Innovative Gasturbinen-Prozesse zur Steigerung von Wirkungsgrad und Wirtschaftlichkeit

Vom Fachbereich Maschinenwesen
der Universität Essen
genehmigte Dissertation
zur Erlangung des Akademischen Grades
Doktor-Ingenieurin

vorgelegt von

Diplom-Ingenieurin Sabine Ausmeier

aus Herne

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. W. Bitterlich
Prof. Dr.-Ing. D. Bohn

Essen, 08. Oktober 2002

Tag der Einreichung:	31.12.2001
Tag der mündlichen Prüfung:	08.10.2002
Referent:	Prof. Dr.-Ing. W. Bitterlich
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. D. Bohn

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Arbeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Lehrstuhl für Energie- und Kraftwerkstechnik der Universität Essen.

Mein besonderer Dank an dieser Stelle gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Walter Bitterlich für seine wissenschaftliche Förderung und Beratung sowie seine stets wohlwollende Unterstützung und hilfreichen Anregungen, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.
Für sein Interesse an meiner Arbeit, seinen fachlichen Rat, die kritische Durchsicht des Manuskriptes und die Übernahme des Korreferates danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Bohn.

Dem Inhaber des Lehrstuhls, Herrn Prof. Dr.-Ing Paul Winske, danke ich für die Vielseitigkeit der Arbeit an seinem Lehrstuhl sowie die Möglichkeit, selbständig zu arbeiten. Insbesondere danke ich ihm für die fruchtbaren Diskussionen und die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Mein weiterer Dank gilt den Kollegen, Mitarbeitern und studentischen Hilfskräften am Lehrstuhl für Energie- und Kraftwerkstechnik. Ich danke ihnen für die sehr gute Zusammenarbeit und Unterstützung.

Ein besonderes Anliegen ist es mir an dieser Stelle meinem Mann für sein Verständnis, seine Motivation und seine fortwährende Unterstützung zu danken, ohne die die Durchführung dieser Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Ihm widme ich diese Arbeit.

Herne, im März 2003 Sabine Ausmeier

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung, Zielsetzung

Die Gasturbine, genauer gesagt die Gasturbinen-Anlage, wird erst seit Ende des 2. Weltkrieges als Antriebsaggregat für Flugzeuge wie auch für Generatoren von Kraftwerken eingesetzt. Vielen nicht bekannt ist die Tatsache, dass die Erfindung schon in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts gemacht wurde.
Die „Feuerturbine" von Franz Stolze datiert aus dem Jahr 1873 [15] und das britische Patent 6735 von Charles Parsons von 1884, welches u. A. auch die Vereinigung von Verdichter und Turbine mit interner Verbrennung von Öl oder Gas vorschlug.

Derselbe Franz Stolze, dem seine erste Patentanmeldung abgelehnt wurde, bekam 1897 schließlich doch sein Patent über eine „Heißluftmaschine" und ließ diese Maschine in den Jahren 1900 bis 1904 bauen (Bild 1.1).

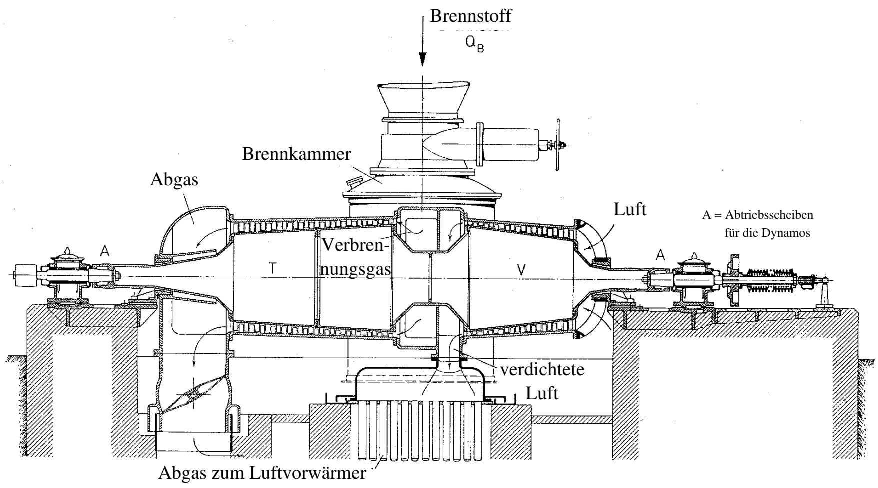

Bild 1.1: Längsschnitt durch Verdichter und Turbine der Anlage „Weißensee" [15]

Es waren aber noch sehr viele Verbesserungen notwendig, um so leistungsfähige Kraftwerke mit den heutigen, modernen Gasturbinen zu erhalten (Bild 1.2). Sie scheinen technisch ausgereift zu sein mit hohem Wirkungsgrad, großer Zuverlässigkeit und niedrigen spezifischen Kosten [31].

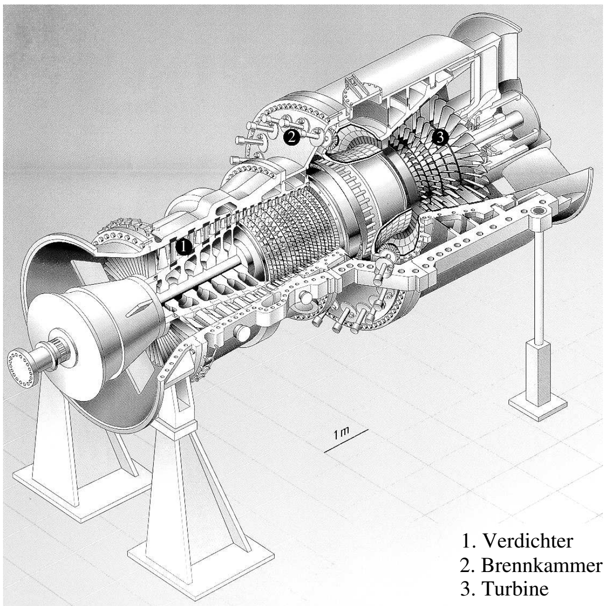

Bild 1.2: Ansicht einer Gasturbinen-Anlage aus dem Jahr 2000 [31]

Unter dem Einfluss der Liberalisierung und Deregulierung der Energiemärkte muss der wirtschaftliche Nutzen für die Kraftwerksbetreiber weiter gesteigert werden. Als Folge dieser Entwicklung müssen die Stromproduktion der Kraftwerke erhöht, die Lebensdauer verlängert und die Erzeugungskosten gesenkt werden. So gibt es große Bestrebungen, die Wirtschaftlichkeit der Gasturbinen- und kombinierten Gas- und Dampfturbinen-Anlagen (GuD) durch weitere Verbesserungen zu erhöhen.

Um die angestrebten Anlagenwirkungsgrade zu erreichen, müssen die Arbeitsparameter, wie Temperaturen und Drücke im Gas- wie auch im Dampfturbinenprozess, weiter gesteigert werden. Für die Gasturbine bedeutet dies, neben der Entwicklung neuer Schaufelwerkstoffe zur Erhöhung der Materialtemperaturen, die Verwirklichung fortschrittlicher Kühltechnologien wie auch Verbesserungen in der Prozessführung.
Den größten Beitrag zur weiteren Steigerung der Gasturbinen-Eintrittstemperaturen liefern ohne Frage effektive und Kühlfluid sparende Kühltechniken sowie neuartige Wärmedämmschichten.

Stand der Technik ist heute die Luftkühlung der Heißgaspfade in Brennkammer und Turbine. Doch gibt es derzeit eine große Breite von Modellen zur Verbesserung des Gasturbinen-Prozesses.
Ein Forschungsbereich zur Verwirklichung einer rationellen und wirksamen Verwendung von Kühlluft ist die Entwicklung der Effusionskühlung für die Brennkammer und die Beschaufelung [12]. Diese Komponenten können jedoch erst in Kombi-Kraftwerken der übernächsten Generation, d. h. in etwa 25 Jahren, eingesetzt werden, dann schätzungweise mit Gesamtwirkungsgraden von 65 %.

Erfolg versprechend scheinen ebenfalls die Fremdkühlung der Turbinenbeschaufelung und die Zwischenverbrennung innerhalb der Turbine zu sein. Das sind Ansätze, die in der vorliegenden Arbeit untersucht werden.

Der Verdichter einer modernen Gasturbinen-Anlage benötigt etwa 50 % der Turbinenleistung.Rd. 20 % der verdichteten Luft muss zur Kühlung der heißgasführenden Bauteile zur Verfügung gestellt werden. Eine effektive und Verdichterarbeit sparende Alternative zur Luftkühlung ist die Fremdkühlung der Turbinenbeschaufelung mit den Kühlmedien Dampf und Wasser. Die Einsparung von Verdichterkühlluft führt zu einer Steigerung der Gasturbinenleistung und erhöht folglich den Gesamtwirkungsgrad der Anlage. Gleichzeitig verringern die größere spezifische Wärmekapazität von Dampf bzw. Wasser und die niedrigeren Temperaturen im Vergleich zur Kühlluft die benötigte Kühlfluidmenge erheblich.
Die Nutzung der großen Verdampfungsenthalpie von Wasser zur Kühlung der Gasturbinenschaufeln stellt eine weitergehende Modifikation dar. Gleichwohl bedarf die Zufuhr von Wasser konstruktiver Veränderungen der Beschaufelungen, um die Temperaturspannungen in der Schaufelwand zu beherrschen.
In geschlossener Ausführung bietet sich die Fremdkühlung insbesondere in Kombi-Kraftwerken an, mit Auskopplung des Kühlfluids aus dem Dampfkreislauf und Entspannung des Kühldampfes in der Dampfturbine.

Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung des Gasturbinen-Prozesses ist die zusätzliche Energiezufuhr durch die Zwischenverbrennung innerhalb der Turbine.
Nach der Entspannung der Verbrennungsgase wird in der Turbine zusätzlich Brennstoff zugeführt. Dieser reagiert nach seiner Mischung mit dem heißen, sauerstoffhaltigen Verbrennungsgas schnell und hebt dadurch die Heißgastemperatur wieder an. Neben der Energiezufuhr nach der ersten Stufe ist auch eine weitere Brennstoffzufuhr nach der zweiten Stufe sinnvoll. Dies führt zu einer Steigerung der Turbinenleistung und somit des Anlagenwirkungsgrades.

Jede Variation des Gasturbinen-Prozesses wird hinsichtlich ihrer Realisierbarkeit und ihrer optimalen Einbindung in einen GuD-Prozess untersucht. Restriktionen, die sich aus den Konzepten ergeben, werden dargelegt und Lösungsmöglichkeiten für die technische Umsetzung in der Komponente und dem Prozess aufgezeigt. Aus diesem Grund wird bei der Fremdkühlung ebenfalls die technisch einfacher auszuführende Schaltung mit Luftkühlung des Rotors untersucht.

Die Berechnungen werden für ein Gasturbinen-Kraftwerk wie auch für ein Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerk durchgeführt. Zur Berechnung der innovativen Kraftwerkskonzepte werden Modelle entwickelt, welche die thermodynamischen und energetischen Zusammenhänge mit angemessener Genauigkeit simulieren. Das Rechenmodell wird anhand von Auslegungs- und Messwerten der Referenzanlage mit Luftkühlung der Turbine validiert. Zur Bewertung der innovativen Kraftwerkskonzepte wird jeweils das Potenzial zur weiteren Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung im Vergleich zu dem entsprechenden Referenzkraftwerk mit luftgekühlter Turbine analysiert.

Neben der energetischen Bewertung der Kraftwerke ist die Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der einzelnen Variationen ein wesentlicher Schwerpunkt dieser Arbeit. Nur eine ökonomische Verbesserung ist der ausschlaggebende Faktor für die Entscheidung, die innovativen Anlagenkonzepte weiter zu verfolgen und später zu errichten.

Als Vergleichsgrößen werden sowohl die spezifischen Investitionskosten als auch die spezifischen Stromgestehungskosten herangezogen.
Neben den Investitionskosten der Komponenten im Gasturbinen- und Dampfturbinenteil werden die Kosten der Gasturbinenkühlung separat erfasst. Hierfür werden Ansätze für die Konvektionskühlung, Filmkühlung und Beschichtung formuliert. Je nach Modifikation fließen die Kosten der zusätzlich erforderlichen Komponenten und Stoffströme ein.
Die Berechnung der spezifischen Stromgestehungskosten erfolgt für drei spezifische Brennstoffpreise und verschiede Jahresvollastzeiten (Grundlast, Mittellast, Spitzenlast) unter Berücksichtigung von Startvorgängen und Teillastbetrieb.

Datenbasis der Wirtschaftlichkeitsberechnung sind die Investitionskosten der Referenzkomponenten der Gasturbinenhersteller. Die Bewertung der Wirtschaftlichkeit der Kraftwerkskonzepte erfolgt im Vergleich zu den Ergebnissen der Referenzkraftwerke mit Luftkühlung der Turbine.

2 Stand der Technik

Gasturbinen-Kraftwerke der neuen Generation erfüllen die Anforderungen nach hohen Wirkungsgraden, niedrigen Emissionen, hoher Verfügbarkeit, langer Lebensdauer, kurzen Bauzeiten sowie niedrigen Investitionskosten und dies führt zu einer wirtschaftlichen Stromerzeugung.

2.1 Gasturbinen-Anlage

Die Zunahme der Einheitsleistung und des Wirkungsgrades erfolgt bei dem Gasturbinenprozess über die Erhöhung des Massenstromes, der Turbinen-Eintrittstemperatur und des zugehörigen Druckverhältnisses. Dies führt zur Entwicklung hocheffizienter Gasturbinen mit immer höheren Leistungsdichten.
Vorraussetzung hierfür war die massive Erhöhung der Feuerungstemperatur und die entsprechende Kühlung der Heißgaspfadkomponenten. Die Kühlung der Heißgaspfade mit Kühlluft aus dem Verdichter brachte den entscheidenden Technologiesprung zu höheren Turbinen-Eintrittstemperaturen und damit Wirkungsgraden von über 38 %, die in Zukunft auf bis zu 40 % gesteigert werden sollen.

Kompakte Verdichter mit kurzen Baulängen und geringen Stufenzahlen erfordern hohe Stufendruckverhältnisse (Bild 2.1) [25]. Um große Massenströme und hohe Stufendruckverhältnisse zu verwirklichen, sind aber hohe Umfangs- und Strömungsgeschwindigkeiten und eine entsprechende Strömungsumlenkung erforderlich.

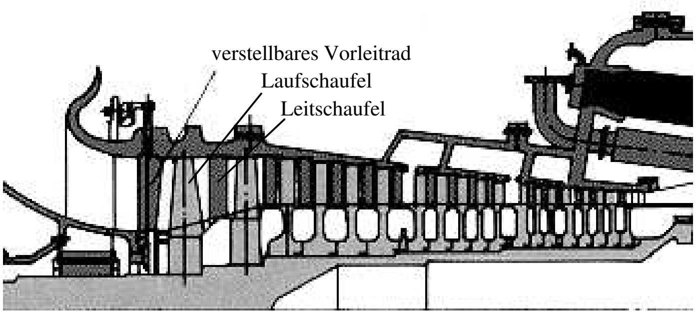

Bild 2.1: Axialschnitt durch den Verdichter einer Gasturbinen-Anlage [25]

Bei der Auslegung der Beschaufelung von Flugtriebwerken ist das wesentliche Ziel ein minimales Gewicht. Um dies zu erreichen, müssen die Stufenzahlen möglichst niedrig und somit die Stufendruckverhältnisse hoch sein. Die große Umlenkung führt zu Strömungsablösungen an den Schaufeln und damit zu einem niedrigen Gesamtwirkungsgrad. Im Gegensatz dazu werden die Beschaufelungen der stationären Gasturbinen auf möglichst hohe Wirkungsgrade ausgelegt. Um diese zu erzielen, werden in fortschrittlichen Gasturbinen Schaufelprofile mit möglichst kleinen Verlustzonen an Nabe und Gehäuse eingesetzt sowie geringen Strömungsablösungen in einem weiten Betriebsbereich.

Um das Anfahren der Gasturbinen-Anlage zu erleichtern, ist der Verdichter derzeitiger Gasturbinen mit einem Vorleitrad ausgestattet, das zu Beginn des Anfahrvorganges geschlossen ist. Zur Erweiterung des Betriebsbereiches der Gasturbinen ist der Verdichter zusätzlich mit einem oder mehreren verstellbaren Leitreihen versehen. Damit kann bei Leistungsabsenkung der Massenstrom verringert und die für den Gesamtwirkungsgrad entscheidende Turbinen-Eintrittstemperatur auch im Teillastbetrieb weitgehend konstant gehalten werden.

In modernen Hochtemperatur-Gasturbinen werden überwiegend NO_x-arme Vormischverbrennungssysteme eingesetzt, die häufig in einer Ringbrennkammer-Konfiguration angeordnet sind. Durch die Ringbrennkammer wird die zu kühlende Gehäuseoberfläche verkleinert und eine kompaktere und schmalere Bauform der Gasturbine erreicht (Bild 2.2).

