1. Gleichdruckverbrennung mit adiabatischer Verdichtung des Arbeitsgases (Arbeitsverfahren 1a).

nebenstehend skizziert (Abb. 1). Der Arbeitsprozeß ist im P - v - und T - s -Diagramm dargestellt. Dabei bedeutet:

1—2 adiabatische Verdichtung der Ladung von P_0 auf P , d. h. Verdichtung ohne Zu- oder Abführen von Wärme, dafür gelten folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned} dQ &= 0; \quad Pv^\kappa = \text{konst} \\ \text{also: } P/P_0 &= (v_1/v_2)^\kappa \\ \text{oder } v_2/v_1 &= (P_0/P)^{1/\kappa} \\ \text{und } T_2/T_1 &= (v_1/v_2)^{\kappa-1} \\ &= (P/P_0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \end{aligned}$$

(Die Indizes 1, 2, 3, 4 geben immer an, auf welchen Punkt die betreffenden Zustandsgrößen bezogen sind. Wenn eine Größe während aller Punkte einer ganzen Zustandsänderung konstant bleibt, so wird sie mit dem Index 0 bezeichnet, wenn sie eine untere Grenze darstellt, und ohne Index, wenn sie eine obere Grenze bedeutet.) Die im Kompressor aufzuwendende Arbeit ist:

$$L_K = - \int_1^2 v dP$$

$$L_K = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_0 v_1 \left\{ 1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right\} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1 \left\{ 1 - \frac{T_2}{T_1} \right\}$$

(aufzuwendende Arbeit wird negativ gerechnet).

Im P - v -Diagramm ist die Arbeit des Kompressors L_K dargestellt durch die Fläche $a 1 2 b$.

2—3. Wärmezufuhr bei konstantem Druck P . Diese Zustandsänderung entspricht der Verbrennung in der Brennkammer, wodurch dem Arbeitsgas die Wärmemenge Q bei gleichbleibendem Druck zugeführt wird. Dabei gilt:

$$Q = c_p (T_3 - T_2)$$

und da $P = \text{const}$ ist, $T_3/T_2 = v_3/v_2$.

3—4. Adiabatische Expansion des Arbeitsgases bis auf den Anfangsdruck P_0 . Hier gelten wieder die Beziehungen für adiabatische Zustandsänderung: $dQ = 0$; $Pv^\kappa = \text{const}$,

$$\text{also } \frac{P}{P_0} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^\kappa \text{ oder } \frac{v_3}{v_4} = \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \text{ und } \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{\kappa - 1} = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Die bei der Expansion frei werdende Arbeit ist:

$$L_E = - \int_3^4 v dP, \quad L_E = - \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_0 v_4 \left\{ \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_4 \left\{ \frac{T_3}{T_4} - 1 \right\}$$

(freiwerdende Arbeit wird positiv gerechnet).

Im P - v -Diagramm ist L_E dargestellt durch die Fläche $b 3 4 a$.

4—1. Wärmeentziehung bei gleichbleibendem Druck P_0 . Um wieder zum Ausgangspunkt zurückzukehren, muß dem Arbeitsgas die Wärmemenge $Q_0 = c_p (T_4 - T_1)$ entzogen werden. Außerdem gilt: $P_0 = \text{const}$, also $T_4/T_1 = v_4/v_1$.

Die wirklichen Arbeitsprozesse der Brennkraftmaschinen sind nicht geschlossen, die abzuführende Wärme wird durch die heißen Auspuffgase dem Prozeß entzogen und eine neue Ladung von Zustand P_0, T_1 wird angesaugt. Dadurch ist der Kühler überflüssig, man muß aber den Druck P_0 gleich dem Atmosphärendruck machen.

Für das Ergebnis des thermodynamischen Prozesses ist es gleichgültig, in welcher Weise die einzelnen Zustandsänderungen verwirklicht werden; es ist also dasselbe, ob die Wärmezufuhr wie in der wirklichen Brennkraftmaschine durch innere chemische Vorgänge oder von außen durch Heizung wie bei der Heißluftmaschine erfolgt. Ebenso spielt es keine Rolle, ob die Kompression und Expansion in einer Kolbenmaschine oder in einer Turbomaschine erfolgt, wenn nur die Zustandsänderungen in beiden Fällen dieselben sind.

Der thermische Wirkungsgrad jedes geschlossenen Kreisprozesses ist:

$$\eta_{th} = \frac{AL}{Q} = \frac{\text{erhaltene mech. Arbeit im Wärmemaß}}{\text{aufgewendete Wärme}}$$

In einfachen Fällen kann man die gewonnene Arbeit $L = |L_E| - |L_K|$ aus der Differenz der Expansions- und Kompressionsarbeiten berechnen. (Da die Vorzeichen von L_E und L_K willkürlich so gewählt sind, daß aufgewendete Arbeit L_E negativ und gewonnene Arbeit L_K positiv gezählt wird, muß die Differenz der absoluten Beträge von L_E und L_K genommen werden.) Im allgemeinen ist es einfacher

$$\eta_{th} = \frac{Q - Q_0}{Q}$$

also aus den zu- und abgeführten Wärmemengen zu bestimmen, da nach dem Satz von der Erhaltung der Energie $AL = Q - Q_0$ sein muß, weil die innere Energie des Arbeitsgases nach Durchlaufen des Kreisprozesses nicht geändert ist.

Man erhält nun für den beschriebenen Gleichdruckverbrennungsprozeß mit adiabatischer Kompression

$$\eta_{th} = \frac{Q - Q_0}{Q} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Der thermische Wirkungsgrad ist demnach nur vom Druckverhältnis P_0/P bzw. P/P_0 abhängig, da der Wert κ für ein bestimmtes Arbeitsgas als konstant vorausgesetzt wurde. Der thermische Wirkungsgrad ist demnach unabhängig davon, ob viel oder wenig Wärme zugeführt wird, und auch unabhängig von der absoluten Höhe der Drücke. In der Form

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

sieht man, daß er an sich auch von der absoluten Höhe der Temperaturen nicht abhängt, sondern nur vom Temperaturverhältnis T_1/T_2 oder T_4/T_3 ;

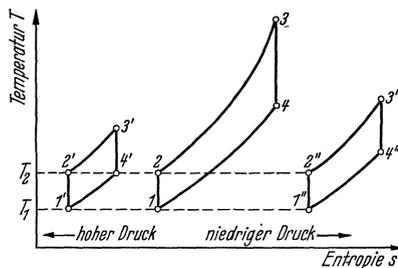


Abb. 2. Verschiedene Druck- und Temperaturgrenzen bei gleichem Temperaturverhältnis T_1/T_2 geben gleichen thermischen Wirkungsgrad (Verfahren 1a).

in der Wirklichkeit ist man aber in der Wahl der Temperaturen nicht so frei wie bei den Drücken, da die untere Grenze T_1 durch die Temperatur der Umgebung festgelegt ist, so daß man höchstens noch nach der Seite der höheren Temperaturen davon abweichen könnte, wofür natürlich kein vernünftiger Grund vorliegt.

Im nebenstehenden T - s -Diagramm (Abb. 2) sind einige Arbeitsprozesse mit verschiedenen Druckgrenzen und verschiedenen zugeführten Wärmemengen (entsprechend den Heizwerten des Brenngemisches) ein-

gezeichnet, die alle denselben thermischen Wirkungsgrad ergeben, da das Temperaturverhältnis

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

in allen gezeichneten Fällen dasselbe ist.

Das Druckverhältnis P_2/P_1 , welches im vorliegenden Fall für alle Punkte gleicher Entropie s konstant ist, also $P_2/P_1 = P_4/P_3 = P/P_0$, ist für die Beurteilung der Maschine wichtig und soll auch in den Betrachtungen über andere Arbeitsprozesse mit einem besonderen Buchstaben bezeichnet werden, nämlich $P/P_0 = \varphi$.

Im vorliegenden Fall ist der thermische Wirkungsgrad nur von dieser Größe abhängig, was in der nebenstehenden Kurve (Abb. 3) dargestellt ist. Dabei wurde für $\kappa = c_p/c_v$ der Wert für zweiatomige Gase, also $\kappa = 1,41$, eingesetzt.

Der thermische Wirkungsgrad steigt mit wachsendem Druckverhältnis zuerst sehr schnell; bei Werten von $\varphi > 20$ allerdings nur noch langsam an, er ist aber doch schon im Gebiet von $5 < \varphi < 10$ recht befriedigend

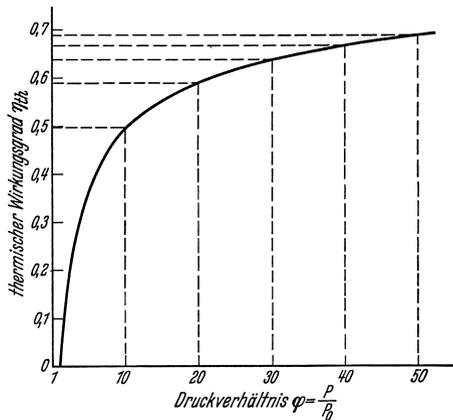


Abb. 3. Thermischer Wirkungsgrad η_{th} abhängig vom Druckverhältnis (Verfahren 1a).

hoch. Für die Beurteilung des Gesamtwirkungsgrades muß man aber noch den Wirkungsgrad der Maschine kennen. Wenn man annimmt, daß die durch die mechanischen Verluste in der wirklichen Maschine entstehende Reibungswärme so abgeführt wird, daß sie sich nicht am thermodynamischen Prozeß beteiligt, so ist der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{eff} = \eta_{th} \cdot \eta_g$$

wenn η_g der durch mechanische Verluste (wie Reibung und Wirbelung des strömenden Arbeitsgases und Lager und Stopfbüchsenreibung sowie Ventilationsarbeit, umlaufender Teile) bedingte Gütegrad der Maschine ist.

Dieser Wirkungsgrad ist leider bei Gasturbinen bedeutend geringer als bei Kolbenmaschinen, und zwar weil einmal die Wirkungsgrade der Turbomaschinen trotz ihrer geringeren mechanischen Verluste im ganzen geringer sind als bei Kolbenmaschinen, außerdem treten aber bei der Gasturbine noch Strömungsverluste zwischen Kompressor und Turbine

auf, die in der Kolbenmaschine, welche Kompressor und Kraftmaschine in einem Zylinder vereinigt, wegfallen.

Wenn man den gesamten bei der Kompression auftretenden Maschinenwirkungsgrad mit η_K und den entsprechenden Wirkungsgrad der Turbine (einschließlich der Expansionsdüsenverluste und sonstiger Überströmverluste) mit η_E bezeichnet, so wird die von der Maschine gelieferte Nutzarbeit

$$L_{eff} = \eta_g \cdot L = \eta_E L_E - \frac{|L_K|}{\eta_K}$$

und da $L = L_E - |L_K|$ ist, erhält man

$$\eta_g = \frac{\eta_E L_E - \frac{|L_K|}{\eta_K}}{L_E - |L_K|}.$$

Für das Verhältnis von Expansionsarbeit zu Kompressionsarbeit werde

$$\frac{|L_E|}{|L_K|} = \lambda$$

eingeführt, dann ist

$$\eta_g = \eta_E \frac{\lambda}{\lambda - 1} - \frac{1}{\eta_K} \frac{1}{\lambda - 1}$$

Man sieht, daß bei gegebenen Werten η_E und η_K der Gütegrad η_g vom Verhältnis der Arbeiten abhängt und mit wachsendem λ zunimmt.

Aus den oben gegebenen Beziehungen kann man dieses Verhältnis $\lambda = \frac{|L_E|}{|L_K|}$ ausrechnen und erhält dafür:

$$\lambda = \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

also unabhängig vom Druckverhältnis $P/P_0 = \varphi$ und nur bestimmt durch das Temperaturverhältnis T_4/T_1 oder T_3/T_2 , also gegeben durch die pro kg zugeführte Wärmemenge

$$Q = c_p \cdot T_2 (T_3/T_2 - 1)$$

oder

$$Q = c_p \cdot T_2 (T_4/T_1 - 1).$$

Das Verhältnis der Endtemperatur bei der Expansion zur Anfangstemperatur bei der Kompression soll mit

$$\frac{T_4}{T_1} = \tau$$

bezeichnet werden, damit wird also

$$\lambda = \tau.$$

In der Abb. 4 sind die Werte

$$\eta_E \frac{\lambda}{\lambda - 1}$$

und

über τ aufgetragen, so daß man den Gütegrad der Maschine

$$\eta_g = \eta_E \frac{\lambda}{\lambda-1} - \frac{1}{\eta_K} \frac{1}{\lambda-1}$$

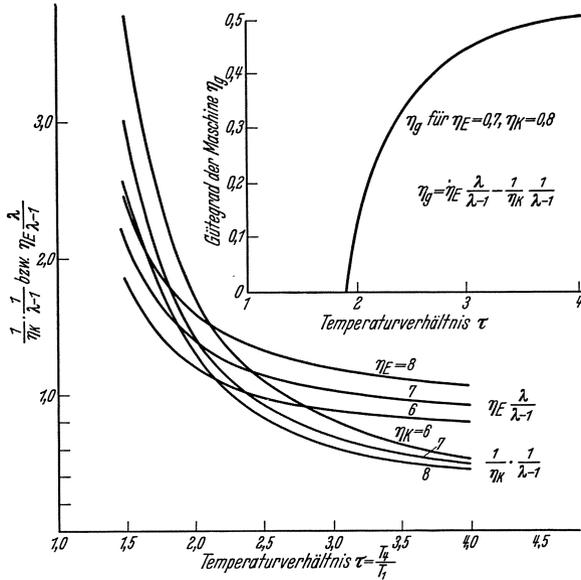


Abb. 4. Einfluß von Kompressions- und Expansionswirkungsgrad η_K und η_E und Arbeitenverhältnis λ .

für die Werte $\eta_E = 0,6$, $0,7$ und $0,8$ und $\eta_K = 0,6$, $0,7$ und $0,8$ als senkrechten Abstand zwischen entsprechenden Kurven für alle praktisch in Frage kommenden τ -Werte entnehmen kann.

Der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{eff} = \eta_{th} \cdot \eta_g$$

kann dann für beliebige Verhältnisse leicht berechnet werden. Da η_{eff} eine Funktion von vier unabhängigen Veränderlichen ist

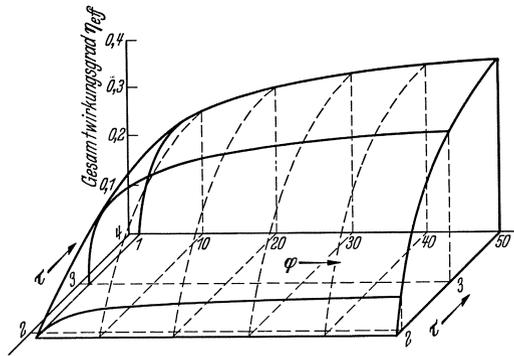


Abb. 5. Effektiver Wirkungsgrad η_{eff} bei Verfahren 1a (mit $\eta_E = 0,7$ und $\eta_K = 0,8$).

$$(\eta_{eff} = f [\varphi, \tau, \eta_E \text{ und } \eta_K]),$$

läßt er sich nicht mehr für alle Verhältnisse anschaulich darstellen. In der vorstehenden Figur (Abb. 5) ist deshalb η_{eff} als Funktion von φ und τ aufgezeichnet, wobei η_g so angenommen ist, wie es den Werten $\eta_E = 0,7$ und $\eta_K = 0,8$ entspricht und in Abb. 4 skizziert ist. Die pro kg Arbeitsgas dem Prozeß zuzuführende Wärmemenge ist

$$Q = c_p T_2 (\tau - 1) = c_p T_1 \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\tau - 1).$$

Die Größe

$$\frac{Q}{c_p T_1} = \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\tau - 1)$$

ist mit χ bezeichnet und in Abb. 6 als $\chi = f(\varphi, \tau)$ dargestellt. Diese

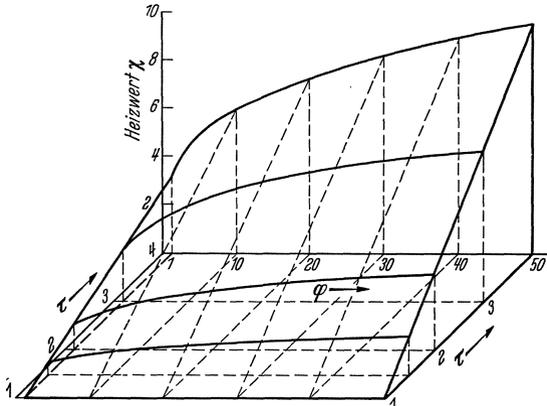


Abb. 6. Zuzuführende Wärmemenge (Heizwert), Verfahren 1 a.

Größe ist das Maß für die jeweils zuzuführende Wärmemenge und damit für den erforderlichen Heizwert des Arbeitsgases. Die dimensionslose Größe

$$\chi = \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\tau - 1)$$

wird deshalb hier als Heizwertgröße (in den Darstellungen der Kürze halber einfach als Heizwert) bezeichnet. (Der Heizwert h kcal/kg des verwendeten Brenngemisches muß allerdings die Wärmemenge Q um das Maß der entstehenden Wärmeverluste übertreffen, er ist also nicht unmittelbar mit $Q = c_p T_1 \chi$ identisch, worauf später noch eingegangen wird.)

Das Ergebnis der Betrachtung ist kurz zusammengefaßt, daß der Gütegrad der Maschine η_g den Gesamtwirkungsgrad so sehr herabdrückt, daß ein wirtschaftlicher Wettbewerb mit anderen Wärmekraftmaschinen

kaum in Frage kommt, da die betrieblichen Schwierigkeiten bei größeren τ -Werten sich nicht mehr beherrschen lassen.

Die Aussichten bessern sich allerdings erheblich, wenn man für η_K und η_E höhere Werte einsetzen darf (vergl. Abb. 4).

1b) Gleichdruckverbrennungsverfahren mit isothermer Kompression des Arbeitsgases.

Das Schema der Maschine bleibt dasselbe wie unter 1a, nur wird nun auch im Kompressor Wärme Q_K abgeführt.

Der Arbeitsprozeß ist im P - v - und T - s -Diagramm nebenstehend abgebildet (Abb. 7), dabei ist nun:

1—2 isotherme Kompression der Ladung, dafür gelten folgende Beziehungen:

$$T_1 = T_2 = T_0 \text{ const,}$$

$$\text{also } P \cdot v = \text{const}$$

$$\text{oder } P_2/P_1 = v_1/v_2.$$

Um bei der Kompression die Temperatur konstant zu halten, muß während der Kompression die Wärme

$$Q_K = A R T_0 \cdot \ln (P/P_0)$$

abgeführt werden. Die Verdichtungsarbeit ist

$$L_K = - \int_2^1 v dP$$

$$= - R T_0 \ln \frac{P}{P_0}.$$

Für die übrigen Zustandsänderungen gelten dieselben Beziehungen wie im Fall 1a mit adiabatischer Kompression.

Der thermische Wirkungsgrad dieses Arbeitsverfahrens ist dann

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_K + Q_0}{Q}$$

durch Einsetzen der Werte

$$Q_K = A \cdot R \cdot T_0 \cdot \ln P/P_0, \quad Q_0 = c_p \cdot (T_4 - T_0)$$

und

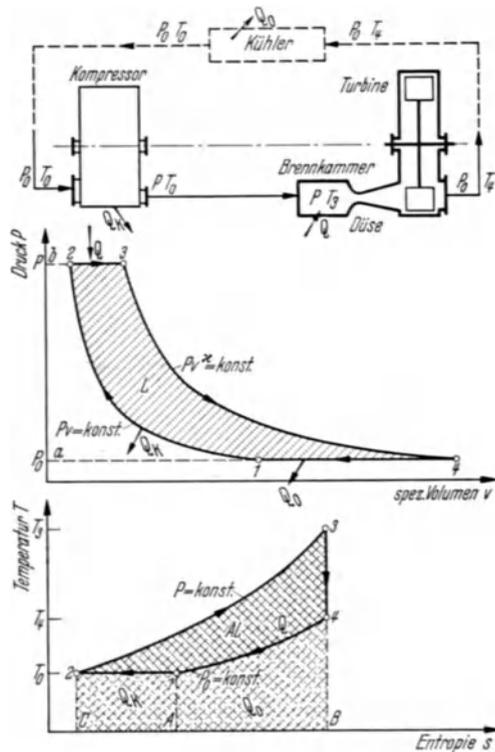


Abb. 7. Gleichdruckverbrennung mit isothermer Verdichtung des Arbeitsgases (Verfahren 1 b).

$$Q = c_p \cdot (T_3 - T_0)$$

erhält man durch einfache Umformungen und mit Einführung der Größen $\tau = T_4/T_1$ und $\varphi = P/P_0$ für den thermischen Wirkungsgrad

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa} \ln \varphi + \tau - 1}{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \tau - 1}.$$

Der thermische Wirkungsgrad (Abb. 8) hängt also hier nicht mehr vom Druckverhältnis allein, sondern auch von τ und damit von der zugeführten Wärme ab. Für diese findet man

$$Q = c_p T_1 \left(\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \tau - 1 \right)$$

oder die dimensionslose Größe

$$\frac{Q}{c_p T_1} = \chi = \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \tau - 1.$$

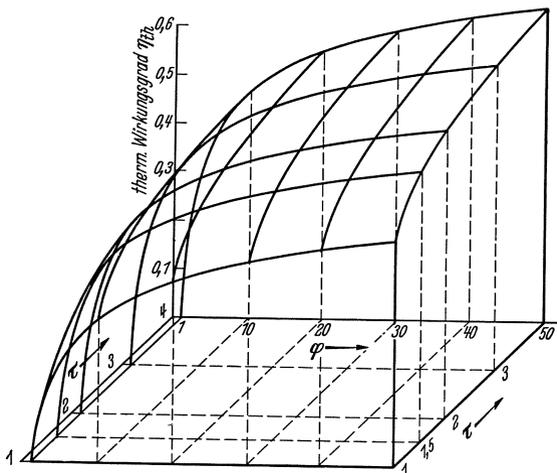


Abb. 8. Thermischer Wirkungsgrad η_{th} bei Verfahren 1b.

Man erkennt sehr leicht, daß η_{th} beim Prozeß mit isothermer Kompression immer kleiner ist als bei adiabatischer Kompression; wenn man beachtet, daß die Flächen im T - s -Diagramm Wärmemengen darstellen, und zwar ist: $Q = \text{Fläche } C 2 3 B$, $Q_0 = \text{Fläche } A 1 4 B$, $Q_K = \text{Fläche } A 1 2 C$. Die Arbeit im Wärmemaß $A \cdot L = Q - (Q_0 + Q_K) = \text{Fläche } 1 2 3 4$.

Bei isothermer Verdichtung kommt also immer zu dem Prozeß mit adiabatischer Kompression $1 2' 3 4$ noch ein anderer $1 2 2' 1$ hinzu, dessen Wirkungsgrad offenbar geringer ist.

Im Gegensatz zum Arbeitsverfahren mit adiabatischer Verdichtung ist aber hier auch noch für $\tau = 1$ (auch für $\tau < 1$, was aber praktisch keine Bedeutung hat) Arbeitsleistung möglich, und man erhält in diesem Grenzfall den in Abb. 9 skizzierten Arbeitsprozeß, dessen Wirkungsgrad

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \varphi}{\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1}$$

ist, und der eine Wärmezufuhr

$$Q = c_p \cdot T_1 \left(\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)$$

erfordert.

Aus dem Vergleich der Idealprozesse a und b könnte man schließen, daß es keinen Sinn hat, isotherme Kompression anzustreben, zumal sie sich auch praktisch gar nicht verwirklichen läßt, denn der Wirkungsgrad der Idealmaschine ist bei adiabatischer Kompression höher als mit isothermer Kompression. In Wirklichkeit ist aber wegen der Verluste

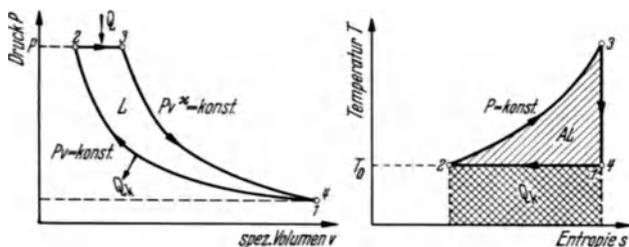


Abb. 9. Sonderfall des Verfahrens 1b.

im Kompressor und in der Turbine die möglichst isotherme Kompression doch vorteilhafter, weil das Arbeitenverhältnis $\lambda = L_E/L_K$ und damit unter sonst gleichen Bedingungen

$$\eta_g = \eta_E \frac{\lambda}{\lambda - 1} - \frac{1}{\eta_K} \frac{1}{\lambda - 1}$$

günstiger wird.

Das Arbeitenverhältnis wird nämlich bei isothermer Kompression

$$\lambda = \tau \frac{\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1}{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \varphi}.$$

Da nun

$$\frac{\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1}{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \varphi} > 1$$

ist, und zwar um so mehr je größer φ wird, so muß $\lambda_{isotherm}$ immer besser sein als $\lambda_{adiabatisch}$.

Da hier λ sowohl von τ als auch von φ abhängt, würde eine Darstellung der Ausdrücke

$$\eta_E \frac{\lambda}{\lambda - 1}$$

und

$$\frac{1}{\eta_K} \frac{1}{\lambda - 1}$$

für verschiedene η_E und η_K nicht mehr übersichtlich werden. Es ist zweckmäßiger für η_E und η_K feste Werte anzunehmen und damit die entsprechenden η_g auszurechnen. Man erhält nun, wenn man wie im vorhergehenden Fall $\eta_E = 0,7$ und $\eta_K = 0,8$ annimmt, bessere η_g ; es wäre aber nicht richtig, auch in diesem Fall $\eta_K = 0,8$ anzunehmen, denn in Wahrheit erfolgt die Kompression in einem Turbokompressor niemals isotherm und man erhält, wenn man $T_2 = T_1$ verlangt, einfach einen geringeren Wirkungsgrad η_K bezogen auf ideale idotherme Kompression. Wenn man diesen Umstand mitberücksichtigt und in diesem Fall 1 b nur mit $\eta_K = 0,7$ rechnet, so erhält man erst bei sehr großen Werten von φ einen geringen Vorteil gegenüber 1 a; dagegen für kleinere φ noch geringere Gesamtwirkungsgrade. Die in der Literatur allgemein verbreitete Auffassung, daß durch isotherme Verdichtung der Ladung erheblich bessere Wirkungsgrade zu erreichen seien, ist demnach nicht gerechtfertigt; sie beruht teilweise darauf, daß schon für η_{μ} ein zu hoher Wert eingesetzt wird und andererseits darauf, daß η_K für isotherme Kompression gerade so hoch angenommen wird, wie bei adiabatischer. (Über die Zahlenwerte, die für die Wirkungsgrade hier eingesetzt werden, kann man verschiedener Meinung sein, aber nicht darüber, daß der Kompressorwirkungsgrad bezogen auf ideale isotherme Verdichtung geringer sein muß als bezogen auf adiabatische Verdichtung. In dieser Betrachtung wird der Expansionswirkungsgrad in allen Fällen als $\eta_E = 0,7$ angenommen, der Kompressionswirkungsgrad ist bei adiabatischer Kompression immer mit $\eta_K = 0,8$ und bei isothermer Verdichtung mit $\eta_K = 0,7$ eingesetzt. Bestimmte Zahlenwerte anzunehmen ist zweckmäßig, weil die allgemeinere Darstellung für veränderliche η_E und η_K sehr mühevoll und weniger übersichtlich würde. Mit den für η_g angegebenen Formeln können die Gesamtwirkungsgrade auch dann gefunden werden, wenn andere Werte η_E und η_K als erreichbar angenommen werden.)

Vorteil des Verfahrens 1 b bleibt im wesentlichen nur, daß man im Leerlauf, also bei $\eta_g = 0$, mit den τ -Werten, d. h. mit der Endtemperatur T_4 etwas tiefer kommt.

In den nächstfolgenden Darstellungen ist der Gesamtwirkungsgrad η_{eff}

(Abb. 10) und das Maß für die erforderlichen Wärmemengen $\chi = \frac{Q}{c_p T_1}$ (Abb. 11) in Abhängigkeit von φ und τ aufgezeichnet. Das Arbeitsverfahren 1a hatte nicht befriedigt, weil der Gesamtwirkungsgrad η_{eff} durch

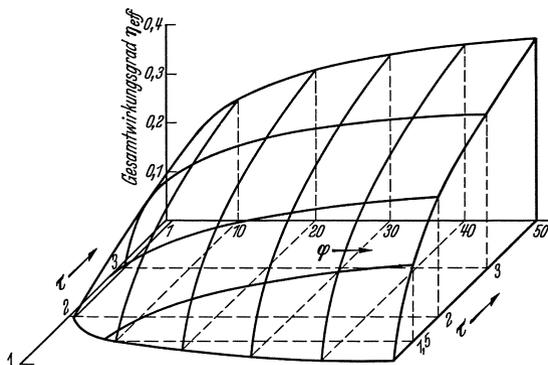


Abb. 10. Effektiver Wirkungsgrad bei Verfahren 1b (mit $\eta_E = 0,7$ und $\eta_K = 0,7$).

den Maschinenwirkungsgrad η_g zu sehr herabgedrückt wurde. Das Arbeitsverfahren 1b hatte das Ziel durch Verminderung der negativen Kompressionsarbeit den Maschinenwirkungsgrad η_g zu verbessern und damit η_{eff} zu heben.

