

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 125/126 (1945)
Heft: 7

Artikel: Technische und wirtschaftliche Aussichten von Gasturbinen
Autor: Münzinger, Friedrich
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-83713>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Technische und wirtschaftliche Aussichten von Gasturbinen

Von Dr. Ing. FRIEDRICH MÜNZINGER, Berlin

I. Einleitung

Leistung und Wirkungsgrad von Dampfturbinen wurden in den letzten 20 Jahren in einer ungeahnten Weise gesteigert. Dampfturbinen-Kraftwerke sind aber allmählich so verwickelt geworden, dass viele Ingenieure meinen, sie hätten die Grenze ihrer Entwicklungsmöglichkeit erreicht und könnten nicht mehr nennenswert verbessert werden. Das allgemeine Interesse wendet sich daher in zunehmendem Masse der Gasturbine zu, die seit jeher die Phantasie der Ingenieure beschäftigt hat, und der die grossen wärme- und strömungstechnischen Erkenntnisse sowie die metallurgischen und fabrikationstechnischen Fortschritte der beiden letzten Jahrhunderte besonders zu statten kamen. Wie bei fast allen grossen Errungenschaften, die eine neue Epoche einzuleiten versprechen, werden aber auch auf die Gasturbine vielfach übertriebene Hoffnungen gesetzt.

Mit der vorliegenden Abhandlung versuchen wir ein gedrängtes Bild der Aussichten von Gasturbinen zu geben. Wir beschränken dabei unsere Betrachtungen auf Gleichdruckturbinenanlagen, d. h. auf solche Prozesse, bei denen die Verbrennung unter konstantem Druck erfolgt. In Verpuffungsturbinen verbrennt das Treibmittel explosionsartig (bei konstantem Volumen); dieses Verfahren scheint vorerst nur für wenige Sonderzwecke in Frage zu kommen und soll hier nicht weiter in Betracht gezogen werden. Es stellen sich nun folgende drei Fragen:

1. Ist von Gasturbinen eine wesentliche Vereinfachung des Betriebes und eine Verringerung der Anlagekosten von Kraftwerken zu erwarten?
2. Versprechen Gasturbinen eine wesentliche Verringerung des spezifischen Wärmeverbrauches oder geht ein nennenswerter Teil der Ersparnisse für Kühlung, Hilfsantriebe oder andere Zwecke wieder verloren?
3. Sind Gasturbinen soweit entwickelt, dass durch sie eine stärkere Verdrängung von Dampfturbinen in absehbarer Zeit zu erwarten ist?

Um diese Fragen beantworten zu können, müssen vorerst einige grundsätzliche Überlegungen durchgeführt werden.

II. Verschiedene Arbeitsweisen von Gleichdruckturbinen

Man unterscheidet zwischen «offenen» und «geschlossenen» oder «aerodynamischen» Gleichdruckturbinen. Bei den offenen leisten die Verbrennungsprodukte in der Turbine unmittelbar Arbeit; bei den geschlossenen erhitzen sie verdichtete Luft, die dann in der Turbine expandiert und dauernd durch das System kreist. Offene Turbinen werden also stets von neuen Gasmen gen, geschlossene, abgesehen von Laständerungen, immer nur von der gleichen Luftmenge durchströmt. Das einfachste Verfahren ist verwirklicht in der in Abb. 1 schematisch dargestellten, *offenen Gleichdruckturbine*: Der von der Turbine a angetriebene Verdichter c führt der Brennkammer b Luft unter höherem Druck (3 bis 5 ata) und in reichem Ueberschuss zu; die Verbrennungsprodukte treten mit 500 bis 700 °C in die Turbine ein und pufen nach erfolgter Energieabgabe ins Freie aus. Da das stündlich durchströmende Gasvolumen vor a zufolge der starken Erwärmung in b wesentlich grösser als das Luftvolumen nach c ist, leistet a mehr, als was c aufnimmt; der Unterschied ist die Nutzleistung, die im Generator d in elektrische Energie umgesetzt wird. Sie beträgt rund ein Drittel der Turbinenleistung. Dieses einfache Verfahren ergibt eine schlechte Ausbeute der Brennstoffwärme, weil die durch die Materialfestigkeit gegebene höchstzulässige Gastemperatur vor der Turbine von rd. 600 °C einen 12 bis 16-fachen Luftüberschuss (gegenüber 1,1 bis 1,6-fach bei Dampfkesselfeuerungen) erfordert und damit sehr grosse Austrittsverluste verursacht. Zudem fällt der Wirkungsgrad bei Teillast stark ab, weil der Verdichter wegen seiner