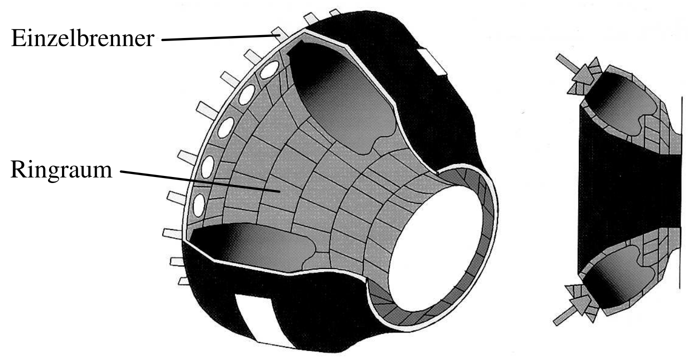

Bild 2.2: Anordnung der Gasturbinenbrenner in einer Ringbrennkammer [31]

Die Ringbrennkammer verfügt über eine hohe Anzahl von Einzelbrennern, die eine durchgehende Ringflamme bilden. Folglich vermindert sich die Ausbildung heißer und kalter Zonen, welche typisch sind für Verbrennungssysteme mit ringförmig angebrachten Topfbrennkammern. Im Vergleich zu Silobrennkammern ist jedoch die Strömungsgeschwindigkeit hoch und der Strömungsweg zur Ausmischung heißer und kalter Zonen gering. Es muss daher darauf geachtet werden, dass eine relativ gleichförmige Gastemperatur über dem Querschnitt am Turbineneintritt entsteht. Darüber hinaus haftet der Ringbrennkammer der Nachteil an, dass es über dem Querschnitt z. B. zu Querzündungen oder zu Querlöschungen kommen kann.

Bei hochentwickelten Brennern werden die zulässigen NO_x-Emissionen bei Erdgasbetrieb ohne Wasser- oder Dampfeindüsung in die Brennkammer unterschritten. Durch eine niedrige Flammentemperatur, Stufenverbrennung und kurze Verweilzeiten kann die Entstehung von Stickoxiden in der Flamme vermindert werden. Auf Grund der Entwicklung fortschrittlicher Kühltechnologien und temperaturbeständigerer Werkstoffe konnte die Turbinen-Eintrittstemperatur weiter erhöht werden, doch begrenzt die Bildung von thermischem NO_x die Turbinen-Eintrittstemperatur auf 1700 °C.
Häufig wird neben Erdgas auch leichtes Heizöl als Brennstoff eingesetzt, in Ausnahmefällen auch beliebige Gase, Schweröl oder Naphta.

Für fortschrittliche Gasturbinen sind hohe aerodynamische Wirkungsgrade der Beschaufelung von entscheidender Bedeutung. Daher sind die Formgebung der Schaufelprofile der Turbinengitter sowie die Gestaltung der Radialspiele außerordentlich wichtig. Die dreidimensionale Auslegung der Schaufelprofile aller Stufen beruht auf Computerberechnungen. Es wird eine auch lokal ablösungsfreie Strömung mit verringerten Sekundärverlusten an Schaufelfuß und -spitze angestrebt. Tatsächlich lassen sich in den Rechencodes lokale Ablösungen oft nicht richtig vorausberechnen. Häufig werden in allen Stufen freistehende Schaufeln verwendet, um Spannungen herabzusetzen und die Leistungsfähigkeit zu steigern (Bild 2.3).

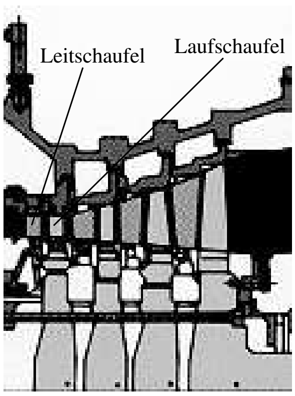

Bild 2.3: Axialschnitt durch die Turbine einer Gasturbinen-Anlage [25]

Ferner ist die genaue Kenntnis der Wärmeübergangskoeffizienten an den Schaufeloberflächen zur Auslegung der Schaufelkühlung zwingend erforderlich. Bei der Schaufelkühlung geht es insbesondere darum, den Kühlluftaufwand zu reduzieren. Entsprechend dem Druckniveaus in den Turbinenstufen wird die Kühlluft dem Verdichter bei verschiedenen Druck- und Temperaturstufen entnommen. Die Konvektionskühlung mit Querrippen an der Innenwand, die Prallkühlung mit minimalem Druckverlust sowie die Filmkühlung sind Stand der Technik in der Turbine (Bild 2.4) [1]. Bei der Filmkühlung ist eine möglichst hohe Wirksamkeit des Kühlfilms ausschlaggebend. Diese hängt u. a. vom Zustand der Kühlluft, von der Außenströmung, der Anordnung der Ausströmöffnungen, der Ausführung der Filmkühlbohrungen sowie vom Austrittswinkel des Kühlfilms ab.

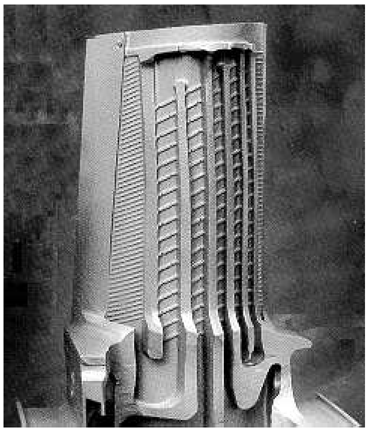

Bild 2.4: Filmgekühlte Schaufel der ersten Gasturbinen-Laufreihe [1]

Die Gasturbinen-Laufschaufeln sind erheblichen Zentrifugalkräften sowie geringen Biegemomenten auf Grund von Gaskräften ausgesetzt. Daneben treten bei gekühlten Schaufeln Wärmespannungen auf. Insbesondere bei transienten Betriebszuständen, d. h. beim An- und Abfahren aber auch bei Lastwechseln, führen die Wärmespannungen zur Ermüdung des Werkstoffes.
Die Entwicklung neuer Werkstoffe für Gasturbinenschaufeln haben maßgeblich dazu beigetragen, dass die Turbinen-Eintrittstemperaturen weiter gesteigert werden konnten. Nach den Präzisionsgussschaufeln aus Nickelbasislegierungen wurden gerichtet erstarrte Schaufeln entwickelt. Die gerichtete Erstarrung in Hauptbeanspruchungsrichtung führt dort zu einem höheren E-Modul, so dass die Fliehkraftbelastungen besser ertragen werden können. Stand der Technik sind heute Einkristallschaufeln, die keine Korngrenzen und somit weniger Fehlstellen aufweisen.
Durch die Weiterentwicklung von Schutzschichten gegen Hochtemperaturkorrosion und -oxidation sowie von Wärmedämmschichten aus keramischen Materialien könnte die Heißgastemperatur weiter erhöht werden bei gleichzeitiger Reduktion der Kühlluftmenge. Auf Grund der unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten und Wärmeausdehnungskoeffizienten zwischen Substratmaterial und Schutzschicht, kommt es jedoch zu Mikrorissen und infolge dessen zu Abplatzungen, so dass das theoretische Potenzial der Schutzschichten vor dem Hintergrund einer langen, sicheren Betriebsdauer noch nicht ausgenutzt werden kann.

2.1.1 Schaltungen

In den ausgeführten Gasturbinen-Kraftwerken wird die Schaltung mit einem Verdichter, einer Brennkammer und einer Turbine am häufigsten gewählt, da ihr Aufbau sehr einfach und demzufolge auch kostengünstig ist (Bild 2.5).

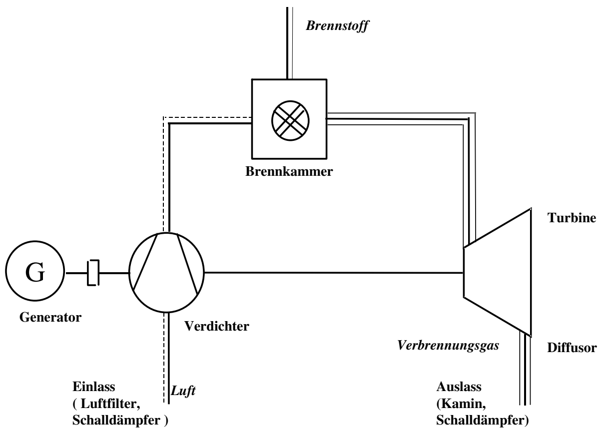

Bild 2.5: Schaltplan einer offenen Gasturbinen-Anlage

Bei Flugtriebwerken ist die Unterteilung von Verdichter und Turbine in Teile mit unterschiedlichen Wellen und Drehzahlen üblich. Dadurch arbeiten die Teilkomponenten nahe ihrer effizientesten Geschwindigkeiten und die Baugröße des Triebwerkes wird kleiner. Solche Aeroderivate werden auch als stationäre Gasturbinen eingesetzt, deren Komponenten dann von denen der Flugtriebwerke abgeleitet sind (Bild 2.6).

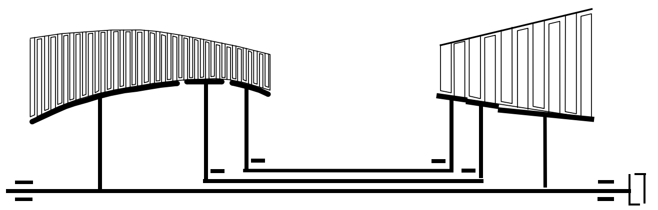

Bild 2.6: Gasturbine mit Unterteilung von Verdichter und Turbine in Teile mit unterschiedlichen Drehzahlen

Aeroderivate für den stationären Betrieb werden mit einer zweiteiligen Turbine ausgeführt, bestehend aus der Verdichterturbine zum Antrieb des Verdichters und der Nutzturbine zur Abgabe der Nutzleistung (Bild 2.7).

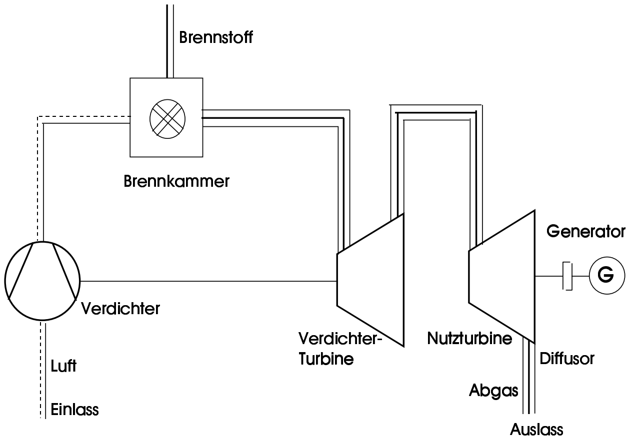

Bild 2.7: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Aufteilung der Turbine in Verdichterturbine und Nutzleistungsturbine

Die Teilung der Turbine mit einer Zwischenverbrennung ermöglicht es, während der Entspannung in der Turbine zusätzlich Energie zuzuführen (Bild 2.8). Dafür wird nach einer ersten Teilentspannung der Verbrennungsgase dem Prozess ein weiteres Mal Brennstoffenergie zugeführt. Jedoch ist der apparative Aufwand für die zweite Brennkammer sehr hoch.

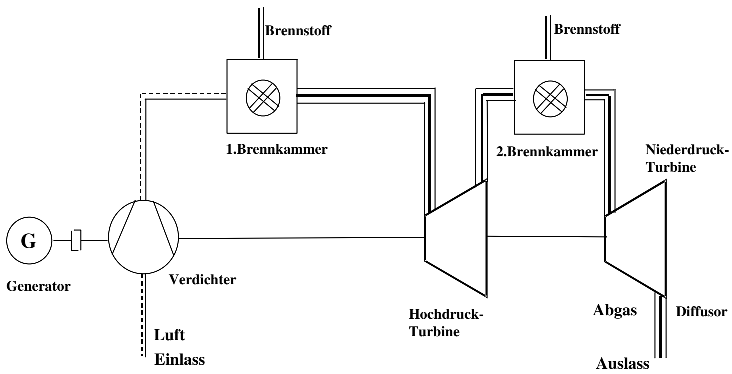

Bild 2.8: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Zwischenverbrennung

Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung des Prozesses stellt die Zwischenkühlung der Verdichterluft dar (Bild 2.9). Sie soll den Leistungsbedarf des Verdichters verringern, wird allerdings wegen des hohen Aufwandes für den Wärmeaustauscher fast nicht verwirklicht.

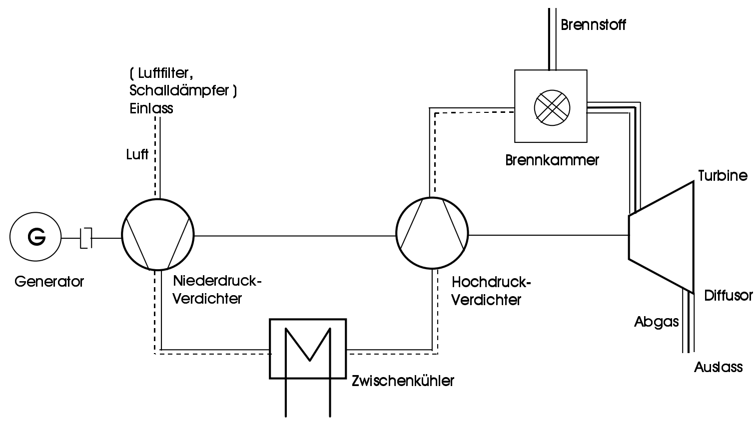

Bild 2.9: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Zwischenkühlung

Nicht zuletzt existiert noch die Gasturbinen-Anlage mit Vorwärmung der Verbrennungsluft durch die Abgase (Bild 2.10). Aus energetischer Sicht ist diese Schaltung recht interessant, doch ist sie wegen des großen Wärmeaustauschers zu aufwendig.

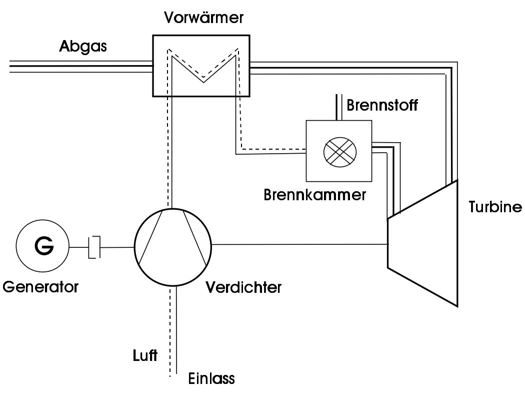

Bild 2.10: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Vorwärmung der Verbrennungsluft durch die Abgase

Bild 2.11 zeigt eine modifizierte Schaltung mit einer Heißluftturbine. Die Turbine wird von heißer Luft durchströmt, die nach der Verdichtung in einem Abgas/Luft-Wärmeaustauscher aufgeheizt wird. Die atmosphärische Brennkammer befindet sich nach der Turbine und erlaubt somit auch den Einsatz fester Brennstoffe. Der Wärmeaustauscher erfordert allerdings den Einsatz keramischer Materialien, ist sehr groß und folglich zu teuer.

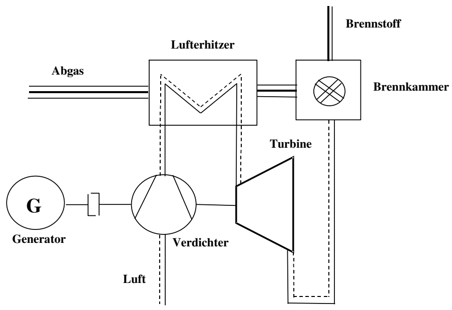

Bild 2.11: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Heißluftturbine

2.2 Gas- und Dampfturbinen-Anlage

Aus ökologischen und ökonomischen Gründen werden Gasturbinen heute überwiegend in Kombination mit Dampfturbinen als Kombi-Kraftwerke eingesetzt. Der wesentliche Vorteil des Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerkes ist die Ausnutzung der ansonsten ungenutzt von der Gasturbine an die Umgebung abgegebenen Abwärme, um zusätzlich Leistung zu erzeugen.
In dieser Konfiguration wird die Abgasenergie aus dem Gasturbinenprozess direkt an einen Wärmeaustauscher weitergegeben, in dem Frischdampf von hoher Temperatur und hohem Druck erzeugt wird. Dieser Dampf wird in einer Turbine entspannt und somit kann in einem Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerk ein Temperaturgefälle von annähernd 1400 °C auf 30 °C genutzt werden. Dies führt zu thermischen Wirkungsgraden von bis zu 58 %, die durch weitere Verbesserungen der Einzelkomponenten in Zukunft auf 60 % gesteigert werden sollen.