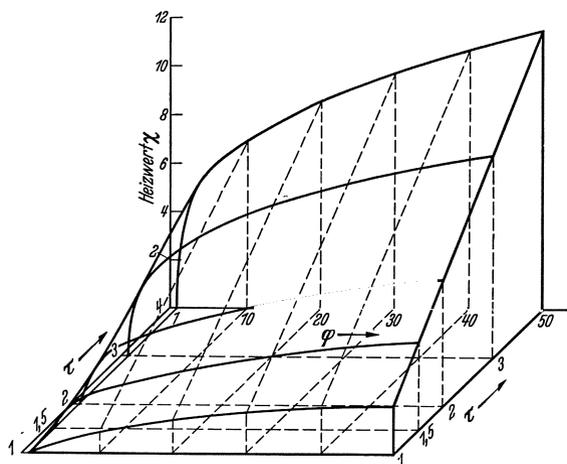


Abb. 11. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 1b).

Wenn auch in der Literatur über Gasturbinen bisher nicht erkannt wurde, daß durch isotherme Kompression nicht viel mehr zu erreichen ist, weil gleichzeitig η_{th} und η_K verschlechtert werden, so lag es doch

nahe, zu versuchen, ob man nicht den thermischen Wirkungsgrad noch verbessern kann. Dieser Versuch führt zu dem folgenden Verfahren:

1c) Gleichdruckverbrennung mit isothermer Verdichtung der Ladung und Regeneration der Abgaswärme.

Das Schema der Maschine ist in Abb. 12 dargestellt. Der Prozeß sieht in P - v - und T - s -Diagrammen genau so aus wie 1 b. Da aber das Arbeitsgas im Punkt 4 noch eine höhere Temperatur hat als in Punkt 1 und 2, kann man die darin noch enthaltene Wärme Q_0 der verdichteten Ladung wieder zuführen vom Punkt 2 bis 2', so daß die noch von 2' bis 3 zuzuführende Wärme Q gegenüber dem Verfahren ohne Regeneration erheblich verkleinert wird. Bei der (nur theoretisch möglichen) vollkommenen Regeneration der ganzen Wärme Q_0 wird η_{th} in doppelter Weise verbessert; einmal dadurch, daß Q_0 bei der abzuführenden Wärme wegfällt, und dazu noch dadurch, daß Q um Q_0 verkleinert wird.

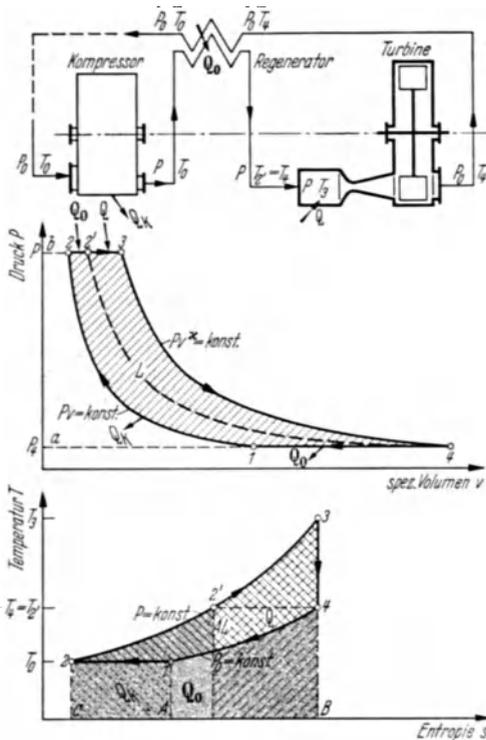


Abb. 12. Gleichdruckverbrennung, isotherme Verdichtung des Arbeitsgases und Regeneration der Abgaswärme (Verfahren 1c).

Der thermische Wirkungsgrad läßt sich daher auf Grund der schon beim vorhergehenden Arbeitsprozeß verwendeten Beziehungen ohne weiteres anschreiben:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \varphi}{\tau \left(\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)}$$

Das Maß für den erforderlichen Heizwert ist:

$$\chi = \tau \left(\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (\text{Abb. 15}).$$

Das Arbeitenverhältnis bleibt:

$$\lambda = \tau \frac{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{\kappa-1}{\kappa} \ln \varphi}.$$

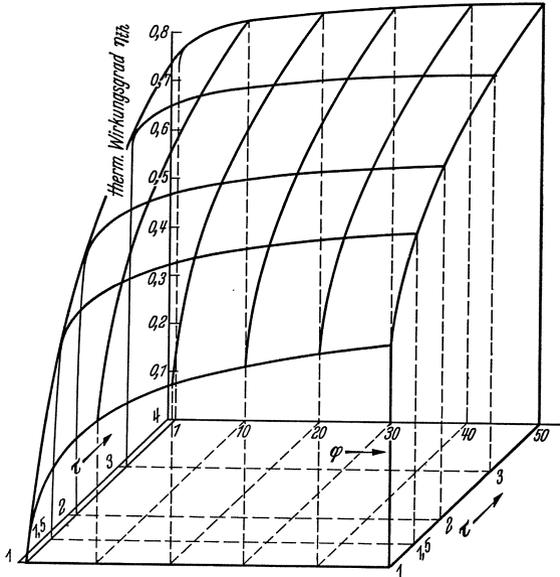


Abb. 13. Thermischer Wirkungsgrad (Verfahren 1c).

Die Wirkungsgrade dieses Verfahrens mit isothermer Verdichtung und Regeneration sind in den Abb. 13 u. 14 aufgezeichnet. Ein Ver-

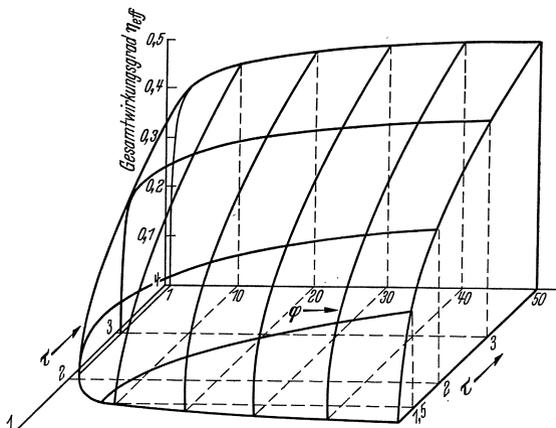


Abb. 14. Effektiver Wirkungsgrad (Verfahren 1c) (mit $\eta_E = 0,7$ und $\eta_K = 0,7$).

gleich mit der entsprechenden Figur unter 1 b, für die wegen des gleichen λ und sonst gleicher Verhältnisse auch η_s gleich ist, zeigt, daß hier eine bedeutende Wirkungsgradverbesserung erreicht werden kann. Es muß allerdings berücksichtigt werden, daß die angenommene vollständige Regeneration der Abwärme praktisch ausgeschlossen ist, da die Wärmeaustauschflächen dafür unendlich groß sein müßten. Wegen der schlechten Wärmeübergangsverhältnisse wird der Regenerator auch dann noch groß und teuer, wenn nur ein Teil der Abwärme wieder nutzbar gemacht wird.

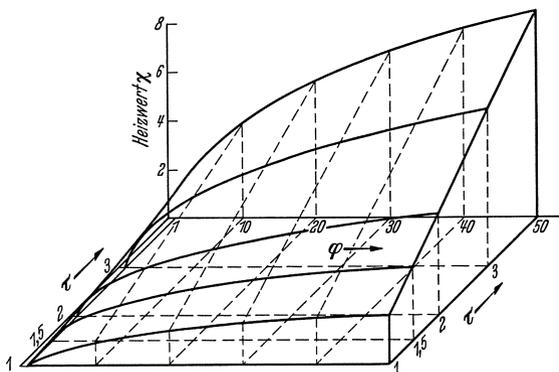


Abb. 15. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 1d).

Man sieht aus dem T - s -Diagramm, daß man dasselbe thermische Ergebnis noch auf andere Weise erhalten kann, nämlich durch das folgende Verfahren:

1d) Gleichdruckverbrennung mit adiabatischer Verdichtung von 1—2 und isothermer Verdichtung von 4—1.

Dieser Kreisprozeß ist in dem folgenden Schema und im P - v - und T - s -Diagramm angedeutet (Abb. 16).

Vom thermischen Wirkungsgrad ist ohne weiteres klar, daß er bei gleicher zugeführter Wärmemenge Q und entsprechendem Druckverhältnis genau so groß sein muß, wie bei dem oben beschriebenen Verfahren mit Regeneration; nur muß zur Darstellung des Wirkungsgrades an Stelle von $\tau = T_4/T_1$, was in diesem Fall konstant = 1 wird, jetzt eine andere unabhängige Veränderliche eingeführt werden. Als solche sei gewählt $\psi = P_1/P_4$, dann erhält man

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa} \ln \psi}{\varphi \frac{\kappa-1}{\kappa} \left(\psi \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)}.$$

Die dem Prozeß zuzuführende Wärme ist

$$Q = c_p T_1 \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(\psi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

$$\text{oder} \quad \chi = \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(\psi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right).$$

Bei diesem Verfahren muß für den Gütegrad der Maschine berücksichtigt werden, daß die adiabatische Kompression 1—2 mit einem Wirkungsgrad $\eta_{K.ad.}$ erfolgt, der anders und zwar größer sein wird, als bei der isothermen Kompression 4—1, die mit $\eta_{K.is.}$ stattfindet.

Man findet dann

$$\eta_E = \frac{\eta_E}{1 - 1/\lambda_1 - 1/\lambda_2} \cdot \frac{1/\lambda_1}{\eta_{K.ad.} \{1 - 1/\lambda_1 - 1/\lambda_2\}} \cdot \frac{1/\lambda_2}{\eta_{K.is.} \{1 - 1/\lambda_1 - 1/\lambda_2\}},$$

wobei $\lambda_1 = L_E/L_{K.ad. 1-2}$ und $\lambda_2 = L_E/L_{K.is. 4-1}$ ist.

Für die beiden Arbeitsverhältnisse findet man

$$\lambda_1 = \frac{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \psi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

und

$$\lambda_2 = \frac{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \psi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{\kappa-1}{\kappa} \ln \psi}.$$

Die Darstellungen (Abbildungen 17, 18 u. 19) zeigen, daß bei diesem Verfahren, obwohl es thermisch dem vorhergehenden gleichwertig ist, nur ganz ungenügende Gesamtwirkungsgrade herauskommen, was auf die Vermehrung der negativen Kompressionsarbeit zurückzuführen ist. Für die Wirkungsgrade ist $\eta_E = 0,7$, $\eta_{K.ad. 1-2} = 0,8$ und $\eta_{K.is. 4-1} = 0,7$ eingesetzt. (Wenn man die thermische Gleichwertigkeit der Verfahren 1c und 1d aus den Darstellungen des thermischen Wirkungsgrades erkennen

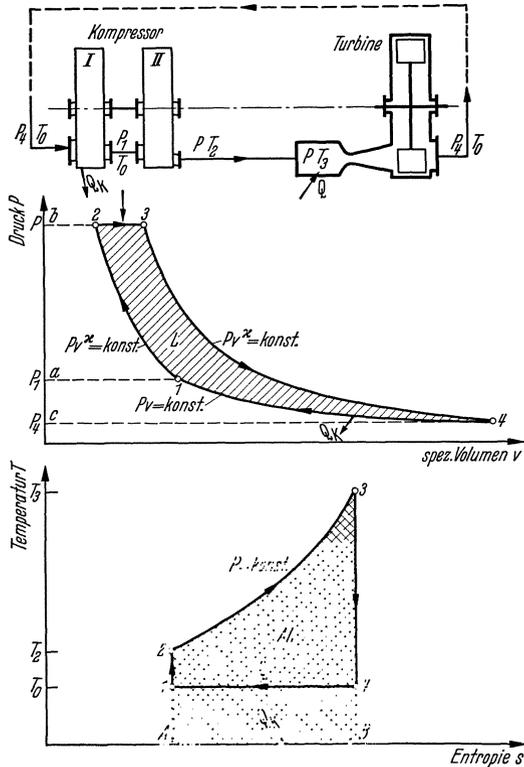


Abb. 16. Gleichdruckverbrennung mit adiabatischer und isothermer Verdichtung (Verfahren 1d).

will, so muß man beachten, daß der Größe φ bei 1 c die Größe ψ bei 1 d und der Veränderlichen τ bei 1 c die Veränderliche $\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ bei 1 d entspricht.)

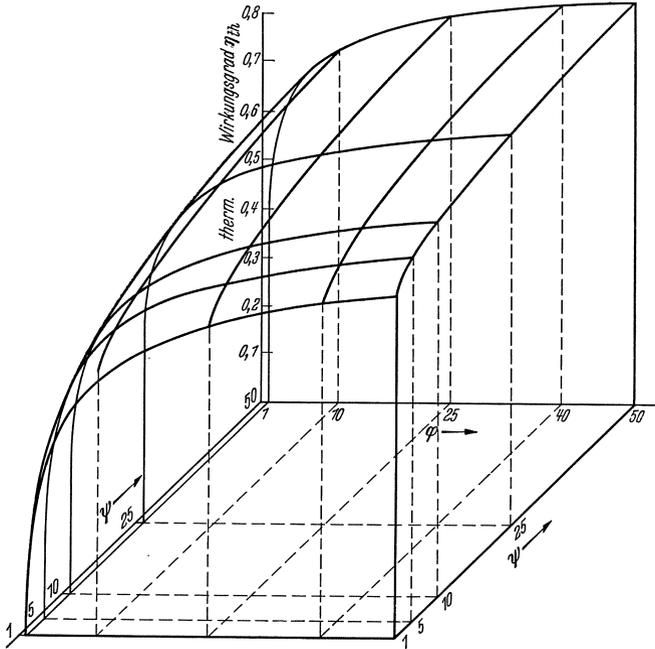


Abb. 17. Thermischer Wirkungsgrad (Verfahren 1d).

Aus dem Verhalten der Gesamtwirkungsgrade erkennt man die Rolle, welche die negative Kompressionsarbeit in den wirklichen Maschinen

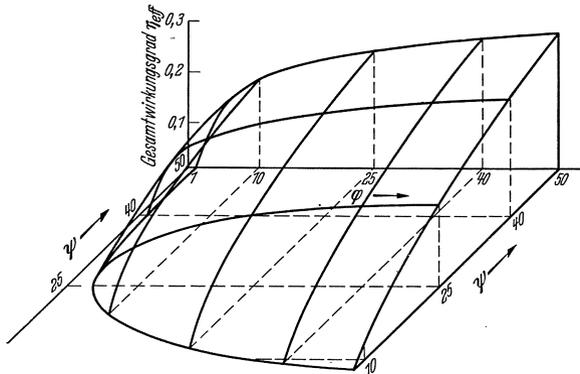


Abb. 18. Effektiver Wirkungsgrad (Verfahren 1d) (mit $\eta_E = 0,7$, $\eta_K = 0,8$ und $\eta_{K_{is.}} = 0,7$).

spielt. Man wird daher bei praktischen Ausführungen das Verfahren mit Regeneration, da es weniger negative Arbeiten bedingt, vorziehen.

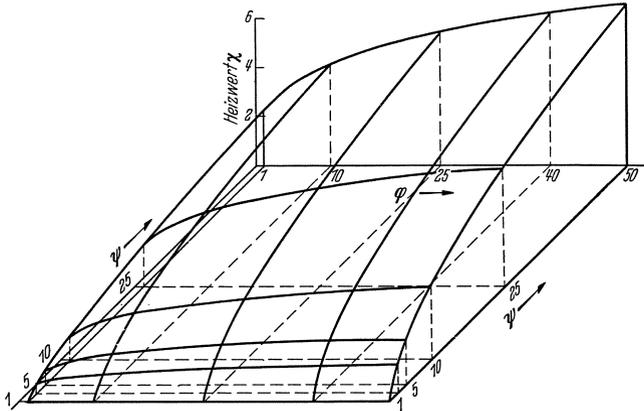


Abb. 19. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 1d).

Von den zuletzt skizzierten Verfahren 1d führt ein naheliegender Schritt zum Carnot-Prozeß und damit zum folgenden Abschnitt.

2. Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei abnehmendem Druck.

2a) Wärmezufuhr und Wärmeentziehung bei konstanter Temperatur. (Carnot-Prozeß).

Bei diesem Prozeß, der allgemein bekannt ist, als der thermisch günstigste zur Verwandlung von Wärme in mechanische Arbeit bei gegebenen Temperaturgrenzen werden die Verhältnisse wieder sehr einfach. Man sieht aus dem folgenden T - s -Diagramm (Abb. 20) sofort, daß

$$\eta_{th} = 1 - T_0/T$$

oder

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

wird, also genau wie beim Verfahren 1a.

Die erforderliche Wärmemenge wird:

$$Q = A \cdot R \cdot T \cdot \ln P_3/P_2$$

oder

$$\chi = \frac{\kappa-1}{\kappa} \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \ln \psi \quad (\text{Abb. 21}).$$

Beim Carnot-Prozeß besteht sowohl die Kompressionsarbeit als auch die Expansionsarbeit je aus einem isothermen und einem adiabatischen Anteil. Während bei der Expansion kein Grund einzusehen ist, weshalb der isotherme Anteil einen anderen Wirkungsgrad haben sollte

wie der adiabatische, gilt für die Kompressionsarbeiten dasselbe wie im vorhergehenden Beispiel.

Man muß also wieder wie bei 1d annehmen:

$$\eta_g = \frac{\eta_E}{1 - 1/\lambda_1 - 1/\lambda_2} = \frac{1/\lambda_1}{\eta_{Kad.} \{1 - 1/\lambda_1 - 1/\lambda_2\}} = \frac{1/\lambda_2}{\eta_{Kis.} \{1 - 1/\lambda_1 - 1/\lambda_2\}},$$

wobei
$$\lambda_1 = 1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\ln \psi}{1 - 1/\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}$$

und
$$\lambda_2 = \varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} + \frac{\varphi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1}{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \psi}$$
 ist.

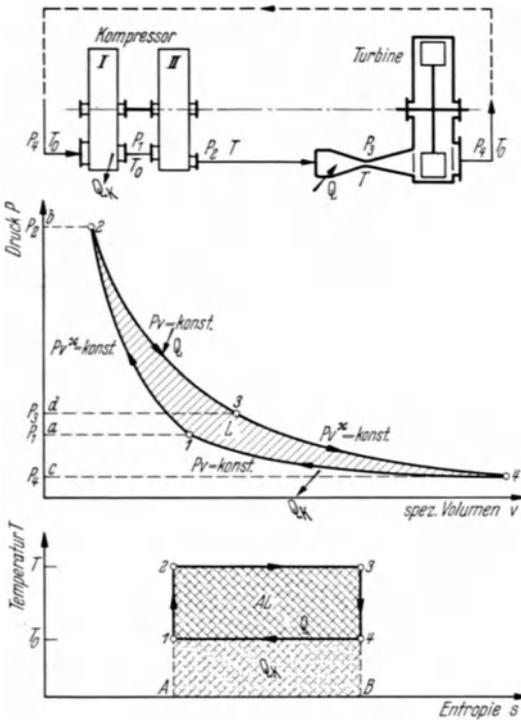


Abb. 20. Wärmezufuhr bei abnehmendem Druck, Carnot-Prozeß (Verfahren 2a).

Für den thermischen Wirkungsgrad gilt dasselbe wie im Fall 1a (Abb. 3). Man hätte aber gegenüber jenem Verfahren beim Carnot-Prozeß den Vorteil, daß bei gleichem φ , also auch gleichem η_{th} die oberen Temperaturen konstant $T = T_2$ bleiben, während bei 1a eine Temperaturerhöhung bis auf T_3 eintritt. Der Carnot-Prozeß kann also entweder bei denselben Druckgrenzen dieselben thermischen Wirkungsgrade bei erheblich geringeren Höchsttemperaturen erreichen, wie die anderen Prozesse, oder man erhält für dieselben Temperaturgrenzen viel bessere thermische Wirkungsgrade; allerdings

bei ungewöhnlich großen Druckverhältnissen.

Vom thermischen Standpunkt aus gesehen wäre also der Carnot-Prozeß sehr vorteilhaft; leider kehrt sich das Bild in Wirklichkeit aber vollständig um, weil der Gütegrad der Maschine in diesem Fall sehr schlecht wird. Die Verhältnisse der positiven Arbeiten zu den negativen

(also die λ -Werte) werden hier sehr gering, so daß man innerhalb der Grenzen $1 < \varphi < 50$ und $1 < \psi < 50$ mit den auch sonst eingesetzten Zahlenwerten für $\eta_E = 0,7$ und $\eta_{K_{ad.1-2}} = 0,8$ und $\eta_{K_{is.4-1}} = 0,7$ noch keine positiven Gesamtwirkungsgrade erhält. Man müßte also schon größere Druckverhältnisse φ und ψ zulassen, um eine Maschine zu erhalten, die wenigstens aus eigener Kraft laufen kann.

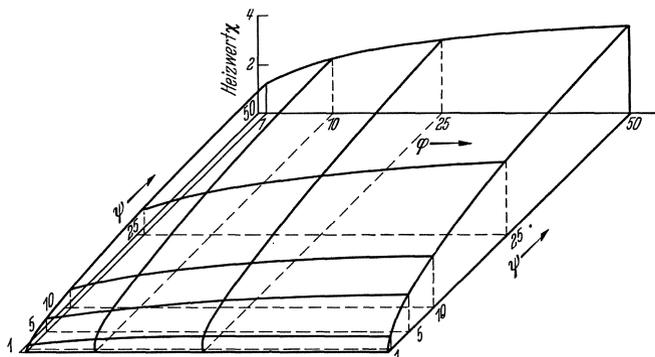


Abb. 21. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 2a).

Um die Ausführung des Carnot-Prozesses zu vereinfachen, kann man auf die isotherme Kompression 4—1 verzichten und an deren Stelle eine Isobare setzen. Man erhält dann das folgende Verfahren :

2b) Wärmezufuhr bei konstanter Temperatur, Wärmeentziehung bei konstantem Druck.

Die Zustandsänderungen sind aus den folgenden Diagrammen (Abb. 22) zu erkennen. Der thermische Wirkungsgrad wird

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\tau - 1}{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \ln \tau} \quad (\text{Abb. 23}).$$

Die zugeführte Wärmemenge

$$Q = c_p T_1 \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \ln \tau,$$

also

$$\chi = \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \ln \tau \quad (\text{Abb. 24})$$

Das Arbeitenverhältnis $\lambda = \frac{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (1 + \ln \tau) - \tau}{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$

und

$$\eta_g = \frac{\eta_E \lambda}{\lambda - 1} - \frac{1}{\eta_K (\lambda - 1)}.$$

Dieses Verfahren wurde auch zur praktischen Verwendung vorgeschlagen, da es bei denselben Temperaturgrenzen im Vergleich zu an-

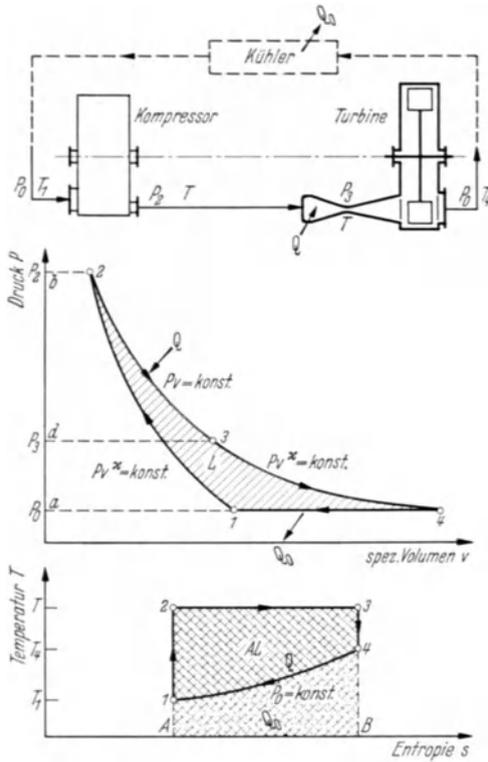


Abb. 22. Wärmezufuhr bei konstanter Temperatur, Wärmeentzug bei konstantem Druck (Verfahren 2b).

deren Prozessen immer noch sehr gute thermische Wirkungsgrade ergibt. Für seine praktische Anwendung ist aber wieder sehr hinderlich, daß

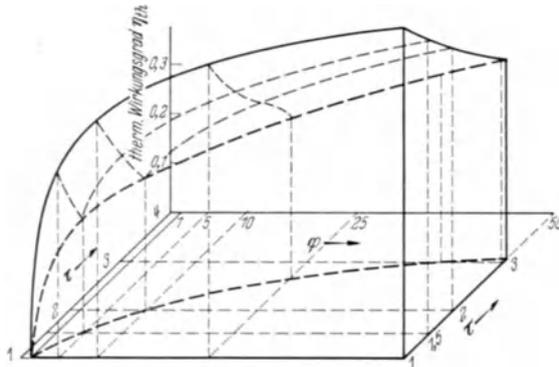


Abb. 23. Thermischer Wirkungsgrad (Verfahren 2b).

man ungewöhnlich große Druckverhältnisse φ anwenden müßte, um noch positive Gesamtwirkungsgrade zu erhalten. Innerhalb der in diesen Darstellungen angenommenen Grenzen $1 < \varphi < 50$ und $1 < \tau < 4$ wird der Maschinenwirkungsgrad η_E und damit auch der Gesamtwirkungsgrad η_{eff} immer noch negativ (bei $\eta_E = 0,8$ und $\eta_K = 0,8$).

Man sieht, daß gerade die thermisch-hochwertigen Verfahren 2a und 2b, die schon bei geringen zugeführten Wärmemengen (kleine χ -Werte) verhältnismäßig gute thermische Wirkungsgrade ergeben, in wirklichen

Maschinen keine Erfolge versprechen, weil sie bei unbequem hohen Druckverhältnissen arbeiten müßten und sehr ungünstige Arbeitenverhältnisse λ und damit geringe Gütegrade ergeben.

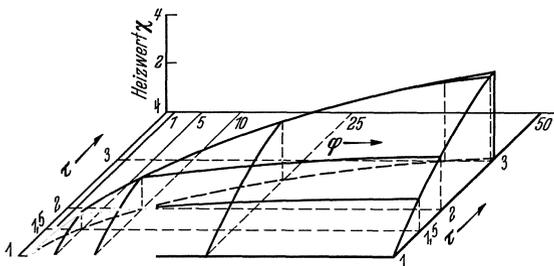


Abb. 24. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 2b).

3. Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei ansteigendem Druck.

In den bisher aufgezählten Arbeitsverfahren war angenommen, daß die Wärme entweder 1. bei gleichbleibendem Druck oder 2. bei gleichbleibender Temperatur (allgemeiner bei abnehmendem Druck) zugeführt werde. Man kommt zu einer neuen Gruppe von Arbeitsprozessen, wenn man die Wärme bei gleichbleibendem spezifischen Volumen oder allgemein bei ansteigendem Druck zuführt. Es ist einleitend gesagt worden, daß die Verfahren der Gruppen 1 und 2 in kontinuierlich (im wesentlichen stationär) durchströmten Maschinen versucht wurden, während die Versuche, eine Brennkraftmaschine mit Wärmezufuhr bei ansteigendem Druck auszuführen bisher nur mit wesentlich periodisch wirkenden

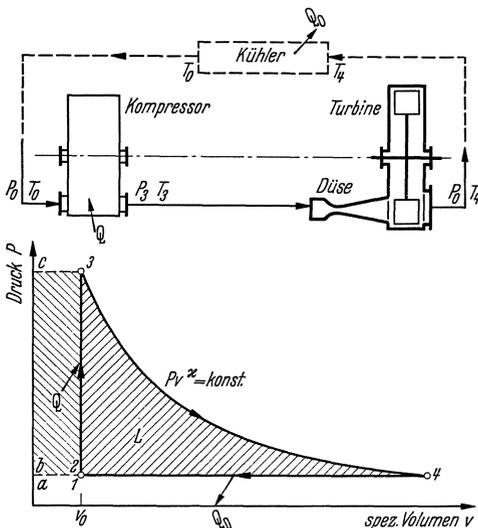


Abb. 25. Wärmezufuhr bei ansteigendem Druck.

die Versuche, eine Brennkraftmaschine mit Wärmezufuhr bei ansteigendem Druck auszuführen bisher nur mit wesentlich periodisch wirkenden

Maschinen unternommen wurden. Man sieht ohne weiteres ein, daß man den Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei gleichbleibendem oder abnehmendem Druck auch einen periodischen Charakter aufzwingen kann, wie es beispielsweise in den Kolbenbrennkraftmaschinen geschieht.

Wenn dagegen vielfach behauptet wird, es sei selbstverständlich, daß man bei einer Gasturbine mit Verbrennung bei konstantem Volumen auf den kontinuierlichen Betrieb verzichten müsse, so ist demgegenüber zu bedenken, daß man sich den Idealprozeß dieser Maschine wenigstens theoretisch genau so gut in einer kontinuierlich durchströmten Maschine ausgeführt vorstellen kann, wie alle bisher beschriebenen Arbeitsverfahren.