starrten Kupplung mit der vollen Drehzahl des Generators umlaufen muss, also angenähert gleichviel Luft fördert und gleichviel Leistung aufzehrt wie bei Vollast (vgl. Abb. 2 in Bd. 123, S. 281). Die Verbesserungsmöglichkeiten durch Abgaswärmeverwertung mit Wärmeaustauscher (Abb. 6 l. c.), getrennter Nutzleistungsturbine (Abb. 13 l. c.) und zweistufiger Verbrennung (Abb. 16 und 17 l. c.) sind bereits früher¹⁾ beschrieben worden und werden teilweise für auszuführende Anlagen verwertet.

Beim *geschlossenen Gleichdruckturbinenprozess*, Abb. 2²⁾, werden Turbine, Verdichter und Wärmeaustauscher, wie bereits bemerkt, dauernd von der gleichen Menge reiner Luft durchströmt; diese Teile bleiben daher völlig sauber; Leistung und Wirkungsgrad sinken mit der Zeit nicht ab, wie das beim offenen Prozess zufolge Verschmutzung zu befürchten ist, besonders bei gewissen Brennstoffen und unsachgemässer Bedienung. Dank der höheren Arbeitsdrücke ergeben sich beim geschlossenen Verfahren wesentlich kleinere Wärmeaustauschflächen und kleine Abmessungen von Turbine und Verdichter. Die erzielbaren Grenzleistungen sind bedeutend grösser. Die Annäherung der Verdichtung an die Isotherme lässt sich mit wesentlich kleineren Kühlflächen erreichen. Die Leistungsregelung durch Verändern des Druckpegels führt auch bei Teillasten zu vorzüglichen Wirkungsgraden³⁾. Dem gegenüber bedeutet der Lufterhitzer mit seiner Feuerung anstelle der einfachen Brennkammer des offenen Verfahrens eine gewisse Komplikation.

Die *Eignung* der verschiedenen heute für Grosskrafterzeugung zur Verfügung stehenden Maschinen hängt nun in hohem Masse von Art und Preis der jeweiligen zu verwendenden Brennstoffe (Kohle, Öl, Gicht- oder Koksofengas), vom Aufstellungsort (Brennstoffpreis, Wasserverhältnisse), vom Verwendungszweck (Grund-, Spitzen- oder Notstromdeckung, Schiffs-, Lokomotiv- oder Flugzeugantrieb), von der Leistung und vom Wirkungsgrad ab. Bei Vergleichen verschiedener Systeme muss man sorgfältig die Verhältnisse beachten, für die die angegebenen Wirkungsgrade gelten. Die Grösse des Wärmeaustauschers, der Umstand, ob Öl oder Kohle verfeuert wird, und dergl. sind von grösstem Einfluss. Eine Bewertung lediglich auf Grund des verlustlosen Prozesses kann zu schweren Irrtümern führen, weil die Nutzleistung sich als Differenz zwischen der rd. dreimal grösseren Turbinenleistung und dem Energiebedarf des Verdichters ergibt, und daher die tatsächlich erreichbaren Wirkungsgrade auf mindestens 1% genau eingesetzt werden müssen. Schliesslich sei hier darauf hingewiesen, dass sich Gasturbinen erheblich besser als Dampfturbinen in Preis und Wirkungsgrad an wirtschaftlich gegebene Verhältnisse oder Sonderaufgaben anpassen lassen.

Offene Gasturbinen nach Abb. 1 sind bei flüssigen Brennstoffen unübertreffbar einfach, leicht, billig und brauchen wenig Raum. Sie kommen daher vor allem in Ländern mit billigem Öl, für Notstrom- und Spitzenzentralen, für Lokomotiven in wasserarmen Gegenden, für Kriegsschiffe als Antrieb für forcierte Fahrt, kurz überall da in Betracht, wo nicht die Brennstoffkosten, sondern kleines Gewicht, geringer Platzbedarf, grosse Einfachheit und geringe Anschaffungskosten die entscheidende Rolle spielen. Beispielsweise wiegt die mit Öl gefeuerte Notstromanlage von 4000 kW, die Brown Boveri & Cie. A.-G., Baden,

¹⁾ S. SBZ Bd. 123, S. 281* u. 307* (1944), woraus Abb. 1 entnommen ist.