Mit Hilfe der verstellbaren Verdichterleitreihen kann die angesaugte Luftmenge linear reduziert werden, während die Austrittstemperatur der Turbine nur wenig von dem Auslegungswert bei Vollast abweicht. Damit können in allen Lastbereichen hohe Frischdampftemperaturen erreicht werden und der hohe thermodynamische Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses, und folglich auch der Kombianlage, bleibt annähernd erhalten.
Eine Erhöhung des Wirkungsgrades im Dampfturbinenteil konnte über die Einführung des Dreidruck-Dampfprozesses mit Zwischenüberhitzung sowie durch die Verringerung von energetischen Verlusten im Kreisprozess erreicht werden.

2.2.1 Anlagenkonzepte für GuD-Anlagen

2.2.1.1 Das Einwellen-Kombi-Kraftwerk

Das Einwellen-Kombi-Kraftwerk besteht aus einer Gasturbine, einer Dampfturbine und einem Abhitzedampferzeuger. Gas- und Dampfturbine sind in einer Tandemanordnung mit einem gemeinsamen Generator verbunden (Bild 2.12) [27].
Vorteile der Einwellen-Anlagen sind ihr einfacher Aufbau, ihr höherer Wirkungsgrad, ihre kurzen Realisierungszeiten und ein auf einfache Wartung ausgelegtes Anlagendesign sowie niedrigere Anlage- und Betriebskosten. Einwellen-Anlagen ermöglichen Einsparungen durch den Wegfall von Teilen der elektrischen Ausrüstung, z. B. Generator, Ableitung, Maschinentransformator, Nebenanlagen.

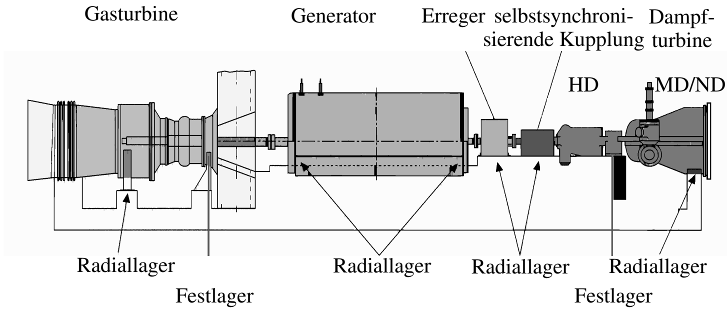

Bild 2.12: Ansicht des Turbosatzes eines Einwellen-Kombi-Kraftwerkes [27]

Häufig wird der Dampf horizontal in den Kondensator geleitet und die Abgase gehen direkt in den Abhitzedampferzeuger, so dass Pfade, Rohre und Kabelverbindungen verringert werden.
Zu den neueren Entwicklungen zählt eine synchronisierende, selbstschaltende Kupplung. Durch sie sind Anfahr- und Abstellvorgänge der Kombianlage ohne Dampfturbine möglich und folglich zeigt die Gasturbine ihre Betriebsflexibilität auch in Kombiprozessen.
Neben kurzen Startphasen und Abschaltungszeiten erlaubt diese Schaltung auch kürzere Wartungsausfallzeiten und bewirkt somit eine höhere Nettoleistung. Schnelle Laständerungsfähigkeiten erhöhen die Rentabilität, besonders zu Spitzenlastzeiten und für die kurzfristige Frequenzstützung. Einwellen-Kraftwerke sind leistungsfähig und flexibel und eignen sich besonders für kleine Anlagengrößen sowie für die Inselversorgung.

2.2.1.2 Das Mehrwellen-Kombi-Kraftwerk

Bei einem Mehrwellen-Kombi-Kraftwerk ist jeder Gasturbine und jeder Dampfturbine ein eigener Generator und eine getrennte Stromabführung zugeordnet [26]. Sie ist die bevorzugte Option für den Betrieb mit einer geraden Anzahl von Gasturbinen. Häufigste Anwendung findet die standardisierte Kombination von zwei Gasturbinen und einer Dampfturbine mit dem Ziel, das Kraftwerk so kompakt wie möglich zu bauen während die Anzahl der Komponenten verringert wird (Bild 2.13).

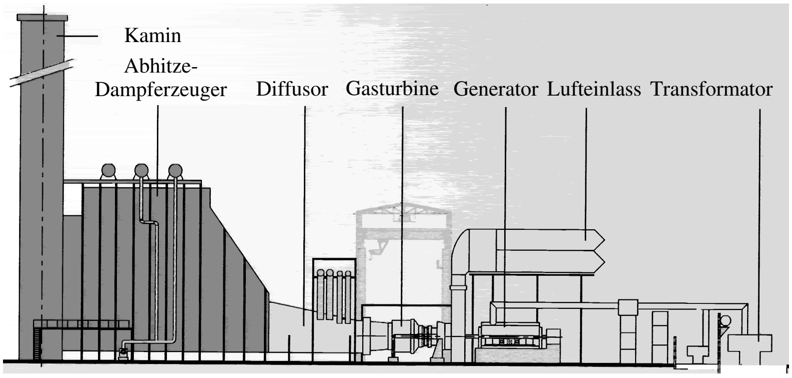

Bild 2.13: Ansicht eines Mehrwellen-Kombi-Kraftwerkes [26]

Ein weiterer Vorteil der strikten Trennung von Gasturbosätzen und Dampfturbosatz ist die Errichtung des Kraftwerkes in mehreren Bauabschnitten.
Mehrwellen-Kombi-Kraftwerke haben exellente Schnellstartfähigkeiten mit in der Standardversion zwei Dritteln der Gesamtleistung nach nur wenigen Minuten. Dieses gilt sowohl für Kaltstarts als auch für Heißstarts. Die Kraftwerke arbeiten bei Startvorgängen mit Hilfe des Bypass-Kamins.

2.2.1.3 Kraftwerksnachrüstung

Bei der Nachrüstung fossil befeuerterter Kraftwerke werden Gas- und Dampfturbinenprozesse miteinander kombiniert, wodurch eine sehr hohe Steigerung von Leistung und Wirkungsgrad erreicht wird.
Eines der Konzepte ist das Topping, bei dem der Dampferzeuger eines existierenden Dampfturbinen-Kraftwerkes durch eine Gasturbine mit nachgeschaltetem Abhitzedampferzeuger ersetzt wird. Zur optimalen Abstimmung des Kombiprozesses müssen Leistung und Anzahl der Gasturbinen festgelegt werden, für kleinere Leistungsanpassungen kommen auch Zusatzfeuerungen in Betracht.
Die andere Alternative ist, ein bestehendes Gasturbinen-Kraftwerk mit einem Abhitzedampferzeuger und einem Dampfturbinenprozess in ein Kombi-Kraftwerk umzubauen.

2.3 Daten der Referenzanlagen

Um belastbare Vergleiche durchführen und Aussagen treffen zu können, muss eine Referenzanlage definiert werden. Für alle durchgeführten Analysen gelten die folgenden Randbedingungen.

2.3.1 Hauptauslegungsdaten der Gasturbinen-Anlage

Als Referenzanlage wird in dieser Untersuchung eine einwellige Gasturbinen-Anlage gewählt, die bei einem elektrischen Wirkungsgrad von η_{el}= 38,36 % eine elektrische Nennleistung von P_{el} = 178 MW erzeugt [40].

Unter Beachtung der Möglichkeit, die Gasturbinen-Anlage auch als Kombi-Kraftwerk mit relativ hoher Dampftemperatur zu betreiben, wird die Turbinen-Austrittstemperatur hinreichend hoch vorgegeben.

Die folgende Tabelle 2.1 stellt die Hauptauslegungsdaten [40] zusammen.

Tabelle 2.1: Hauptauslegungsdaten der Referenz-Gasturbinen-Anlage

Zeichen	Wert	Bedeutung
n	$= 3600\ \text{min}^{-1} = 60\ \text{s}^{-1}$	Drehzahl
p_{V_A}	= 1,679 MPa = 1679299 Pa	Verdichter-Austrittsdruck
z_V	= 16	Stufenzahl des Verdichters
$t_{t_{T_E}}$	= 1375°C ≈ 1647,6 K	Turbinen-Eintrittstemperatur
$t_{t_{A_A}}$	= 555°C ≈ 828,5 K	Anlagen-Austrittstemperatur
$\dot{m}_{T_A}$	$= 458{,}8\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Turbinen-Austrittsmassenstrom
z_T	= 4	Stufenzahl der Turbine
η_m	= 99,8 % = 0,9980	mechanischer Wirkungsgrad
η_{Gen}	= 98,2 % = 0,9824	Generatorwirkungsgrad

Für die Berechnung der einzelnen Komponenten der Anlage, die entsprechend ihrer Durchströmung berechnet werden, gelten weitere Auslegungsdaten, die zusammen mit den berechneten Werten in den Tabellen der nachfolgenden Abschnitte sowie im Anhang angegeben sind.

2.3.1.1 Einlass

Bei der Auslegungsrechnung wird die ISO-Bezugsatmosphäre und eine verlustfreie Ansaugströmung mit $\eta_{Einlass}$ = 99,6 % angenommen.

2.3.1.2 Verdichter

Die Vorgabedaten des Verdichters [40] sind in der Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Zunächst wird der Verlustbeiwert des Vorleitrades ζ_{VLe} angenommen wie auch der totale Wirkungsgrad des Verdichters η_{tV} vorgegeben wird. Damit werden die Zustandsänderungen im Vorleitrad berechnet.

Da die benötigte Stufenzahl z_V vor der Berechnung nicht bekannt ist, werden mehr Vorgabewerte vorgegeben als der endgültigen Stufenzahl entspricht. Die letzte Stufe

Tabelle 2.2: Vorgabedaten des Verdichters

Zeichen	Wert	Bedeutung
c_{V_E}	$= 156\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Verdichter-Eintrittsgeschwindigkeit
c_{V_A}	$= 145\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Verdichter-Austrittsgeschwindigkeit
$c_{m_1}(1.St.)$	$= 156\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Meridiankomponente d. Geschw. nach dem Vorleitrad
$c_{u_1}(1.St.)$	$= 18\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Umfangskomponente d. Geschw. nach dem Vorleitrad
$u_1(1.St.)$	$= 253\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt in die 1.Stufe
ζ_{VLe}	= 0,035	Verlustbeiwert des Vorleitrades
η_{t_V}	= 91,4 % = 0,9136	totaler Verdichterwirkungsgrad

wird so ausgelegt, dass der vorgegebene Verdichter-Austittsdruck p_{V_A} erreicht wird.

Entsprechend den erforderlichen Druckniveaus werden nach den Leiträdern die Kühlluftmassenströme für den Gasturbinenstator und nach den Laufrädern des Verdichters für den Gasturbinenrotor entnommen. Zu Beginn der Berechnung sind weder die Entnahmestellen noch die Kühlluftmengen bekannt, da sie sich nach den Drücken und den Temperaturen in der Turbine richten. Sie werden daher bei der ersten Verdichterrechnung als Startwerte vorgegeben.

Die notwendigen Drücke der Kühlluftentnahmen im Verdichter sind etwas größer als die Drücke in der Turbine, es wird ein Faktor $\frac{p_{KL_{T_{Le}}}}{p_{KL_{V_{Le}}}} \leq 0,9$ für Leiträder und $\frac{p_{KL_{T_{La}}}}{p_{KL_{V_{La}}}} \leq 0,8$ für Laufräder angenommen.

2.3.1.3 Brennkammer

Die für die Berechnung der Brennkammer vorgegebenen Geschwindigkeiten und Wirkungsgrade sind in Tabelle 2.3 angegeben.

Tabelle 2.3: Vorgabedaten des Brennkammerteils der Gasturbinen-Anlage

Zeichen	Wert	Bedeutung
c_{BK_E}	$= 83\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Geschwindigkeit am Brennkammereintritt
c_{B_E}	$= 50\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Geschwindigkeit des Brennstoffs nach der Düse
c_{BK_A}	$= 88\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Geschwindigkeit am Brennkammeraustritt
η_{BK_E}	= 98,9 % = 0,9890	Strömungswirkungsgrad am Brennkammereintritt
η_{BK}	= 99,6 % = 0,9958	Strömungswirkungsgrad der Brennkammer
η_c	= 99,8 % = 0,9980	chemischer Wirkungsgrad der Brennkammer
η_{BK_A}	= 99,6 % = 0,9960	Strömungswirkungsgrad am Brennkammeraustritt

Als Brennstoff wird in der Simulationsrechnung Methan verwendet, um die Ergebnisse für den Referenzfall mit den Herstellerwerten abzustimmen.

Der auf den Brennkammereintrittsdruck bezogene Totaldruckverlust ergibt sich als Summe aus dem Verzögerungs-, Verbrennungs- und Beschleunigungsteil. Der relative Totaldruckverlust in der Brennkammer ist entsprechend den Vorgaben aus [40] : $\Delta p_{t_{BK}}(\%) = (p_{t_{T_E}} - p_{t_{V_A}})/p_{t_{V_A}} * 100\ \% = 2{,}67\ \%$.

2.3.1.4 Turbine

Die Referenzturbine benötigt 4 Stufen für den Enthalpieabbau. Die energetischen Daten der einzelnen Turbinenstufen sind in der Tabelle 2.4 zusammengestellt.

Tabelle 2.4: Energetische Daten der einzelnen Turbinenstufen

IS	PTST(IS) (MW)	WTST(IS) (kJ/kg)	WTEU(IS) (kJ/kg)	QP(IS) (MW)	QPLE(IS) (MW)	QPLA(IS) (M W)
1	-80.731285	-195.908	-207.059	-18.997463	-9.906497	-9.090966
2	-89.187279	-202.044	-207.059	-8.335554	-5.436759	-2.898796
3	-93.261200	-204.947	-207.060	-3.759202	-2.141950	-1.617252
4	-94.793442	-206.600	-207.059	-1.406001	-0.901759	-0.504242

IS	PSIST	RHOHST	ETAST	PSIEU	RHOHEU	EXP1G	FPIST
1	-3.51	0.415	0.870	-3.71	0.404	0.5965357	1.1506739
2	-3.26	0.542	0.888	-3.34	0.558	0.4070569	1.0982043
3	-2.85	0.648	0.907	-2.88	0.664	0.3070363	0.9939456
4	-2.35	0.679	0.920	-2.36	0.682	0.2883248	

Die Zahlen unter *IS* geben die Turbinenstufen an, die Indizes *ST* die Stufen- und *EU* die Euler-Größen, *LE* das Leitrad und *LA* das Laufrad. Formelzeichen werden einzeilig und ohne Index geschrieben, griechische Formelzeichen werden lateinisch ausgeschrieben. Ein großes *P* nach einem Buchstaben bedeutet die zeitliche Ableitung (z. B. QP$\simeq \dot{Q}$). Wenn nicht explizit angegeben, sind alle Zahlen in Grundeinheiten, d. h. m, s, K, W, Pa usw. angeführt, mit Dezimalpunkt an Stelle des Dezimalkommas.

Laut Vorgabe sind die spezifischen Euler-Arbeiten $w_{t_{Eu}}$ für alle Stufen in etwa gleich. Die Verlustbeiwerte der einzelnen Turbinenstufen werden mit Hilfe eines vereinfachten Modells berechet.

Die ISO-Werte der Turbine [40] sind in der folgenden Tabelle 2.5 zusammengestellt.

Tabelle 2.5: ISO-Werte der Turbine

Zeichen	Wert	Bedeutung
η_{ISO}	$= 88{,}5\ \% = 0.8848$	polytroper ISO-Wirkungsgrad
$T_{t_{ISO}}$	$= 1461{,}12$ K ≈ 1188 °C	totale ISO-Turbinen-Eintrittstemperatur

2.3.1.5 Diffusor und Auslass

Die Auslegungsdaten des Diffusors und des Anlagenauslasses gibt die Tabelle 2.6 an.

Tabelle 2.6: Auslegungsdaten des Diffusors und des Anlagenauslasses

Zeichen	Wert	Bedeutung
c_{D_A}	$= 60\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Geschwindigkeit am Diffusoraustritt
c_{A_A}	$= 20\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Geschwindigkeit am Anlagenaustritt
η_{Diff}	$= 73{,}9\ \% = 0{,}7386$	Diffusorwirkungsgrad
$\eta_{Auslass}$	$= 51{,}2\ \% = 0{,}5124$	Auslasswirkungsgrad

2.3.1.6 Gesamtdaten der Referenz-Gasturbinen-Anlage

Die energetischen Daten von Verdichter, Turbine als auch Gasturbine [40] sind in der folgenden Tabelle 2.7 zusammengestellt.