Das Schema einer solchen Maschine, welches in Abb. 25 angedeutet ist, unterscheidet sich von den bisherigen nur dadurch, daß jetzt die Wärmezufuhr bei der Kompression erfolgt, und zwar so, daß das spezifische Volumen konstant bleibt. Der Grund, weshalb man die Maschine nicht so auszuführen versucht, liegt abgesehen von technischen

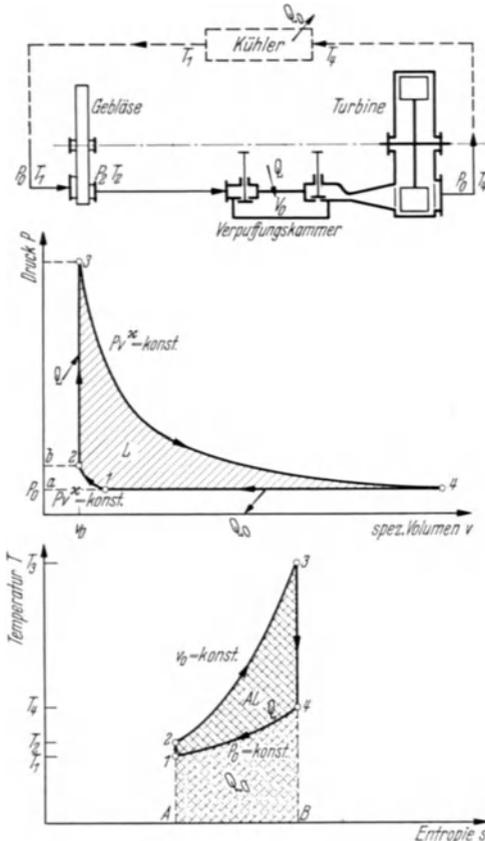


Abb. 26. Gleichdruckverbrennung mit adiabatischer Verdichtung des Arbeitsgases (Verfahren 3 a).

Schwierigkeiten darin, daß man den Maschinenwirkungsgrad η_g , der die Hauptursache für den bisherigen Mißerfolg der kontinuierlich wirkenden Gasturbinen ist, durch vollständige Vermeidung oder doch erhebliche Verringerung der negativen Kompressionsarbeit zu verbessern sucht. Diese Möglichkeit besteht, wenn man die Arbeitsverfahren mit Wärmezufuhr bei ansteigendem Druck in Maschinen nach dem obenstehenden Schema (Abb. 26) so ausführt, daß die Wärmezufuhr allein oder doch in der Hauptsache das Druckgefälle für die Turbine herstellt. In diesem Fall muß man dafür sorgen, daß während der Wärmezufuhr kein Druckaus-

gleich stattfinden kann, was durch mehr oder weniger dichtes Abschließen der Verpuffungskammer erreicht wird, womit dann notwendig ein periodisches Arbeiten erforderlich ist.

Zum Aufladen der Verpuffungskammer ist auch bei dieser Ausführungsart ein Ladegebläse, also ebenfalls eine, wenn auch geringe Kompressionsarbeit (L_K -Fläche $a\ 1\ 2\ b$, s. Abb. 27) erforderlich. Dagegen wird bei einer kontinuierlich wirkenden Maschine nach dem oben angedeuteten Schema, die genau denselben Kreisprozeß verwirklichen soll, die im Kompressor aufzuwendende Arbeit viel größer, nämlich $L_{K_1} = \text{Fläche } a\ 1\ 2\ b + L_{K_2} = \text{Fläche } b\ 2\ 3\ c$. Die gewonnene mechanische Arbeit und der thermische Wirkungsgrad sind in beiden Fällen beim Idealprozeß dieselben, da die Kompressionsarbeit jeweils bei der Expansion wieder frei wird; der Maschinenwirkungsgrad η_B kann aber bei der periodisch wirkenden Maschine wegen des erheblich größeren Arbeitenverhältnisses λ günstiger werden als beim kontinuierlichen Be-

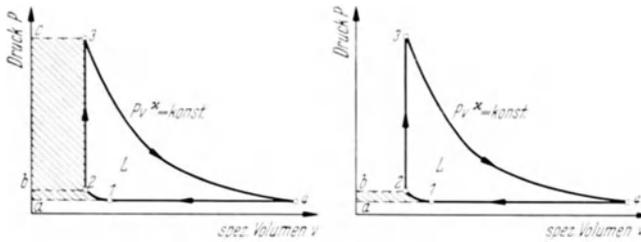


Abb. 27. Unterschied zwischen kontinuierlicher und periodischer Arbeitsweise.

trieb, obwohl man gleichzeitig eine Verschlechterung des Turbinenwirkungsgrades η_E mit in Kauf nehmen muß. Es geht also hier ähnlich wie beim Versuch, das Gleichdruckverbrennungsverfahren durch Anwendung möglichst isothermer Kompression zu verbessern, wobei die erstrebte Vergrößerung von λ eine Verschlechterung eines Teilwirkungsgrades (bei 2a η_{th} und η_K hier η_E) zur Folge hat. Im Fall der Verpuffungsturbine ist allerdings eine bedeutendere Vergrößerung von λ zu erwarten, und da überdies die periodische Arbeitsweise, so unerwünscht sie vom Standpunkt des Turbinenbauers ist, bisher das einzige bewährte Mittel darstellt, um die großen betrieblichen Schwierigkeiten der Brennkraftmaschine zu beherrschen, so soll den folgenden Betrachtungen auch diese Ausführungsform zugrunde gelegt werden. Da außerdem die hier behandelten Idealprozesse nur aus einfachen Zustandsänderungen, nämlich Isobaren $P \cdot v^0 = \text{const.}$, Isothermen $P \cdot v^1 = \text{const.}$, Adiabaten $P \cdot v^\gamma = \text{const.}$ und Isochoren $P \cdot v^\infty = \text{const.}$ zusammengesetzt sein sollen, so bleiben also als Kreisprozesse mit Wärmezufuhr bei steigendem Druck nur solche, bei denen die Wärme bei $v = \text{const.}$ zugeführt wird. Dabei können dann beispielsweise folgende Verfahren unterschieden werden;

3a) Gleichraumverbrennung mit adiabatischer Vorverdichtung der Ladung.

Das Schema dieser Maschine und die zugehörigen Diagramme sind schon oben in Abb. 26 angegeben, dabei bedeutet:

1—2 adiabatische Vorverdichtung der Ladung von p_0 auf p_1 ; es gelten die schon früher verwendeten Beziehungen

$$T_2/T_1 = (P_2/P_0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}.$$

Die Arbeit des Ladegebläses wird

$$L_K = - \int_1^2 v dP = - \frac{\kappa}{\kappa-1} P_0 v_1 \left\{ (P_2/P_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\}$$

oder
$$L_K = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_1 \left\{ \frac{T_2}{T_1} - 1 \right\}.$$

2—3 Wärmezufuhr bei konstantem Volumen $v_0 = \text{const.}$ Die zugeführte Wärme ist dann

$$Q = c_v (T_3 - T_2), \text{ außerdem gilt: } P_3/P_2 = T_3/T_2$$

3—4 adiabatische Expansion bis zum Anfangsdruck p_0 , also

$$T_3/T_4 = (P_3/P_0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}.$$

Die bei der Expansion frei werdende Arbeit ist nun

$$\begin{aligned} L_E &= \frac{\kappa}{\kappa-1} P_0 v_4 \left\{ \left(\frac{P_3}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} - v_0 (P_3 - P_2) \\ &= \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_4 \left\{ \frac{T_3}{T_4} - 1 \right\} - R (T_3 - T_2). \end{aligned}$$

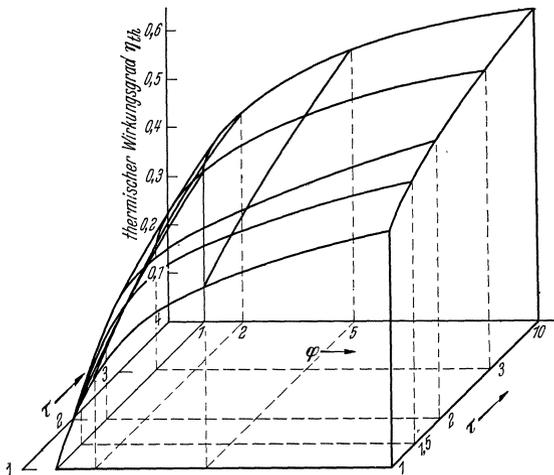


Abb. 28. Thermischer Wirkungsgrad (Verfahren 3a).

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\tau - 1}{\frac{1}{\kappa} \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\tau - 1)}. \quad (\text{Abb. 28.})$$

4—1 Wärmeentziehung bei gleichbleibendem Druck P_0 . Die abzuführende Wärme ist dann

$$Q_0 = c_p (T_4 - T_1),$$

außerdem gilt:

$$v_4/v_1 = T_4/T_1.$$

Wenn man dieselben dimensionslosen Veränderlichen einführt wie oben, also

$$\varphi = P_2/P_1$$

$$\text{und } \tau = T_4/T_1$$

(bzw. $\psi = P_1/P_4$), so findet man den thermischen Wirkungsgrad dieses Verfahrens als

Die dem Arbeitsprozeß zuzuführende Wärmemenge

$$Q = T_1 c_p \frac{1}{\kappa} \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\tau^\kappa - 1)$$

oder

$$\chi = \frac{1}{\kappa} \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\tau^\kappa - 1). \quad (\text{Abb. 29.})$$

Das Verhältnis der Kompressionsarbeit zur Expansionsarbeit wird:

$$\lambda = \frac{\frac{1}{\kappa} \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\kappa - 1 + \tau^\kappa) - \tau}{\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}.$$

Der Gütegrad wird dann wie in früheren Beispielen:

$$\eta_E = \eta_E \frac{\lambda}{\lambda - 1} - \frac{1}{\eta_K} \frac{1}{\lambda - 1}.$$

Für die nebenstehende Darstellung des Gesamtwirkungsgrades (Abb. 30) ist $\eta_K = 0,8$ eingesetzt. Der Wert η_E wurde wie bei den vorhergehenden Verfahren mit 0,7 angenommen, wobei man sich allerdings darüber klar sein muß, daß η_E wegen der periodischen Arbeitsweise niedriger ausfallen wird, wie unter sonst gleichen Bedingungen in einer kontinuierlich durchströmten Turbine; die Annahme $\eta_E = 0,7$ ist also hier relativ günstiger als bei dem bisher beschriebenen Verfahren, was bei einem Vergleich zu

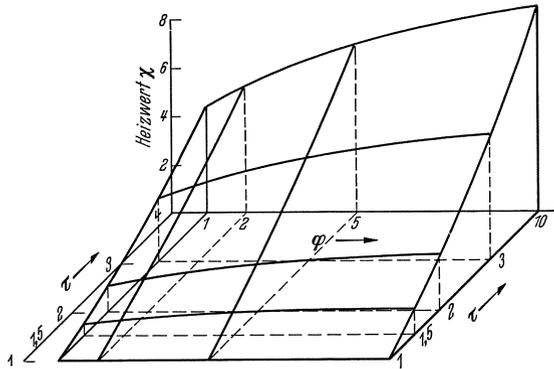


Abb. 29. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 3a).

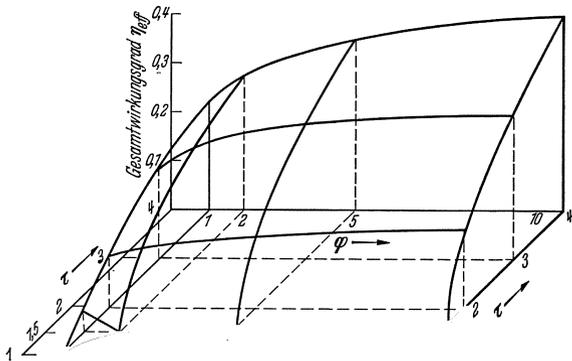


Abb. 30. Effektiver Wirkungsgrad (Verfahren 3a) mit $\eta_E = 0,7$ und $\eta_K = 0,8$.

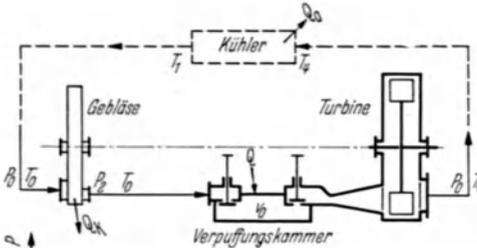
kontinuierlichen Arbeitsverfahren relativ zu hohe Wert $\eta_E = 0,7$ wurde auch hier eingesetzt, weil die zahlenmäßige Verschlechterung des Tur-

binenwirkungsgrades durch die periodische Arbeitsweise bisher nicht genügend bekannt ist).

Aus den Darstellungen erkennt man, daß hier auch für verhältnismäßig geringe φ -Werte annehmbare Gesamtwirkungsgrade möglich sind. Dieselben Überlegungen wie früher führen zum folgenden Verfahren:

3b) Gleichraumverbrennung mit isothermer Verdichtung der Ladung.

Das Schema der Maschine sowie das P - v - und T - s -Diagramm sind in Abb. 31 skizziert. Dabei bedeutet:



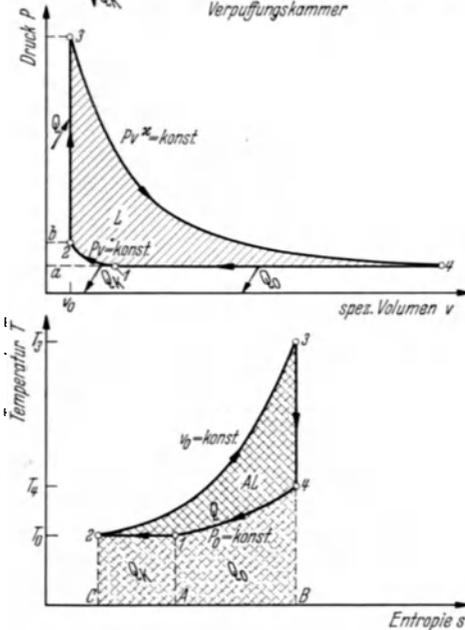
1—2 Isotherme Kompression von P_0 auf P_2 . Es ist also $T_1 = T_2 = T_0$. Die Kompressionsarbeit ist:

$$L_K = P_0 \cdot v \cdot \ln P_2/P_0 = R \cdot T_0 \cdot \ln P_2/P_0.$$

Die während der Verdichtung abzuführende Wärme ist

$$Q_K = A \cdot R \cdot T_0 \cdot \ln P_2/P_0.$$

Die übrigen Zustandsänderungen bleiben wie im Fall 3a. Man findet folgende Gleichungen



$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa} \ln \varphi + \tau - 1}{\frac{1}{\kappa} (\varphi^{\kappa-1} \tau^{\kappa-1} - 1)},$$

$$\chi = \frac{1}{\kappa} (\varphi^{\kappa-1} \tau^{\kappa-1} - 1),$$

$$\lambda = \frac{\frac{1}{\kappa} \tau^{\kappa} \varphi^{\kappa-1} - \tau + \frac{\kappa-1}{\kappa}}{\frac{\kappa-1}{\kappa} \ln \varphi}.$$

Abb. 31. Gleichraumverbrennung mit isothermer Verdichtung des Arbeitsgases (Verfahren 3 b).

Die entsprechenden Größen sind in den Abb. 32, 33 und 34 dargestellt. Die Wirkungsgrade sind etwas günstiger als beim vorhergehenden Verfahren;

der typische Verlauf ist kaum verändert.

Bei der Verpuffungsturbine ist im Gegensatz zu dem in der Gruppe 1 und 2 aufgezählten Verfahren auch für $\varphi = 1$, also ohne Vorverdichtung,

noch ein positiver thermischer Wirkungsgrad möglich; in diesem Grenzfall wird

$$\eta_{th} = 1 - \kappa \frac{\tau - 1}{\tau^\kappa - 1}.$$

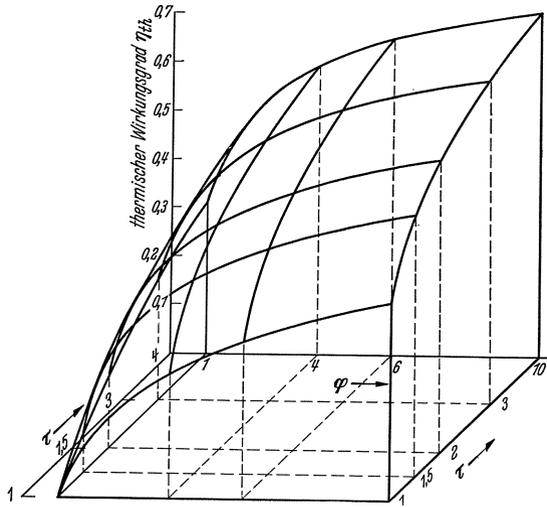


Abb. 32. Thermischer Wirkungsgrad (Verfahren 3 b).

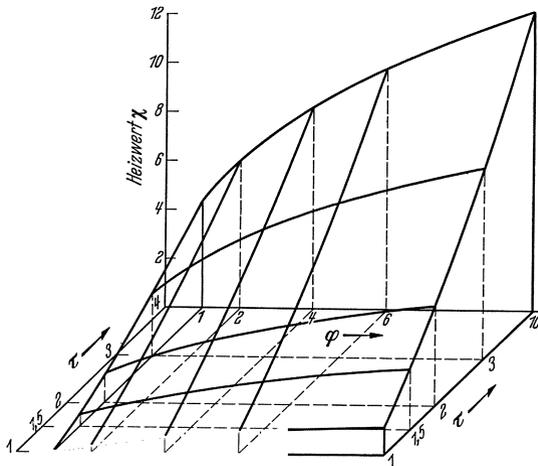


Abb. 33. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 3 b).

Der entsprechende Kreisprozeß ist in den folgenden Diagrammen (Abb. 35) angedeutet.

Im Fall 3 b kann man sich auch noch den anderen, in Abb. 36 angeführten, Gasturbinen.

deuteten Grenzfall denken, in dem $\tau = 1$ wird, dabei ergibt sich

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \varphi}{\frac{1}{\kappa} (\varphi^{\kappa} - 1)}$$

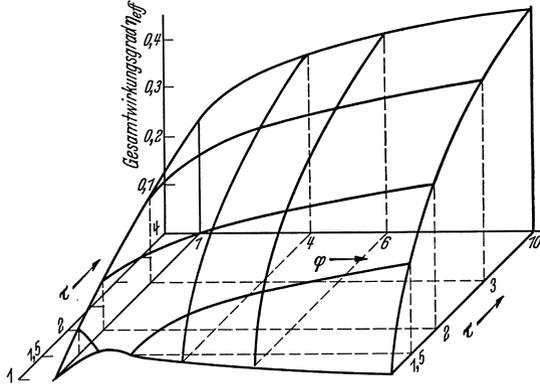


Abb. 34. Effektiver Wirkungsgrad (Verfahren 3b) (mit $\eta_E = 0,7$ und $\eta_K = 0,7$).

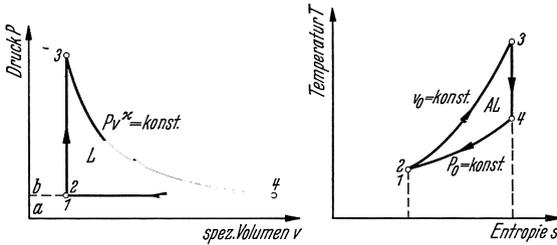


Abb. 35. Sonderfall des Verfahrens 3b.

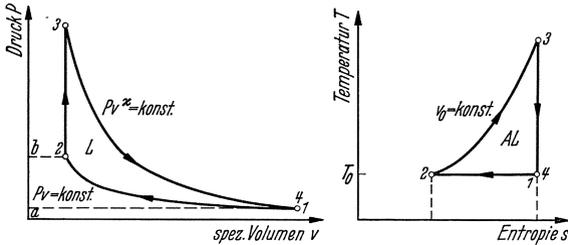


Abb. 36. Sonderfall des Verfahrens 3b.

Eine ähnliche Wirkung könnte erreicht werden, wenn man sich den Arbeitsvorgang 3b mit vollständiger Regeneration der zwischen 4 und 1 abgeführten Wärme Q_0 ausgeführt denkt, was für das Arbeitsverhältnis λ günstiger wäre. Die Regeneration der Abwärme in dieser in Abb. 37 angedeuteten Form ist allerdings hier nicht zu empfehlen, weil

dadurch die Gefahr vorzeitiger Zündungen der Ladung entstünde und außerdem nur eine geringe spezifische Ladung der Verpuffungskammer möglich wäre; außerdem führt dieser Fall schon zu einer neuen Gruppe von Arbeitsverfahren, die im folgenden Abschnitt behandelt werden.

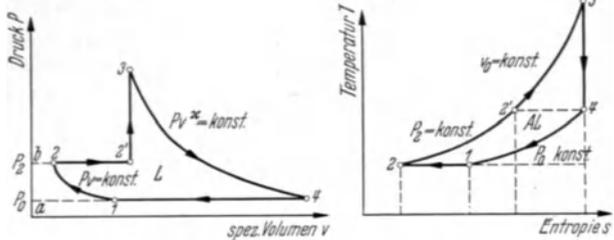


Abb. 37. Wärmezufuhr bei verschiedenen Zustandsänderungen.

4. Kreisprozesse mit Wärmezufuhr bei verschiedenen Zustandsänderungen.

Von den zahlreichen Kombinationsmöglichkeiten, die sich hier bieten, seien als Beispiele nur drei herausgegriffen, nämlich:

4a) Wärmezufuhr bei konstantem, spezifischem Volumen und anschließend bei konstantem Druck. (Seiliger-Prozeß.)

Einen solchen Kreisprozeß kann man sich in einer Verpuffungsturbine wie sie auch in den Fällen 3a und 3b schematisch angedeutet ist, durchgeführt denken, indem man nach der Verpuffung bei geöffnetem Düsenventil noch eine Nachverbrennung, z. B. durch Einspritzen von Brennstoff, stattfinden läßt.

Der Einfachheit halber sei der Kreisprozeß im übrigen so ausgeführt, wie es der Darstellung (Abb. 38) im P-v- und T-s-Diagramm entspricht, also mit $\varphi = 1$ und $\tau = 1$; diese beiden Größen können deshalb hier nicht mehr als Veränderliche dienen, es muß also außer der schon früher verwendeten

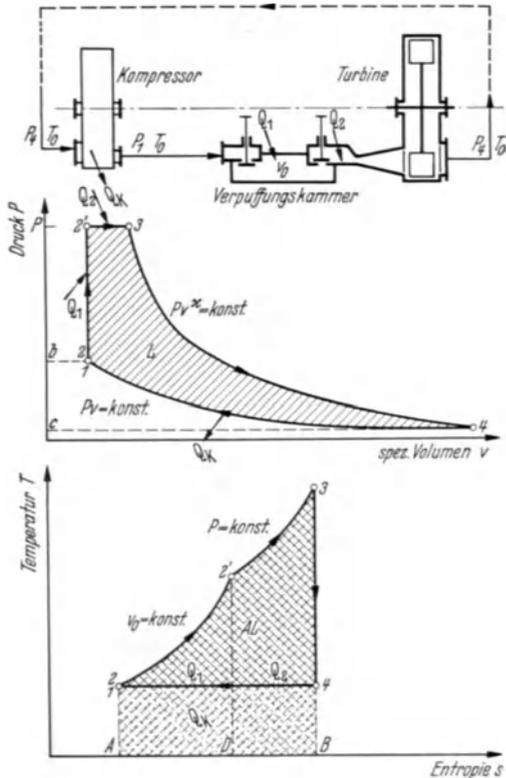


Abb. 38. Wärmezufuhr bei konstantem Volumen und konstantem Druck (Seiliger-Prozeß) (Verfahren 4a).

Größe $\psi = P_1/P_4$ noch eine neue unabhängige Veränderliche eingeführt werden, als die $T'_2/T_1 = \vartheta$ ($\vartheta = P'_2/P_1$) gewählt sei.

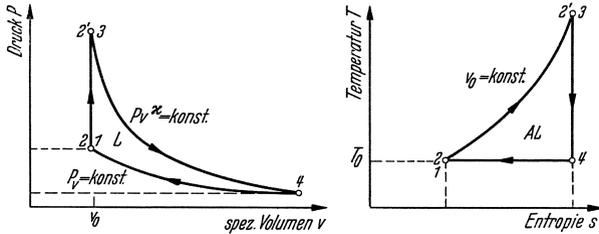


Abb. 39. Sonderfall des Verfahrens 4a.

Man findet

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \psi}{\vartheta + \kappa \left(\psi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \vartheta^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - \vartheta \right) - 1}.$$

Für die beiden Wärmemengen

$$\frac{Q_1}{c_p T_1} = \chi_1 = \frac{1}{\kappa} (\vartheta - 1)$$

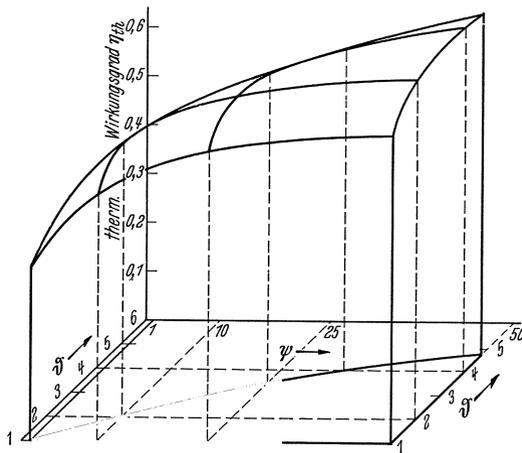


Abb. 40. Thermischer Wirkungsgrad des Verfahrens 4a.

und

$$\frac{Q_2}{c_p T_1} = \chi_2 = \psi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \vartheta^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - \vartheta$$

und

$$\lambda = \frac{\psi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \vartheta^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - \vartheta}{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \psi}.$$

Die Größe χ_2 könnte hier bei kleinem ψ und großem ϑ negativ werden, d. h. es müßte zwischen den Punkten 2' und 3 Wärme abgeführt werden,

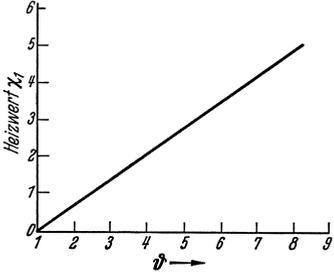


Abb. 41. Bei konstantem Volumen zuzuführende Wärme (Verfahren 4a).

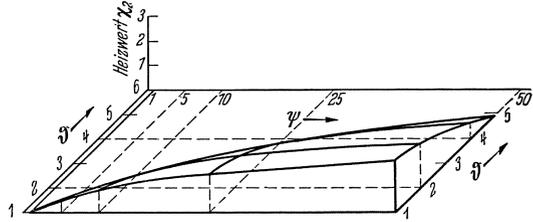


Abb. 42. Bei konstantem Druck zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 4a).

was dem Sinn des Arbeitsprozesses widerspricht. Man wird daher $\chi_2 = 0$ oder $\vartheta = \psi^{\gamma-1}$ als Grenze annehmen und erhält in diesem Fall den in Abb.39

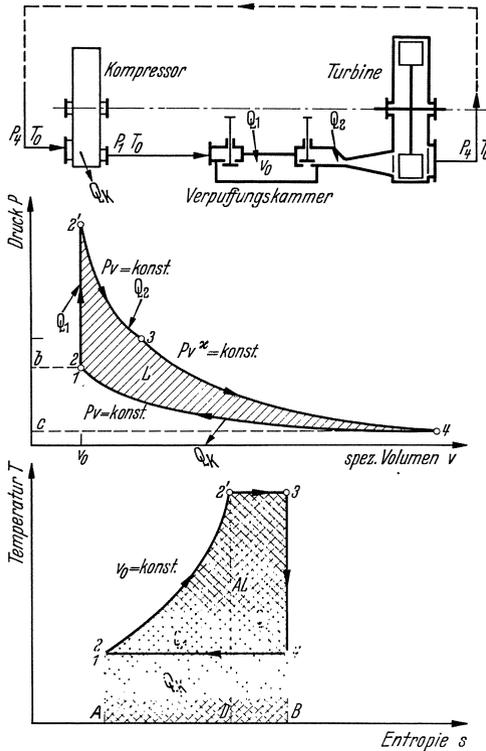


Abb. 43. Wärmezufuhr bei konstantem Volumen und abnehmendem Druck (Verfahren 4b).

angedeuteten Prozeß, der sich schon oben als Grenzfall von 3b ergeben hat.

Auf Seite 36 und 37 sind nur die Heizwertgrößen χ_1 (Abb. 41) und χ_2 (Abb. 42) und der thermische Wirkungsgrad η_{th} (Abb. 40) dargestellt. Die Gütegrade werden in dem dargestellten Bereich fast alle negativ. Nur für $\psi > \sim 25$ und $\vartheta > \sim 2$ ergeben sich ganz geringe positive Maschinenwirkungsgrade. Innerhalb der dargestellten Grenzen werden also trotz der verhältnismäßig guten thermischen Wirkungsgrade die Gesamtwirkungsgrade auch da, wo sie positiv sind, ganz ungenügend.