²⁾ Vgl. SBZ Bd. 113, S. 229*, woraus Abb. 2 entnommen ist.

³⁾ Vgl. SBZ Bd. 125, S. 269* und 279* (1945), speziell Abb. 12.

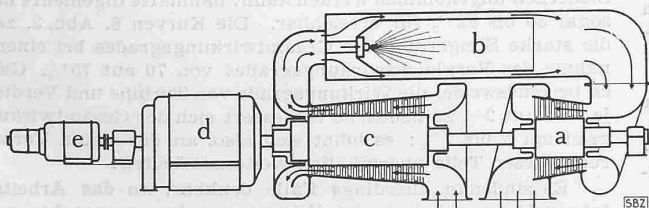


Abb. 1. Schema einer einstufigen Gleichdruck-Gasturbinenanlage
a Gasturbine, b Brennkammer, c Verdichter, d Generator, e Anwurfmotor

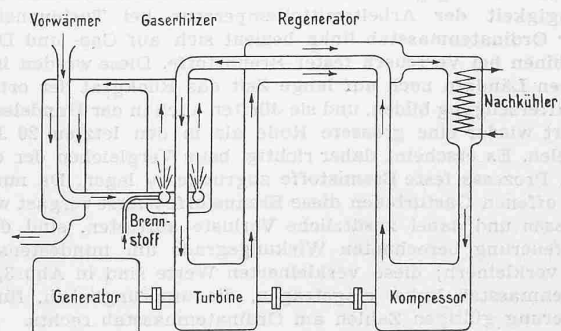


Abb. 2. Schema einer aerodynamischen Wärmekraftanlage mit geschlossenem Kreislauf

für das Elektrizitätswerk der Stadt Neuenburg⁴⁾ geliefert hat, einschliesslich Stromerzeuger und Anwurfmotor nur 16 kg/kW und beansprucht einen Raum von nur 0,3 m³/kW.

Wird ein guter thermischer Wirkungsgrad verlangt, so ist ein Wärmeaustauscher vorzusehen; die Grösse dieses Apparates und damit die erzielbare Wirkungsgradsteigerung sind durch die Erstellungskosten begrenzt; für einstufige, offene Gleichdruckturbinen mit Oelfeuerung und einer Gastemperatur vor der Turbine von 600° C erweisen sich je nach den Verhältnissen Wärmeaustauscherflächen von 1 bis 2 m²/kW als wirtschaftlich; sie kosteten vor dem Kriege rd. 40 Fr./m² und ergeben Bestlast-Wirkungsgrade von 26 bis 29% (vgl. Bd. 123, S. 282*, Abb. 8). Die Grenzleistung beträgt nur rd. 6000 kW [1] 5).

Werden von offenen Gleichdruckturbinen noch höhere Leistungen und Wirkungsgrade verlangt, so muss man zur zweistufigen Bauart mit Wärmeaustauscher und Zwischenerhitzer übergehen, bei der die erste Verbrennung bei 12 bis 20 ata, die zweite bei 3 bis 5 ata erfolgt (vgl. Bd. 123, S. 283*, Abb. 17). Setzt man hier die Wärmeaustauscherfläche zu 0,4 bzw. 0,8 m²/kW fest, so erreicht man bei sonst gleichen Verhältnissen (Oel, 600° C) Wirkungsgrade von 30 bzw. 31,5% (vgl. Bd. 123, S. 286*, Abb. 18) und überschreitet damit die besten bis jetzt erzielten Zahlen moderner Grossdampfturbinen. Als Leistungsgrenze gelten 15 000 bis 20 000 kW [1]. Allerdings sind derartige Anlagen schon reichlich verwickelt.