Tabelle 2.7: Gesamtbeurteilungsdaten der Referenz-Gasturbinen-Anlage

```
      0.3963619 = ETAIGT=-PIGT/(ETAC*EPB)  innerer Gasturbinen-Wirkungsgrad
      0.3955691 = ETAGT=-PIGT/EPB  Gasturbinen-Gesamtwirkungsgrad
++++++++++++++++++++++++
     18.2415981 = PIV=PVA/PVE  Verdichter-Druckverhaeltnis
     16.5734005 = PITV=PTVA/PTVE  Verdichter-Totaldruckverhaeltnis
    392.2062988 = wtV (kJ/kg)  spezifische Verdichterarbeit
    176.3713074 = PV (MW)  Verdichter-Leistung
++++++++++++++++++++++++
     18.7584419 = PIT=PTE/PTA  Turbinen-Druckverhaeltnis
     15.1210728 = PITT=PTTE/PTTA  Turbinen-Totaldruckverhaeltnis
   -780.1946411 = wtT (kJ/kg)  spezifische Turbinenarbeit
   -357.9731750 = PET (MW)  Turbinen-Leistung
    -70.8291473 = qT (kJ/kg)  spezifische Turbinenwaerme
    -32.4982185 = QPT (MW)  Turbinen-Kuehlwaermestrom
++++++++++++++++++++++++
   -402.2457581 = wtGT (kJ/kg)  spezifische Arbeit der Gasturbinen-Anlage
   -180.8859406 = PiGT (MW)  innere Leistung = Kupplungsleistung
++++++++++++++++++++++++
    177.7023315 = PelGT (MW)  elektrische Gasturbinen-Leistung

    457.2801819 = EPB (MW)  Brennstoff-Energiestrom
++++++++++++++++++++++++
      0.3886071 = ETAGES=PEL/EPB  elektrischer Wirkungsgrad der Gasturbine
```

2.3.2 Hauptauslegungsdaten der Gas- und Dampfturbinen-Anlage

Bei der Referenzanlage handelt es sich um eine Mehrwellenanlage, bestehend aus einem Gasturbinenteil und einem Dampfturbinenteil, die jeweils mit einem eigenen Generator ausgestattet sind (Bild 2.14).

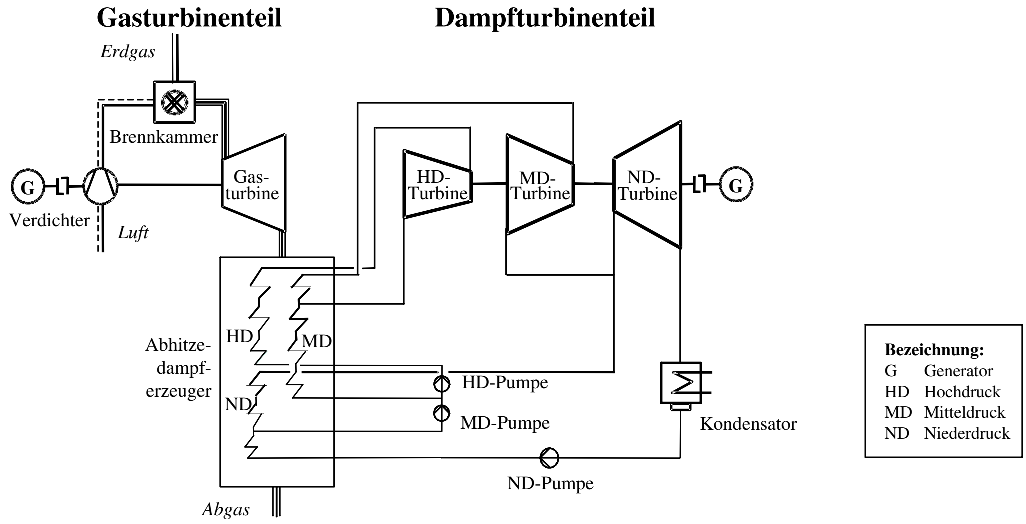

Bild 2.14: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Abhitzedampferzeuger und Dampfturbinen

Der Frischdampf wird in einem Dreidruck-Abhitzedampferzeuger erzeugt, bestehend aus einem Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruck-Dampfteil inkl. einer Zwischenüberhitzung des Abdampfes nach der HD-Turbine. Da vom Dampfturbinenteil keine detaillierten Daten vorliegen, müssen hier sinnvolle Annahmen getroffen werden.

2.3.2.1 Abhitzedampferzeuger

Die Vorgabedaten für den Abhitzedampferzeuger sind in Tabelle 2.8 zusammengestellt.

Mit den bekannten Enthalpien an den Zwickpunkten des HD- und MD-Teiles und den maximalen Frischdampftemperaturen werden unter Berücksichtigung der Grädigkeiten die optimalen Wasser-/Dampfmassenströme in den einzelnen Druckebenen bestimmt.

Der auf den Anlagenaustrittsdruck bezogene Totaldruckverlust ergibt sich als Summe aus den einzelnen Vorwärmern, Verdampfern und Überhitzern. Der relative Totaldruckverlust im Abhitzedampferzeuger berechnet sich zu:
$\Delta p_{t_{AHDE}}(\%) = (p_{t_{D_A}} - p_{t_{A_A}})/p_{t_{A_A}} * 100~\% = 2{,}17~\%$.

Tabelle 2.8: Vorgabedaten des Abhitzedampferzeugers

Zeichen	Wert	Bedeutung
ΔT_{t_6}	$= 8$ K	Temperaturdifferenz am MD-Zwickpunkt
$\Delta T_{t_{10}}$	$= 25$ K	Temperaturdifferenz am MD-Turbineneintritt
$\Delta T_{t_{DA}}$	$= 25$ K	Temperaturdifferenz am HD-Turbineneintritt
$\Delta T_{t_{29}}$	$= 8$ K	Temperaturdifferenz am HD-Zwickpunkt
$\Delta T_{t_{31}}$	$= 20$ K	Temperaturdifferenz am ND-Turbineneintritt
$\Delta T_{t_{33}}$	$= 12$ K	Temperaturdifferenz am ND-Zwickpunkt
$T_{t_{PA_{min.}}}$	$= 368{,}15$ K $= 95$°C	minimale Gastemperatur am Anlagenaustritt

2.3.2.2 Dampfturbine

Die folgende Tabelle 2.9 gibt die angenommenen Wirkungsgrade im Dampfturbinenteil an.

Tabelle 2.9: Wirkungsgrade des Dampfturbinenteils

Zeichen	Wert	Bedeutung
η_{KoP}	$= 75\ \% = 0{,}75$	Wirkungsgrad der Kondensatpumpe
η_{MDP}	$= 75\ \% = 0{,}75$	Wirkungsgrad der MD-Pumpe
η_{HDP}	$= 75\ \% = 0{,}75$	Wirkungsgrad der HD-Pumpe
η_{NDT}	$= 92\ \% = 0{,}92$	Wirkungsgrad der ND-Turbine
η_{MDT}	$= 91\ \% = 0{,}91$	Wirkungsgrad der MD-Turbine
η_{HDT}	$= 86\ \% = 0{,}86$	Wirkungsgrad der HD-Turbine
$\eta_{m_{DT}}$	$= 98\ \% = 0{,}98$	mechanischer Wirkungsgrad des Dampfturbinenteils
$\eta_{G_{DT}}$	$= 99\ \% = 0{,}99$	Generatorwirkungsgrad des Dampfturbinenteils

2.3.2.3 Gesamtdaten der Gas- und Dampfturbinen-Anlage

Die energetischen Daten der Gas- und Dampfturbinen-Anlage [40] sind in der folgenden Tabelle 2.11 zusammengestellt.

Mit den Daten aus [40] sind in Bild 2.15 die Zustandsänderungen der Luft und der Verbrennungsgase beim Durchströmen der Anlage im T, s-Diagramm dargestellt.

Tabelle 2.10: Gesamtbeurteilungsdaten der Dampfturbinen-Anlage

```
       0.3467174 = ETAIST=-PIST/QPAHSG  innerer Dampfturbinen-Wirkungsgrad
++++++++++++++++++++++++
    -288.5187378 = wtHPT (kJ/kg)  spezifische HD-Turbinenarbeit
      -5.6462426 = PHPT (MW)  HD-Turbinen-Leistung
    -351.1057434 = wtMPT (kJ/kg)  spezifische MD-Turbinenarbeit
     -20.6391449 = PMPT (MW)  MD-Turbinen-Leistung
    -814.7672729 = wtLPT (kJ/kg)  spezifische ND-Turbinenarbeit
     -56.2990417 = PLPT (MW)  ND-Turbinen-Leistung
++++++++++++++++++++++++
       1.8314062 = wtCOP (kJ/kg)  spezifische Kondensatpumpenarbeit
       3.3101876 = wtMPP (kJ/kg)  spezifische MD-Pumpenarbeit
       8.2861872 = wtHPP (kJ/kg)  spezifische HD-Pumpenarbeit
       0.1265471 = PCOP (MW)  Kondensatpumpen-Leistung
       0.1945836 = PMPP (MW)  MD-Pumpen-Leistung
       0.1621587 = PHPP (MW)  HD-Pumpen-Leistung
++++++++++++++++++++++++
   -2169.8007812 = qCOND (kJ/kg)  spezifische Kondensatorwaerme
    -149.9295654 = QPCOND (MW)  Kondensator-Leistung
++++++++++++++++++++++++
     343.4523926 = qHP (kJ/kg)  spezifische HD-Waerme
      71.3607025 = qMP (kJ/kg)  spezifische MD-Waerme
      90.8949661 = qLP (kJ/kg)  spezifische VW-Waerme
     157.5847168 = QPHP (MW)  HD-Waermestrom
      32.7421112 = QPMP (MW)  MD-Waermestrom
      41.7049294 = QPLP (MW)  VW-Waermestrom
     232.0317535 = QPHRSG (MW)  Dampferzeuger-Waermestrom
++++++++++++++++++++++++
   -1164.2751465 = wtST (kJ/kg)  spezifische Arbeit des Dampfturbinenteils
     -80.4494476 = PiST (MW)  innere Leistung des Dampfturbinenteils
++++++++++++++++++++++++
      79.6449509 = PelST (MW)  elektrische Dampfturbinen-Leistung
```

Tabelle 2.11: Gesamtbeurteilungsdaten der Referenz-GuD-Anlage

```
       0.3963619 = ETAIGT=-PIGT/(ETAC*EPB)  innerer Gasturbinen-Wirkungsgrad
       0.3467174 = ETAIST=-PIST/QPAHSG  innerer Dampfturbinen-Wirkungsgrad
++++++++++++++++++++++++
     177.7023315 = PelGT (MW)  elektrische Gasturbinen-Leistung
      79.6449509 = PelST (MW)  elektrische Dampfturbinen-Leistung
     257.3472900 = Pel (MW)  elektrische Leistung der GuD-Anlage

     457.2801819 = EPB (MW)  Brennstoffenergiestrom
++++++++++++++++++++++++
       0.5627781 = ETAGES=PEL/EPB  elektrischer Wirkungsgrad der GuD-Anlage
```

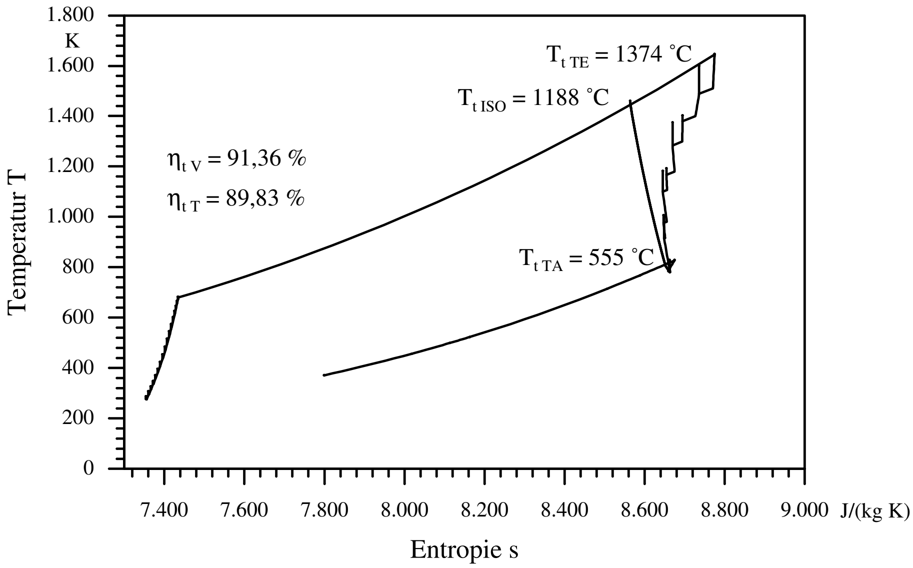

Bild 2.15: T, s-Diagramm für die Zustandsänderung in der Referenz-GuD-Anlage ohne Dampfturbine

3 Simulationsrechnung einer gekühlten Anlage

Die Berechnung der einzelnen Komponenten der Gasturbinen-Anlage wird in möglichst einheitlicher Form dargestellt, gleichfalls wird die Auslegung des Gasturbinen- wie auch GuD-Kraftwerkes als Ganzes behandelt. Allgemeine thermodynamische Zusammenhänge und Herleitungen der energetischen Berechnung werden im Anhang aufgeführt.

3.1 Gasturbinen-Anlage

3.1.1 Einlass

Die Strömungsbauteile vor dem Eintritt der Luft in den Verdichter werden als Einlass bezeichnet (Bild 3.1).

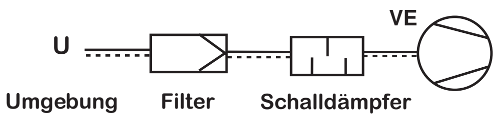

Bild 3.1: Einlass vor dem Verdichter

Die Luft beschleunigt von Umgebungsgeschwindigkeit $c_U = 0$ auf eine Geschwindigkeit $c_{Einlass}$ im Einlasskanal, durchströmt den Luftfilter und den Schalldämpfer und beschleunigt schließlich auf die für die Durchströmung des Verdichters notwendige Geschwindigkeit c_{V_E}.

Die relativ verlustfreien Beschleunigungen und das verlustbehaftete Durchströmen von Filter und Schalldämpfer wird durch eine polytrope Zustandsänderung beschrieben [8]. Da dies ein adiabater Entspannungsvorgang ist, ist das Polytropenverhältnis $\nu_{Einlass}$ gleich dem Einlasswirkungsgrad $\eta_{Einlass}$.
Mit der bekannten Geschwindigkeit am Verdichtereintritt c_{V_E} erhält man die Verdichter-Eintrittstemperatur T_{V_E} und den Verdichter-Eintrittsdruck p_{V_E} und somit den Totaldruckverlust im Einlass.

$$\Delta p_{t_{Einlass}} = p_{t_{V_E}} - p_U \tag{3.1}$$

3.1.2 Verdichter

3.1.2.1 Verdichterstufe

Die Verdichterstufe wird quasi-eindimensional (q1D) gerechnet mit den Zuständen 1 und 2 am Laufrad und 2 und 3 am Leitrad (Bild 3.2).

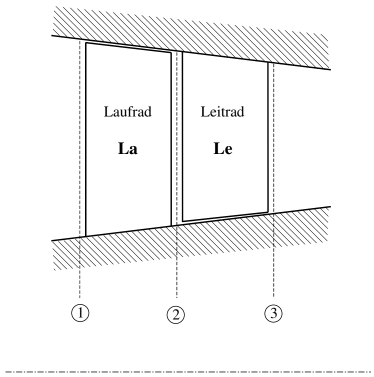

Bild 3.2: Aufbau und Bezeichnungen einer Verdichterstufe

Vereinfacht werden die polytropen Wirkungsgrade und damit bei einem ungekühlten Verdichter ($q = 0$) auch die Polytropenverhältnisse im Lauf- und Leitrad einer Stufe gleich gesetzt.

$$\begin{aligned} \eta_{La} &\approx \eta_{Le} \approx \eta_V \\ \nu_{La} &\approx \nu_{Le} \approx \nu_{pol} \end{aligned} \tag{3.2}$$

Um die Verluste im Verdichter durch einen Stufenwirkungsgrad vorzugegeben und nicht einzeln berechnen zu müssen sowie die Dissipationsarbeiten in etwa gleichmäßig zwischen den beiden Räder aufzuteilen ($\rho_h \approx 0,5$), werden die Dissipationsarbeit in der Stufe vorgegeben

$$j = w_t \cdot (1 - \eta_{tV}) \tag{3.3}$$

und die Dissipationsarbeiten des Lauf- und Leitrades proportional zu den kinetischen Energien gesetzt.

$$j_{La} = \zeta_{La} \cdot \frac{w_1^2/2 + w_2^2/2}{2} \tag{3.4}$$

$$j_{Le} = \zeta_{Le} \cdot \frac{c_2^2/2 + c_3^2/2}{2} \tag{3.5}$$

ζ_{La} und ζ_{Le} sind Verlustbeiwerte, die zunächst nur definitionsgemäß die Gleichung erfüllen. Die Vereinfachung besteht darin, dass beide Verlustbeiwerte gleich gesetzt werden und damit aus der Gesamtbilanz für die Verluste berechnet werden können.

Grenzwerte bei der Auslegung

Eines der Ziele beim Bau eines Verdichters ist, den Abstand zwischen den Lagern und damit die Länge des Verdichters so kurz wie möglich zu halten. Um dies zu erreichen, müssen die Stufenzahlen möglichst niedrig sein und somit eine möglichst hohe spezifische Arbeit w_t in einer Stufe umgesetzt werden.