4b) Wärmezufuhr bei konstantem, spezifischem Volumen anschließend bei konstanter Temperatur.

Der Kreisprozeß ist in Abb. 43 veranschaulicht und soll, abgesehen von der Isotherme 2' — 3, die an Stelle der Isobare des vorhergehenden Beispiels getreten ist, aus denselben Zustandsänderungen bestehen.

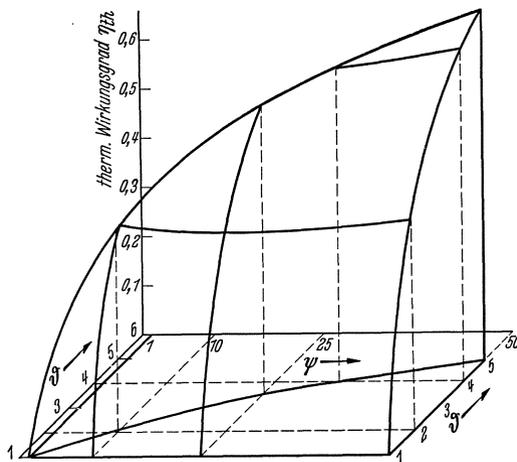


Abb. 44. Thermischer Wirkungsgrad (Verfahren 4 b).

Dafür erhält man mit denselben unabhängigen Veränderlichen ψ und ϑ :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \psi}{\vartheta \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \psi + \frac{1}{\kappa} - \frac{1}{\kappa} \ln \vartheta \right) - 1},$$

$$\chi_1 = \frac{1}{\kappa} (\vartheta - 1), \quad \chi_2 = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \vartheta \ln \psi - \frac{1}{\kappa} \vartheta \ln \vartheta$$

und

$$\lambda = \frac{\frac{1}{\kappa} \{ \vartheta - 1 - \vartheta \ln \vartheta + (\kappa - 1) \vartheta \ln \psi \}}{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln \psi}.$$

Die Heizwertgrößen χ_1 (Abb. 41) und χ_2 (Abb. 45) sind ganz ähnlich wie beim vorhergehenden Kreisprozeß. Die thermischen Wirkungsgrade (Abb. 44) sind wieder durch $\chi_2 = 0$ begrenzt (was dem in Abb. 46 ange-deuteten Arbeitsverfahren entspricht) und ergeben ein etwas anderes

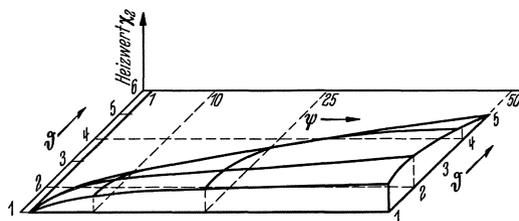


Abb. 45. Bei konstanter Temperatur zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 4b).

Bild. Das Verhalten des Maschinenwirkungsgrades ist aber noch un-günstiger wie im vorhergehenden Fall, so daß man nur in der äußersten Ecke $\psi = 50$ und $\vartheta = 4$ noch einen positiven, aber geringen Gesamt-wirkungsgrad erhalten könnte.

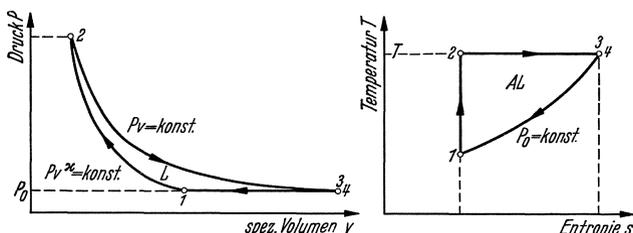


Abb. 46. Sonderfall des Verfahrens 4b.

4c) Wärmezufuhr bei konstantem Druck und anschließend bei konstanter Temperatur mit Regeneration der Abgaswärme.

Aus der folgenden Darstellung dieses Arbeitsverfahrens (Abb. 47) ist zu erkennen, daß hier ein dem Carnot-Prozeß gleichwertiger Kreis-prozeß möglich wird, wenn man die zwischen Punkt 4 und 1 bei $p_0 = \text{const}$ abzuführende Wärme Q_0 wieder durch einen Regenerator zwischen 2 und 3 bei $p = \text{const}$ zuführt, so daß nach außen nur noch die Wärmemengen Q_K und Q in Erscheinung treten, die jeweils bei gleichbleibender Temperatur T_0 bzw. T ab- bzw. zugeführt werden. (Wenn man die Regeneration der Wärme Q_0 als einen inneren Vorgang der Maschine ansieht, was nur im Idealfall der vollkommenen Regeneration möglich ist, so könnte man diesen Kreisprozeß auch in die Gruppe 2 der beschriebenen Arbeitsver-fahren einordnen. In Wirklichkeit ist aber vollkommene Regeneration nicht möglich, es muß also immer ein Teil der von außen zugeführten

Wärme schon zwischen 2 und 3 bei konstantem Druck zugeführt werden, so daß die Wärmezufuhr tatsächlich bei verschiedenen Zustandsänderungen erfolgt.) Da die Wärmezufuhr nur bei gleichbleibendem und abnehmendem Druck erfolgt, wird man dieses Arbeitsverfahren wieder

in kontinuierlich durchströmten Maschinen etwa nach dem in Abb. 47 dargestellten Schema auszuführen suchen.

Es wurde mit dem Idealfall vollkommener Regeneration gerechnet. Die Veränderlichen sind hier wieder das Druckverhältnis

$$\varphi = P_2/P_1 = P/P_0$$

und das Temperaturverhältnis

$$\tau = T_0/T_1 = T/T_0.$$

Der thermische Wirkungsgrad wird dann

$$\eta_{th} = \frac{T - T_0}{T} = \frac{\tau - 1}{\tau}.$$

Das Arbeitenverhältnis

$$\lambda = \frac{L_E}{L_K} = \tau.$$

Man erhält also hier das bemerkenswerte Ergebnis, daß das Temperaturverhältnis τ allein maßgebend wird sowohl für den ther-

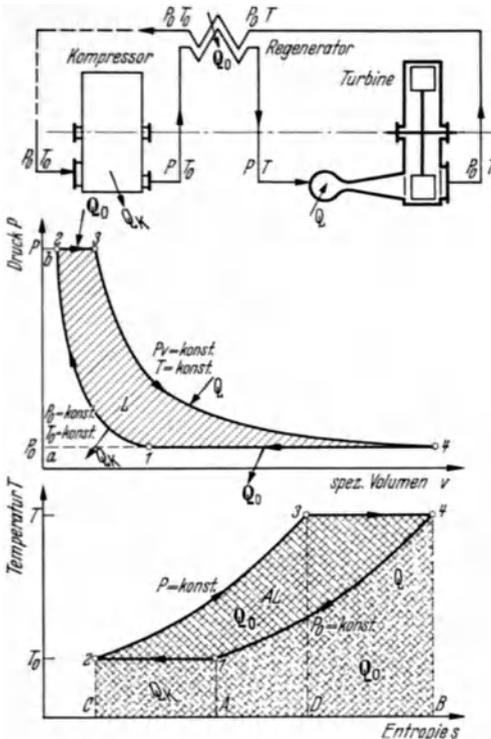


Abb. 47. Wärmezufuhr bei konstantem Druck und abnehmendem Druck (Verfahren 4c).

mischen Wirkungsgrad η_{th} als auch für den Gütegrad der Maschine η_s , wobei die Höhe der Verdichtung gar keine Rolle spielt (was auch aus der Darstellung im T - s -Diagramm (Abb. 47) unmittelbar zu erkennen ist).

Die dem Kreisprozeß von außen zuzuführende Wärmemenge ist:

$$Q = A R T \ln \varphi = c_p T_0 \frac{\chi - 1}{\chi} \tau \ln \varphi$$

also $\chi = \frac{\chi - 1}{\chi} \tau \ln \varphi$ (Abb. 49).

Die bei der Kompression abzuführende Wärme ist: $Q_K = A R T_0 \ln \varphi$. Die im Regenerator auszutauschende Wärmemenge ist:

$$Q_0 = c_p (T - T_0) = c_p T_0 (\tau - 1)$$

(also wieder unabhängig vom Druckverhältnis φ).

In Abb. 48 ist der thermische Wirkungsgrad η_{th} und der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{eff} = \eta_{th} \cdot \eta_g$ aufgezeichnet. Der Gütegrad

$$\eta_g = \eta_E \frac{\lambda}{\lambda - 1} - \frac{1}{\eta_K} \frac{1}{\lambda - 1}$$

kann für $\eta_K = 0,7$ und $\eta_E = 0,7$ unmittelbar aus der bei dem Verfahren 1a angegebenen Darstellung (Abb. 4) entnommen werden, da auch bei 1a $\lambda = \tau$ wird.

Wenn man die erreichbaren Gesamtwirkungsgrade mit denen von 1c (des besten bisher betrachteten Arbeitsprozesses) vergleicht, so sieht man, daß sie für gleiches τ weniger hoch ausfallen, dabei

ist aber zu beachten, daß die Verbrennungstemperatur T_3 bei 1c bei gleichem τ viel höher ist als bei diesem zuletzt beschriebenen Arbeitsverfahren. Bei Vergleich mit gleichen Höchsttemperaturen in der Maschine ist 4c allen

anderen Verfahren überlegen, da ein besserer Wirkungsgrad als der des Carnot-Prozesses für Kreisprozesse überhaupt nicht möglich ist, wobei 4c gegenüber dem Original Carnot-Prozeß 2a den Vorzug hat, daß das Arbeitenverhältnis λ günstiger wird, weil ein Kompressor gewissermaßen durch den Regenerator ersetzt wurde.

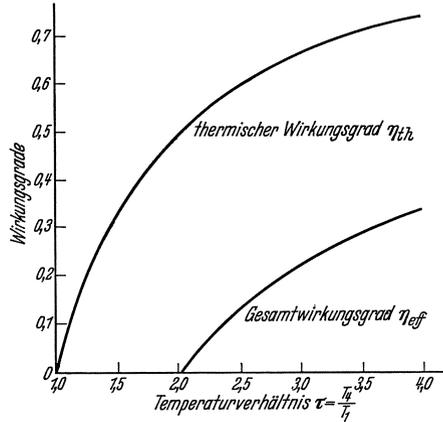


Abb. 48. Wirkungsgrade bei Verfahren 4c.

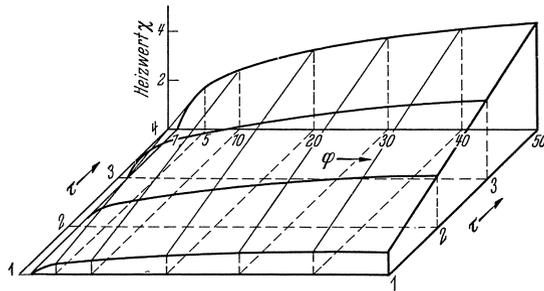


Abb. 49. Zuzuführende Wärmemenge (Verfahren 4c).

Zusammenfassung der Ergebnisse aus den thermodynamischen Kreisprozessen.

Mit den vorstehend als Kreisprozesse skizzierten thermodynamischen Arbeitsverfahren sind natürlich nicht alle für Gasturbinen denkbaren Möglichkeiten erschöpft. Die Aufzählung hatte vielmehr den Zweck, naheliegende Beispiele für die oben gegebene Einteilung, in die sich alle Arbeitsprozesse zwanglos einordnen lassen, auf möglichst allgemeiner

Grundlage zu betrachten, woraus zusammenfassend folgende Schlüsse gezogen werden können.

I. Die thermischen Wirkungsgrade der Gasturbinenidealprozesse sind verhältnismäßig hoch; sie übertreffen allgemein diejenigen entsprechender Kolbenmaschinenidealprozesse, weil in den Gasturbinen die vollständige Expansion bis zum Anfangsdruck ohne weiteres möglich ist, oder unter Umständen sogar eine Expansion bis in die Nähe der Isotherme durch den Anfangspunkt erreicht werden kann, während in Kolbenmotoren mit normalem Kurbeltriebwerk die untere Grenze des Kreis-

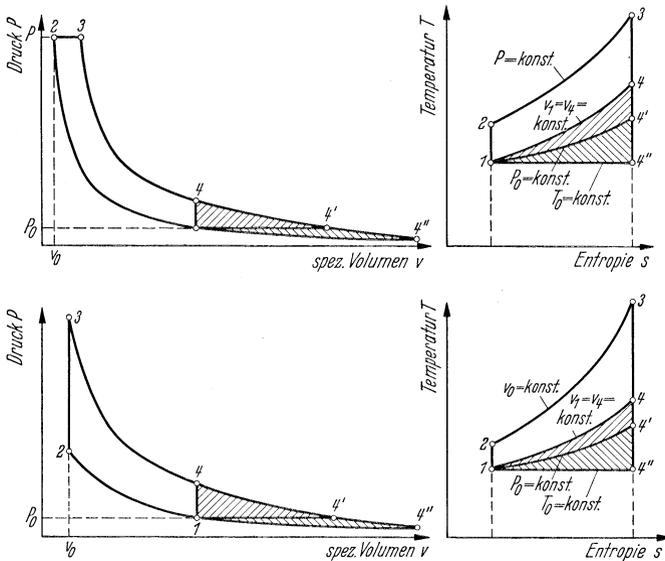


Abb. 50. Vergleich der Arbeitsverfahren von Kolbenmaschinen und Verbrennungsturbinen.

prozesses durch die Linie gleichen Volumens (Isochore) durch den Anfangspunkt gegeben ist. In den obenstehenden Skizzen (Abb. 50) ist dieser Vorteil der Turbinen gegenüber den Kolbenmaschinen angedeutet.

II. Die in Wirklichkeit erreichbaren Wirkungsgrade der Gasturbinen sind innerhalb der durch konstruktive Rücksichten bedingten Druck- und Temperaturgrenzen bisher unbefriedigend, weil durch den heute noch geringeren Wirkungsgrad der Turbomaschinen gegenüber den Kolbenmaschinen der Gewinn an thermischem Wirkungsgrad mehr als ausgeglichen wird. Die Begründung dieses Satzes macht ein näheres Eingehen auf die für den Bau und Betrieb von Gasturbinen bestehenden Schwierigkeiten erforderlich.

IV. Bauliche und betriebliche Schwierigkeiten für die Durchführung der Gasturbinen-Arbeitsverfahren.

1. Wärmeverluste.

Zunächst ist es noch wichtig zu wissen, daß der in den vorstehenden Darstellungen als effektiver Wirkungsgrad bezeichnete Wert noch nicht das Verhältnis der endgültig erhaltenen effektiven Nutzleistung zu der im Brennstoff zugeführten Energie darstellt. Bisher wurden nämlich die Verluste, welche durch Ausstrahlung und Wärmeleitung an die Umgebung entstehen, sowie Verluste durch unvollkommene Verbrennung noch nicht berücksichtigt. Da diese Wärmeverluste nicht einfach von Temperatur- und Druckverhältnissen abhängig sind, sondern in der Hauptsache von der absoluten Höhe der Verbrennungstemperaturen und außerdem sehr wesentlich durch die bauliche Ausbildung der Maschinen bestimmt werden, konnten sie in den bisherigen Betrachtungen nicht allgemein berücksichtigt werden.

Man hilft sich hier am einfachsten dadurch, daß man sich vorstellt, diese Wärmeverluste würden alle sofort bei der Verbrennung entstehen, so daß dafür ein Teil ($h - \eta_v h$) des Brennstoffheizwertes h (kcal/kg) verbraucht wird, während die übrige Wärmemenge $\eta_v \cdot h = Q$ kcal/kg dem Arbeitsprozeß dann restlos zur Verfügung steht. Diese Vorstellung ist zwar nicht exakt richtig, weil die Verluste während des ganzen Arbeitsprozesses mit dem eigentlichen Arbeitsvorgang verflochten sind, es ist aber bei allgemeinen Betrachtungen keine andere Möglichkeit gegeben. Beim Berechnen bestimmter Maschinen kann man allerdings versuchen, die Verluste durch Wärmeableitung und Strahlung und das Wechselspiel der zwischen dem Arbeitsgas und den Maschinenteilen ausgetauschten Wärmemengen genauer zu bestimmen. (So berechnet z. B. Holzwarth einen sog. Verpuffungswirkungsgrad seiner Maschinen); die Unsicherheiten sind aber selbst dann noch ziemlich groß, solange nicht genügend aus Erfahrungen gewonnene Anhaltspunkte für diese Rechnungen vorliegen. Für die allgemeine Betrachtung mag es genügen, den Wirkungsgrad $\eta_v = Q/h$, der angibt wie groß der für den Arbeitsprozeß wirksame Anteil Q im Vergleich zum Heizwert h des zugeführten Brennstoffgemisches ist, nur ganz roh abzuschätzen. Man wird natürlich die Maschine so zu bauen suchen, daß η_v möglichst groß wird, und dazu muß man die Art der möglichen Verluste kennen.

Bei den sehr hohen Verbrennungstemperaturen wird ein Teil der Wärme durch Strahlung an die umgebenden Maschinenteile abgegeben. Dieser Anteil ist wohl im wesentlichen durch die Differenz der vierten Potenzen der absoluten Temperaturen von Gas und umgebender Wand

bestimmt. Die Gasturbinen mit kontinuierlicher Durchströmung sind hier im Vorteil gegenüber den Kolbenmaschinen, da man die Wände der Brennkammern mit schlechtleitenden hochfeuerfesten Baustoffen auskleiden kann, wodurch die Wärmeverluste verhältnismäßig gering gehalten werden können; allerdings sind die feuerfesten Baustoffe meistens sehr spröde, so daß die Gefahr des Abbröckelns im Betrieb und damit Störungen zu befürchten sind. Bei den Verpuffungsverfahren kommt dieses Mittel nicht in Frage, man muß hier hohe Wandtemperaturen vermeiden, weil sonst die Gefahr vorzeitiger Zündung der Brenngemische schon während der Ladung besteht, und außerdem eine Erwärmung der Ladung vor der Verpuffung auch ohne diese Gefahr (also z. B. bei Einspritzen flüssigen Brennstoffes) ungünstig wirkt, weil nur eine geringe spezifische Füllung der Verpuffungskammer möglich wäre, was wieder den Wirkungsgrad ungünstig beeinflusst. Man wird deshalb in Verpuffungsturbinen keine viel höheren Wandtemperaturen zulassen können, als in Kolbenbrennkraftmaschinen (bei denen allerdings auch die Sorge um die Schmierung der Kolbenlaufbahn eine Rolle spielt) und man muß daher auch mit ähnlich hohen Wärmeverlusten rechnen. Die durch Wärmeleitung an die Wände übertragene Wärme spielt wahrscheinlich keine so große Rolle, weil sie nur linear von der Temperaturdifferenz abhängt und die Wärmeübergangszahlen und -flächen gering sind. Auf jeden Fall ist es bei Gasturbinen ebenso wie bei anderen Wärmekraftmaschinen wichtig, die Wandflächen, welche im Bereich der höchsten Temperaturen liegen, möglichst klein zu machen, also längere Leitungen für die heißen Verbrennungsgase zwischen Brennkammer und Expansionsdüsen müssen unbedingt vermieden werden, weil sonst der größte Teil der zugeführten Wärme an die Umgebung verlorengeht ohne Arbeit zu leisten.

Die Verluste durch unvollkommene Verbrennung sind genau wie bei den Kolbenbrennkraftmaschinen durch möglichst gute Mischung von Brennstoff und Verbrennungsluft zu bekämpfen. Endlich muß man damit rechnen, daß bei den höchsten Temperaturen Dissoziationsvorgänge eine Rolle spielen und außerdem Bildung von Stickoxyd eintreten kann, wodurch ein Teil des Heizwertes nicht bei den höchsten Temperaturen, sondern erst später zum Teil überhaupt nicht mehr in der Maschine frei wird. Um alle diese Umstände zu berücksichtigen, kann man überschläglich damit rechnen, daß in kontinuierlich arbeitenden Gasturbinen 10—20% des zugeführten Heizwertes auf diese Weise nicht ausnutzbar sind, also $\eta_v = 80\text{—}90\%$, während man bei Verpuffungsturbinen diese Verluste auf 25—35% des Heizwertes, also $\eta_v = 65\text{—}75\%$ schätzen kann. Wenn man nun aus den oben skizzierten Darstellungen für bestimmte Verhältnisse ($\varphi, \tau, \psi, \vartheta$) einen Wert für die Größe χ und damit für die Wärmemenge Q entnimmt, so muß man den Heizwert $h = Q/\eta_v$

des Brenngemisches um die Größe der zu erwartenden Verluste größer wählen. Man erhält damit schließlich einen wirtschaftlichen Wärmenutzungsgrad $\eta_w = \eta_{eff} \cdot \eta_v$.

Um aus den gegebenen Darstellungen einen zahlenmäßigen Begriff von den in wirklich ausführbaren Maschinen möglichen Gesamtwirkungsgraden zu erhalten, muß man über die ausführbaren Werte der in den Darstellungen als Veränderliche gewählten Druck- und Temperaturverhältnisse im klaren sein.

Zunächst ist es bemerkenswert festzustellen, daß die Gesamtwirkungsgrade (abgesehen von den in η_v berücksichtigten Verlusten) nicht von den absoluten Höhen der Drücke und Temperaturen, sondern nur von Druck und Temperaturverhältnissen abhängig sind. Daß man in Wirklichkeit doch auch die absoluten Höhen dieser Größen nicht frei wählen kann, ist bezüglich der Temperaturen schon oben erwähnt worden; bei den Drücken ist eine Beschränkung dadurch gegeben, daß die wirklichen Arbeitsprozesse der Brennkraftmaschinen wegen der chemischen Veränderung des Arbeitsgases gewöhnlich nur offene Prozesse sein können, bei denen irgendwo im Arbeitsspiel, und zwar zwischen den Punkten 4 und 2 einschließlich dieser Punkte selbst, der Druck der äußeren Atmosphäre erreicht werden muß. Meistens macht man den tiefsten im Idealprozeß vorkommenden Druck in Punkt 4 gleich dem Atmosphärendruck, weil man dann die verbrannten Gase nicht mehr verdichten muß. Ein Exhaustor für die Abgase ist nämlich hauptsächlich durch chemische Einflüsse der Verbrennungsprodukte mehr gefährdet als ein Kompressor für Luft oder noch unverbrannte Gasgemische, andererseits hätte der Betrieb mit niederen Drücken (Vakuum) auch manche Vorteile, z. B. geringerer Radreibungs- und Ventilationsverluste. Volle Freiheit in der Wahl des Druckniveaus erhält man nur, wenn man nicht die Verbrennungsgase selbst als Arbeitsmittel verwendet, sondern ihre Wärme durch einen besonderen Wärmeaustauscher an das in einem geschlossenen Kreislauf umlaufende Arbeitsmittel überträgt. Die erheblichen maschinentechnischen Vorteile dieses Verfahrens müssen allerdings durch Vermehrung des apparativen Aufwandes erkauft werden (vgl. Versuche von Escher-Wyss, S. 63).

2. Verdichtung des Arbeitsgases.

Für die Verdichtung kommen nur rotierende Maschinen in Frage. Kolbenverdichter ergeben zwar bessere Wirkungsgrade, besonders dann, wenn sie nicht durch die Gasturbine selbst, sondern durch eigene wirtschaftlichere Motoren angetrieben werden, wie es z. B. Ostertag [18] seiner Berechnung zugrunde legt. Da alle technischen Lösungen mehr oder weniger Kompromisse darstellen, kann man vom Standpunkt der Gesamtwirkungsgrade wohl auf diesen Gedanken verfallen, man

erhielt aber damit eine überaus uneinheitliche und umfangreiche Maschinenanlage.

Die Kombination von Kolbenmaschine und Gasturbine hat nur dann einen Sinn, wenn die Maschinen im selben Kreisprozeß hintereinander geschaltet werden, so daß die Kolbenmaschine die hohen Drücke bei kleinem Volumen und die Turbine die niederen Drücke bei großem Volumen verarbeiten kann. Diese Art der Ausführung ist von Langen [24] und Büchi [27] vorgeschlagen worden und hat in der Form der Kolbenmotoren mit durch Abgasturbinen angetriebenen Aufladegebläsen praktische Bedeutung gewonnen. Auf diese und andere Ausführungen, bei denen die Gasturbine nur eine zweckmäßige Hilfsmaschine darstellt, wird hier nicht näher eingegangen werden.

Verdichtung des Arbeitsgases in Turbokompressoren.

Es ist zunächst zu klären, welche Druckverhältnisse bei der Verwendung von Turbokompressoren noch wirtschaftlich möglich sind. Die in einem Rad bei adiabatischer Verdichtung umsetzbare Energie ist:

$$\Delta L_{ad.} = \nu \cdot \frac{u^2}{2g},$$

wobei $\nu = 1,0 \div 1,3$ für normale Schaufelwinkel eingesetzt werden kann.

Den Umfangsgeschwindigkeiten u sind durch die Festigkeit und das spezifische Gewicht der verwendeten Werkstoffe Grenzen gesetzt. In neuester Zeit geht man auch bei Verdichtern großer Leistung bis zu $300 \div 400$ m/sec.

Man findet bei $\nu = 1,2$ für

$u =$	200	300	400	m/sec
$\Delta L_{ad.} =$	2450	5500	19 780	mkg/kg

Die gesamte adiabatische Arbeit ist $L_{ad.} = R T_1 (\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)$, wobei $\varphi = P_2/P_1$ das Druckverhältnis ist.

Mit den Werten für Luft $\kappa = 1,41$ und $R_{Luft} = 29,27$ wird, wenn man die Anfangstemperatur $T_1 = 293^\circ \text{K}$ (20°C) annimmt,

$$L_{ad.} = 2,95 \cdot 10^4 (\varphi^{0,291} - 1).$$

Die erforderliche Stufenzahl ist: $i = \frac{\mu L_{ad.}}{\Delta L_{ad.}}$, wobei $\mu = 1,01 \div 1,03$ ein Beiwert ist, der berücksichtigt, daß die Summe der Einzelgefälle infolge der Reibungsverluste größer ist als das Gesamtgefälle.

Mit $\mu = 1,02$ findet man folgende Werte:

für $\varphi =$	1,5	2	5	10	20	30	50	
$L_{ad.} =$	3690	6580	17 640	28 100	41 000	49 900	62 300	mkg/kg
bei $u = 200$	2	3	8	12	17	21	26	} Stufen- zahl i
300	1	2	4	6	8	10	12	
400	1	1	1	2	3	3	4	

Um die Verluste in normalen Grenzen zu halten ist für Turbokompressoren der gebräuchlichen Bauarten ein Mindestfördervolumen erforderlich, für welches folgende Erfahrungsformel gilt:

$$V_{min} \approx 250 \Delta L_{ad.}^{3/2} / n^{2*},$$

wobei n die Drehzahl des Kompressors ist.

Das ergibt für $n =$		1500	3000	4500	U/min
$u = 200$	$V_{min} =$	13,3	3,34	1,48	m ³ /sec
	$D = \frac{60 u}{\pi n}$	2,55	1,28	0,86	m
$u = 300$	$V_{min} =$	45,1	11,3	5,01	m ³ /sec
	$D = \frac{60 u}{\pi n}$	3,82	1,91	1,27	m
$u = 400$	$V_{min} =$	306	76,5	33,9	m ³ /sec
	$D = \frac{60 u}{\pi n}$	5,10	2,55	2,12	m

Dem Mindestfördervolumen entspricht bei festgelegten Druck- und Temperaturverhältnissen jeweils eine ganz bestimmte Mindestleistung der Maschine.

Für Gasturbinen der Gruppe 1 mit Wärmezufuhr bei konstantem Druck und der Gruppe 2 mit Wärmezufuhr bei abfallendem Druck wird man den Kompressor am einfachsten unmittelbar von der Turbine antreiben lassen, ebenso beim Verfahren 4c. Wenn die Nutzleistung an einem Drehstromgenerator abgegeben werden soll, kann man ohne Zwischenschaltung eines teuren Getriebes mit der Drehzahl nicht über 3000 U/min gehen. Wenn die Nutzleistung z. B. in Form von Druckluft verlangt würde, wäre man in der Wahl der Drehzahl freier, man könnte dann durch Verwendung höherer Drehzahlen die Maschinenabmessungen und damit die Anlagekosten erheblich verringern, außerdem wären damit auch geringere Mindestleistungen möglich.

Es würde hier zu weit führen, durch Einsetzen von Zahlenwerten alle Möglichkeiten zu zeigen; man überzeugt sich sehr leicht durch über-

* Hütte, 25. Aufl. Bd. 2, S. 894.

schlägliche Rechnungen, daß unter Verwendung normaler Turboverdichter bei dem Gleichdruckverbrennungsverfahren Maschinen mit weniger als 1000 PS Leistung nicht in Frage kommen, da bei kleineren Mindestleistungen die Stufenzahl zu groß wird. Die Verfahren der Gruppe 2 mit isothermer Verbrennung sind wegen der großen Druckverhältnisse, die hier nötig wären mit Turbokompressoren kaum denkbar. Beim Platzbedarf und den Anlagekosten der Turboverdichter muß man auch bedenken, daß die hier wegen der Arbeitersparnis sehr wichtige Kühlung während der Kompression außer einer vielleicht auch vermeidbaren Gehäusekühlung auf jeden Fall nach je etwa zwei Stufen eine Zwischenkühlung nötig macht.