Eine weitere wesentliche Komplikation entsteht bei offenen Gleichdruckturbinenprozessen beim Verfeuern fester Brennstoffe: Die alsdann erforderlichen Gaserzeuger und Gasreiniger erhöhen nicht nur beträchtlich den Raumbedarf und die Erstellungskosten, sie erschweren auch den Betrieb und die Regelfähigkeit und verursachen vor allem zusätzliche Wärmeverluste, die zu mindestens 15% einzuschätzen sind. Dementsprechend sinken die Gesamtwirkungsgrade. Dazu kommen zusätzliche Druckverluste, die ein grösseres Druckverhältnis des Verdichters nötig machen. Um die Verdichtungsarbeit möglichst wenig vergrössern zu müssen, erscheint es unter gewissen Umständen zweckmässig, die dem Gasgenerator zuzuführende Luft in einem besondern Gebläse auf den erforderlichen höheren Druck zu verdichten, während der weitaus grössere Teil der übrigen Verbrennungs- und Arbeitsluft vom Hauptkompressor nur auf den Brennkammerdruck zu komprimieren wäre. Beim zweistufigen offenen Prozess könnte weiter dadurch an Verdichtungsarbeit gespart werden, dass das für die Zwischenerhitzung nötige Gas in einem besondern Generator erzeugt und anschliessend gereinigt würde und zwar unter einem nur wenig über dem in der Zwischenbrennkammer herrschenden Druck. Es wäre zu prüfen, unter welchen Bedingungen sich diese weiteren Komplikationen lohnen.

Die Schwierigkeiten, die die Verfeuerung fester Brennstoffe mit sich bringen, könnten vermieden werden, wenn es gelänge, mit tragbaren Kosten Kohlenstaub unter höherem Druck zu verbrennen und die Verbrennungsprodukte in betriebs sicheren Apparaten von mässigen Abmessungen genügend zu entstauben. Als dann wären bei Kohle etwa der selbe thermische Wirkungsgrad wie bei ölgefeuerten Anlagen und überdies noch andere Vorteile zu erwarten. Zur Zeit liegt aber keine Mitteilung vor, die eine baldige Lösung dieses schwierigen Problems erwarten lässt.

Mit der aerodynamischen Kraftanlage lässt sich bei 30 bis 60 at Luftdruck vor der Turbine in einem einzigen Maschinensatz eine selbst für unsere grössten Kraftwerke ausreichende Grenzleistung erzielen. Aufbau, Betriebsverhalten und Wirkungsgrad sind von der Natur des Brennstoffes weitgehend unabhängig [3], was ihnen bei Verfeuern fester Brennstoffe gegenüber offenen Gasturbinen einen erheblichen Vorsprung gibt.

III. Thermischer Wirkungsgrad

Abb. 3 gibt eine Uebersicht der heute erreichbaren thermischen Wirkungsgrade moderner Wärmekraftmaschinen in Abhängigkeit der Arbeitsmitteltemperatur bei Turbineneintritt. Der Ordinatenmasstab links bezieht sich auf Gas- und Dampfturbinen bei Verfeuern fester Brennstoffe. Diese werden in sehr vielen Ländern noch auf lange Zeit das Rückgrat der ortsfesten Kräfteerzeugung bilden, und sie dürften auch in der Handelsschifffahrt wieder eine grössere Rolle als in den letzten 20 Jahren spielen. Es erscheint daher richtig, beim Vergleichen der einzelnen Prozesse feste Brennstoffe zugrunde zu legen. Da nun aber bei offenen Gasturbinen diese Brennstoffe zuerst vergast werden müssen und dabei zusätzliche Verluste auftreten, sind die für Oelfeuerung berechneten Wirkungsgrade um mindestens 15% zu verkleinern; diese verkleinerten Werte sind in Abb. 3, Ordinatenmasstab links, eingetragen, die ursprünglichen, für Oelfeuerung gültigen Zahlen am Ordinatenmasstab rechts.

⁴⁾ Vgl. SBZ Bd. 115, S. 13* und 17* (1940).

⁵⁾ Die Zahlen in eckiger Klammer beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des vorliegenden Aufsatzes.

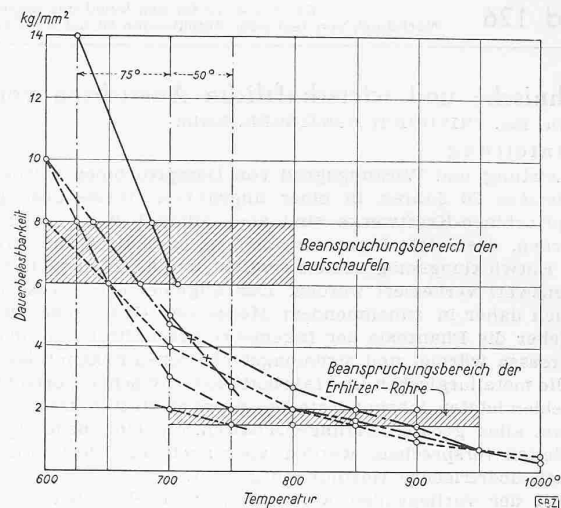


Abb. 4. Dauerbelastbarkeit (1% Dehnung in 1000 h) von hochhitzebeständigen austenitischen Chromnickelstählen (18 bis 25% Cr, 10 bis 15% Ni oder Mn) in Abhängigkeit der Temperatur