Die zunächst einfachste Möglichkeit ist, die Umfangsgeschwindigkeit u groß zu wählen, da nach der Euler-Gleichung ($w_t = u_2 \cdot c_{u_2} - u_1 \cdot c_{u_1}$) w_t proportional mit u steigt. Wegen der mechanischen Beanspruchung der Laufradschaufeln ist die Umfangsgeschwindigkeit u begrenzt.

Im Laufrad und im Leitrad wird die Strömung verzögert. Da bei zu starker Verzögerung die Strömung bei Druckanstieg abreißt, dürfen die Verzögerungsverhältnise ξ_{La} im Laufrad und ξ_{Le} im Leitrad einen Minimalwert von $\xi_{min} \approx 0,7$ nicht unterschreiten.

Die Belastungszahl ist das Maß für die Umlenkung in einem Gitter mit dem Auftriebsbeiwert c_A dividiert durch das Teilungsverhältnis $\frac{t}{s}$, die im Laufrad und Leitrad einen Maximalwert von $B_{max} \approx 1,5 - 2,5$ nicht überschreiten darf. Hierbei beziehen sich die größeren zulässigen Grenzwerte auf die Belastung in Nabennähe.

Die Diffusionszahl wurde aus der Grenzschichtströmung an den Schaufelprofilen hergeleitet und darf im Laufrad und Leitrad den Minimalwert von $D_{max} = 0,45$ nicht überschreiten.

Grundsätzlich müssen jeweils alle drei Belastungskriterien an beiden Schaufelrädern einer Stufe überprüft werden. Bei Nichterfüllen auch nur einer Belastungszahl muss die Stufenarbeit erniedrigt werden.

Am Eintritt in die Schaufelräder ist darauf zu achten, dass die Machzahl nicht zu groß wird. Damit das Nabenverhältnis nicht zu klein wird, könnte der mittlere Durchmesser erhöht werden. Dies vergrößert aber auch die Umfangsgeschwindigkeit und somit die Machzahl. Abhilfe schafft der sogenannte Mitdrall, welcher der Strömung vor dem Eintritt in das erste Laufrad aufgeprägt wird. Durch das Vorleitrad wird der Strömung ein Drall ($c_{u_1} > 0$) in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit u erteilt, so dass die Relativgeschwindigkeit w_1 kleiner wird (Bild 3.3).

Um den Reaktionsgrad ρ_h einer Stufe bei einem Optimalwert von etwa 0,5 zu halten, ist auch ein Drall am Austritt aus den ersten Leiträdern, und damit am Eintritt in das Laufrad der folgenden Stufe, notwendig.

Am Ende des Verdichters sind die Dichte groß und der Volumenstrom klein, so dass die Durchmesser wieder kleiner werden müssen, damit die Nabenverhältnisse nicht zu groß werden ($\nu_{N_{max}} = 0,9 \div 0,95$). Dies ist auch durch die Kühlluftentnahmen bedingt, die mehr als 20 % des Eintrittsmassenstromes betragen.

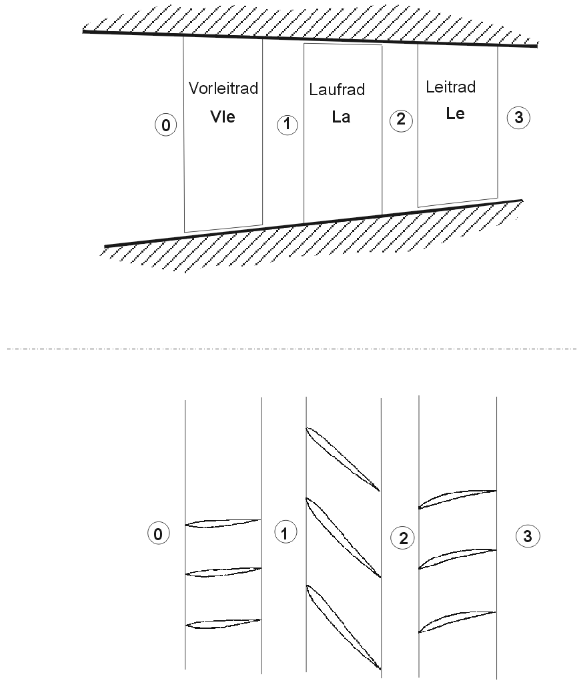

Bild 3.3: Verdichtereintritt mit Vorleitrad

3.1.3 Brennkammer

Die Brennkammer hat die Aufgabe, durch Verbrennen eines Brennstoffes, in dieser Untersuchung ist es Erdgas, d. h. es wird mit Methan gerechnet, mit der verdichteten Luft die Temperatur des resultierenden VerbrennunGsgases so weit zu erhöhen, dass bei der nachfolgenden Entspannung in der Turbine eine, im Vergleich zur Verdichterleistung, möglichst hohe Turbinenleistung erzielt wird (Bild 3.4).

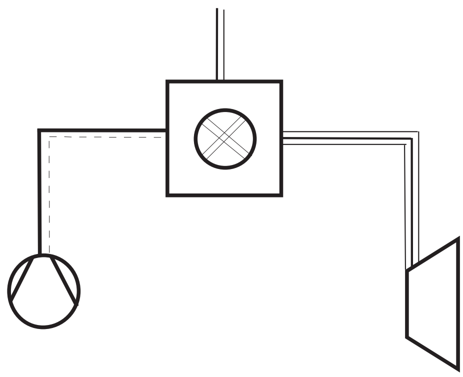

Bild 3.4: Brennkammer in einer Gasturbinen-Anlage

Vor der Herleitung der Berechnungsgleichungen für die Verbrennung werden einige grundlegende Vereinfachungen angenommen:

- Die direkten Wärmeverluste der Brennkammer werden vernachlässigt, weil sie, bis auf die Kühlung des Brennkammeraustritts, relativ gering sind.
- Die Verluste durch unvollständige Verbrennung werden durch einen chemischen Verbrennungswirkungsgrad η_c, bezogen auf den Heizwert H_{u_B}, berücksichtigt, da sie ebenfalls sehr klein sind.

Wegen der hohen Verbrennungstemperaturen stellen die chemischen Reaktionen auf Grund von Dissoziation einen Verlust dar, der nicht zu vernachlässigen ist.

Strömungsverluste auf Grund von Dissipationsarbeit beim Einströmen in die Brennkammer, Durchströmen der Brennkammer und Ausströmen aus der Brennkammer sind Verluste, welche die resultierende Turbinenleistung ebenfalls verringern.

Gleichfalls leistungsmindernd wirkt sich der Totaldruckverlust aus, hervorgerufen durch die Geschwindigkeiten der Luft bzw. der Gase während der Verbrennung in der Brennkammer.

3.1.3.1 Verbrennungsraum

In dieser Untersuchung wird die Totaltemperatur $T_{t_{G_A}}$ und damit näherungsweise $h_{t_{G_A}}$ vorgegeben, so dass das Brennstoff/Luft-Verhältnis β berechnet wird.

$$\beta = \frac{h_{t_{G_A}} - h_{t_{L_E}}}{H_{u_B} \cdot \eta_c + h_{t_{B_E}} - h_{t_{G_A}}} \tag{3.6}$$

Folglich ist der notwendige Brennstoffmassenstrom

$$\dot{m}_B = \beta \cdot \dot{m}_L. \tag{3.7}$$

In Anlehnung an einen Wärmeaustauscher mit Wärmezufuhr wird für die Strömungsverluste im Verbrennungsraum ein Strömungswirkungsgrad η_{BK} definiert.

$$\eta_{BK} =_{def} \frac{\dot{m}_B \cdot H_{u_B} \cdot \eta_c - (\dot{m}_L \cdot j_L + \dot{m}_B \cdot j_B)}{\dot{m}_B \cdot H_{u_B} \cdot \eta_c} = 1 - \frac{(j_L + \beta \cdot j_B)}{\beta \cdot H_{u_B} \cdot \eta_c} \tag{3.8}$$

Hierin sind $(\dot{m}_L \cdot j_L + \dot{m}_B \cdot j_B)$ die Gesamtdissipationsleistungen in der Brennkammer.

Für ein mit der Strömung mitgeführtes Masseteilchen gilt

$$\begin{aligned} \dot{m}_B \cdot H_{u_B} \cdot \eta_c + (\dot{m}_L \cdot j_L + \dot{m}_B \cdot j_B) &= (\dot{m}_G \cdot h_{G_A} - \dot{m}_L \cdot h_{L_E} - \dot{m}_B \cdot h_{B_E}) \\ &\quad -(\dot{m}_L \cdot y_L + \dot{m}_B \cdot y_B), \end{aligned} \tag{3.9}$$

mit den Gesamtströmungsleistungen in der Brennkammer $(\dot{m}_L \cdot y_L + \dot{m}_B \cdot y_B)$.

Nach Definition des Gesamtpolytropenverhältnisses μ_{BK} für die Brennkammer

$$\mu_{BK} =_{def} \frac{(\dot{m}_L \cdot y_L + \dot{m}_B \cdot y_B)}{(\dot{m}_G \cdot h_{G_A} - \dot{m}_L \cdot h_{L_E} - \dot{m}_B \cdot h_{B_E})} \tag{3.10}$$

erhält man nach einigen Umformungen

$$\mu_{BK} = -\left[1 - \eta_{BK} + \frac{(1+\beta) \cdot c_{G_A}^2/2 - c_{L_E}^2/2 - \beta \cdot c_{B_E}^2/2}{(1+\beta) \cdot h_{G_A} - h_{L_E} - \beta \cdot h_{B_E}}\right] \tag{3.11}$$

$$\nu_{BK} = \frac{1}{\mu_{BK}}. \tag{3.12}$$

Da im Vergleich zu dem Brennstoffstrom der Luftmassenstrom weitaus größer ist, wird der Brennkammer-Austrittsdruck p_{G_A} näherungsweise mit Hilfe des Lufteintrittszustandes (T_{L_E}, p_{L_E}) und der vorgegebenen Gasaustrittstemperatur T_{G_A} berechnet.

$$p_{G_A} = Polytrope(\nu_{BK}, T_{L_E}, p_{L_E}, T_{G_A}) \tag{3.13}$$

Aus dem Polytropenverhältnis ist ersichtlich, dass die Druckänderung nicht nur von den Reibungsarbeiten abhängt, ausgedrückt durch den Strömungswirkungsgrad η_{BK}, sondern auch von den Änderungen der Geschwindigkeiten, hauptsächlich $c_{L_E} - c_{G_A}$. Aus diesem Grund werden die Brennkammerverluste sinnvollerweise als Totaldruckverluste $\Delta p_{t_{BK}}$ angegeben.

$$\Delta p_{t_{BK}} = p_{t_{G_A}} - p_{t_{L_E}} \tag{3.14}$$

Es zeigt sich, dass nicht nur die Geschwindigkeitsänderung, sondern schon die Größe der Strömungsgeschwindigkeit in der Brennkammer die Verluste beeinflusst.

3.1.3.2 Brennkammer-Diffusor und Brennkammer-Beschleunigungsteil

Um die Verweilzeit der Luft bzw. der Verbrennungsgase in der Brennkammer zu erhöhen, muss die Luftgeschwindigkeit am Verdichteraustritt von dem relativ hohen Wert c_{V_A} in einem Diffusor auf einen möglichst kleinen Wert c_{L_E} am Brennkammereintritt verzögert und folglich am Brennkammeraustritt von der Geschwindigkeit c_{G_A} auf den für die Turbine notwendigen Wert c_{T_E} beschleunigt werden (Bild 3.5).

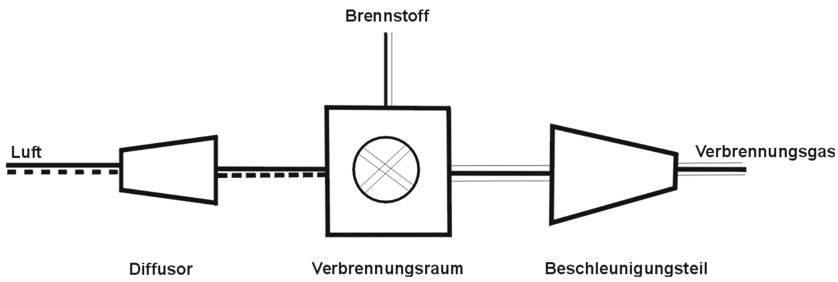

Bild 3.5: Brennkammer mit vorgeschaltetem Diffusor und nachgeschaltetem Beschleunigungsteil

Beide Vorgänge sind nicht verlustfrei. Die auftretenden Verluste werden durch den Diffusorwirkungsgrad η_{BK_E} und den Beschleunigungswirkungsgrad η_{BK_A} erfasst.

3.1.4 Turbine

3.1.4.1 Turbinenstufe

Auch bei der Turbine soll zunächst eine Stufe quasi-eindimensional (q1D) betrachtet werden mit den Zuständen 0 und 1 am Leitrad und 1 und 2 am nachfolgenden Laufrad (Bild 3.6).

Die Zustandsänderungen in der Turbine werden als polytrop betrachtet mit $\nu_{pol} \approx konst$, jedoch können die Polytropenverhältnisse der Leit- und Laufräder sehr unterschiedlich sein.
Die Aufteilung der gesamten Dissipationsarbeiten einer Stufe

$$j = -w_t \cdot (\frac{1}{\eta_{t_T}} - 1) \tag{3.15}$$

auf Leit- und Laufrad erfolgt durch den Bezug der Dissipationsarbeit auf die kinetischen Energien im Leitrad $c_0^2/2$ und $c_1^2/2$ und im Laufrad $w_1^2/2$ und $w_2^2/2$.

$$\begin{aligned} j_{Le} &= \zeta_{Le} \cdot \frac{c_0^2/2 + c_1^2/2}{2} \\ j_{La} &= \zeta_{La} \cdot \frac{w_1^2/2 + w_2^2/2}{2} \end{aligned} \tag{3.16}$$

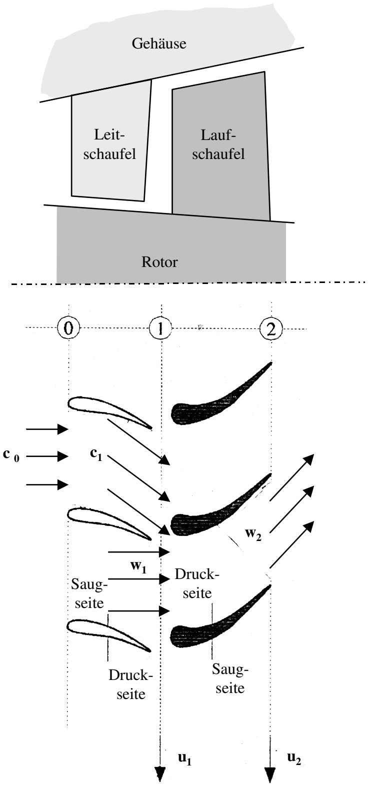

Bild 3.6: Aufbau und Bezeichnungen einer Turbinenstufe

3.1.4.2 Verlustberechnung für die Turbine

Beim Verdichter wurden die Verluste durch den vorgegebenen Wirkungsgrad bestimmt. Dabei muss der Wirkungsgrad abgeschätzt werden, was auch in etwa möglich ist. Spezielle Einflüsse werden dabei jedoch nicht berücksichtigt.

Aus diesem Grund wird für die Turbine ein vereinfachtes Verlustberechnungsverfahren gewählt. Es beruht auf einfachen, logischen Zusammenhängen, ohne dabei genaue Kenntnisse der Turbinenstufen zu erfordern, und wurde in Anlehnung an [2] entwickelt.
In jeder Stufe werden die Verluste im Leit- und Laufrad getrennt berechnet. Die hierbei betrachteten Verlustanteile sind die Profilverluste, die Sekundärverluste und die Spaltverluste.

$$j_{Le} = j_{P_{Le}} + j_{S_{Le}} + j_{Sp_{Le}} \tag{3.17}$$

$$j_{La} = j_{P_{La}} + j_{S_{La}} + j_{Sp_{La}} \tag{3.18}$$

Da die Verluste proportional den Verlustbeiwerten und einer mittleren kinetischen Energie sind, gilt in gleicher Weise

$$\zeta_{Le} = \zeta_{P_{Le}} + \zeta_{S_{Le}} + \zeta_{Sp_{Le}} \tag{3.19}$$

$$\zeta_{La} = \zeta_{P_{La}} + \zeta_{S_{La}} + \zeta_{Sp_{La}}. \qquad (3.20)$$

Die Haupteinflussgrößen auf die Verlustbeiwerte sind die Schaufelwinkel α_0 und α_1 beim Leitrad und β_1 und β_2 beim Laufrad, die Teilungsverhältnisse $(\frac{t}{s})_{Le}$ und $(\frac{t}{s})_{La}$ [34], die maximalen Dickenverhältnisse $(\frac{d_{max}}{s})_{Le}$ und $(\frac{d_{max}}{s})_{La}$, die bezogenen Hinterkantendurchmesser $(\frac{d_H}{s})_{Le}$ und $(\frac{d_H}{s})_{La}$, die Reynoldszahlen Re_1 und Re_2, gebildet mit den Sehnenlängen s_{Le} und s_{La}, die bezogenen Schaufellängen $(\frac{l}{s})_{Le}$, und $(\frac{l}{s})_{La}$, die Machzahlen Ma_{c_1} und Ma_{w_2}, die bezogenen Spaltweiten $(\frac{\delta_{Sp}}{s})_{Le}$ und $(\frac{\delta_{Sp}}{s})_{La}$, sowie die Verhältnisse der Meridiangeschwindigkeiten $\frac{c_{m_1}}{c_{m_0}}$ und $\frac{c_{m_2}}{c_{m_1}}$.