Aus den oben dargestellten Wirkungsgradkurven kann man entnehmen, daß Druckverhältnisse von mindestens $\varphi = 10$ bis $\varphi = 20$ mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad gewählt werden sollten, wobei man selbst bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u = 400$ m/sec, also bei sehr großen Mindestleistungen noch $i = 3$ Stufen erhalten wird.

Für die Verpuffungsverfahren der Gruppen 3 und 4 entnimmt man aus den Wirkungsgradbildern, daß auch hier die Höhe der Vorkompression den Wirkungsgrad günstig beeinflußt, und daß man deshalb wenigstens $\varphi = 5$ wählen sollte. In diesem Fall muß der Turbokompressor aber auch wieder mehrstufig ausgeführt werden und man erhält wieder Mindestleistungen, die ziemlich hoch liegen, obwohl man in diesem Fall die Drehzahl des Turbokompressors unabhängig von der Gasturbine wählen kann, weil es zweckmäßig ist, den Turbokompressor durch eine eigene Dampfturbine anzutreiben und den dazu nötigen Dampf durch Ausnutzung der Kühlwasser- und Abgaswärme zu erzeugen. Diese Form der Regeneration ist hier aus den oben erwähnten Gründen zweckmäßiger als die Vorwärmung der Verbrennungsgase, allerdings kann man größere Druckverhältnisse als $\varphi = 5$ kaum anwenden, da sonst die Abgaswärme den Arbeitsbedarf des Kompressors nicht mehr decken kann. Bei Verpuffungsturbinen kann man auch nach oben keine beliebig hohe Leistungsfähigkeit in einem Aggregat erzielen, da in sehr großen Verpuffungskammern keine regelmäßigen Verpuffungen mehr erreicht werden und leicht Störungen durch Explosionswellen auftreten. Für kleine Leistungen kommt hohe Vorverdichtung durch einen mehrstufigen Turbokompressor kaum in Frage, weil in einem solchen Kompressor wegen zu kleiner Fördervolumina unverhältnismäßig hohe Verluste entstehen, und da außerdem der Antrieb durch eine besondere, die Auspuffwärme verwertende Dampfturbine für kleine Anlagen zu teuer und umständlich wird. Man wird deshalb zugunsten baulicher Einfachheit auf einen Teil des Wirkungsgrades verzichten und nur ein Gebläse anordnen, welches zur Ladung und Spülung der Verpuffungskammern ausreicht. Die Gesamtwirkungsgrade werden dabei aber sicher erheblich unter denen von

Kolbenmaschinen gleicher Leistung liegen, wie aus den obigen Darstellungen zu erkennen ist.

Man erhält konstruktiv sehr einfache Formen, wenn man solche Turbinen mit rotierenden Verpuffungskammern ausführt, wobei die Ladung und Spülung durch Schleuderwirkung erfolgt, oder wenn man die Massenwirkung der nichtstationär strömenden Arbeitsgase in Verbindung mit automatischen Rückschlagventilen zur Ladung der Verpuffungskammern ausnutzt. Wirtschaftlich haben Gasturbinen kleiner Leistung keine Aussichten gegenüber gleichstarken Kolbenmotoren, man könnte an ihre Verwendung nur da denken, wo der wirtschaftliche Betrieb keine Rolle spielt und es nur auf einfache und billige Ausführung der Maschine ankommt.

Da die Turbokompressoren große Mindestleistungen erfordern, möge für kleinere Leistungen auch die Verwendung von Rotationskompressoren (Drehkolben- und Rollkolbenmaschinen) untersucht werden.

Diese Maschinen sind zwar in bezug auf Abnutzung und Schmierung nicht so ideal wie Turbomaschinen, sie geben aber bei guter Ausführung etwa dieselben Wirkungsgrade. Da hier unter den Verlusten diejenigen eine große Rolle spielen, welche im wesentlichen von der Höhe der Druckunterschiede (aber nicht vom Druckverhältnis) bestimmt sind, wird die Herstellung guter φ -Werte mit Rotationskompressoren dann keine Schwierigkeiten machen, wenn man den Arbeitsprozeß ins Vakuum verlegt. Man erhält damit nun aber umgekehrt wie bei den Turbokompressoren eine obere Leistungsgrenze, weil die Ansaug-Volumina hier auch bei geringen Leistungen sehr groß werden. Die maximale Leistung hängt dabei von der Ausführungsform ab und wird schätzungsweise bei etwa 1000 PS Nutzleistung der Gasturbine liegen. Unangenehm ist hierbei jedoch, daß die verbrannten Gase verdichtet werden müssen, nachdem sie möglichst nutzbringend bis nahezu auf die Umgebungstemperatur abgekühlt sind, wobei durch Kondensation des Verbrennungswassers die Bildung flüssiger Säure und damit schnelle Zerstörung der empfindlichen Kompressoren zu befürchten ist.

Es ist also fraglich, ob man bei einer Gasturbine mit Rotationskompressoren an Betriebssicherheit etwas gewinnen kann gegenüber den Kolbenmotoren, deren Schwierigkeiten in diesem Leistungsbereich als überwunden gelten können.

Man wird also, wenn man die Gasturbinen zu wirtschaftlichen Wärmekraftmaschinen zu entwickeln sucht, von dieser Kombination zunächst absehen, und sich bemühen, Maschinen zu schaffen, deren Leistungsfähigkeit oberhalb der Grenzen der Kolbenmotoren liegen.

Die Verpuffungsverfahren, die hinsichtlich der Verdichtung des Arbeitsgases weniger Schwierigkeiten zu bieten scheinen, werden wegen der

bei großen Ausführungen notwendigen Dampfturbinenanlage und wegen der Steuerung der Ventile maschinell unerwünscht verwickelt.

Endlich soll hier noch ein Sonderfall erwähnt werden, in dem man an die Ausführung von Kleinturbinen nach dem Gleichdruckverfahren denken kann, wenn nämlich Druckluft aus einem Leitungsnetz oder in Flaschen verfügbar ist, die zum Antrieb von kleineren Werkzeugmaschinen oder für Sonderzwecke dienen soll. Hier kann man dadurch, daß man einen Verbrennungsprozeß einschaltet, die spezifische Leistung sehr erhöhen, d. h. man kann mit derselben Menge Druckluft in sehr kleinen und leichten Maschinen ein Vielfaches der Leistung gewöhnlicher Druckluftmotoren erzielen, was bei den in Druckluftanlagen üblichen niedrigen Drücken, allerdings nur bei sehr schlechter Ausnutzung der im Brennstoff zugeführten hochwertigen Energie geschieht und sich wohl nur in seltenen Sonderfällen verantworten läßt.

Nun ist vor allem noch einiges über die Temperaturverhältnisse und die zulässigen Temperaturgrenzen zu sagen.

3. Temperaturverhältnisse.

Die untere Grenze T_1 ist immer durch die Temperatur der Umgebung bzw. des verfügbaren Kühlwassers in verhältnismäßig engen Grenzen gegeben, man muß also die obere Temperatur möglichst hoch machen, wofür durch die Wärmebeständigkeit der Baustoffe (und durch die mit der absoluten Temperatur stark wachsenden Wärmeverluste) eine obere Grenze gezogen ist.

Da auch allen anderen Wärmekraftmaschinen bezüglich des Temperaturbereiches Schranken auferlegt sind, könnte man bei oberflächlicher Betrachtung meinen, daß die Gasturbinen dadurch nicht besonders benachteiligt seien; leider ist das aber doch der Fall.

Bei den vom turbinentechnischen Standpunkt aus erwünschten Gasturbinen mit kontinuierlichem Betrieb, also bei den Gruppen 1 und 2 und bei 4c der oben angeführten Beispiele ist nämlich auch das Temperaturfeld stationär, d. h. an denselben Stellen der Maschine sind im Beharrungszustand des normalen Betriebes dauernd dieselben Temperaturen. Es ist demnach klar, daß manche Stellen der Maschine, z. B. die Brennkammerwände die höchsten Verbrennungstemperaturen dauernd aushalten müssen, was bei den Kolbenbrennkraftmaschinen und den Verpuffungsturbinen nicht der Fall ist, da hier die Temperaturen zwischen den maximalen und erheblich tieferen Werten schwanken, so daß für die Materialbeanspruchung Mitteltemperaturen maßgebend sind, die weit unter den höchsten Verbrennungstemperaturen liegen. Wenn in den Gasturbinen nur die feststehenden Wände der Düsen und Brennkammern den höchsten Temperaturen ausgesetzt wären, könnte man immerhin hoffen, daß durch Auskleidung dieser Teile mit feuerfesten Stoffen die

Schwierigkeit überwunden werden könne. Solche Auskleidungen sind zwar wegen der Gefahr des Abbröckelns im Betrieb auch eine Bedrohung für die nachfolgenden bewegten Teile, die aber durch die hohen Temperaturen selbst auch mehr gefährdet sind, als im allgemeinen angenommen wird.

In der Literatur über Gasturbinen wird fast durchweg angenommen, daß für die Beanspruchung der Turbinenschaufeln die Temperatur des expandierten Gasstrahles, von dem die Schaufeln getroffen werden, maßgebend sei. Aus diesem Grund wird es auch allgemein als notwendig bezeichnet, das Arbeitsgas in einer Düse vollständig zu entspannen, um für die empfindlichen Turbinenschaufeln möglichst geringe Expansionsendtemperaturen zu erhalten, die bei Entspannung auf den Anfangsdruck für gute Wirkungsgrade immer noch unbequem hoch sein müßten (sie sind durch das Temperaturverhältnis τ unmittelbar gegeben) bei einer Entspannung unter den Anfangsdruck aber auf erträgliche Werte gesenkt werden könnten (gibt große ψ damit kleine λ und ungenügende η_g). Infolge dieser Auffassung käme also für Gasturbinen eine Druckstufung nicht in Frage, da die ersten Stufen noch ganz in Gebieten hoher Temperaturen liegen, und man ist demnach gezwungen, die sehr hohen Endgeschwindigkeiten in einer oder mehreren Geschwindigkeitsstufen zu verarbeiten, was für den Turbinenwirkungsgrad ungünstig ist und erfordert, daß man mit den Umfangsgeschwindigkeiten bis an die äußersten zulässigen Grenzen geht. Die dieser Ansicht meistens zugrunde liegende Auffassung, daß die Turbinenschaufeln die Gastemperatur des expandierten Strahles annehmen müßten, ist aber irrig; in Wirklichkeit erfahren die Turbinenschaufeln und alle vom Gasstrahl getroffenen Teile je nach der Relativgeschwindigkeit, mit der sie getroffen werden, bedeutend höhere Temperaturen als die, welche der expandierte Gasstrahl selbst hat. Diese zunächst überraschende Tatsache wurde im Zusammenhang mit Gasturbinen zuerst durch Versuche des Semmler-Konsortiums im Jahre 1904 festgestellt. Die Ergebnisse dieser Versuche wurden erst 1924 durch Gentsch veröffentlicht [16] und sind in der gesamten bis dahin erschienenen Gasturbinenliteratur gänzlich unbeachtet geblieben (abgesehen von Stodola [14], der unter dem Abschnitt Temperaturmessungen in Düsen auch darauf hinweist, bei der Besprechung der Gasturbine diese gerade hier wichtige und verhängnisvolle Erscheinung aber nicht mehr erwähnt).

Diese offenbar wenig bekannte Erscheinung beruht darauf, daß an einem feststehenden Körper, der von einem Gasstrahl getroffen wird, irgendwo ein Staupunkt vorhanden ist, in dem sich der Staudruck einstellt, welcher abgesehen von Verlusten gleich dem Druck vor der Expansion sein muß, da die Geschwindigkeitsenergie in diesem Punkt 0 ist. Die Druckerhöhung im Staupunkt bewirkt bei Gasen (kompressiblen

Flüssigkeiten), da sie sehr angenähert adiabatisch erfolgt, eine Temperaturerhöhung, so daß sich also zunächst im Staupunkt auch die Temperatur vor der Expansion angenähert einstellen muß, wenn die Expansion adiabatisch erfolgt ist. Soweit ist die ganze Erscheinung klar, dagegen ist nicht völlig geklärt, warum in der ganzen den Körper umgebenden Grenzschicht diese hohe Temperatur erhalten bleibt, obwohl der Druck in dieser Schicht längs dem Körper nicht konstant ist, sondern je nach der Form des Körpers stellenweise noch weit unter den Druck der Umgebung sinken kann. Stodola schreibt, daß man die Druckänderung in der Grenzschicht als eine Art Drosselung auffassen muß, wobei bei idealen Gasen die Temperatur nahezu konstant bleibt. Diese Drosselwirkung erklärt auch, daß längs einem Körper, an dem kein Staupunkt vorhanden ist, sondern der sich bis in das Gebiet des hohen Druckes erstreckt, z. B. Düsenwänden oder an einem durch die Düse in der Strömungsrichtung gespannten glatten Draht kein bedeutender Temperaturabfall eintritt, so daß also jeder irgendwie im Gasstrahl befindliche Körper durch die anhaftende Grenzschicht sozusagen in die hohe Temperatur vor der Expansion eingewickelt wird.

Für die im normalen Betrieb befindlichen Schaufeln werden die Verhältnisse allerdings günstiger, weil sie nicht mit der vollen Strahlgeschwindigkeit c getroffen werden, sondern nur mit einer nahezu um die Umfangsgeschwindigkeit u kleineren Relativgeschwindigkeit w ; die Temperaturerhöhung in der Grenzschicht wird demnach nur so groß werden, wie es dem Wärmegefälle entspricht, welches zur Erzeugung der Relativgeschwindigkeit w erforderlich wäre.

Unter Voraussetzung adiabatischer Zustandsänderung gilt also: $w = \sqrt{\frac{2g}{A} c_p \Delta T}$ oder die Temperaturerhöhung gegenüber der Strahltemperatur ist

$$\Delta T = A/2 g \cdot w^2/c_p.$$

Um hier nur einen Begriff von der Größenordnung der Temperaturerhöhung zu bekommen, sei $w = 600$ m/sec angenommen, was bei der Expansion in einer einzigen Düse und bei den höchsten zulässigen Umfangsgeschwindigkeiten u jedenfalls noch die unterste Grenze für ein einkräftiges Rad darstellt.

Wenn man $c_p = 0,25$ annimmt, findet man $\Delta T = \frac{600^2}{427 \cdot 19,26 \cdot 0,25} = 172^\circ$. Da die Endtemperaturen im Gasstrahl bei der Expansion auf den Anfangsdruck schon sehr groß sein müssen, um annehmbare Gesamtwirkungsgrade zu erhalten, muß eine solche Temperaturerhöhung, die bei Anordnung von mehreren Geschwindigkeitsstufen noch bedeutend zunimmt (mit dem Quadrat der Relativgeschwindigkeit) unbedingt beachtet werden, wenn auch die teilweise Beaufschlagung bewirkt, daß die

Erhöhung in den einzelnen Schaufeln der Laufräder nur periodisch auftritt, während sie für feststehende Zwischenleiträder verhängnisvoll werden kann.

Die Hoffnung, durch Expansion in einer Düse auf niedrigere Schaufeltemperaturen zu kommen als bei Anordnung von Druckstufen, ist demnach nicht in dem Sinn erfüllt, wie man früher allgemein angenommen hatte, weil für vom Gasstrahl getroffene ungekühlte Schaufeln doch im wesentlichen die Temperatur vor der Expansion maßgebend ist. Doch wird man keine voll beaufschlagten Turbinenräder verwenden können, weil sonst die Temperaturerhöhung gleichzeitig am ganzen Radumfang, also für alle Schaufeln dauernd einträte, während sie bei teilweiser Beaufschlagung doch nur periodisch auftritt und daher weniger gefährlich ist.

Man sieht auch, daß man eine Gasturbine ohne Schaufelkühlung nicht in der Weise anlassen darf, daß man den heißen Gasstrahl auf das wöglichst noch unter Last stillstehende Laufrad auftreffen läßt; dabei könnten die Schaufeln zerstört werden, bevor sie eine genügend geringe Relativgeschwindigkeit gegen den Gasstrahl haben.

(Am eindringlichsten zeigt sich die Temperaturerhöhung durch die Anströmgeschwindigkeit, wenn man an die Verwirklichung des Arbeitsfahrens 4c mit isothermer Expansion denkt. Obwohl in diesem Fall das Arbeitsgas während des ganzen Kreisprozesses keine höhere Temperatur als $T_3 = T_4 = T$ erhält, wird sich an den Turbinenschaufeln und anderen im Gasstrahl liegenden Teilen doch eine der Anströmgeschwindigkeit entsprechend höhere Temperatur fühlbar machen. Man kann sich aber hier durch stufenweise Verarbeitung des gesamten Druckgefälles helfen, wobei die Geschwindigkeiten für die einzelnen Stufen gering werden, und damit auch die Temperaturerhöhungen gegenüber der durch dauernde Wärmezufuhr konstant gehaltenen Expansionstemperatur T in erträglichen Grenzen bleiben.)

Man kann nun versuchen, die durch die hohen Temperaturen hervorgerufenen Schwierigkeiten durch Kühlung zu überwinden, wie es ja auch bei den Kolbenbrennkraftmaschinen notwendig ist. Vom Standpunkt der thermodynamischen Kreisprozesse ist diese Kühlung, die nichts mit der im Arbeitsprozeß abgeführten Wärme Q_0 zu tun hat, natürlich unerwünscht, da ein meistens nicht geringer Teil der zugeführten Wärme durch das Kühlmittel dem Arbeitsprozeß entzogen wird, ohne Nutzarbeit zu leisten. Diese Kühlung der Wärmekraftmaschinen ist also nur ein für störungsfreien Betrieb erforderliches notwendiges Übel.

Bei den Vorschlägen, welche bezwecken, die hohen auftretenden Temperaturen für die Maschinen erträglich zu machen, kann man folgende Verfahren unterscheiden:

a) Kühlung durch ein Kühlmittel, das sich am eigentlichen Arbeits-

vorgang nicht beteiligt, also z. B. durch Kühlwasser, welches die durch hohe Temperaturen gefährdeten Teile, vor allem Turbinenschaufeln und Laufradscheiben, durchströmt, und deren Temperatur durch Abführen von Wärme auf ein zulässiges Maß erniedrigt. Versuche, welche das Semmler-Konsortium schon im Jahre 1905 anstellte [16], ließen es ausgeschlossen erscheinen, so große Wärmemengen aus den Schaufeln voll beaufschlagter Turbinenräder abzuführen, wie es für eine fühlbare Herabsetzung der Schaufeltemperaturen nötig wäre. Der Semmler-Ausschuß kam auf Grund seiner Versuche zu dem Ergebnis, daß Gleichdruckverbrennungsturbinen mit gutem Wirkungsgrad mit den damals vorhandenen technischen Mitteln nicht ausführbar seien.

Diese Auffassung beruhte offenbar, wie die Versuche über die Schaufeltemperaturen und Kühlung zeigen, auf der im Vergleich zur Wirklichkeit ungünstigen Annahme, daß die Schaufeln dauernd im Bereich der hohen Temperaturen seien, was bei teilweiser Beaufschlagung nicht der Fall ist.

Nachdem inzwischen sowohl hinsichtlich der Temperaturbeständigkeit der Werkstoffe als auch bezüglich der konstruktiven Durchbildung der Schaufelkühlung, insbesondere durch die Arbeiten der Holzwarth-Gasturbinen-Gesellschaft sehr wesentliche Fortschritte erzielt werden konnten, kann man hoffen, daß durch Schaufelkühlung erträgliche Betriebsverhältnisse ermöglicht werden.

Auch durch Spülung des nicht vom Gasstrahl getroffenen Turbinenteiles mit Kühlluft scheint es nicht ausgeschlossen, diese Schwierigkeiten zu überwinden, allerdings auf Kosten erhöhter Ventilationsverluste.

b) Kühlung durch Herabsetzung der Gastemperaturen bei der Verbrennung. Dieses Radikalmittel könnte allerdings den Turbinenschaufeln helfen, es geht aber allzusehr auf Kosten des Wirkungsgrades, wobei noch zwei Fälle zu unterscheiden sind.

α) Erniedrigung der Verbrennungstemperaturen durch großen Luftüberschuß, d. h. man verwendet Brenngemische mit geringem Heizwert, hierdurch würde beim Arbeitsverfahren 1a, 2a und 4c zwar der thermische Wirkungsgrad des Idealprozesses nicht verschlechtert, dagegen sinkt der Maschinenwirkungsgrad, und zwar sehr schnell mit abnehmendem Heizwert, so daß man keine genügenden Gesamtwirkungsgrade mehr erhalten könnte.

β) Erniedrigung der Verbrennungstemperatur durch Einspritzen von Wasser, das verdampft und mit den Verbrennungsgasen gemischt die Turbinen beaufschlagt. Es ist klar, daß auch dadurch der Wirkungsgrad sinken muß, jedoch nicht so stark wie im Fall großen Luftüberschusses, weil zum Einspritzen des Wassers kein nennenswerter Arbeitsaufwand nötig ist. Das unmittelbare Einspritzen größerer Wassermengen in die Brennkammer kann aber dadurch bedenklich werden, daß bei der Expansion unter Umständen die Sättigungstemperatur des Wasserdampfes

unterschritten wird, wodurch bei Anwesenheit von selbst ganz geringen Mengen schwefliger Säure im Auspuff flüssige Schwefelsäure gebildet werden kann, welche die Auspuffleitungen und je nachdem auch andere Maschinenteile sehr schnell zerstört. Man sieht aus den oben gezeigten Wirkungsgradarstellungen, daß im Interesse befriedigender Wirkungsgrade τ -Werte von wenigstens $\tau \approx 3$ notwendig sind; das bedeutet bei einer Anfangstemperatur $T_1 = 293^\circ \text{K}$ ($t_1 = 20^\circ \text{C}$) eine Expansionsendtemperatur von $T_4 = 880^\circ \text{K}$, also $t_4 > 600^\circ \text{C}$. Es ist zu bedenken, daß diese Mindesttemperatur bei den Turbinen der Gruppen 1 und 2 und bei 4c im ganzen Turbinengehäuse herrscht. Es ist klar, daß man selbst bei Verwendung der besten verfügbaren Werkstoffe doch an die äußersten zulässigen Grenzen in der Belastung der außerdem durch Zentrifugalkräfte und Momente stark beanspruchten Turbinenschaufeln und Laufwheelscheiben gehen muß, was den einwandfreien Dauerbetrieb sehr erschwert.

Man kann nun versuchen, diesen Schwierigkeiten auf konstruktivem Weg auszuweichen, indem man reine Reaktionsturbinen ohne Schaufelung verwendet.

e) Reine Reaktionsturbinen ohne Schaufelung.

Diese im Prinzip dem Segnerschen Wasserrad entsprechenden baulich sehr einfachen Turbinen sind schon sehr früh auch für Gasturbinen vorgeschlagen worden. Es lassen sich darin grundsätzlich alle oben skizzierten Arbeitsverfahren ausführen. Die Vorteile dieser Bauart sind leicht einzusehen, nämlich:

α) Die empfindlichen und durch hohe Temperaturen am meisten gefährdeten Turbinenschaufeln werden vermieden. (Düsen und Brennkammern können durch Kühlung oder feuerfeste Auskleidung vor der Wirkung der Verbrennungstemperatur geschützt werden.)

β) Das umlaufende System der Brennkammern und Düsen kann gleichzeitig als Turbogebläse wirken, so daß ein besonderer Turbo-Kompressor beim Gleichdruckverfahren oder das Spül- und Ladegebläse bei den Verpuffungsverfahren entbehrlich wird; gleichzeitig hat man hier Kraftmaschine und Kompressor in ähnlicher Weise wie bei Kolbenmaschinen vereinigt, wodurch Überström- und Stopfbüchsenverluste vermieden werden.

γ) Bei Verpuffungsturbinen ist die Steuerung der Abschlußorgane durch Ventile oder Schieber sowie die Steuerung der Zündung verhältnismäßig einfach ausführbar.

Der unter β) genannte Vorteil wird allerdings aufgehoben oder ins Gegenteil verwandelt dadurch, daß das umlaufende Brennkammerdüsen-system als Turboverdichter im allgemeinen einen schlechteren Wirkungsgrad (mehr Stoß- und Wirbelungsverluste) ergeben wird, gegenüber den

nur für diesen Zweck gebauten Turbomaschinen. (Also η_K wird kleiner, was von Erfindern häufig übersehen wird.) Außerdem sind nur einem einstufigen Turbogebälse entsprechende Druckverhältnisse φ möglich. Man müßte also, wenn man die Maschine nach dem Arbeitsverfahren der Gruppen 1 und 2 betreiben will, noch einen mehrstufigen Kompressor davor schalten. Für die Aufladung und Spülung der Verpuffungskammern bei den Arbeitsprozessen der Gruppen 3 und 4 würde die Zentrifugalwirkung der umlaufenden Reaktionsturbine selbst ausreichen, obwohl auch hier der Wirkungsgrad durch Erhöhung der Vorverdichtung, also durch Vorschalten eines Turbokompressors, verbessert werden könnte.

Der Hauptnachteil dieser Ausführungsform ist aber ihr schlechter Turbinenwirkungsgrad, der in dem Mißverhältnis der Umfangsgeschwindigkeit u an den Düsenaustrittsstellen zu der viel höheren Ausströmgeschwindigkeit der Verbrennungsgase seine Ursache hat.

Die theoretische Ausströmgeschwindigkeit der Gase wird berechnet nach der Formel $w = \sqrt{2g/A \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4)}$. Man kann diese Gleichung für die verschiedenen Kreisprozesse mit den dort verwendeten Veränderlichen auch in folgenden Formen schreiben:

$$\text{Bei Gleichdruckverbrennung 1 a, 1 b, 1 c. . . } w = \sqrt{\frac{2g}{A} c_p T_1 \tau \left(\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)},$$

$$\text{bei 1 d. . . . } w = \sqrt{\frac{2g}{A} c_p T_1 \left(\varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \psi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}.$$

$$\text{Bei Gleichraumverbrennung 3 a. . } w_{max} = \sqrt{\frac{2g}{A} c_p T_1 \left(\tau^\kappa \varphi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \tau \right)}$$

$$\text{und 3 b. . } w_{max} = \sqrt{\frac{2g}{A} c_p T_1 \left(\tau^\kappa \varphi^{\kappa-1} - \tau \right)}.$$

Bei Gleichraumverbrennung nach den Verpuffungsverfahren ist diese Geschwindigkeit allerdings nur im ersten Augenblick des Ausströmens vorhanden, sie ist aber doch maßgebend für die Ausnutzung der kinetischen Energie der Gase.

Wenn man, um nur einen Begriff von der Größenordnung der Ausströmgeschwindigkeiten zu erhalten, wieder mit den Werten für Luft $c_p = 0,24$ und $\kappa = 1,41$ rechnet und $T_1 = 293^\circ\text{K}$ ($t_1 = 20^\circ\text{C}$) annimmt, so erhält man für den Ausdruck $\sqrt{2g/A \cdot c_p \cdot T_1} = 768 \text{ m/sec}$.

Man erhält dann z. B. im Fall 1 a, 1 b und 1 c

$$\text{mit } \tau = 3 \text{ und } \varphi = 30 \quad w = 1735 \text{ m/sec}$$

$$\text{oder im Fall 3 a mit } \tau = 3 \text{ und } \varphi = 1,2 \quad w = 1075 \text{ m/sec}$$

$$\text{und bei 3 b mit } \tau = 3 \text{ und } \varphi = 1,2 \quad w = 1100 \text{ m/sec}.$$

Die Gasgeschwindigkeiten werden also im allgemeinen über 1000m/sec liegen; die mit aus besten Baustoffen hergestellten Scheiben oder Stäben

gleicher Festigkeit für den Dauerbetrieb zulässigen Umfangsgeschwindigkeiten liegen bei etwa $u = 400$ m/sec. Die ausgeströmten Verbrennungsgase behalten noch eine Absolutgeschwindigkeit $\bar{c}_a = \bar{w} - \bar{u}$ und die damit im allgemeinen verlorene Austrittsenergie pro kg ist $c_a^2/2 g = w^2/2 g (1 - u/w)^2$ (für kleine Winkel zwischen u und w); $(1 - u/w)^2$ gibt also den Anteil der Gesamtenergie $w^2/2 g$ an, der in den ausgeströmten Gasen noch enthalten ist. Dieser Ausdruck wird mit $w = 1000$ m/sec im günstigsten Fall etwa $(1 - 0,4)^2 = 0,36$, also 36% Austrittsverlust. In den meisten praktischen Fällen wird man mit der Umfangsgeschwindigkeit aus konstruktiven Rücksichten unter 400 m/sec bleiben müssen. Man erhält für

$$\left. \begin{array}{l} u/w = 0,3 \text{ einen Austrittsverlust von } 49\% \\ u/w = 0,2 \text{ „ „ „ „ } 64\% \end{array} \right\} \text{immer mit } w = 1000 \text{ m/sec.}$$

Da zu diesem sehr hohen Austrittsverlust noch ein Verlust in der Düse hinzukommt (der allerdings w etwas erniedrigt), ist schon aus dieser nur oberflächlichen Rechnung zu erkennen, daß die Turbinenwirkungsgrade im Fall der Reaktionsturbinen erheblich geringer werden, als es der Annahme $\eta_E = 0,7$ in den obigen Gesamtwirkungsgradarstellungen entspricht. Die Bilder der Gesamtwirkungsgrade können also nicht für die Ausführung als Reaktionsturbine gelten, man muß hier um den Gütegrad der Maschine η_g zu erhalten, für η_E bedeutend geringere Werte einsetzen und erkennt an der Rolle des Arbeitenverhältnisses λ , daß die Verfahren der Gruppen 1 und 2, bei denen gerade die hohen Temperaturen besonders gefährlich sind, als Reaktionsturbinen keine Aussichten haben. Dagegen kann man an die Durchführung der Verpuffungsverfahren (Gruppe 3) denken in den allerdings seltenen Fällen, wo die Wirtschaftlichkeit der Maschine keine Rolle spielt.