Bevor auf die einzelnen Wirkungsgrade eingetreten werden kann, seien einige grundsätzliche Bemerkungen angeführt:

a) Bei den Lufterhitzern geschlossener Turbinen liegt die höchste Rohrwandtemperatur nur 30 bis 50° C höher als die Lufttemperatur bei Erhitzeraustritt, und etwa 100° C höher als die der Schaufeln des ersten Turbinenrades. Man ist versucht anzunehmen, diese höhere Rohrwandtemperatur sei für die Beurteilung der zulässigen Höchsttemperatur massgebend, und es dürften demzufolge bei einem Vergleich zwischen offenem und geschlossenem Prozess bei jenem eine höhere Arbeitsmitteltemperatur vor der Turbine angenommen werden, als bei diesem, was dort eine entsprechende Verbesserung des Wirkungsgrades bedeuten würde. Dies trifft nun nicht zu, wenigstens nicht bei Turbinen mit nicht künstlich gekühlten Schaufeln: Die heissesten Lufterhitzerrohre weisen nämlich Beanspruchungen von höchstens 150 bis 200 kg/cm² auf, während man bei den Schaufeln des ersten Turbinenrades nicht unter 600 bis 800 kg/cm² kommt, ganz abgesehen von den Spannungskonzentrationen an den Uebergangstellen. Wenn auch die Dauerstandfestigkeiten hitzebeständiger Sonderstähle bei Temperaturen über 600° C stark abnehmen, Abb. 4, so erreichen sie doch erst bei Temperaturen die niederen Werte der Lufterhitzerrohre, die um 125 bis 200° C über denen liegen, die den hohen Schaufelbeanspruchungen entsprechen. Es ist demzufolge, wenigstens bei Turbinen mit ungekühlten Schaufeln, durchaus richtig, von der gleichen Arbeitsmitteltemperatur vor der Turbine auszugehen.

b) Bei einem Vergleich zwischen offenem und geschlossenem Verfahren muss man neben den Wirkungsgraden auch die Anlagekosten berücksichtigen. Diese Kosten sind in starkem Masse von der Grösse der Wärmeaustauscher abhängig. Diese Apparate müssen daher auf eine bezüglich Gesamtkosten vergleichbare Basis gestellt werden.

c) Ausser dem Wirkungsgrad spielen die Brennstoffkosten am Aufstellungsort eine entscheidende Rolle: Wenn auf dem Weltmarkt Dieselöl rd. 70%, Gasöl rd. 100% mehr kostet als Heizöl, so können Oelturbinen trotz wesentlich kleinerem thermischem Wirkungsgrad wirtschaftlicher sein als Dieselmotoren.

d) Ferner sind für Turbine und Verdichter verschiedener Systeme jeweils die gleichen Wirkungsgrade anzunehmen. Bei grösseren Maschinen darf heute bei der Turbine mit einem thermodynamischen Wirkungsgrad (gegenüber adiabatischer Expansion) von 88%, beim Kompressor mit adiabatischen Stufengruppen-Wirkungsgraden von 85% gerechnet werden, sodass ein Vergleichswirkungsgrad von $0,88 \cdot 0,85 = 0,75$ oder 75% mit Sicherheit angenommen werden kann; namhafte Ingenieure halten sogar 80 bis 82% für erreichbar. Die Kurven 6, Abb. 3, zeigen die starke Steigerung des Gesamtwirkungsgrades bei einer Zunahme des Vergleichswirkungsgrades von 70 auf 75%. Gelingt es beispielsweise, die Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter je nur um 2% zu heben, so verbessert sich der Gesamtwirkungsgrad um 5 bis 7%; es lohnt sich also, an der steten Verbesserung dieser Teile unermüdlich weiterzuarbeiten!

Es sind nun allerdings Fälle denkbar, wo das Arbeitsverfahren Unterschiede in den Wirkungsgraden verursacht, so z. B. wenn beim einen Verfahren zwar eine höhere Anfangstemperatur als bei einem andern zugelassen werden darf, sein thermischer