Die nachfolgende Berechnung des Verlustbeiwertes für das Leitrad wird entsprechend auf das Laufrad angewandt, indem für die Schaufelwinkel β_1 und β_2 statt α_0 und α_1, für das Verhältnis der Meridiangeschwindigkeiten $\frac{c_{m_2}}{c_{m_1}}$ statt $\frac{c_{m_1}}{c_{m_0}}$ sowie für die Mach- und Reynoldszahlen Ma_{w_2} und Re_2 statt Ma_{c_1} und Re_1 gesetzt werden.

$$\begin{aligned}
\bar{\alpha}_0 &= 90^\circ - \alpha_0 \\
\bar{\alpha}_1 &= 90^\circ - \alpha_1 \\
y_{P_0} &= y_{P_0}\left[\bar{\alpha}_1, \left(\frac{t}{s}\right)\right] \\
y_{P_1} &= y_{P_1}\left[\bar{\alpha}_1, \left(\frac{t}{s}\right)\right] \\
y_{P_i} &= \left[y_{P_0} - \left(\frac{\bar{\alpha}_0}{\bar{\alpha}_1}\right) \cdot \left|\frac{\bar{\alpha}_0}{\bar{\alpha}_1}\right| \cdot (y_{P_1} - y_{P_0})\right] \cdot \left[\frac{\left(\frac{d_{max}}{s}\right)}{0,2}\right]^{\left(\frac{\bar{\alpha}_0}{\bar{\alpha}_1}\right)} \\
y_P &= y_{P_i} \cdot \left\{1 + 7 \cdot \left[\left(\frac{d_H}{s}\right) - 0,02\right]\right\} \qquad (3.21)
\end{aligned}$$

Die Profilverlust-Hilfsgrößen y_{P_0} und y_{P_1} in Abhängigkeit vom Austrittswinkel aus dem Schaufelgitter α_1 bei verschiedenen Teilungswinkeln werden aus [40] entnommen (Bild 3.7).

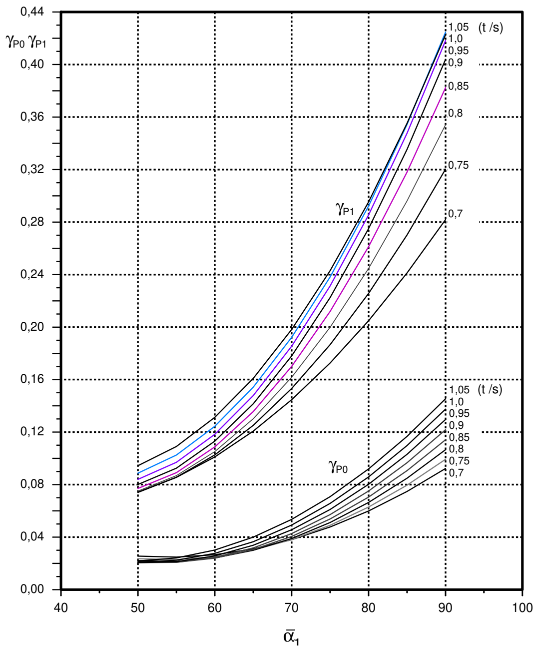

Bild 3.7: Profilverlust-Hilfsgrößen y_{P_0} und y_{P_1} in Abhängigkeit vom Gitter-Austrittswinkel $\bar{\alpha}_1$ bei verschiedenen Teilungsverhältnissen $\left(\frac{t}{s}\right)$

Für den Fall, dass die Machzahl $Ma_{c_1} > 1$ ist, gilt

$$y_P = y_P \cdot [1 + F_{Mach} \cdot (Ma_{c_1} - 1)^2] \tag{3.22}$$

mit $F_{Mach} \approx 60$.

$$\bar{\alpha}_M = \arctan \frac{\tan \bar{\alpha}_1 \cdot \left(\frac{c_{m_1}}{c_{m_0}}\right) - \tan \bar{\alpha}_1}{1 + \left(\frac{c_{m_1}}{c_{m_0}}\right)}$$

$$c_L = \left(\frac{t}{s}\right) \cdot \left[2 \cdot (\tan \bar{\alpha}_0 + \tan \bar{\alpha}_1) \cdot \cos \bar{\alpha}_M + \zeta \cdot \frac{\cos^3 \bar{\alpha}_M \cdot \tan \bar{\alpha}_M}{\cos^2 \bar{\alpha}_1}\right]$$

Der Gesamtverlustbeiwert ζ wird erst am Ende der Verlustberechnung ermittelt und ist daher iterativ zu bestimmen.

$$Z = \left[\frac{c_L}{\left(\frac{t}{s}\right)}\right]^2 \cdot \frac{\cos^2 \bar{\alpha}_1}{\cos^3 \bar{\alpha}_M} \tag{3.23}$$

$$y_S = \frac{0,0334}{\left(\frac{l}{s}\right)} \cdot \frac{\cos \bar{\alpha}_1}{\cos \bar{\alpha}_0} \cdot Z \tag{3.24}$$

$$Re_1 = \frac{c_1 \cdot s}{\nu}$$

$$Re_z = Re_1 \tag{3.25}$$

Ist die Reynoldszahl Re_1 größer als die kritische Reynoldszahl $Re_k = 2 \cdot 10^6$ [2], gilt $Re_z = Re_k$.

$$\begin{aligned}
\zeta_P &= y_P \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^5}{Re_z}\right)^{0,2} \\
\zeta_S &= y_S \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^5}{Re_z}\right)^{0,2} \\
\zeta_{Sp} &= \frac{0,47}{\left(\frac{l}{s}\right)} \cdot Z \cdot \left(\frac{\delta_{Sp}}{s}\right)^{0,78} \\
\zeta &= \zeta_P + \zeta_S + \zeta_{Sp}
\end{aligned}$$

Vergleicht man die einzelnen Verlustanteile, so fällt auf, dass die Spaltverluste den größten Anteil ausmachen. Die Spaltverluste sind jedoch proportional zu der bezogenen Spaltweite ($\frac{\delta_{Sp}}{s}$) angesetzt, d. h. die Spaltweite muss relativ genau bekannt sein, um einigermaßen richtige Verlustbeiwerte zu berechnen.

Der Radialspalt ist notwendig, um ein Anstreifen der Schaufeln am Gehäuse bzw. an der Welle zu vermeiden. Neben den Fertigungstoleranzen und der Durchbiegung der Welle spielt insbesondere der Längenzuwachs der Schaufeln auf Grund der thermischen Dehnung und der Dehnung durch die Fliehkräfte eine Rolle.

Unter Berücksichtigung der Dehnungen wird für die Spaltweite bei den Laufrädern vereinfacht

$$\delta_{Sp} \approx l \cdot \left[\beta_{therm} \cdot (T_W - T_{Bez_U}) \cdot F_{therm} + \frac{\rho \cdot l}{E_{elast}} \cdot \frac{u^2}{r} \cdot F_{elast}\right] + 0,00025 \text{ m} \quad (3.26)$$

gesetzt ([34] und [35]). Hierin ist β_{therm} der thermische Ausdehnungskoeffizient des Schaufelmaterials, T_W die mittlere Wandtemperatur der Schaufel, T_{Bez_U} die Bezugs-Umgebungstemperatur, E_{elast} der Elastizitätsmodul des Schaufelmaterials und u die mittlere Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radius r.
Bei der Berechnung der Spaltweite für die Leiträder entfällt selbstverständlich der Fliehkraftanteil.

Der Faktor

$$F_{elast} \approx \frac{2 + \nu_N}{3 \cdot (1 + \nu_N)}$$

ist für eine prismatische Schaufel kleiner als eins. Da die Fliehkräfte vor allem bei den langen Schaufeln des letzten Laufrades eine Rolle spielen, wird näherungsweise $F_{elast} \approx 0,8$ gesetzt.
Im Gegensatz dazu hat die Temperatur-Wärmedehnung den relativ größten Einfluss bei der ersten heißen Schaufelreihe. Verstärkend kommt hinzu, dass auch die Welle einer thermischen Dehnung unterliegt, vermindernd allerdings ebenfalls das Gehäuse. Der Vergleich mit ausgeführten Spaltweiten zeigt, dass für den Faktor

näherungsweise $F_{therm} \approx 1,2$ zu setzen ist.
Da bei mehrstufigen Turbinen der Wärmedehnungsanteil bei den ersten Schaufeln am größten ist und der Fliehkraftanteil bei den letzten Schaufeln, wird vereinfacht für alle Schaufelreihen $\beta_{therm}(T_{W_{max}})$ bei den höchsten Schaufeltemperaturen der Turbine und $E_{elast.}(T_{W_{min}})$ bei den niedrigsten eingesetzt. Damit ergibt sich für den Spalt

$$\delta_{Sp} \approx l \cdot \left[\beta_{therm} \cdot (T_W - T_{Bez_U}) \cdot 1,2 + \frac{\rho \cdot l}{E_{elast}} \cdot \frac{u^2}{r} \cdot 0,8\right] + 0,00025\,\mathrm{m}. \tag{3.27}$$

Verglichen mit den gemessenen Verlusten von ausgeführten Turbinen sind die berechneten Gesamtverlustbeiwerte etwas zu hoch. Sie werden mit einem Faktor $F_{Verlust}$ angepasst

$$\zeta = \zeta_{Berechnung} \cdot F_{Verlust} \tag{3.28}$$

mit $F_{Verlust} \approx 0,95$.

3.1.4.3 Radiales Gleichgewicht

Bei Betrachtung der Strömung als quasi-zweidimensional (q2D) wird das sogenannte radiale Gleichgewicht in den Axialspalten zwischen den Rädern der Turbine berechnet. Hierfür muss zunächst der radiale Druckgradient $\frac{\partial p}{\partial r}$ bestimmt werden.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \cdot \left(\frac{c_u^2}{r} - \frac{c_u}{r} \cdot \frac{\partial c_r}{\partial \varphi} - c_r \cdot \frac{\partial c_r}{\partial r} - c_z \cdot \frac{\partial c_r}{\partial z}\right) + \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \tau_{\varphi r}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial z} \tag{3.29}$$

Mit der Vereinfachung $\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0$ sowie $\frac{\partial}{\partial z} \approx 0$ in den Axialspalten und bei Vernachlässigung der Normalspannung $\frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} \approx 0$ gilt näherungsweise

$$\frac{\partial p}{\partial r} \approx \rho \cdot \left(\frac{c_u^2}{r} - c_r \cdot \frac{\partial c_r}{\partial r}\right) = \rho \cdot \left[\frac{c_u^2}{r} - \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{c_r^2}{2}\right)\right]. \tag{3.30}$$

Über den Meridianwinkel γ_m zwischen der Geschwindigkeit in Achsrichtung (c_z) und der Geschwindigkeit entlang einer Meridianstromlinie (c_m) gilt für die Radialgeschwindigkeit

$$c_r = c_m \cdot \sin \gamma_m. \tag{3.31}$$

Wegen der unterschiedlichen Druckverteilung vor und nach einem Schaufelrad „schwingen" die Meridianstromflächen, so dass bei q2D-Strömung die Meridianströmungswinkel beim Eintritt in eine Stufe mit

$$\tan \gamma_0 \approx \frac{r_1 - r_{1_{i-1}}}{b_{Le} + b_{La_{i-1}}} \cdot 0,8$$

und in der Ebene 1 mit

$$\tan \gamma_1 \approx \frac{r_2 - r_0}{b_{La} + b_{Le}} \cdot 0,8$$

bzw. in Ebene 2 mit

$$\tan\gamma_2 \quad \approx \quad \frac{r_{1_{i+1}} - r_1}{b_{Le_{i+1}} + b_{La}} \cdot 0,8$$

angenähert werden (Bild 3.8). Der Faktor 0,8 berücksichtigt den Spaltraum zwischen zwei Schaufelreihen.

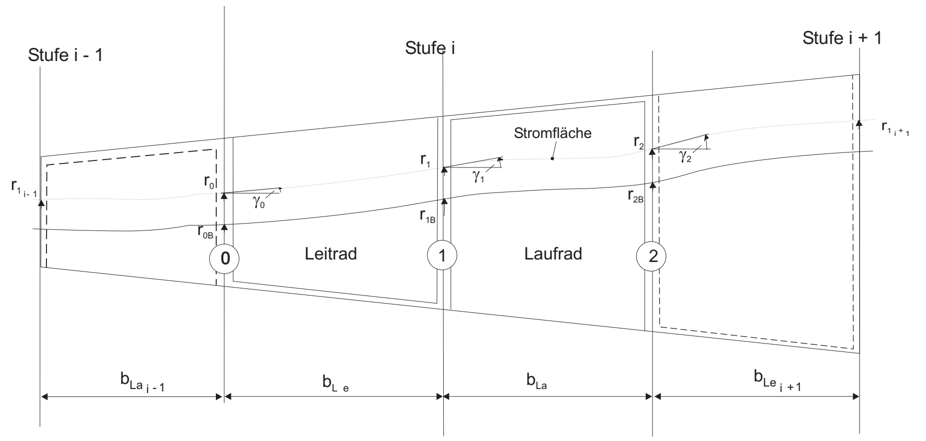

Bild 3.8: Kontrollebenen bei einer Turbinenstufe

Der Index i-1 kennzeichnet die Werte der vorhergehenden und i+1 die der nachfolgenden Stufe. Die Radien r_{0_i}, r_{1_i} und r_{2_i} bezeichnen die Werte einer Stromfläche mit gleicher Aufteilung der Massenströme. Ausgehend von der Bezugsstromfläche r_B, an dem die Zustandswerte bekannt sind, müssen in den Spaltebenen 0G, 1G und 2G folgende Bedingungen erfüllt sein:

Ebene 0 (Eintritt in das Leitrad):

$$\frac{\partial p_0}{\partial r_0} \quad = \quad \rho_{0_G} \cdot \left[\frac{c_{u_{0_G}}^2}{r_0} - \frac{\partial}{\partial r_0}\left(\frac{c_{r_{0_G}}^2}{2}\right)\right]$$

$$\rho_{0_G} \quad = \quad \rho_{0_G}(T_{0_G}, p_0)$$

$$c_{r_{0_G}} \quad = \quad c_{m_{0_G}} \cdot \sin\gamma_0$$

$$\tan\gamma_0 \quad \approx \quad \frac{r_1 - r_{1_{i-1}}}{b_{Le} + b_{La_{i-1}}} \cdot 0,8$$

$$c_{a_{0_G}} \quad = \quad c_{m_{0_G}} \cdot \cos\gamma_0$$

$$
\begin{aligned}
c_{0_G}^2 &= c_{m0_G}^2 + c_{u0_G}^2 \\
h_{0_G} &= h_{t0_G} - \frac{c_{0_G}^2}{2} \\
T_{0_G} &= T_{0_G}(h_{0_G}, p_0) \\
p_0 &= p_{0_B} + \int_{r_{0_B}}^{r_0} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \cdot dr \\
\dot{m}_{0_G}(r_0) &= \int_{r_{0_B}}^{r_0} \rho_{0_G} \cdot c_{a0_G} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr.
\end{aligned} \tag{3.32}
$$

Erschwerend kommt hinzu, dass bei Konvektionskühlung am Ende des Schaufelgitters Kühlmittel austritt und mit dem Gas vermischt wird und bei Filmkühlung sogar schon im Schaufelkanal an den Schaufeln ein Kühlfilm vorhanden ist.

$$
\begin{aligned}
&\dot{m}_{0_G}(r_0) + \dot{m}_{KM_{Le}}(r_0) = \dot{m}_{1_G}(r_1) \\
&\dot{m}_{1_G}(r_1) + \dot{m}_{KM_{La}}(r_1) = \dot{m}_{2_G}(r_2)
\end{aligned} \tag{3.33}
$$

Somit definiert der Massenstrom $\dot{m}_{0_G}(r_0)$ bei verschiedenen Radien r_0 den Stromflächenradius $r_1(r_0)$ in der folgenden Ebene 1 wie auch der Massenstrom $\dot{m}_{1_G}(r_1)$ bei verschiedenen Radien r_1 den Stromflächenradius $r_2(r_1)$ in der Ebene 2 der Turbinenstufe. Ebene 1 (Austritt Leitrad):

$$
\begin{aligned}
\frac{\partial p_1}{\partial r_1} &= \rho_{1_G} \cdot \left[\frac{c_{u1_G}^2}{r_1} - \frac{\partial}{\partial r_1} \left(\frac{c_{r1_G}^2}{2} \right) \right] \\
\rho_{1_G} &= \rho_{1_G}(T_{1G}, p_1) \\
c_{r1_G} &= c_{m1_G} \cdot \sin\gamma_1 \\
\tan\gamma_1 &\approx \frac{r_2 - r_0}{b_{Le} + b_{La}} \cdot 0,8 \\
c_{a1_G} &= c_{m1_G} \cdot \cos\gamma_1 \\
\omega &= 2 \cdot \pi \cdot n \\
u_1 &= r_1 \cdot \omega \\
u_2 &= r_2 \cdot \omega \\
c_{u1_G} &= \frac{-w_{t_{Eu}} + u_2 \cdot c_{u2'_G}}{u_1}
\end{aligned}
$$

$$\begin{aligned}
p_1 &= p_{1_B} + \int_{r_{1_B}}^{r_1} \frac{\partial p_1}{\partial r_1} \cdot dr \\
h_{t_{1'_G}} &= h_{t_{0_G}} + q_{Le_G} \\
h_{1'_G} &= h_{t_{1'_G}} - \frac{c_{1'_G}^2}{2} \\
j_{Le'_G} &= \zeta \cdot \frac{c_{0_G}^2 + c_{1'_G}^2}{4} \\
\Delta h_{Le'_G} &= h_{1'_G} - h_{0_G} \\
y_{Le'_G} &= \Delta h_{Le'_G} - j_{Le'_G} - q_{Le_G} \\
\nu_{Le'_G} &= \frac{\Delta h_{Le'_G}}{y_{Le'_G}} \\
T_{1'_G} &= Polytrope(\nu_{Le'_G}, p_0, T_{0_G}, p_1).
\end{aligned} \tag{3.34}$$

Die Dissipationsarbeit $j_{Le'_G}(r_0)$ wird über den berechneten Verlustbeiwert $\zeta(r_0)$ und die kinetischen Energien im Leitrad bestimmt. Die bis dahin noch unbekannten Werte für die Geschwindigkeiten im Laufrad w_{1_G} und $w_{2'_G}$ werden geschätzt und iterativ verbessert.