Reaktionsturbinen könnten demnach nur als kleine Verpuffungsturbinen wegen ihrer baulichen Einfachheit unter Umständen in Frage kommen. Nachdem man also auch von dem konstruktiven Weg zur Umgehung der Schwierigkeiten der hohen Temperaturen keine in jeder Hinsicht befriedigende Lösung erhoffen kann, bleibt noch das folgende betriebliche Mittel zur Verwirklichung der Gasturbinenprozesse.

d) Periodischer Betrieb und dadurch Wechsel zwischen den höchsten und tieferen Temperaturen an denselben Stellen der Maschine.

Dieses Mittel, welches der Arbeitsweise von Kolbenmaschinen entspricht und sich bei den Verpuffungsturbinen auch von selbst ergibt, bringt leider bei den nach dem Turbinenprinzip arbeitenden Maschinen so wesentliche Nachteile mit sich, daß seine Anwendung für die Gleichdruckverfahren noch nie versucht wurde und wohl auch sinnlos wäre. Bei Verpuffungsturbinen, bei welchen die durch den heißen Gasstrahl

während der Arbeitsperiode gefährdeten Teile immer wieder durch einen dazwischen geschalteten Strom von Kühlluft abgekühlt werden können, lassen sich die Mitteltemperaturen in erträglichen Grenzen halten, wenn man nur die Arbeitsperiode genügend kurz macht gegenüber der Kühlperiode, man erhält aber durch diese Art der Ausführung folgende bei kontinuierlichem Betrieb nicht auftretende Nachteile.

α) Hohe mechanische Beanspruchung der empfindlichen Schaufeln durch die stoßartige Beaufschlagung.

β) Erhöhter Arbeitsbedarf zur Bewegung der Kühlluft und Ventilationsverluste im Laufrad während der Kühlperiode.

γ) Schlechtere Verwertbarkeit der mit Kühlluft vermischten Auspuffgase in Abhitzkesseln.

δ) Steuerorgane für den Wechsel von Arbeits- und Kühlperiode (automatische oder gesteuerte Ventile oder Schieber), außerdem besondere Vorrichtungen zur periodischen Zündung.

ϵ) Gefahr von Explosionswellen bei der Zündung.

ζ) Schwierigkeit der Zündung und vollkommenen Verbrennung von nicht vergasbaren flüssigen oder festen Brennstoffen (Schweröl oder Kohlenstaub).

η) Geringerer Turbinenwirkungsgrad wegen erhöhter Stoß- und Wirbelungsverluste, da die Düsen und Schaufelwinkel nur für eine Geschwindigkeit genau passen können.

ϑ) Bildung von energieverzehrenden Anfahr- und Auslaufwirbeln an den Düsenrändern und Schaufelkanten durch die nichtstationäre Strömung.

ι) Beschränkung der in einem Aggregat erzielbaren Leistung durch die günstigste Größe und Anzahl der Verpuffungskammern.

Es ist nicht die Aufgabe der vorliegenden Untersuchung alle diese Einzelheiten (über die z. B. in [8,14] und [34] Näheres zu finden ist) ausführlich zu behandeln.

Von den Schwierigkeiten α), δ), ϵ) und ζ) kann gesagt werden, daß sie auf konstruktivem Weg durch die mit bewundernswerter Zähigkeit durchgeführten Arbeiten Holzwarths als befriedigend gelöst oder doch als voraussichtlich lösbar angesehen werden dürfen, abgesehen von dem Fall der Verwendung fester Brennstoffe, die in Verpuffungsturbinen kaum möglich erscheint.

Die Größe der Verluste aus β) und γ) hängt natürlich davon ab, wie lange die Spül- und Kühlperiode im Vergleich zur Arbeitsperiode dauert, ferner auf welchen Druck die Spülluft verdichtet wird, und von der konstruktiven Ausbildung der Maschine (Rad und Düsenformen), wofür nur im Betrieb sichere Anhaltspunkte gewonnen werden können. Insbesondere die Ventilationsverluste scheinen nach Messungen an Holzwarth-Turbinen sehr erheblich zu sein. Es ist bemerkenswert, daß die

Holzwarth-Gasturbinen-Gesellschaft wohl hauptsächlich aus diesem Grund von der Kühlung durch Spülluft wieder abgegangen ist.

Der Nachteil η) ist nicht so schlimm wie es auf den ersten Blick scheinen könnte, da während des Ausströmens des Hauptanteiles der Arbeitsgase die Geschwindigkeit verhältnismäßig wenig abnimmt. Wenn man den Verlauf der Ausströmgeschwindigkeit über der ausgeströmten Menge aufzeichnet, erhält man etwa die nebenstehende Abbildung (Abb. 51), wie schon Wegner [3] gezeigt hat.

Auf die unter ϑ) genannte Erscheinung hat wohl zuerst Föttinger im Zusammenhang mit der nassen Gasturbine nach dem System Staubers hingewiesen [39]. Für die Beurteilung der dadurch hervorgerufenen

zahlenmäßigen Verschlechterung des Turbinenwirkungsgrades liegen bisher keine Anhaltspunkte vor.

Über den Punkt ι) die Beschränkung in der Höhe der Leistung liegen wohl noch keine auswertbaren Erfahrungen vor, es scheint aber, bei richtiger Formgebung und Anordnung der Brennkammern möglich, sehr große Leistungen in einer Einheit zu erreichen.

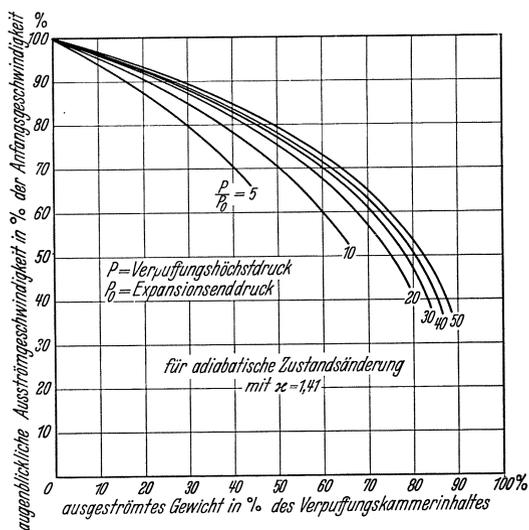


Abb. 51. Änderung der Ausströmgeschwindigkeit.

Trotz dieser Schwierigkeiten ist es Holzwarth und seinen Mitarbeitern gelungen, betriebsfähige Verpuffungsturbinen größerer Leistung herzustellen, die offenbar auch zeitweise hoffnungsvolle Wirkungsgrade ergaben; dennoch ist nicht zu verkennen, daß diese technische Lösung sich von dem ursprünglichen Ideal der Gasturbine dadurch entfernt hat, daß die zugehörige Dampferzeugung bzw. Dampfturbinenanlage ein sehr wesentlicher Bestandteil der Holzwarth-Turbine geworden ist.

Nach diesen allgemeinen Hinweisen auf die Schwierigkeiten für die Ausführung und den Betrieb von Gasturbinen und auf die Mittel zu ihrer Überwindung soll ganz kurz der Stand der praktischen Versuche mit Gasturbinen zusammengefaßt werden.

Über Einzelheiten kann man in der angegebenen Literatur, besonders in [14] nachlesen.

V. Stand der praktischen Versuche mit Gasturbinen.

1. Versuche mit Gleichdruckverbrennungsmaschinen.

a) Ältere Versuche.

In den Jahren 1900 bis 1904 wurden von Stolze in Berlin Versuche mit einer Gleichdruckturbine gemacht [12], die aber nicht abgeschlossen wurden, so daß auch nie Ergebnisse dieser Versuche bekannt geworden sind. Die Turbine von Stolze war dadurch bemerkenswert, daß er sowohl die Turbine wie auch den Kompressor als vielstufige Axialmaschine ausführte. Bei dem damaligen Stand der Technik konnten allerdings keine positiven Ergebnisse erwartet werden.

In den Jahren 1901 bis 1910 beschäftigte sich hauptsächlich die Societé anonyme des Turbomoteurs in Paris mit praktischen Versuchen an Gasturbinen. Die Versuchsergebnisse einer 25 PS-Versuchsturbine, einer 120 PS-Turbine zum Antrieb von Torpedos und einer etwa 400 PS-Turbine mit eigenem Turbokompressor wurden von Barbezat (25 u. 28) veröffentlicht. Alle diese Turbinen arbeiteten nach dem Gleichdruckverbrennungsverfahren, wobei zur Erniedrigung der Temperaturen Wasser eingespritzt wurde. Die Wärmezufuhr erfolgte durch Einspritzen flüssigen Brennstoffes (Petroleum) durch Zerstäuberdüsen. Die Brennkammern waren mit Karborundumfutter ausgekleidet. Bei der ersten Versuchsturbine von 25 PS-Leistung wurde die Druckluft von etwa 5 at einem Leitungsnetz entnommen, da die Druckluftbeschaffung nicht eingerechnet wurde, fand man ermutigende Wirkungsgrade.

Die Turbine zum Antrieb von Torpedos hatte Preßluft von etwa 6 at_ü zur Verfügung und leistete für die Zeit von 80 sec 120 PS bei 14000 U/min, dabei wurden 1,6 kg Petroleum, 11 kg Wasser und 28 kg Luft verbraucht, der wirtschaftliche Wirkungsgrad betrug demnach $\sim 1,4\%$. Das Gesamtgewicht betrug 72 kg. Da in diesem Sonderfall die Wirtschaftlichkeit keine Rolle spielt, konnte die Verwendung angebracht erscheinen, es ist nicht bekannt geworden, weshalb man nach wenigen Versuchen wieder davon abgekommen ist. (Möglicherweise war die Nachbarschaft der hochbeanspruchten Verbrennungsturbinen und der Sprengladung der Torpedos für die Einführung zu bedenklich.)

Für die größte dieser ausgeführten Versuchsturbinen nach dem Gleichdruckverfahren wurde ein eigener Turbokompressor von etwa 400 PS-Leistung gebaut, der die Luft bei einem auf isotherme Verdichtung bezogenen Wirkungsgrad von etwa 60% auf etwa 5 ata verdichtete. Das Druckverhältnis betrug also $\varphi \approx 4$, so daß man von vornherein keinen guten Gesamtwirkungsgrad erwarten konnte. Außerdem mußte die Temperatur der Verbrennungsgase durch Einspritzen von sehr viel Wasser stark erniedrigt werden (auf rd. 450° C im Turbinengehäuse), da sonst

die Schaufeln des Zwischenleitrades der zweikränzigen Turbine zerstört wurden. Der Gesamtwirkungsgrad betrug etwa 3%. Bei der Zerstörung des Leitrades war sicher die Temperaturerhöhung durch die Anströmgeschwindigkeit wesentlich beteiligt.

Die älteren Versuche mit Gleichdruckverbrennungsturbinen sind in der Literatur [9, 10, 12, 14, 25, 26 und 28] eingehend behandelt. Über die sehr geringen Wirkungsgrade, die sich bei den ersten Versuchen ergeben haben, kann man sich nach den vorangegangenen Betrachtungen über thermodynamische Arbeitsprozesse nicht wundern, da bei den niedrigen Druckverhältnissen und den verhältnismäßig geringen Leistungen von vornherein nicht viel mehr erwartet werden konnte. Die Versuchsergebnisse beweisen also nicht, daß das Gleichdruckverbrennungsverfahren überhaupt so schlechte Wirkungsgrade ergeben muß. Trotzdem genügte diese Mißerfolge, um weitere Versuche in dieser Richtung auf lange Zeit zu verhindern.

b) Neuere Versuche.

Erst in den letzten Jahren gelangten wieder Versuchsergebnisse an die Öffentlichkeit, die nun erheblich hoffnungsvollere Wirkungsgrade ergeben haben [54, 56 und 58], und die wohl eine Rechtfertigung dafür sind, daß heute wieder von großen Firmen ernsthaft an der Gleichdruckverbrennungsturbine gearbeitet wird.

Am Arbeitsverfahren wurde nichts geändert und auch in den Grundzügen der baulichen Ausbildung ist man wieder zu der erstmalig von Stolze vorgeschlagenen Form zurückgekehrt.

Die Rückkehr zu der Axialbauart der Turbokompressoren hat bei geeigneter Ausführung erlaubt, Kompressorwirkungsgrade zwischen 80 und 90% zu erreichen, was sich auf den Gütegrad der ganzen Maschine sehr vorteilhaft auswirkt. Die Expansionswirkungsgrade bei den neuesten Ausführungen liegen zum Teil über 90%. Die Axialbauart wurde für Kompressoren schon von Parsons versucht, sie war aber bis vor wenigen Jahren der Radialbauart so sehr unterlegen, daß man Axialkompressoren kaum ausgeführt hat. Erst die Entwicklung der letzten Jahre hat durch sehr sorgfältige ärodynamische Ausbildung der Axialkompressoren eine derartige Wirkungsgradverbesserung gebracht.

Abb. 52 zeigt das Schema einer Gleichdruckverbrennungsturbine, wie sie von der Firma Brown Boveri & Cie mit Erfolg ausgeführt wird. Die Wirkungsweise, die dem Arbeitsverfahren 1a entspricht, ist wohl ohne weiteres klar. Man beherrscht bisher Eintrittstemperaturen für die Turbine bis etwa 550°C und erreicht bei Druckverhältnissen von $p/p_0 \approx 5$ wirtschaftliche Gesamtwirkungsgrade $\eta_w \approx 16 \div 18\%$. Die Regelung bzw. Beschränkung der Verbrennungstemperatur wird durch entsprechenden Luftüberschuß erreicht.

Wenn man das Verfahren I c, also mit Regeneration der Abgaswärme, zu verwirklichen sucht, lassen sich bei etwa gleichem Druck und Temperaturverhältnissen Gesamtwirkungsgrade η_w von $20 \div 24\%$ erreichen, allerdings wird die Anlage durch den Regenerator für den Wärmeaustausch zwischen den Auspuffgasen und der verdichteten Verbrennungsluft teurer und beansprucht auch mehr Raum.

Als Brennstoff dienen bei den neueren Versuchen in der Regel flüssige Brennstoffe, obwohl man diese Brennstoffe an sich in Dieselmotoren noch wirtschaftlicher ausnutzen kann, fanden sich doch Anwendungsgebiete

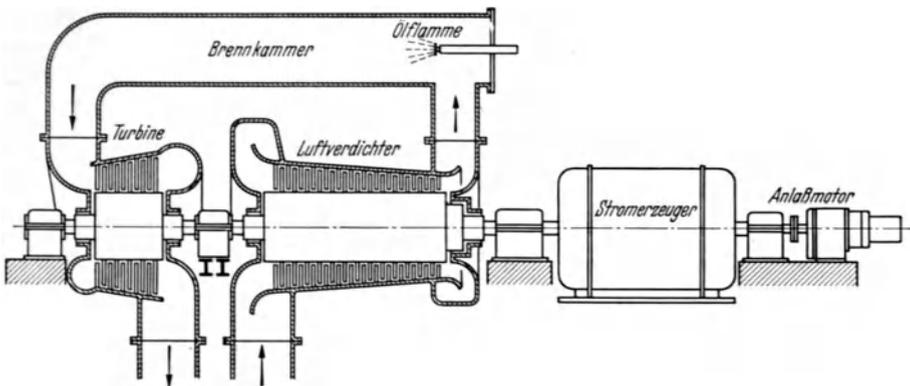


Abb. 52. Schema der Gleichdruckverbrennungsturbine von BBC.

für die Verbrennungsturbinen, und zwar wohl zuerst in Erdöl-Raffinationsanlagen, wo bei der Durchführung des Houdry-Crack-Verfahrens ohnehin komprimierte Luft verwendet wird. Es hat sich bei den ersten derartigen Anlagen (mit einer Nutzleistung von 900 kW) gezeigt, daß die Vorteile der Einfachheit, geringen Raumbedarfs und vor allem auch der völlige Wegfall von Kühlwasser gegenüber den im Wirkungsgrad noch überlegenen Höchstdruck-Dampfkraftanlagen doch so bedeutend sind, daß sich voraussichtlich noch weitere Anwendungsgebiete erschließen lassen.

Man denkt z. B. an die Ausrüstung von Lokomotiven mit Gasturbinen, wobei die Gleichdruck-Verbrennungsturbinen einschließlich der elektrischen Kraftübertragung voraussichtlich Wirkungsgrade von etwa 17% erlaubte, was auch mit den modernsten Hochdruckdampflokomotiven bisher nicht möglich ist. Recht aussichtsreich scheint auch das große Gebiet des Schiffsantriebes, wobei allerdings bei kleineren Leistungen die Dieselmotoren wirtschaftlicher sein werden.

Günstig für die Anwendung der Verbrennungsturbinen sind auch Fälle, in denen die Nutzleistung in Form von Druckluft abgegeben werden

kann, wie es z. B. bei Gebläseanlagen für Hochofen oder für große Windkanäle zu Versuchszwecken der Fall ist.

Der geringe Raumbedarf, die sofortige Betriebsbereitschaft und die Unabhängigkeit vom Kühlwasser ließ die Verwendung als Spitzenkraftwerk oder auch als Notstromanlage für die Versorgung von Städten zweckmäßig erscheinen. Eine derartige Anlage mit etwa 5000 kW Nutzleistung wurde von BBC in der Schweiz erbaut und auch auf der Schweizer Landesausstellung in Zürich im Jahre 1939 im Betrieb gezeigt. Die Anlagekosten sollen nur etwa den vierten Teil von denen einer entsprechenden Dieselmotorenanlage betragen, wodurch die Verbrennungsturbine, die nur für etwa 150 Betriebsstunden im Jahr vorgesehen ist, wirtschaftlicher wird, als jede andere Kraftanlage für diesen Zweck.

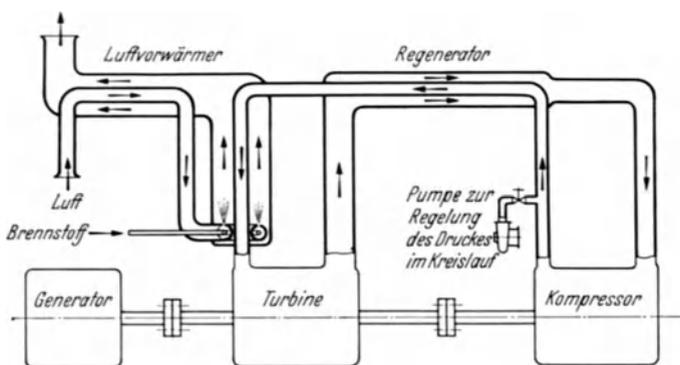


Abb. 53. Schema der Gleichdruckverbrennungsturbine von Escher-Wyss mit geschlossenem Kreislauf.

Außer den schon in großtechnischem Maßstab von BBC ausgeführten Anlagen sind auch Versuche bei der Firma Ganz & Co AG. in Budapest bemerkenswert, bei denen sogar mit einer kleinen Versuchsturbine von nur 100 PS Nutzleistung (mit Regenerator für die Abgaswärme) über 20% Wirkungsgrad erreicht wurde [54].

Auch die Firma Escher-Wyss hat eine größere Versuchsanlage erstellt [55 und 57], in der eine Gleichdruckverbrennungsturbine mit vollkommen geschlossenem Kreislauf des Arbeitsgases (Luft) erprobt wird. Das Schema dieser Maschine, in welcher der unter 1 c beschriebene Kreisprozeß angestrebt wird, ist in Abb. 53 dargestellt.

Der geschlossene Kreislauf des Arbeitsgases bringt nicht nur den Vorteil erhöhter Betriebssicherheit, da die Verbrennungsprodukte nicht in die bewegten Maschinenteile gelangen, sondern es ergibt sich noch eine sehr elegante Leistungsregelung durch Änderung des Druckniveaus des Arbeitsgases. Allerdings werden Raumbedarf, Anlagekosten, und bis zu einem gewissen Grad auch Betriebssicherheit und wirtschaftlicher Ge-

samtwirkungsgrad einer solchen Anlage in der Hauptsache durch die Ausführung und Wirksamkeit der Wärmeaustauschapparate bestimmt, während die eigentliche Maschine (Turbine und Kompressor) durch Wahl eines entsprechend hohen Druckniveaus auch für sehr große Leistungen noch sehr klein gehalten werden kann. Versuchsergebnisse mit dieser Ausführung sind noch nicht bekannt geworden, und es bleibt abzuwarten, ob die erhofften Vorteile gegenüber den offenen Prozessen den Nachteil vermehrter Wärmeaustauschapparate überwiegen werden.

2. Verpuffungsturbinen.

a) Ältere Versuche.

In den Jahren 1907 bis 1909 wurden ebenfalls von Barbezat Versuche an einer kleinen Verpuffungsturbine, System Karavodine, durchgeführt [28].

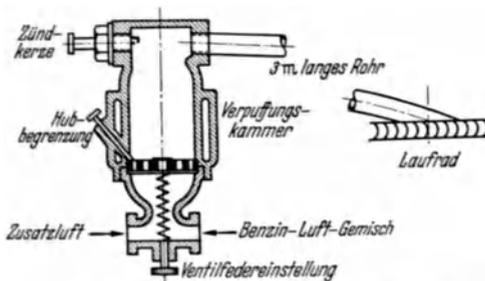


Abb. 54. Verpuffungsturbine von Karavodine.

wert an dieser Ausführung (Abb. 54) ist, daß die Massenwirkung der ausströmenden Gase verwendet wurde, um die Ladung der Kammern ohne Gebläse zu ermöglichen. Die Expansion erfolgte nämlich durch ein an die Verpuffungskammer ange-

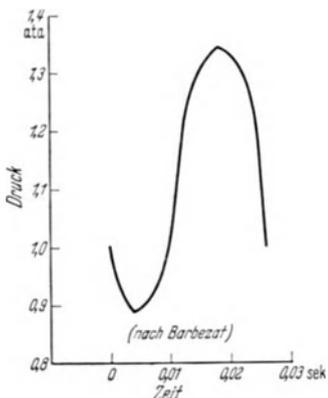


Abb. 55. Druckverlauf in der Verpuffungskammer der Karavodine-Turbine.

schlossenes, etwa 3 m langes Rohr, wodurch nach jeder Verpuffung ein Unterdruck (0,89 ata) in der Explosionskammer entstand, der genügte, um eine frische Ladung durch ein Rückschlagventil anzusaugen. Der höchste Druck in der Brennkammer betrug nur 1,345 ata, weil kein Abschluß der Kammer nach der Laufradseite vorhanden war. Es waren im ganzen vier Explosionskammern für ein Laufrad angeordnet; die Maschine soll absolut betriebssicher gelaufen sein, wobei in jeder Kammer 38 ÷ 39 Explosionen in einer Sekunde erfolgten. Die Art der Gemischförderung hat allerdings die Folge, daß beim Ausbleiben nur einer Zündung (die im Betrieb an den heißen Brennkammerwänden erfolgt) die betr. Verpuffungskammer ausfällt und erst wieder von neuem in Gang gesetzt werden muß. Nebenstehend ist der Druckverlauf in der Explosionskammer, wie er bei den

Versuchen von Barbezat ermittelt wurde, auf gezeichnet (Abb. 55). Der gesamte Wirkungsgrad betrug nur etwa 2,5% bei einer Nutzleistung von 1,6 PS, was auch hier zum Teil auf die geringe Vorverdichtung des Brenngemisches zurückzuführen ist. Außerdem kann in diesem Fall, wie auch aus dem Druckdiagramm zu erkennen ist, die Verbrennung nicht bei $v = \text{const}$ erfolgen, da der Explosionsraum gegen die Turbine offen war, und schließlich muß auch das 3 m lange Rohr zwischen Verpuffungskammer und Laufrad große Reibungs- und Wärmeverluste ergeben. Man sieht also, daß der Vorteil einfacher Konstruktion hier sehr teuer durch einen ganz ungenügenden Wirkungsgrad erkauft war.

Eine ähnliche Konstruktion für größere Leistungen wurde von der S. A. des Turbomoteurs versucht, wobei sich aber neben einem ebenso unbefriedigenden wirtschaftlichen Wirkungsgrad ergab, daß bei Ver-

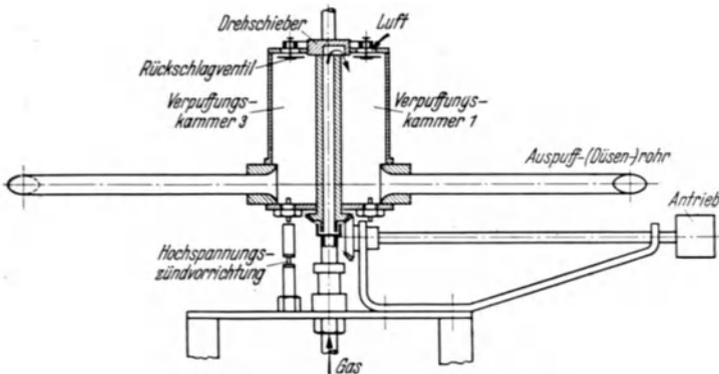


Abb. 56. Reaktionsturbine von Zsélyi.

größerung der Brennkammern über ein bestimmtes Maß keine regelmäßigen Verpuffungen mehr erreicht werden, so daß diese von Armentgaud und Lemâle konstruierte Turbine keinen störungsfreien Betrieb ergab.

Über die Versuche von Wegner mit seinem Gasstromerzeuger sind keine eigentlichen Ergebnisse bekannt geworden, es zeigte sich aber auch hier, daß es schwer ist, in größeren Explosionsräumen regelmäßige Verpuffungen zu erhalten.

Dieselbe Erfahrung hat auch Zsélyi bei Vergrößerung seiner kleinen Reaktionsturbine gemacht. Diese Turbine (Abb. 56) bestand aus einem zylindrischen Behälter, der durch radiale Wände in vier Explosionskammern unterteilt war. Von jeder dieser Explosionskammern führte ein Düsenrohr zunächst radial nach außen, wo es dann rechtwinklig umgebogen war, so daß diese Maschine in ihrem Aussehen einem Segnerschen Wasserrad entsprach. Die Verbrennungsluft wurde durch

Schleuderwirkung (und Massenwirkung der ausströmenden Gase) durch im Deckel angeordnete Rückschlagventile (oder Schieber) angesaugt. Durch die hohle Welle wurde als Brennstoff Benzinluftgemisch oder Wasserstoff durch einen Drehschieber zugeführt. Die Zündung erfolgte durch Hochspannungszündkerzen. Die Maschine ermöglichte störungsfreien Betrieb, es wurden aber keine Messungen über Leistung und Brennstoffverbrauch ausgeführt, da von vornherein wegen des hohen Austrittsverlustes keine ausreichenden Wirkungsgrade erwartet werden konnten. Die Turbine von Zsélyi ist wohl bisher die einzige wenigstens betriebsfähige Reaktionsturbine mit umlaufenden Verpuffungskammern geblieben, da die Turbine von Baetz, die zwar auch regelmäßige Verpuffungen ergab, nicht aus eigener Kraft laufen konnte.

b) Neuere Versuche.

Die einzigen Verpuffungsturbinen, die über das reine Versuchsstadium hinausgekommen sind, wurden von Holzwarth gebaut. Der Arbeitsprozeß entspricht dem Verfahren 3b.

Die Verpuffungskammern waren ursprünglich in einem Ring angeordnet und traten hintereinander in Tätigkeit. Sie sind durch ein Düsen-

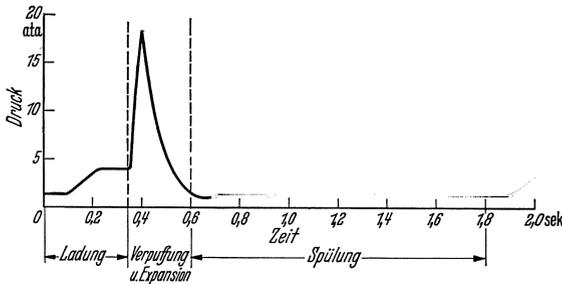


Abb. 57. Druckverlauf in der Verpuffungskammer einer älteren Holzwarth-Turbine.

ventil während des größten Teils der Ladezeit gegen das Laufrad abgeschlossen. Bezüglich der interessanten baulichen Einzelheiten muß auf die Literatur verwiesen werden [8, 10, 12, 14, 15, 22].