Der Radius $r_1(r_0)$ der Stromfläche durch r_0 mit dem Massenstrom $\dot{m}_{0_G}$ ist eine Funktion des Massenstromes $\dot{m}_{1_G}$

$$r_1 = r_1(\dot{m}_{1_G}) \tag{3.35}$$

mit

$$\dot{m}_{1_G}(r_1) = \int_{r_{1_B}}^{r_1} \rho_{1_G} \cdot c_{a_{1_G}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr. \tag{3.36}$$

Der Radius r_1 muss entsprechend variiert werden, um die Gleichung zu erfüllen.

Für das radiale Gleichgewicht im Laufrad wird die Berechnung auf das Relativsystem umgestellt.

$$h_{t_{rel_{1_G}}} = h_{1_G} + \frac{w_{1_G}^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \tag{3.37}$$

Ebene 2 (Austritt Laufrad):

$$\begin{aligned}
\frac{\partial p_2}{\partial r_2} &= \rho_{2_G} \cdot \left[\frac{c_{u_2}^2}{r_2} - \frac{\partial}{\partial r_2} \left(\frac{c_{r_2}^2}{2} \right) \right] \\
\rho_{2_G} &= \rho_{2_G}(T_{2_G}, p_2)
\end{aligned}$$

$$
\begin{aligned}
c_{r_2} &= c_{m_2} \cdot \sin \gamma_2 \\
\tan \gamma_2 &\approx \frac{r_{1_{i+1}} - r_1}{b_{Le_{i+1}} + b_{La}} \cdot 0,8 \\
p_2 &= p_{2_B} + \int_{r_{2_B}}^{r_2} \frac{\partial p_2}{\partial r_2} \cdot dr \\
c_{a_2} &= c_{m_2} \cdot \cos \gamma_2 \\
c_2^2 &= c_{m_2}^2 + c_{u_2}^2 \\
h_{t_{rel_{2'_G}}} &= h_{t_{rel_{1_G}}} + q_{La} \\
h_{2'_G} &= h_{t_{rel_{2'_G}}} - \frac{w_{2'_G}^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} \\
j_{La'_G} &= \zeta \cdot \frac{w_{1_G}^2 + w_{2'_G}^2}{4} \\
w_{u_{2'_G}} &= c_{u_{2'_G}} - u_2 \\
w_{2'_G}^2 &= c_{m_{2'_G}}^2 + w_{u_{2'_G}}^2 \\
\Delta h_{La'_G} &= h_{2'_G} - h_{1_G} \\
y_{La'_G} &= \Delta h_{La'_G} - j_{La'_G} - q_{La_G} \\
\nu_{La'_G} &= \frac{\Delta h_{La'_G}}{y_{La'_G}} \\
T_{2'_G} &= Polytrope(\nu_{La'_G}, p_1, T_{1_G}, p_2)
\end{aligned}
\tag{3.38}
$$

Die Variation von r_2 ergibt

$$r_2 = r_2(\dot{m}_{2_G}) \tag{3.39}$$

mit

$$\dot{m}_{2_G}(r_2) = \int_{r_{2_B}}^{r_2} \rho_2 \cdot c_{a_2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot dr. \tag{3.40}$$

Durch die Vorgabe eines $w_t(r_0)$-Profils wird die radiale Verteilung der Größen $T_2(r_2)$, $\rho_2(r_2)$ und speziell auch $c_{a_2}(r_2)$ gezielt beeinflusst.

Von besonderer Bedeutung ist auch die Verteilung des Reaktionsgrades ρ_h über dem Radius und muss insbesondere in Nabennähe kontrolliert werden, um Rückströmungen zu vermeiden.

Voraussetzungen für die Gültigkeit dieser Beziehungen sind:

- der Ausgleich in Umfangsrichtung ($\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0$) in den Ebenen 0, 1 und 2, was durch Mittelwertbildung berücksichtigt wird,
- die der technischen Arbeit w_t proportionale Verteilung der Dissipationsarbeit über dem Radius
$$j(r_1) = w_t \cdot (1 - \frac{1}{\eta_t}), \tag{3.41}$$
was in einem ungestörten Strömungsbereich annähernd korrekt ist, hingegen nicht gilt in der Nähe der Nabe und der Gehäusewand sowie
- sich auf Rotations-Strömungsflächen bewegende Masseteilchen, was wegen der Verdrehung der Stromflächen beim Durchströmen durch die Schaufelgitter nicht erfüllt ist.

3.1.4.4 Wärmedurchgang an einer gekühlten Turbinenschaufel

Vor der Herleitung der Berechnungsgleichungen für die Wärmeübertragung werden einige grundlegende Vereinfachungen getroffen:

- Die Wärmeübertragung zwischen Heißgas und Kühlmedium findet nur entlang der Kühlkanäle statt, die Wärmeübertragung an den Schaufelfüßen und beim Umlenken der Kühlmassenströme am Schaufelkopf wird nicht berücksichtigt.

- Der gasseitige Wärmeübergang wird näherungsweise für den ersten Kühlkanal für ein quer angeströmtes Rohr und für die weiteren Kühlkanäle an einer ebenen Platte berechnet.

- Die nur wenig veränderlichen Totaltemperaturen des Heißgases auf dem Strömungsweg in einem Schaufelgitter werden nach jedem Kühlkanal mit Hilfe der in den einzelnen Kühlkanälen übertragenen Kühlwärmen berechnet.

Der differentielle Wärmestrom setzt sich zusammen aus dem Wärmedurchgang vom Gas auf das Kühlmedium und der Wärmeübertragung vom Gas auf die äußere Schaufeloberfläche durch Strahlung [36].

$$\frac{d\dot{Q}}{dy} = k \cdot U \cdot (T_{t_G} - T_{t_{KM}}) + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_C) \tag{3.42}$$

Hierin wird der Wärmedurchgangswert von der Gasseite zum Kühlmedium als Produkt von Wärmedurchgangszahl und Umfang angesetzt, mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_{KM} kühlmittelseitig und dem Wärmeübergangskoeffizienten α_G gasseitig, den Schichtdicken s der Schaufelwand und s_{Ci} der inneren Wärmedämmschicht sowie s_{Ca} der äußeren Wärmedämmschicht und den zugehörigen Wärmeleitfähigkeiten λ, λ_{Ci} und λ_{Ca}.

$$k \cdot U = \left(\frac{1}{\alpha_{KM} \cdot U_i} + \frac{s_{Ci}}{\lambda_{Ci} \cdot U_i} + \frac{s}{\lambda \cdot U_m} + \frac{s_{Ca}}{\lambda_{Ca} \cdot U_a} + \frac{1}{\alpha_G \cdot U_a} \right)^{-1} \tag{3.43}$$

Für den kühlmittelseitigen Wärmeübergang wird der innere zur Wärmeübertragung beitragende Umfang, für die Wärmeleitung ein mittlerer und für den gasseitigen Wärmeübergang der äußere Umfang bestimmt. Wegen der geringen Schichtdicken wird näherungsweise bei einer Wärmedämmung von außen der äußere Umfang und bei einer Wärmedämmung in den Kühlkanälen der innere Umfang der Schaufel eingesetzt.

Um Kühlkanäle beliebiger Geometrien einfach berechnen zu können, wird die Zirkularität eingeführt [8]. Nach Definition ist sie das Verhältnis des Umfanges eines Kreises zu dem Umfang des wirklichen wärmeübertragenden Umfanges eines Kühlkanals mit gleicher Querschnittsfläche.

$$\phi_c \quad =_{def} \quad \frac{U_c}{U} \tag{3.44}$$

Die Tabelle 3.1 gibt die Beziehungen für die Zirkularitäten von einigen ausgewählten Strömungskanälen an.

Tabelle 3.1: Zirkularitäten von ausgewählten Strömungskanälen

Kreis	ϕ_c=1
um den Fakt. f_r vergrößerter Kreisumfang	$\phi_c=\frac{1}{f_r}$
n parallel durchströmte Kreise	$\phi_c=1/\sqrt{n}$
Quadrat	$\phi_c=\sqrt{\pi}/2$
Rechteck	$\phi_c=\frac{\sqrt{\pi \cdot a \cdot b}}{a+b}$

Mit Hilfe der Zirkularität ist es möglich, den Umfang eines Kanals direkt aus der Querschnittsfläche zu berechnen.

$$U \quad = \quad \frac{\sqrt{4 \cdot \pi \cdot A}}{\phi_c} \tag{3.45}$$

Wärmeleitfähigkeit des Schaufelmaterials

Als Schaufelwerkstoff wird eine Nickel-Basislegierung für Wandtemperaturen bis zu 900 °C ausgewählt, der bei 0 °C eine Wärmeleitfähigkeit von 10 $\frac{W}{m \cdot K}$ aufweist, die bis

1000 °C linear bis auf 30 $\frac{W}{m \cdot K}$ ansteigt [36]. Somit lässt sich die Wärmeleitfähigkeit zu

$$\lambda = \lambda_0 + (\lambda_{1000} - \lambda_0) \cdot \frac{(T_m - T_0)}{1000K} \tag{3.46}$$

bestimmen, wenn für T_m die mittlere Temperatur der Schaufelwand eingesetzt wird.

Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung

Bei höheren Temperaturen ist neben der Wärmeübertragung durch Konvektion auch die Energieübertragung durch Wärmestrahlung der Gase zu berücksichtigen. In der Wärmeübertragung findet man häufig die Berechnung von Konvektion und Strahlung eines heißen Gases durch Wärmeübergangskoeffizienten. Das bedeutet, dass für den Wärmestrom durch Strahlungsaustausch

$$\dot{Q}_R = U_a \cdot \frac{\epsilon_W \cdot \sigma_R \cdot \left(\epsilon_{em} \cdot T_G^4 - \epsilon_{abs} \cdot T_C^4\right)}{1 - (1 - \epsilon_W) \cdot (1 - \epsilon_{abs})} \tag{3.47}$$

ein dieser Größe entsprechender Wärmeübergangskoeffizient definiert wird

$$\dot{Q}_R =_{def} U_a \cdot \alpha_R \cdot (T_G - T_C) \tag{3.48}$$

$$\alpha_R = \frac{\epsilon_W \cdot \sigma_R}{1 - (1 - \epsilon_W) \cdot (1 - \epsilon_{abs})} \cdot \frac{\epsilon_{em} \cdot T_G^4 - \epsilon_{abs} \cdot T_C^4}{T_G - T_C}, \tag{3.49}$$

der mit Hilfe von Näherungsformeln berechnet wird [36]. Darin sind U_a der äußere Umfang der Turbinenschaufel und ϵ_W das Emissionsverhältnis an der Schaufelwand.

Gasseitiger Wärmeübergang durch Konvektion

Für die Berechnung der Nußeltzahlen gelten bis auf die Höhe eines Minimalwertes, der jedoch bei den hier betrachteten Größenordnungen keine Rolle spielt, gleiche Beziehungen für einen quer angeströmten Profilzylinder wie für eine überströmte ebene Platte [36]. Die für den Wärmeübergang relevante Geschwindigkeit ist die Anströmgeschwindigkeit des Gases. Sie ergibt sich als integraler Mittelwert der Geschwindigkeit entlang der Oberfläche unter Berücksichtigung des Hohlraumanteils im Strömungskanal durch das Schaufelprofil (Bild 3.9).

$$\psi = 1 - \frac{A_H}{A_K} \tag{3.50}$$

Die Geschwindigkeit des Gases erhöht sich im verengten Querschnitt auf

$$c = \frac{c_0}{\psi}.$$

Nimmt man den halben äußeren Umfang als Überströmlänge L, so ergibt sich die Reynoldszahl zu

$$Re = \frac{c \cdot L}{v \cdot \eta},$$

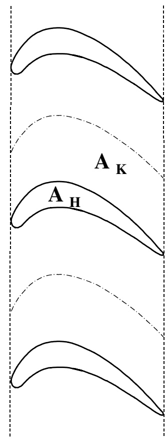

Bild 3.9: Quer angeströmtes Schaufelprofil in einem Strömungskanal

mit der dynamischen Viskosität des Gases η. Mit Hilfe der Prandtlzahl

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda},$$

λ ist die Wärmeleitfähigkeit des Gases, lassen sich die Nußeltzahlen für die laminare Grenzschicht

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \tag{3.51}$$

und für die turbulente Grenzschicht

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \tag{3.52}$$

bestimmen. Für Prandtlzahlen größer oder gleich 0,6 und Reynoldszahlen kleiner 10^7, was für die gesamte Berechnung gegeben ist, wird die Nußeltzahl nach der Beziehung von Gnielinski bestimmt.

$$Nu = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \tag{3.53}$$

Daraus ergibt sich der mittlere gasseitige Wärmeübergangskoeffizient.

$$\alpha_G = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \tag{3.54}$$

Wärmeübergang bei Filmkühlung

Bei der Filmkühlung strömt ein Teil der Kühlluft an vielen Stellen der Schaufel nach außen in den Gasraum. Diese Luft legt sich als abströmender Kühlfilm auf die Schaufeloberfläche und schützt sie vor der direkten Berührung mit dem Heißgasstrom (Bild 3.10).

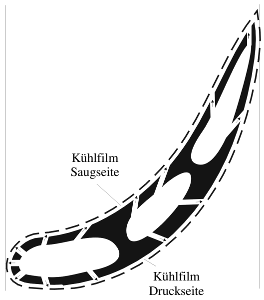

Bild 3.10: Schaufel mit Filmkühlung

Das Aufheizen und Beschleunigen des Kühlfilms und das Vermischen mit dem Gas wird mit einem stark vereinfachten Modell berechnet (Bild 3.11) [8].

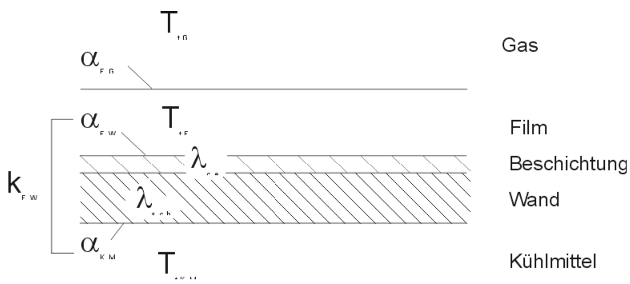

Bild 3.11: Vereinfachtes Modell zur Berechnung der Filmkühlung

Die Vereinfachungen bestehen darin, dass

- gleiche Werte oder Verhältnisse von der Konvektionskühlung auf eine Strömung mit Wärmeübergang auf einem Kühlfilm übertragen werden,
- keine Vermischung für die weitere Zustandsänderung des abströmenden Kühlfilms angenommen wird und
- ein einfaches Geschwindigkeitsprofil im Bereich der Grenzschichtströmung vorgegeben wird.