Nebenstehend ist der zeitliche Druckverlauf einer älteren Maschine in einer Explosionskammer aufgezeichnet (Abb. 57), aus dem zu erkennen ist, daß die Arbeitsperioden bei dieser Maschine sehr kurz waren gegenüber der Spülperiode, so daß es verständlich ist, daß die Ventilationsverluste einen großen Teil der Turbinenleistung verzehrten. Die von Schüle gemessenen Wirkungsgrade am Laufradumfang betragen im Dauerbetrieb bis zu 25 %, die Gesamtwirkungsgrade, welche durch die Lagerreibungs-, Radreibungs- und Ventilationsverluste gegenüber dem Umfangswirkungsgrad verkleinert werden, betragen im Dauerbetrieb rund 13 %, also sehr wesentlich weniger (nach Versuchen aus den Jahren 1920—1924). Vorübergehend wurden allerdings schon damals gesamte Wirkungsgrade von über 20 % festgestellt. Die Verdichterarbeit wird durch eine

Dampfturbine aufgebracht, welche den von den heißen Auspuffgasen erzeugten Dampf verarbeitet.

Auch Holzwarth hat beobachtet, daß die Verbrennungsvorgänge in großen Verpuffungskammern instabil verlaufen können; zur Vermeidung der unerwünschten Explosionswellen ordnet er in jeder Kammer mehrere Zündkerzen an, um eine möglichst gleichzeitige Entflammung der ganzen Ladung zu erreichen. Außerdem ist es zweckmäßig, wenn das Gas-Luftgemisch während der Entflammung in Bewegung ist.

Die mit unermüdlicher Ausdauer fortgeführten Versuche Holzwarths brachten dank seiner hervorragenden konstruktiven Fähigkeiten und der Unterstützung durch große Firmen beachtliche Erfolge. Im Jahre 1925 wurde in Mülheim die Holzwarth-Gasturbinen G. m. b. H. gegründet, deren Arbeiten in aller Stille, aber mit großer Gründlichkeit weitergeführt wurden.

An der theoretischen Auswertung der Betriebsergebnisse waren insbesondere die auf diesem Gebiet bekannten Fachleute Schüle und Stodola maßgebend beteiligt.

Im Laufe dieser Entwicklungsarbeiten, über deren Einzelheiten in der Öffentlichkeit bisher nicht berichtet wurde, hat sich auch die Bauform der Holz-

warth-Turbine nicht unwesentlich verändert; die neuen Holzwarth-Turbinen werden nur mit horizontaler Welle gebaut und die Brennkammern sind nicht mehr in einem Ring angeordnet. Die Küh-

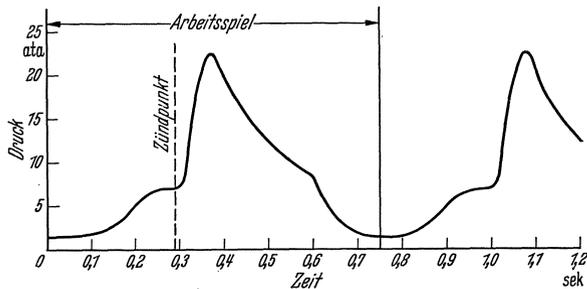


Abb. 58. Druckverlauf in der Verpuffungskammer einer neueren Holzwarth-Turbine.

lung der Turbinenschaufeln durch Spülung mit Kühlluft wurde verlassen und durch eine innere Kühlung der Laufräder durch Kühlwasser ersetzt; das Düsenventil bleibt bei den neueren Holzwarth-Turbinen während der Aufladung der Verpuffungskammer geschlossen. Dadurch fällt die lange Spülperiode im Arbeitsdiagramm fort und gleichzeitig werden die damit verbundenen Radreibungs- und Ventilationsverluste erheblich verringert. In Abb. 58 ist das Druck-Zeit-Diagramm einer neueren Holzwarth-Turbine angedeutet, aus dem der grundlegende Unterschied gegenüber Abb. 57 hervorgeht. Ferner ist wesentlich, daß das Gefälle in zwei Stufen verarbeitet wird, wovon nur die erste Stufe periodisch beaufschlagt wird, darauf sammelt sich das Gas aus den beiden vorhandenen Brennkammern

um in einer zweiten nahezu kontinuierlich durchströmten Stufe bis auf Atmosphärendruck zu expandieren.

Die Kühlung der gefährdeten Teile erfolgt zu einem großen Teil durch Heißwasser, wobei allzu hohe unmittelbare Wärmeverluste vermieden werden, da die dem Kühlwasser zugeführte Wärme, wenn auch bei schlechterer Ausnutzung des ursprünglichen Temperaturgefälles, zur

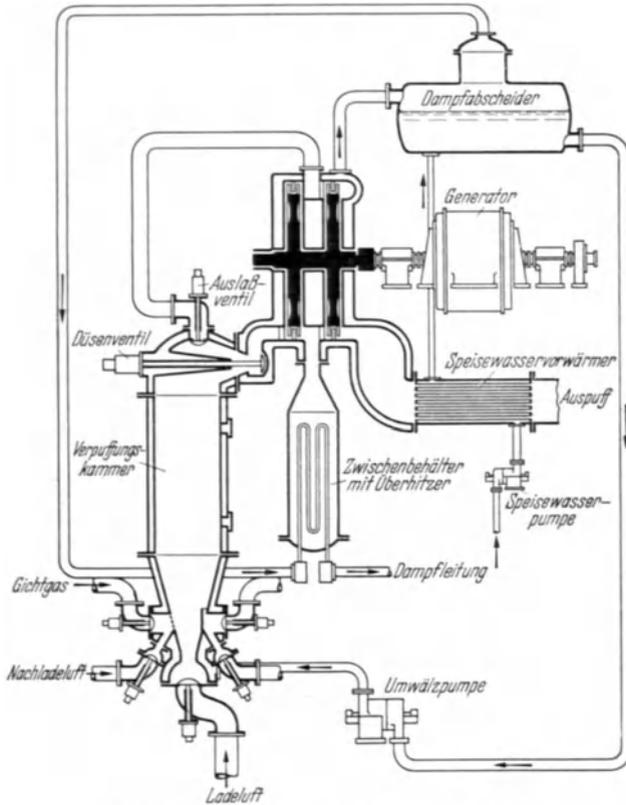


Abb. 59. Schema einer neueren Holzwarth-Turbine.

Dampferzeugung verwendet wird. Bei einigen besonders empfindlichen und gefährdeten Teilen muß allerdings noch von kaltem Kühlwasser Gebrauch gemacht werden.

Die Betätigung der Ventile geschieht durch eine sehr gut bewährte hydraulische Ölsteuerung. Als Brennstoff diente bei den meisten Holzwarth-Turbinen Hochofengichtgas, es wurden allerdings auch Versuche mit flüssigen und festen Brennstoffen gemacht und auch eine nur für flüssigen Brennstoff geeignete Ölturbine gebaut.

Der letzten Entwicklung der Holzwarth-Turbinen dienten vor allem die bei der Firma Thyssen in Hamborn durchgeführten Betriebsversuche an einer 2000 kW-Turbine, deren Schema in Abb. 59 dargestellt ist. Diese Versuche erstreckten sich im ganzen über mehr als 2000 Betriebsstunden, wobei auch mehrwöchige Dauerfahrten unternommen wurden. Dabei sind gesamte Wirkungsgrade von η_w bis zu 20 % erreicht worden.

Durch die intermittierende Arbeitsweise und durch besonders geeignete Spezialwerkstoffe zur Herstellung der Turbinenschaufeln, war bei der Versuchsturbine Hamborn ein Dauerbetrieb bei 720° C Eintrittstemperatur in das erste Turbinenrad ohne weiteres möglich. Die Holzwarth-Gesellschaft glaubt auf Grund ihrer sehr eingehenden Erfahrungen und Versuche mit Sonderbaustoffen für Turbinenschaufeln diese Temperatur noch bis über 900° C steigern zu können; damit wäre voraussichtlich auch eine erhebliche Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades bis auf etwa 28 % verbunden. Die Vorverdichtung der Brennkammerladung hat sich mit 5,5—6,5 atü als zweckmäßig erwiesen.

Zur Zeit stehen neue große Anlagen unmittelbar vor der Vollendung, in denen alle bisher gewonnenen Erfahrungen verwertet sind, und man ist berechtigt zu hoffen, daß diese Anlagen mit Gesamtwirkungsgraden über 25 % zuverlässig im Dauerbetrieb arbeiten können.

Auf die sehr interessanten baulichen Einzelheiten dieser neuesten Holzwarth-Turbine kann nicht näher eingegangen werden, dagegen scheint es zweckmäßig, über die Anwendungsgebiete für die Holzwarth-Turbinen etwas zu bemerken.

Die Holzwarth-Gasturbinen-Gesellschaft hat nicht den Ehrgeiz, die bisher vorhandenen Wärmekraftmaschinen zu verdrängen, vielmehr konzentriert diese Gesellschaft ihre Interessen auf ein Anwendungsgebiet, in dem die Kolbenmaschine sowohl im Wirkungsgrad als auch in ihrem betrieblichen Verhalten noch nicht voll befriedigen können, nämlich auf die Abgasverwertung in Hüttenwerken zur Krafterzeugung. Die in Hüttenwerken bisher verwendeten Großgas-Kolbenmaschinen erreichen die Holzwarth-Turbine weder im Wirkungsgrad noch auch in der Anpruchslosigkeit bezüglich Wartung und Platzbedarf, oder in der Niedrigkeit der Erstellungskosten. Die Verwertung der Hüttenwerksgase in Dampfanlagen gibt auch bei Anwendung der modernsten Dampfmaschinenprozesse keine günstigeren Verhältnisse, da die Kessel zur Abgasverwertung im Wirkungsgrad verhältnismäßig gering in der Erstellung, jedoch recht teuer sind.

Es ist daher denkbar, daß sich die Holzwarth-Turbine auf diesem Gebiet Eingang verschaffen kann und daß sie von da aus auch noch in andere Gebiete vordringt, in denen sehr große Leistungen bei geringen Anlagekosten mit recht gutem Wirkungsgrad verlangt werden.

Bei der Verwendung flüssiger, auch nicht vergasbarer Brennstoffe

wurden von Holzwarth ebenfalls beachtliche Teilerfolge erzielt, dennoch scheint es nicht wahrscheinlich, daß die ausgezeichneten Wirkungsgrade moderner Dieselmotoren erreicht oder gar überboten werden können. Eine Berechtigung für die Anwendung der Holzwarth-Turbine mit flüssigem Brennstoff kann also nur gefunden werden, wenn es gelingt, die in einer Maschine ausführbare Leistung erheblich größer zu machen als die Maximalleistungen der Dieselmotoren, oder auch da, wo die Anlagekosten für die Wirtschaftlichkeit ausschlaggebend sind (z. B. Notstromanlagen, Spitzenkraftwerke mit geringer Betriebszeit). Über die in Holzwarth-Turbinen noch ausführbaren Maximalleistungen liegen noch keine Erfahrungen vor. Zu der Verbrennung fester Brennstoffe in Form von Kohlenstaub liegen nur wenige und nicht sehr aussichtsreiche Versuche vor; es ist aber auch fraglich, ob eine solche Verwertung der Kohle besonders wünschenswert ist. Zur Verbrennung von Kohlenstaub kommt nämlich (auch im Kohlenstaubmotor von Pawlikowsky) nur Staub aus hochwertiger Kohle in Frage, wobei dann immer viele wertvolle Bestandteile mitverbrennen, deren Gewinnung bei der Verkokung eine wirtschaftlichere Verwendung zuließe. Es ist also nicht gesagt, daß der große technische Erfolg, den die Verwendbarkeit fester Brennstoffe zur unmittelbaren Krafterzeugung darstellt, auch in gleicher Weise ein wirtschaftlicher Erfolg sein kann, weshalb an dieser Aufgabe von seiten der Gasturbinenbauer zur Zeit mit weniger Nachdruck gearbeitet wird.

Die praktischen Versuche mit Gasturbinen haben gezeigt, daß bisher nur zwei der vielen in Gasturbinen denkbaren Arbeitsverfahren in betriebsfähigen Maschinen so verwirklicht werden konnten, daß man auch auf eine wirtschaftliche Verwertung hoffen kann. Der bisherige Erfolg bleibt also hinter den großen Erwartungen, die man vor einigen Jahrzehnten in diese neue Wärmekraftmaschine setzte, sehr weit zurück; dennoch darf man nicht verkennen, daß gemessen an den Schwierigkeiten der Aufgabe die Leistungen der Pioniere des Gasturbinenbaues ganz hervorragend sind und man kann feststellen, daß sie den Weg, der sich so mühevoll und schwer erwies, doch nicht umsonst beschritten haben. Wenn auch nicht daran zu denken ist, daß alle Träume der ersten Erfinder verwirklicht werden könnten, so scheint es doch genügend Anwendungsgebiete zu geben, in denen die Gasturbine ihren Platz erobern wird.

Die große Verbreitung, welche die Gasturbinen als Hilfsmaschinen in anderen Kraftmaschinenanlagen, besonders im Motorenbau gefunden haben, ist auch zu einem nicht geringen Teil denen zu danken, die unbeirrt von vielen Enttäuschungen und großen Opfern an dem Hauptziel der Großgasturbine gearbeitet haben und auch die Versuche zur Schaffung verwendungsfähiger Gasturbinen, bei denen das erstrebte Ziel nicht erreicht werden konnte, haben zum technischen Fortschritt bei-

getragen, indem sie zeigten, wo die Schwierigkeiten lagen, oder wo man von falschen Vorstellungen ausgegangen war. Nach dem gegenwärtigen Stand der Technik kann man hoffen, daß das Problem so weit gelöst ist, daß man schon bald auch die wirtschaftlichen Aussichten und Möglichkeiten von großen Gasturbinenanlagen auf Grund von Betriebserfahrungen sicherer beurteilen kann.

VI. Stand der Literatur über Gasturbinen.

In der folgenden Zusammenstellung sind Bücher und Schriften, die sich mit dem Gesamtgebiet der Gasturbine oder mit Einzelkonstruktionen befassen, nach der Zeit ihres Erscheinens geordnet aufgezählt.

Soweit diese Schriften für die vorliegende Aufgabe durchgesehen wurden, ist über ihren Inhalt im folgenden kurz berichtet. Außer diesen Büchern enthalten einige in den letzten Jahren erschienene Bücher über Wärmekraftmaschinen oder Thermodynamik und maschinentechnische Taschenbücher meist allgemein gehaltene Bemerkungen über Gasturbinen. Solche Schriften, welche die Gasturbine nicht als einen wesentlichen Bestandteil behandeln, wurden nur verwendet, wenn sie für die Theorie oder Ausführung von Gasturbinen wichtige Gesichtspunkte bringen. Außerdem sind in deutschen und ausländischen technischen Zeitschriften verstreut Aufsätze über Gasturbinen zu finden, die sich meistens mit ausgeführten oder geplanten Einzellösungen des Gasturbinenproblems beschäftigen; soweit dabei wichtige Erkenntnisse gewonnen wurden, sind sie schon in die sonst aufgeführte Literatur eingegangen, so daß es nicht nötig erschien, alle derartigen Aufsätze im einzelnen zu behandeln. Der Inhalt einiger in der älteren Literatur mehrfach genannter Artikel und einiger ganz neuer Aufsätze ist ebenfalls kurz angegeben.

Endlich ist noch eine sehr umfangreiche Patentliteratur über Gasturbinen vorhanden. Die große Mannigfaltigkeit der darin enthaltenen Vorschläge gibt einen Begriff von den Schwierigkeiten, die der praktischen, technischen Lösung dieser Aufgabe entgegenstehen. Leider sind aber nur wenige Erfindungsgedanken festzustellen, von denen man hoffen könnte, daß sie zum Ziel führen. Die bemerkenswertesten derartigen Versuche sind auch in der Literatur zu finden, so daß zu einer allgemeinen Orientierung ein näheres Eingehen auf die zahlreichen Einzelvorschläge nicht nötig erscheint.

Literaturverzeichnis.

a) Bücher.

1. 1905 Barkow: Studium zur Frage der Gasturbine.

Barkow untersucht im wesentlichen nur das Prinzip der Gleichdruckverbrennungsturbine. Seine Annahmen über erreichbare Wirkungsgrade von Turbokompressoren und Turbinen waren für die damalige Zeit reichlich hoch. Vor allem aber hat Barkow, wie die meisten Gasturbinen-Fachleute der damaligen Zeit, die Schwierigkeit der hohen Temperaturen zu gering eingeschätzt. In den Darstellungen von Barkow und Zsélyi [1 u. 10] ist der Wirkungsgrad des Prozesses mit isothermer Kompression falsch, und zwar zu hoch angegeben, da in der Bilanz die bei der Kompression abzuführende Wärme Q_k nicht berücksichtigt wird.)

2. 1906 Langen: Die Aussichten der Gasturbine.

Langen kommt zu der Ansicht, daß die Gleichdruckverbrennungsturbine mit Turbokompressoren zur Aufladung sehr schlechte Wirkungsgrade ergeben muß. Er rechnet dabei mit Kompressorwirkungsgraden von 60%. Die Verpuffungsturbine könnte nach Langen zwar annehmbare Wirkungsgrade erreichen, er ist jedoch der Ansicht, daß die Notwendigkeit intensiver Kühlung entweder den Wirkungsgrad sehr herabsetzt, oder daß die konstruktive Einfachheit verlorengeht, weil Verbindung mit einer Dampfturbine nötig wird. Deshalb kommt er zu dem Schluß, daß Bemühungen zur Schaffung einer praktisch brauchbaren Gasturbine von vornherein zur Erfolglosigkeit verurteilt sind.

3. 1907 Wegner v. Dallwitz: Eine praktisch brauchbare Gasturbine.

Wegner macht Vorschläge zum Bau von Verpuffungsturbinen. Um dabei eine möglichst gleichmäßige Beaufschlagung des Laufrades zu erhalten, will er einen Gasstrom aus mehreren abwechselnd in Tätigkeit tretenden Verpuffungskammern durch ejektorartig ineinander geschachtelte Rohre aus einer gemeinsamen Düse austreten lassen. Dieser Weg kann nach allen bisherigen Erfahrungen als grundsätzlich unrichtig gelten, weil er zu lange Wege der hochgespannten und hocherhitzten Gase und damit sehr große Verluste, insbesondere Abkühlungsverluste durch Wärmeleitung und Strahlung bringen muß. Bei seinen Wirkungsgradberechnungen kommt er auf Werte bis zu 20%, wobei er aber die Abkühlungsverluste mit nur 10% viel zu niedrig einschätzt. Abgesehen davon, standen damals keine technischen Mittel zur Verfügung, um die Gasturbinenvorschläge in der von Wegner gedachten Form betriebssicher auszuführen.

4. 1907 Wegner v. Dallwitz: Der Gasstromerzeuger.

In dieser Schrift versucht Wegner den Apparat zur Erzeugung des heißen Gasstromes in Einzelheiten konstruktiv weiter auszubilden und auch andere Verwendungsmöglichkeiten dafür zu zeigen.

5. 1908 Wegner v. Dallwitz: Die Explosionsgasturbine als Reaktionsturbine.

Die hier vorgeschlagene Reaktionsturbine (Verpuffungsturbine) hätte zwar den Vorteil konstruktiver Einfachheit. Das Wegfallen der empfindlichen Turbinenschaufeln wäre auch ein großer Fortschritt in Richtung besserer Betriebssicherheit, dafür ergibt aber diese Ausführungsart (die von Nernst als Gleichdruckverbrennungsturbine vorgeschlagen war) sehr schlechte Wirkungsgrade für die Umsetzung der kinetischen Gasenergie in Nutzarbeit, weil die Gasgeschwindigkeiten viel höher sind als die erreichbaren Umfangsgeschwindigkeiten der Düsen. Wegner glaubt, irrtümlicherweise mit Umfangsgeschwindigkeiten von 1000 m/sec rechnen zu können.

6. 1909 Wegner v. Dallwitz: Verbrennungsgasturbine oder Explosionsgasturbine.

Wegner zeigt durch Wirkungsgradberechnungen, daß die Gleichdruckgasturbine geringere Aussichten hat als die Verpuffungsturbine und beschreibt zwei Verpuffungsturbinen mit um-

laufenden Verpuffungskammern, die allerdings gegen die Düsen zu offen sind, für flüssige und gasförmige Brennstoffe. Die konstruktiven Schwierigkeiten werden von *W e g n e r* offenbar sehr unterschätzt. Er erwartet von diesen Turbinen Gesamtwirkungsgrade von 15—20%. Bemerkenswert ist, daß er in dieser Schrift die Erfolglosigkeit seiner früheren Versuche mit Gasstromerzeugern [4] kurz vermerkt und zu dem Schluß kommt, daß eine praktische Verwendung dieses Prinzips ausgeschlossen erscheint.

7. 1910 *Suplee*: The Gas Turbine.

8. 1911 *Holzwarth*: Die Gasturbine.

H o l z w a r t h berichtet ausführlich über die Theorie, Konstruktion und Betriebsergebnisse seiner bis dahin ausgeführten Gasturbinen. Seine Turbine bestand aus einer Anzahl ringförmig angeordneter Verbrennungskammern, die durch hydraulisch betätigte Ventile sowohl gegen die Düsen, als auch gegen die Räume, aus denen Luft und Gas zugeführt wird, abgeschlossen werden. Das Düsenventil öffnete durch den Explosionsdruck. Die Energie wird durch ein Aktionsrad in einer oder mehreren Stufen ausgenützt. Die Kühlung erfolgte in der Hauptsache durch Spülluft. Wesentlich für die Wirtschaftlichkeit ist die Ausnützung der Abgaswärme, die zur Dampferzeugung in einem besonderen Kessel dient. Die dadurch betriebene Dampfturbine muß den Arbeitsbedarf zur Verdichtung des Brenngemisches decken. Die Ausführungen *H o l z w a r t h*s sind sehr bemerkenswert, da die von ihm gebauten Turbinen die einzigen wirklich betriebsfähigen derartigen Maschinen größerer Leistung geblieben sind, und da auch über bauliche Einzelheiten viele wertvolle Erfahrungen gesammelt wurden. Für seine thermodynamischen Rechnungen hat *H o l z w a r t h* den Vorteil, ganz bestimmte konstruktive Verhältnisse zugrunde legen zu können, wodurch sich die Rechnungen jedoch schwer verallgemeinern lassen. Für praktisch brauchbare Gasturbinen hielt *H o l z w a r t h* folgende Bedingungen für erforderlich:

1. Betrieb mit periodischer Verpuffung.
2. Abschluß der Verpuffungskammern gegen die Turbine während des größten Teiles der Ladung mit Brenngemisch.
3. Abschluß der Verpuffungskammern auf der Beschickungsseite während der Verpuffungs- und Expansionszeit.
4. Spülung der Verpuffungskammern mit Luft zwischen den einzelnen Verpuffungen.

9. 1912 *Ventou-Duclaux*: Les Turbines à Gas.

In diesem Buch ist eine Anzahl von Erfindervorschlägen größtenteils an Hand von Skizzen beschrieben, die sich sowohl auf die Lösung des Gesamtproblems, als auch auf Teilaufgaben beziehen. Die theoretischen Grundlagen sind nur allgemein behandelt und erlauben keine Beurteilung der beschriebenen Ausführungsarten. Außerdem enthält die Schrift ein Verzeichnis der in Frankreich auf diesem Gebiet bis 1911 erteilten Patente.

10. 1913 *Zsélyi*: Die Gasturbine.

Die allgemeinen thermodynamischen Betrachtungen von *Z s é l y i* bieten gegenüber den ähnlichen früheren von *B a r k o w*, *L a n g e n* und *W e g n e r* nichts wesentlich Neues. Anschließend berichtet er über die bis dahin angestellten praktischen Versuche. Außer den bekannten auch in der sonstigen Literatur beschriebenen Versuchen erfährt man hier auch von solchen, die *Z s é l y i* mit einer Verpuffungsturbine mit umlaufenden Brennkammern unternommen hat. Die Grundgedanken der *Z s é l y i*-Turbine sind die einer einstufigen Reaktionsturbine, wie sie z. B. von *W e g n e r*, aber auch schon in früheren Patenten vorgeschlagen war. Die Ausführung war denkbar einfach und hatte gegenüber den früheren ähnlichen Vorschlägen nur die Besonderheit, daß sie wirklich gelaufen ist. Meßegebnisse über Leistung und Brennstoffverbrauch sind nicht angegeben und offenbar auch gar nicht ermittelt worden, da von vornherein ein annehmbarer Wirkungsgrad nicht erwartet werden konnte. Die erreichten Umfangsgeschwindigkeiten waren wegen der Ventilationsarbeit der umlaufenden Düsenrohre gegenüber der Ausströmgeschwindigkeit der Gase so gering, daß weitaus der größte Teil der kinetischen Energie noch in den auspuffenden Gasen blieb. Dieser Umstand erklärt auch, daß die Kühlung der Turbine, die nur äußerlich durch die umgebende Luft erfolgte, ausreichend war und keine unzulässige Erwärmung der Maschine eintrat. Abschließend beurteilt *Z s é l y i* die Aussichten der Gasturbine folgendermaßen: Die Gleichdruckverbrennungsturbine könnte nur lebensfähig werden, wenn es gelingt, statt der Turbokompressoren zur Verdichtung der Ladung einen wirtschaftlichen und zuverlässigen unmittelbar mit Gas betriebenen Freiflugkolbenkompressor zu bauen; Versuche in dieser Richtung sind unter anderem auch von *Z s é l y i* unternommen worden, haben aber noch zu keinem endgültigen Erfolg geführt. Die Verpuffungsturbine mit Vorkompression durch Abwärmeverwertung hat in der von *H o l z w a r t h* ausgeführten Form Aussicht, die wirtschaftlichen Wirkungsgrade selbst guter Dampfturbinenanlagen zu übertreffen. Die Verpuffungsturbine ohne nennenswerte Vorverdichtung der Ladung könnte nur in Sonderfällen, in denen nicht die Wirtschaftlichkeit, sondern die Einfachheit ausschlaggebend ist, Anwendung finden.

11. 1920 Baetz: Ein neues Prinzip für Dampf- und Gasturbinen.

Die Turbine von Baetz besteht aus einem Zellenrad, in welchem die Vorverdichtung der Ladung stufenweise durch die verpuffenden Gase erfolgen soll; die Anschauungen, welche Baetz von diesem System ganz besondere Vorteile erhoffen lassen, sind zwar anfechtbar, jedoch ist sein Bestreben, die Verbrennungsvorgänge nicht nach rein statischen Gesichtspunkten, sondern als thermodynamische Mengenzustandsänderungen oder Ausgleichvorgänge zu behandeln, aner kennenswert. Bei den praktischen Versuchen von Baetz zeigt sich, daß in kleinen Ver brennungsräumen zwar regelmäßige Verpuffungen erreicht werden können, das Zellenrad konnte aber nicht durch eigene Kraftentfaltung in Betrieb gehalten werden.

12. 1920 Eyer mann und Schulz: Die Gasturbinen.

In diesem Buch sind die wichtigsten theoretischen Hilfsmittel zur Beurteilung und thermo dynamischen Berechnung zusammengestellt. Sodann ist eine große Anzahl von Erfindervorschlägen beschrieben, sowohl für ganze Turbinensysteme, als auch für die Ausführung ver schiedener Konstruktionsteile. Ein Abschnitt über die praktischen Versuche mit Gasturbinen bringt nichts Neues zu den schon aus der früheren Literatur bekanntgewordenen Ergebnissen. Im Anhang ist eine Zusammenstellung über die Patentschutzdauer wichtiger Gasturbinen-Patente enthalten. Über nasse Gasturbinen, die zu jener Zeit erst im Anfangsstadium ihrer Entwicklung waren, ist in dem Buch von Eyer mann und Schulz noch nichts zu finden.

13. 1922 Seiliger: Graphische Thermodynamik und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen und Turbinen.

Für die Berechnung von Gasturbinen sind unter Umständen die von Seiliger angegebenen graphischen Methoden praktisch; über die Besonderheiten der Gasturbinen hält Seiliger noch experimentelle Untersuchungen für erwünscht, da die an Dampfturbinen gewonnenen Erfahrungswerte über Verluste durch Wärmeleitung und -Strahlung und über Reibungsverluste voraussichtlich nicht einfach auf die Gasturbinen übertragen werden dürfen. Die bauliche Ausgestaltung ist in diesem Buch nicht behandelt.

14. 1922 Stodola: Dampf- und Gasturbinen.

In diesem Buch sind alle wichtigen Erkenntnisse über die für den Bau von Gasturbinen grundlegenden theoretischen und konstruktiven Fragen zusammengefaßt. Stodola hielt die An sichten der Verpuffungsturbinen für günstiger als die der Gleichdruckverbrennungsturbinen, außerdem behandelte er auch die Theorie der nassen Gasturbine nach dem System von Stauber sehr ausführlich. In dem Abschnitt über ausgeführte Gasturbinen werden vor allem die Ma schinen von Holzwarth eingehend behandelt. Ein kurzer Abschnitt berichtet über Aus führungen von Abgasturbinen an Flugmotoren, die zum Antrieb von Ladegebläsen dienen. Für das Einarbeiten in das Gebiet der Gasturbinen ist das gründliche Studium aller bei Stodola auch in den Abschnitten über Dampfturbinen angegebenen wissenschaftlichen und experi mentellen Grundlagen sehr zu empfehlen, da dieses Werk das einzige ist, in welchem alle wich tigen Fragen einwandfrei behandelt sind.

15. 1924 Gentsch: Die Arbeit an der Gas- und Ölturbine.

In dieser Schrift wird sehr kurz eine große Zahl von tatsächlich gemachten oder bisher nur gedachten Versuchen zum Bau von Gasturbinen aufgezählt. Wenn Gentsch glaubt, daß die Theorie auf dem Gebiet der Gasturbinen zu grau gemalt habe, und daß die praktische Aus führung auch die Theorie in neue Bahnen lenken wird, so kann man seinen Optimismus nur bewundern, angesichts der vielen von ihm selbst angeführten Vorschläge, die, abgesehen von Holzwarths Versuchen, völlige Mißerfolge geblieben sind. Es ist zwar klar, daß man sich durch Fehlschläge an sich nicht entmutigen lassen soll, aber immerhin sind die theoretischen Grundlagen im großen und ganzen nicht so unsicher, daß es sich nicht lohnen würde, sie bei den Versuchen zum Bau von Gasturbinen im Rahmen ihrer erwiesenen Anwendbarkeit gründlichst zu beachten; zweifellos können dadurch manche Enttäuschungen erspart werden.

16. 1924 Gentsch: Untersuchungen über die Gas- und Ölgleichdruckturbine.

Gentsch übergibt mit dieser Arbeit die Untersuchungsergebnisse des Semmler-Kon sortiums der Öffentlichkeit. Dieses Konsortium war auf Veranlassung der Gasmotorenfabrik Deutz und der Maschinenbauanstalt Humboldt gemeinsam mit der Berliner Maschinen bau A.G. Schwarzkopf und der Stettiner Maschinenbau A.G. Vulkan zur Untersuchung der Ausführungsmöglichkeiten von Gleichdruckgasturbinen im Jahre 1904 gebildet worden. Die angestellten Wirkungsgradberechnungen bezogen sich auf einen Gleichdruckverbrennungs prozeß, bei welchem die Temperatur der Verbrennungsgase durch Überhitzung von Wasser dampf unter 1200° C gehalten werden sollte. Die ungenügenden Wirkungsgrade, die sich für dieses spezielle Verfahren ergeben, haben zwar keine allgemeine Bedeutung, dagegen sind einige Versuchsergebnisse dieses Ausschusses über Baustoffprüfungen, Disenversuche, Strahl druck und Kühlmöglichkeiten sehr aufschlußreich. Insbesondere war schon damals

erkannt worden, daß ein feststehender Körper, der von einem in einer Düse expandierten Gasstrahl getroffen wird, nicht die Temperatur annimmt, welche nach adiabatischer Expansion im Gasstrahl herrschen muß, sondern nahezu die Temperatur, welche die Gase vor der Expansion hatten. Diese Erkenntnis zeigt, daß die wirklichen Temperaturverhältnisse besonders für feststehende Leitrad-schaufeln aber auch für Laufräder, welche mit hoher Relativgeschwindigkeit getroffen werden, bedeutend ungünstiger sind als bis dahin allgemein angenommen wurde.

17. 1926 Wegner v. Dallwitz: Kreisprozeßkunde.

In diesem Buch behandelt Wegner allgemein die Grundlagen der Thermodynamik und die Möglichkeiten thermodynamischer Kreisprozesse, worunter auch die in Gasturbinen versuchten oder vorgeschlagenen Arbeitsverfahren enthalten sind. Ein Vergleich der verschiedenen Idealprozesse ist an Hand dieser Darstellungen durchaus möglich; dagegen sind dem Zweck des Buches entsprechend die für die technische Ausführbarkeit maßgebenden praktischen Schwierigkeiten nur ganz kurz gestreift, so daß dieses Buch über den praktischen Stand und die Aussichten von Gasturbinen zwar wertvolle Erkenntnisse aber nicht alle zu einer Urteilsbildung notwendigen Gesichtspunkte enthält. Leider wirken die Ausdrucksformen Wegners, die von den sonst in der Technik üblichen abweichen, und sein auf offenbar falschen Vorstellungen beruhender Kampf gegen den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik sehr verwirrend, so daß man das Studium dieses Buches nur kritischen Lesern empfehlen kann.

18. 1928 Ostertag: Die Entropiediagramme der Verbrennungsmotore einschließlich der Gasturbine.

Ostertag berechnet an einigen Zahlenbeispielen die Wirkungsgrade von Gleichdruckverbrennungsturbinen unter der Voraussetzung, daß die Kompression der Ladung in Kolbenverdichtern erfolgt, die von besonderen Kraftmaschinen mit gutem Wirkungsgrad (z. B. Dieselmotoren oder Wasserturbinen) angetrieben werden. Unter diesen Verhältnissen wären annehmbare Wirkungsgrade erreichbar, auch wenn zur Herabsetzung der Verbrennungstemperatur mit großem Luftüberschuß oder etwas günstiger mit Wassereinspritzung gearbeitet wird. Auch für die Verpuffungsturbine ist unter derselben Voraussetzung ein Beispiel gerechnet, welches zeigt, daß bei denselben maximalen Drücken der Wirkungsgrad dieses Verfahrens etwas geringer wird. Die Voraussetzung von Kolbenverdichtern mit eigenem Antrieb würde, wie Ostertag selbst sagt, die meisten Vorzüge der Turbinenbauart von vornherein ausschließen, so daß eine Ausführung in dieser Form kaum noch einen vernünftigen Sinn haben könnte. Die von Ostertag mit Hilfe der Gas-Entropietafel Stodolas gerechneten Beispiele sollen nur zeigen, daß die Beschaffung der Druckluft bzw. des hochverdichteten Brenngemisches eine Kernfrage des Gasturbinenproblems ist, und daß Turbomaschinen für diese Aufgabe wegen ihres schlechten Wirkungsgrades die wirtschaftlichen Aussichten der Gleichdruckverbrennungsturbine von vornherein verderben.

19. 1930 Schüle: Technische Thermodynamik.

Schüle zeigt in einigen kurzen Abschnitten seiner technischen Thermodynamik die neuere Entwicklungsrichtung der Holzwarth-Gasturbine, die als Verbund-Explosions-Feuergas- und Wasserdampfturbine nach Holzwarth-Schüle Gesamtwirkungsgrade von 25—30% erwarten läßt. Die erhoffte Einfachheit der Konstruktion und Arbeitsweise, welche von jeher den Hauptantrieb zu Gasturbinenversuchen gab, scheint jedoch damit ziemlich verlorengegangen zu sein.

20. 1931 Stauber: Gasturbinen (Abschn. im Taschenbuch Hütte, Bd. 2, 26. Aufl.)

In dem Taschenbuch Hütte, Bd. 2, ist der Abschnitt über Gasturbinen von Stauber bearbeitet. Stauber berichtet über die grundsätzlichen Verfahren, die dabei möglich sind, und gibt kurz die verschiedenen betrieblichen Vor- und Nachteile der möglichen Ausführungsarten an.

21. 1932 Pflaum: I-s-Diagramme für Verbrennungsgase.

Die Arbeit von Pflaum behandelt keine speziellen Gasturbinenprobleme, jedoch sind die Gasentropietafeln das beste Hilfsmittel zur Berechnung wirklicher Gasturbinenprozesse unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der spezifischen Wärme.

22. 1938 Holzwarth-Gasturbinen G.m.b.H.: Die Entwicklung der Holzwarth-Gasturbine (nicht im Handel, als Manuskript gedruckt).

In diesem nicht veröffentlichten Buch gibt die Holzwarth-Gesellschaft eine ausführliche Darstellung der sehr aufschlußreichen Entwicklung des Arbeitsverfahrens und der baulichen Ausbildung ihrer Turbinen. Die im Abschnitt über praktische Versuche mit Gasturbinen gemachten Andeutungen über die neueste Entwicklung dieser Maschinen sind größtenteils diesen Darstellungen entnommen, die ein sehr klares Bild von den konstruktiven und betrieblichen Schwierigkeiten, aber auch einen Ausblick auf die wirtschaftliche Verwendungsfähigkeit der Holzwarth-Turbine vermitteln.

b) Zeitschriften — Aufsätze.

23. Z. ges. Turbw. 1905, S. 375; 1906, S. 43f.

Baumann: Zur Ausführungsmöglichkeit von Gasturbinen.

Baumann untersucht die Verhältnisse, welche sich für Gasturbinen mit Wärmezufuhr bei konstantem Druck (Gleichdruckverbrennungsturbinen) ergeben und behandelt auch schon die Möglichkeit isothermer Expansion. also Wärmezufuhr bei abnehmendem Druck. Die Untersuchung über die mit verschiedenen Idealprozessen möglichen Wirkungsgrade übertrifft an Gründlichkeit die meisten seither darüber erschienenen Arbeiten. Baumann weist auch schon auf die Vorteile des Regenerators und die Möglichkeit der stufenweisen Expansion hin; bezüglich der Schwierigkeiten für die praktische Ausführbarkeit teilt er allerdings den in der damaligen Zeit allgemein verbreiteten Optimismus. Über die Verpuffungsturbinen ist in dieser Arbeit nichts enthalten.

24. Z. ges. Turbw. 1909, S. 188.

Langen: Kolbengasmaschine mit Vorkompression und Abgasturbine.

Langen, der in seiner Schrift „Die Aussichten der Gasturbine“ [2] den Gasturbinen jede Lebensmöglichkeit abgesprochen hatte, macht hier den Vorschlag, den Raumbedarf, die Anlagekosten und die Betriebsschwierigkeiten der Kolben-Großgasmaschinen durch Vorschalten eines Turbokompressors wesentlich zu verringern und den Kraftbedarf des Turbokompressors durch eine Abgasturbine zu decken. Der Turbokompressor sollte z. B. in drei Stufen die Ladung der Gasmaschine auf etwa 4 ata vorverdichten, während die Abgasturbine mit einem Anfangsdruck von etwa 12 ata und der Anfangstemperatur von etwa 1000° abs. als einstufige Laval-Turbine die Abgase bis auf Atmosphärendruck entspannen sollte. Langen rechnet nach, daß bei einem Wirkungsgrad des Verdichters und der Turbine von je 50% die Leistung der Abgasturbine für den Kompressorenantrieb ausreicht. Der Brennstoffverbrauch würde durch diese Anordnung nicht wesentlich geändert.

In der Tat ist diese Anordnung einer Abgasturbine zum Antrieb eines Aufladegebläses bis heute das einzige Anwendungsgebiet, auf dem die Gasturbine unbestreitbare Erfolge erzielt hat, zwar nicht bei Großgasmaschinen, wie Langen 1909 glaubte, sondern für Dieselmotoren und besonders bei Flugmotoren. Die Leistungsfähigkeit solcher Motoren kann dadurch auch in großen Höhen erhalten bleiben, allerdings bei etwas gesteigertem Brennstoffverbrauch [14 u. 15].

25. Z. ges. Turbw. 1909, S. 217.

Barbezat: Versuche an einer Petroleumgasturbine.

Barbezat berichtet über die Versuche, welche die Société anonyme des Turbomoteurs in Paris mit einer 25 PS-Gleichdruck-Verbrennungsturbine, für welche die Druckluft von 4,5 atü aus einer vorhandenen Druckluftleitung entnommen wurde, unternommen hat, ferner über eine Gleichdruckturbine zum Antrieb von Torpedos, und über eine große Verbrennungsturbine, die durch einen von der gleichen Welle angetriebenen Turbokompressor die Verbrennungsluft auf 4 ata komprimierte. Die Leistungsaufnahme des Verdichters betrug 400 PS bei 4250 U/min. In dem Bericht werden bauliche Einzelheiten, betriebliche Schwierigkeiten und Art und Ergebnisse der ausgeführten Leistungs- und Verbrauchsmessungen beschrieben. Da diese Versuche lange Zeit die einzigen geblieben sind, die mit Gleichdruck-Verbrennungsturbinen größerer Leistung angestellt und durch einwandfreie Messungen geprüft wurden, sind die wesentlichen Ergebnisse in den meisten späteren Veröffentlichungen über dieses Gebiet enthalten [10, 12, 14 u. 20]. Die erreichten Wirkungsgrade entsprachen nicht den Erwartungen, da die Temperatur der Verbrennungsgase schon vor der Expansion durch Wassereinspritzung sehr stark herabgesetzt werden mußte, um das Zwischenleitrad zwischen den beiden Laufkränzen nicht zu zerstören.

26. Z. ges. Turbw. 1909, S. 332.

Langen: Versuche an einer Petroleumgasturbine.

Langen berechnet im Anschluß an den Bericht von Barbezat mit den dort angegebenen Werten, daß der thermische Wirkungsgrad der großen Versuchsturbine nur etwa 3,2% betragen hat, und zwar bei einer Nutzleistung von 89,5 PS und dem Brennstoffverbrauch von 1,99 kg/PS_h. Langen glaubt, daß man die Kühlung des Leitrades durch langsames Drehen und Bespritzen mit Wasser verbessern und dadurch die Temperatur vor den Düsen erhöhen könnte; die dadurch erzielbare Wirkungsgradverbesserung bis auf etwa 16% würde aber nicht ausreichen, um die Gasturbine auch wirtschaftlich wettbewerbsfähig zu machen.

27. Z. ges. Turbw. 1909, S. 313.

Büchi: Über Verbrennungskraftmaschinen.

Büchi kommt nach einer allgemeinen Betrachtung der idealen thermodynamischen Kreisprozesse in den gebräuchlichen Brennkraftkolbenmaschinen zu derselben Kombination einer Hochdruck-Kolbenmaschine mit einer Niederdruckturbine, die auch Langen in dem oben-

- genannten Aufsatz empfohlen hat. Er will jedoch den größeren Arbeitsanteil von der Turbine erhalten, dadurch daß der Gegendruck der Kolbenmaschine höher, z. B. mit 16 at angenommen ist, und mit der Annahme, daß die Vorverdichtung durch einen Turbokompressor auf 3—4 at isotherm erfolgen könnte. Insbesondere durch diese Annahme isothermer Vorkompression, die sich aber nicht verlustlos verwirklichen läßt, findet B ü c h i für den Idealprozeß seiner Maschinenkombination erheblich bessere thermische Wirkungsgrade gegenüber einer einfachen Kolbenmaschine. Die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades ist zwar bei einer wirklichen Ausführung wegen der bedeutend vermehrten Gelegenheiten zu Verlusten nicht zu erwarten, es könnte aber bei etwa demselben Wirkungsgrad eine Gewichts- und Raumersparnis erzielt werden, die allerdings den Nachteil einer nicht mehr einheitlichen Maschinenanlage mit sich bringt, was wohl in der Hauptsache von der Großausführung solcher Anlagen abgeschreckt hat. (Dieser Vorschlag von B ü c h i ist nicht zu verwechseln mit der Ausführung von Gasturbinen-Aufladegebläsen (Patent Büchi), wobei die Gasturbine nur eine Hilfsmaschine ist.)
- 28. Gasmotorentchnik 1909/10, S. 125.**
Barbezat: Praktische Versuche an Gasturbinen.
- In dem Bericht über einen Aufsatz von B a r b e z a t werden die wesentlichen Versuchsergebnisse der von diesem untersuchten Gasturbinen mitgeteilt. Die Untersuchungen wurden an einer kleinen Verpuffungsturbine mit vier nach der Düse offenen feststehenden Verpuffungskammern (System Karavodine, s. auch [9, 12 u. 14] ausgeführt. Die wirtschaftlichen Ergebnisse waren ebenso unbefriedigend, wie bei den oben erwähnten Versuchen der Société Anonyme des Turbomoteurs, sie sind auch in den meisten späteren Buchveröffentlichungen über Gasturbinen enthalten.
- 29. Stahl u. Eisen 1911, S. 1701.**
Langer: Über Gasturbinen.
- L a n g e r berichtet kurz über einige Vorschläge von Verpuffungsturbinen, er hält aber diese Ausführungsart wegen der intermittierenden Wirkungsweise für weniger aussichtsreich als die Gleichdruckverbrennungsturbine. Durch Verbesserung der Wirkungsgrade von Turbokompressoren hält L a n g e r es für möglich, daß für sehr große Leistungen, die mit Kolbenmaschinen nicht mehr in einem Aggregat bewältigt werden können, ein Anwendungsgebiet der Gleichdruck-Verbrennungsturbinen geschaffen werden kann, obwohl eine größere Wirtschaftlichkeit von dieser Wärmekraftmaschine nicht zu erwarten ist.
- 30. Z. VDI 1912, S. 968, 1003.**
Holzwarth: Der Wirkungsgrad der Explosionsgasturbine.
- 31. Z. VDI 1912, S. 1005.**
Stodola: Zum Wirkungsgrad der Explosionsgasturbine.
- 32. Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens 1914, Heft 152 u. 153.**
S c h u l z: Kritische Betrachtung der bisherigen Bestrebungen zur Herstellung von Gasturbinen und eine Untersuchung über ihre Entwicklungsmöglichkeit nach thermodynamischen, baulichen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten.
- In der Arbeit von S c h u l z sind eine große Zahl von Erfindungsvorschlägen beschrieben, die schon die großen baulichen und betrieblichen Schwierigkeiten durch hohe Temperaturen und durch ungenügende Wirkungsgrade der Turbomaschinen erkennen lassen. Die meisten der beschriebenen Erfindungsvorschläge sind nie zur Ausführung gelangt und haben heute nur noch geschichtliches Interesse.
- 33. Z. VDI 1920, S. 197.**
Holzwarth: Die Entwicklung der Holzwarth-Gasturbine seit 1914.
- 34. Elektrizitätstechn. Z. 1921, S. 777 u. 821.**
Schüle: Die Gas- und Ölturbine.
- Schüle betrachtet allgemein die Ursachen, welche zu den bisherigen Mißerfolgen im Bau von Gasturbinen geführt haben. Er stellt an eine Brennkraftmaschine aus wirtschaftlichen und betriebstechnischen Gründen folgende Bedingungen:
1. Die Arbeitsleistung muß sich mit blitzartiger Geschwindigkeit bei den höchsten Temperaturen abspielen.
 2. Kürzeste Dauer der höchsten Temperaturen absolut genommen und im Verhältnis zur Dauer eines Arbeitsspielles.
 3. Periodischer Wechsel im Auftreten der hohen und tiefen Temperaturen des Prozesses an der gleichen Stelle der Maschine.

Diese Bedingungen, welche bei Gasturbinen im allgemeinen schwerer zu erfüllen sind als bei Kolbenmaschinen, können nur in Verpuffungsturbinen eingehalten werden; unter diesen sind die von Holzwarth konstruierten Ausführungen die einzigen, welche über das reine Versuchsstadium hinaus zu betriebsfähigen Maschinen entwickelt wurden. Schüle hat bei der Firma Thyssen Messungen an Holzwarth-Turbinen ausgeführt, die ergaben, daß Gesamtwirkungsgrade von über 20% erreichbar sind. Schüle glaubt, daß im Lauf der Zeit die Wirkungsgrade selbst der besten Dampfturbinenanlagen erreicht werden können, womit die Holzwarth-Turbine auch wirtschaftliche Berechtigung bekäme, weil sie trotz ziemlich verwickelter Anlage doch bedeutend billiger und raumsparender ist als eine gleichstarke Dampfturbine mit Kessel und Zubehör. Nach den Feststellungen Schüles könnte das ganze Gefälle in einer einzigen Geschwindigkeitsstufe mit befriedigendem Wirkungsgrad verarbeitet werden.

35. Stahl u. Eisen 1925, S. 1937.

Stauber: Nasse Gasturbinen.

Der Aufsatz Staubers behandelt hauptsächlich und ausführlich die Entwicklung der nassen Gasturbine; in der Einleitung ist aber auch ein kurzer Überblick über die Versuche mit trockenen Gasturbinen gegeben. Stauber glaubt, auf Grund der bisherigen Mißerfolge der Gleichdruck-Verbrennungsturbine sagen zu können, daß diese Art der Ausführung keine Aussicht hat, dagegen hält er die Verpuffungsturbinen nach dem Holzwarth-System für geeignet, um in Betrieben, denen überschüssiges Gas zur Verfügung steht, die Selbstkosten der Stromerzeugung gegenüber den in der Anlage viel teureren Kolbenmaschinen herabzudrücken.

Als Nachteil muß aber bei der Holzwarth-Turbine immer noch die verhältnismäßig verwickelte Bauart empfunden werden. Stauber schildert dann die Entwicklung, welche schrittweise dem Ziel zustrebt, eine Brennkraftmaschine zu bauen, welche die Betriebssicherheit, Einfachheit und Billigkeit der Wasserturbinen besitzt. Diese Entwicklung führt allerdings zu einer Maschine, die dem thermodynamischen Arbeitsverfahren nach eine Kolbenmaschine ist, wobei nur das Triebwerk durch Wasser ersetzt wird. Diese Maschinen besitzen die typischen Eigenschaften der Kolbenmaschinen vor allem auch die unvollkommene Expansion, wenn sie nach dem Zweitaktverfahren arbeiten sollen; sie gehören also nur dem Triebwerk nach zu den Turbinen, und zwar zu denen für inkompressible Flüssigkeiten. Aus den Ausführungen Staubers geht hervor, daß er 1925 glaubte, mit seiner Konstruktion nach Überwindung der anfänglichen Hauptschwierigkeiten dem erstrebten Ziel schon sehr nahe gekommen zu sein.

36. Wärme 1930, S. 305.

Schmolke: Gasturbinen, der heutige Stand und die gegenwärtigen Aussichten.

37. Arch. Wärmewirtsch. 1930, S. 325.

Kraft: Dampf- und Gasturbinen und Kolbenmaschinen.

38. Iron Coal Trad. Rev. 1930, S. 79.

Langer: Latest developments and prospects of the large gas-engine and gas turbine.

39. Jb. schiffbautechn. Ges. 1930.

Föttinger: Hydrodynamische Übertragung bei Gasturbinen.

Aus dem Vortrag Föttingers sind zwei für die nasse Gasturbine nach Bauart Stauber nachteilige Wirkungen zu erkennen: 1. Anfah- und Auslaufwirbel an den Schaufelkanten wegen der nichtstationären Strömung und 2. Schaukelbewegung der Flüssigkeitsspiegel durch Corioliskräfte, die zu Spritzen der Flüssigkeitsoberfläche führt. Föttinger schlägt vor, durch Ausnutzung der hohen Zentrifugalkräfte in Potentialwirbeln eine Gasturbine zu bauen, welche die genannten Nachteile nicht aufweist.

40. Mech. Engng. 1931, S. 386.

Brasseur: Havy-oil gas turbine.

41. Trans. Amer. Soc. mech. Engr. 1931, Nr. 6, S. 1.

Lorenzen: The Lorenzen gas turbine and supercharger for gasoline and Diesel engines.

42. Wärme 1931, S. 275.

Adloff: Die Gasturbine und die Aussichten zu ihrer Verwirklichung.

43. Pwr. Plant Engng. 1931, S. 548.

Johnston: Turbines driven by natural gas.

44. Chaleur et Ind. 1931, S. 593.
Bertin: Nouveau principe du travail des gaz et de la vapeur dans les turbines
45. Sci. et Ind. 1932, Nr. 216, S. 1.
Veysière: La turbine à gaz et ses réalisations actuelles.
46. Engineer 1932, S. 685.
Mc Donald: The estimation of a gas turbine nozzle throat area.
47. Aeroteen. 1932, S. 973.
Capetti: Prospettive della turbina a combustione interna nell impiego aeronautico.
48. Z. VDI 1932, S. 898.
Zerkowitz: Die thermodynamischen Grundlagen der Gasturbine und der Gas-Dampf-Turbine.
49. Wärme 1932, S. 243.
Zerkowitz: Die Vergleichsprozesse der Gasdampfturbine mit besonderer Berücksichtigung der Druckfeuerung.
50. Aérophile 1934, S. 78.
De Coninck: La turbine à air chaud.
51. Jb. brennkrafttechn. Ges. 1937, S. 8.
Mangold: Die Brennkraftturbine.
52. RTA-Nachr. 1936, Nr. 47, S. 3.
Föttinger: Die Kohlenstaubturbine.
Föttinger regt an, neue Anstrengungen zur Schaffung einer nassen Gasturbine zu machen mit dem Ziel, Kohlenstaub als Brennstoff verwenden zu können. Gegenüber dem Kohlenstaubmotor würde in einer solchen Maschine die Ascheabführung aus dem Verbrennungsraum wahrscheinlich nur geringe Schwierigkeiten bereiten. Um die Zerstörung der Wasseroberflächen durch die Explosionen zu verhindern, will Föttinger, wie schon in früheren Vorschlägen, die für diesen Zweck günstigen Eigenschaften des Potentialwirbels ausnützen. Um die Aussichten einer solchen Maschine beurteilen zu können, sind noch umfangreiche und kostspielige Versuche erforderlich.
53. Z. VDI 1937, S. 489.
Mangold: Wirtschaftlicher Wirkungsgrad einer Brennkraftturbine mit stufenweiser Verbrennung.
Das von Mangold hier wieder in Erinnerung gebrachte Arbeitsverfahren ist wenigstens als Gleichdruckverfahren im Prinzip schon in [23] angegeben. Es ist zweifellos richtig, daß die hier vorgeschlagene stufenweise Verbrennung und Expansion hinsichtlich des Turbinenwirkungsgrades und der Wärmebeanspruchung erhebliche Vorteile aufweist, dagegen scheint immer wieder ein Teil der Schwierigkeiten übersehen zu werden, die einer praktischen Ausführung im Wege stehen. Eine derartige Maschinenanlage würde nicht so raumsparend, leicht und einfach, wie man das von manchen anderen Turbomaschinen gewohnt ist, weil die dabei nötigen Wärmeaustauscher (Regeneratoren und u. U. Zwischenkühler des Turbokompressors) wegen der schlechten Wärmeübergangsverhältnisse groß, schwer und teuer würden. Es ist daher fraglich, ob bei einer genauen Prüfung sich eine Eignung für die von Mangold erwähnten Anwendungsgebiete wie Schiffs- und Großflugzeugantrieb ergeben wird, zumal auch bei diesen Maschinen die Wirtschaftlichkeit der Brennstoffausnutzung immer mehr Bedeutung gewinnt, wobei der von Mangold als voraussichtlich erreichbar angegebene Gesamtwirkungsgrad von 23% doch noch weit hinter den in Dieselmotoren erreichbaren Werten zurücksteht.
54. Z. VDI 1939, S. 792.
Jendrassik: Versuche an einer neuen Brennkraftturbine.
Die von Jendrassik beschriebenen Versuche sind insofern sehr bemerkenswert, als trotz einer zur Erzielung hoher Wirkungsgrade ungünstig niedrigen Leistung von nur etwa 100 PS recht ermutigende Wirkungsgrade von über 20% erreicht wurden an einer Gleichdruckverbrennungsturbine mit Regeneration der Abgaswärme.
Die konstruktiven Grundsätze dieser Maschine sind genau wie bei den inzwischen von der Firma Brown Boveri & Cie bekanntgewordenen Ausführungen dieselben, nach denen schon Stolze [12] seine ersten Versuche unternehmen wollte.

55. Schweiz. Bauztg. 1939, S. 229.

Ackeret und Keller: Eine aerodynamische Wärmekraftanlage.

Der Aufsatz von Ackeret und Keller zeigt die bemerkenswerte Entwicklungsrichtung, in der die Firma Escher Wyss eine Gleichdruckverbrennungsturbine mit geschlossenem Kreislauf des Arbeitsgases zu verwirklichen sucht. Der geschlossene Kreislauf würde für die Betriebssicherheit und insbesondere auch für die Regelbarkeit einer Gasturbinenanlage sehr erhebliche Vorteile bringen; als Nachteil steht demgegenüber die Vermehrung der Oberflächen-Wärmeaustauscher.

56. Mech. Engng. 1939, S. 645.

Meyer: The Combustion Gas Turbine (s. auch: Engineer 1939, S. 291; Engineering 1939, S. 247; J. Amer. Soc. nav. Engr. 1939, S. 409; J. Proc. Instn. mech. Engr. 1939, S. 197; Génie civ. 1939, S. 93.

Der Aufsatz von Meyer gibt eine gute Übersicht über den gegenwärtigen Entwicklungsstand der BBC-Gleichdruckverbrennungsturbine und über die Anwendungsgebiete, für welche diese Turbinenart hauptsächlich in Frage kommt.

Außer den bisher ohne Regeneration der Abgaswärme erreichten Wirkungsgraden werden auch die mit Regenerator voraussichtlich erreichbaren für verschiedene Betriebsverhältnisse und Ausführungsarten verglichen. Dabei wird auch eine Ausführungsform mit zweistufiger Verbrennung untersucht, mit der bei Regeneration der Abgaswärme Wirkungsgrade bis zu 30% möglich werden sollen.

57. Z. VDI 1939, S. 1239.

Liceni: Verbrennungsturbine mit geschlossenem Kreislauf.

Liceni berichtet über die Veröffentlichung [55].

58. Z. VDI 1940, S. 17.

Stodola: Leistungsversuche an einer Verbrennungsturbine.

Stodola teilt ausführliche Versuchsergebnisse mit, die an der auch von Meyer [56] beschriebenen BBC-Gleichdruckverbrennungsturbine für die Notstromanlage von Neuchâtel gewonnen wurden.