An der Austrittsstelle des Kühlfilms aus der Schaufel sind der Massenstrom $\dot{m}_{F_E}$ und der Zustand ($T_{t_{F_E}}, T_{F_E}, p_{F_E} = p_G$) des Kühlfilms bekannt. Die Geschwindigkeit

c_{F_E} wird in Analogie zum Ausströmen an der Hinterkante der Schaufel aus der Ausströmbedingung bestimmt. Damit ist auch die Schichtdicke des Films gegeben.

$$y_{F_E} = \frac{\dot{m}_{F_E} \cdot v_{F_E}}{2c_{F_E} \cdot l_{F_E} \cdot z} \tag{3.55}$$

Mit der Wärmezufuhr vom Heißgas und der Wärmeübertragung auf die Oberfläche der wärmedämmenden Beschichtung wird die Energiebilanz des Kühlfilms aufgestellt.

$$\begin{aligned}
\dot{m}_F \cdot \frac{dh_{t_F}}{dx} &= \alpha_{F_G} \cdot U_a \cdot (T_{t_G} - T_{t_F}) - \alpha_{F_C} \cdot U_a \cdot (T_{t_F} - T_C) \\
\dot{m}_F \cdot \frac{dh_{t_F}}{dx} &\approx \dot{m}_F \cdot c_{p_F} \cdot \frac{dT_{t_F}}{dx} \\
&\approx (\alpha_{F_G} \cdot T_{t_G} + \alpha_{F_C} \cdot T_C) \cdot U_a - (\alpha_{F_G} + \alpha_{F_C}) \cdot U_a \cdot T_{t_F} \\
\frac{dT_{t_F}}{dx} &\approx \left[\frac{(\alpha_{F_G} \cdot T_{t_G} + \alpha_{F_C} \cdot T_C) \cdot U_a}{\dot{m}_F \cdot c_{p_F}}\right] - \left[\frac{(\alpha_{F_G} + \alpha_{F_C}) \cdot U_a}{\dot{m}_F \cdot c_{p_F}}\right] \cdot T_{t_F}
\end{aligned} \tag{3.56}$$

Der wärmeübertragende Umgang an der Schaufeloberfläche ist $U_a \approx 2 \cdot l \cdot z$, wenn vereinfacht Saug- und Druckseite gleichzeitig berechnet werden.

Wird weiter stromab ein Gleichgewichtszustand zwischen dem Kühlfilm und dem Kühlluftstrom in der Schaufel angenommen, kann auch dort die Energiebilanz aufgestellt werden.

$$\begin{aligned}
\dot{m}_F \cdot \frac{dh_{t_F}}{dx} &= (\alpha_{F_G} \cdot U_a) \cdot (T_{t_G} - T_{t_F}) - (k_{F_C} \cdot U_m) \cdot (T_{t_F} - T_{t_{KM}}) \\
\dot{m}_F \cdot c_{pF} \cdot \frac{dT_{t_F}}{dx} &\approx [(\alpha_{F_G} \cdot U_a) \cdot T_{t_G} + (k_{F_C} \cdot U_m) \cdot T_{t_{KM}}] \\
&\quad -[(\alpha_{F_G} \cdot U_a) + [k_{F_C} \cdot U_m)] \cdot T_{t_F} \\
\frac{dT_{t_F}}{dx} &\approx \left[\frac{(\alpha_{F_G} \cdot U_a) \cdot T_{t_G} + (k_{F_C} \cdot U_m) \cdot T_{t_{KM}}}{\dot{m}_F \cdot c_{p_F}}\right] \\
&\quad - \left[\frac{(\alpha_{F_G} \cdot U_a) + (k_{F_C} \cdot U_m)}{\dot{m}_F \cdot c_{p_F}}\right] \cdot T_{t_F}.
\end{aligned} \tag{3.57}$$

Durch Integration über die Überströmlänge L erhält man die Kühlfilmtemperatur $T_{t_{F_A}}$ am Ende der Schaufel

$$T_{t_{F_A}} \approx A_F - (A_F - T_{t_{F_E}}) \cdot e^{-(B_F \cdot L)}. \tag{3.58}$$

mit den Mittelwerten für die Konstanten A_F und B_F der Temperaturgleichung.

$$\begin{aligned}A_F &= \frac{1}{2}\cdot\left[\frac{\alpha_{F_{G_E}}\cdot T_{t_{G_E}}+\alpha_{F_{C_E}}\cdot T_{C_E}}{\alpha_{F_{G_E}}+\alpha_{F_{C_E}}}\right.\\ &\quad\left.+\frac{(\alpha_{F_{G_A}}\cdot U_a)\cdot T_{t_{G_A}}+(k_{F_C}\cdot U_m)_A\cdot T_{t_{KM_A}}}{(\alpha_{F_{G_A}}\cdot U_a)+(k_{F_C}\cdot U_m)_A}\right]\\ (B_F\cdot L) &= \frac{1}{2}\cdot\left[\frac{(\alpha_{F_{G_E}}+\alpha_{F_{C_E}})\cdot U_a}{\dot{m}_F\cdot c_{p_F}}\right.\\ &\quad\left.+\frac{(\alpha_{F_{G_A}}\cdot U_a)+(k_{F_C}\cdot U_m)_A}{\dot{m}_F\cdot c_{p_F}}\right]\end{aligned}\tag{3.59}$$

Die Schwierigkeit besteht darin, die Wärmeübergangskoeffizienten α_{F_G} und α_{F_C} näherungsweise abzuschätzen. Hierfür wird formal der Wärmeübergangskoeffizient im Abstand der Filmdicke y_F von der Schaufelwand für eine Gasströmung ohne Filmschicht definiert.

Damit kann der Wärmestrom vom Gas auf die Wärmedämmschicht an jeder Stelle x in Strömungsrichtung des Heißgases durch den Wärmeübergangskoeffizienten α_G mit Hilfe der Totaltemperatur des Gases T_{t_G} und der Temperatur der Wärmedämmschicht T_C ausgedrückt werden.

$$\frac{d\dot{Q}}{dx} = U_a\cdot\alpha_G\cdot(T_{t_G}-T_C)+U_a\cdot\alpha_R\cdot(T_G-T_C)\tag{3.60}$$

Er ist gleich dem Wärmestrom vom Heißgas auf den Kühlfilm, ausgedrückt durch den Wärmeübergangskoeffizienten α_{F_G} mit den Temperaturen T_{t_G} und T_{t_F} im Abstand y_F

$$\frac{d\dot{Q}}{dx} = U_a\cdot\alpha_{F_G}\cdot(T_{t_G}-T_{t_F})+U_a\cdot\alpha_R\cdot(T_G-T_C)\tag{3.61}$$

und gleich dem Wärmestrom vom Kühlfilm auf die wärmedämmende Beschichtung mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_{F_C} und den Temperaturen T_{t_F} und T_C.

$$\frac{d\dot{Q}}{dx} = U_A\cdot\alpha_{F_C}\cdot(T_{t_F}-T_C)\tag{3.62}$$

Für die drei Wärmeübergangswiderstände gilt:

$$\frac{1}{\alpha_G} = \frac{1}{\alpha_{F_G}}+\frac{1}{\alpha_{F_C}}.\tag{3.63}$$

Da α_{F_G} sehr empfindlich für kleine Änderungen der Temperatur T_{t_F} ist, wird vereinfacht angenommen

$$\alpha_{F_G} \approx 2\cdot\alpha_G.\tag{3.64}$$

Mit der Temperatur T_{t_F} am Abstand y_F von der Schaufelwand ergibt sich das Profil der Temperaturgrenzschicht (Bild 3.12).

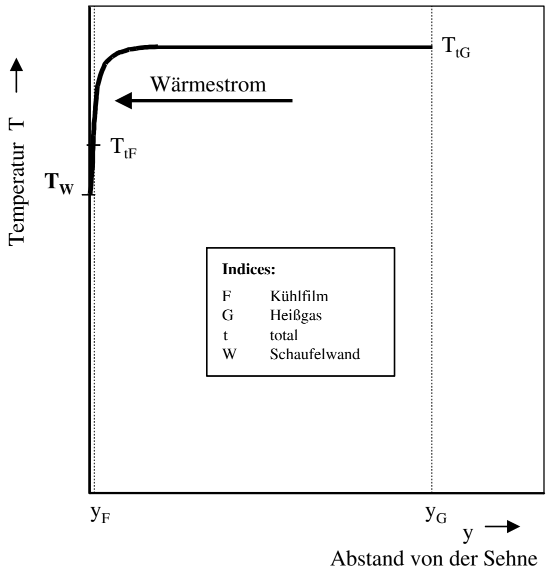

Bild 3.12: Typisches Temperaturprofil beim Wärmedurchgang durch eine filmgekühlte Schaufel

Der gesamte Kühlwärmestrom $\dot{Q}_{K_{ges}}$ ist die Summe der von dem Kühlfilm und der verbleibenden Konvektionsluft aufgenommenen Wärmen.

$$\dot{Q}_{K_{ges}} = \dot{Q}_F + \dot{Q}_{KL} \tag{3.65}$$

Kühlmittelseitiger Wärmeübergangskoeffizient

Für den Wärmeübergang auf der Kühlfluidseite kann die Reynoldszahl für nicht kreisförmige Kanäle durch

$$Re = \frac{c \cdot d_h}{v \cdot \eta}$$

ermittelt werden, wenn der hydraulischen Durchmesser mit Hilfe der Zirkularität

$$d_h = \phi_c \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \tag{3.66}$$

berechnet wird.
Bei turbulenter Strömung durch Kanäle, was für die gesamte Berechnung zutrifft, wird die Nußeltzahl für das Kühlmedium mit Hilfe der Beziehung von Gnielinski

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + (\frac{d_h}{l})^{\frac{2}{3}}\right] \tag{3.67}$$

berechnet, mit dem Verlustbeiwert [36]

$$\xi \quad = \quad (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2}. \tag{3.68}$$

Damit lässt sich der mittlere innere Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha_{KM} \quad = \quad \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \tag{3.69}$$

bestimmen.

Wärmeübergangskoeffizient im Nassdampfgebiet

Im Nassdampfgebiet hängt der Wärmeübergangskoeffizient von der Art des Siedebereiches ab. Als Siedebereiche kommen konvektives Sieden und Blasensieden vor, welche durch den Druck, die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kühlmedium, die Massenströme und die hydraulischen Durchmesser des durchströmten Körpers charakterisiert sind [36].
Mit den Wärmeübergangskoeffizienten α_{k_v} für konvektives Strömungssieden in vertikalen Leitungen und α_{k_h} für konvektives Strömungssieden in horizontalen Leitungen, lässt sich der gesamte Wärmeübergangskoeffizient für konvektives Sieden

$$\alpha_{KM_k} \quad = \quad \frac{1}{2} \cdot (\alpha_{k_v} + \alpha_{k_h}) \tag{3.70}$$

ermitteln. Die hierin enthaltenen Werte für α_{k_v} werden mittels

$$\begin{aligned} \alpha_{k_v} = \alpha_l \cdot & \left\{ \left[(1-x)^{1,5} + 1,9 \cdot x^{0,6} \cdot (1-x)^{0,01} \cdot \left(\frac{v_r}{v_l} \right)^{0,35} \right]^{-2,2} \right. \\ & \left. + \left[\frac{\alpha_r}{\alpha_l} \cdot x^{0,01} \cdot \left(1 - 8 \cdot (1-x)^{0,7} \cdot \left(\frac{v_r}{v_l} \right)^{0,67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0,5} \end{aligned} \tag{3.71}$$

sowie für α_{k_h} mit Hilfe

$$\begin{aligned} \alpha_{k_h} = \alpha_l \cdot & \left\{ \left[(1-x) + 1,2 \cdot x^{0,4} \cdot (1-x)^{0,01} \cdot \left(\frac{v_r}{v_l} \right)^{0,37} \right]^{-2,2} \right. \\ & \left. + \left[\frac{\alpha_r}{\alpha_l} \cdot x^{0,01} \cdot \left(1 + 8 \cdot (1-x)^{0,7} \cdot \left(\frac{v_r}{v_l} \right)^{0,67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0,5} \end{aligned} \tag{3.72}$$

berechnet. Gemäß den Gleichungen sind die Zahlenwerte der lokalen einphasigen Wärmeübergangskoeffizienten für Flüssigkeit α_l, an der linken Grenzkurve für $x = 0$, wie auch für Dampf α_r, an der rechten Grenzkurve für $x = 1$, zu bestimmen.

Zur Blasenbildung ist in der wandnahen Flüssigkeit eine bestimmte Überhitzung erforderlich. Ist die Wärmestromdichte größer oder gleich der kritischen Wärmestromdichte, ergibt sich der gesamte Wärmeübergangskoeffizient für Blasensieden ähnlich dem für konvektives Sieden zu

$$\alpha_{KM_B} = \frac{1}{4} \cdot (\alpha_{B_{v_{auf}}} + \alpha_{B_{v_{ab}}} + 2 \cdot \alpha_{B_h}). \tag{3.73}$$

Unter Berücksichtigung der Flüssigkeitseigenschaften, der Heizwandeigenschaften, der Abmessungen des durchströmten Körpers wie auch der Strömungseinflüsse durch den Massenstrom, des Dampfgehaltes und des Siededruckes, wird der Wärmeübergangskoeffizient im senkrechten aufwärts durchströmten Körper mit Hilfe

$$\alpha_{B_{v_{auf}}} = \alpha_0 \cdot C_F \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)} \cdot \left[2,816 \cdot p^{*0,45} + \left(3,4 + \frac{1,7}{1 - p^{*7}}\right) \cdot p^{*3,7}\right] \cdot \left(\frac{d_0}{d_h}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133} \tag{3.74}$$

bestimmt.

Aus Versuchsreihen ist bekannt, dass bei Abwärtsströmung der Wärmeübergangskoeffizient kleiner ist als bei Aufwärtsströmung gemäß

$$\alpha_{B_{v_{ab}}} = 0,75 \cdot \alpha_{B_{v_{auf}}}. \tag{3.75}$$

Im Gegensatz zum senkrechten Strömungskanal wird beim Blasensieden im horizontalen Strömungskanal eine Abhängigkeit des umfangsgemittelten Wärmeübergangskoeffizienten vom Massenstrom und vom Dampfgehalt gemessen. Somit berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient bei Blasensieden in horizontalen Kanälen nach

$$\alpha_{B_h} = \alpha_0 \cdot C_F \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)} \cdot \left[2,692 \cdot p^{*0,43} + \frac{1,6 \cdot p^{*6,5}}{1 - p^{*4,4}}\right] \cdot \left(\frac{d_0}{d_h}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^{0,25} \cdot \left[1 - p^{*0,1} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{kr,Bs}}\right)^{0,3} \cdot x\right]. \tag{3.76}$$

Wird der umfangsgemittelte Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung (3.76) größer als der nach Gleichung (3.74)berechnete, ist die Abhängigkeit von der Massenstromdichte in der Form nicht mehr gegeben. Mit

$$Y = \frac{\alpha_{B_{v_{auf}}}}{\alpha_{B_{h(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}=1)}}} \tag{3.77}$$

erhält man

$$\alpha_{B_h} = \alpha_0 \cdot C_F \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)} \cdot \left[2,692 \cdot p^{*0,43} + \frac{1,6 \cdot p^{*6,5}}{1 - p^{*4,4}}\right] \cdot \left(\frac{d_0}{d_h}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133} \cdot Y \cdot \left[1 - p^{*0,1} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{kr,Bs}}\right)^{0,3} \cdot x\right]. \tag{3.78}$$

Ohne Beachtung von Kriterien, wann konvektives Sieden oder Blasensieden vorkommt und unter Einschluss des Übergangsbereiches ist der umfangsgemittelte Wärmeübergangskoeffizient gemäß

$$\alpha_{KM} = \sqrt[3]{\alpha^3_{KM_k} + \alpha^3_{KM_B}} \tag{3.79}$$

zu berechnen.

Wärmeleitung in der Schaufel

Wegen der veränderlichen Temperaturen des Heißgases und des Kühlfluids entlang ihres Strömungsweges sind auch die Wandtemperaturen in der Schaufel unterschiedlich. Durch Wärmeleitung findet ein Temperaturausgleich in der Schaufel statt, wobei die niedrigere Temperatur angehoben und die höhere abgesenkt wird.

Je nach verwendetem Kühlmittel können die Unterschiede zwischen der gasseitigen Wandtemperatur T_{W_G} und der kühlmittelseitigen Wandtemperatur $T_{W_{KM}}$ sehr groß sein, so dass Wärmeströme durch die Schaufel auftreten. Ebenso kann bei starker Aufheizung des Kühlmittels der Unterschied zwischen der Wandtemperatur am Eintritt T_{W_E} und am Austritt T_{W_A} beträchtlich sein, so dass ein Temperaturausgleich in radialer Richtung entlang des Kühlkanals wie auch zwischen den Kühlkanälen durch Wärmeströme stattfindet.

Somit lässt sich die Wärmeleitung quer ab zur Strömungsrichtung des Kühlfluids zwischen der Schaufelwandoberfläche und der Kühlkanaloberfläche zu

$$\frac{d\dot{Q}_W}{dy} = \frac{\lambda}{s} \cdot U_m \cdot (T_{W_G} - T_{W_{KM}}) \tag{3.80}$$

ermitteln und zwischen zwei benachbarten Kühlkanaloberflächen zu

$$\frac{d\dot{Q}_{W_q}}{dy} = \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s} \cdot (T_{W_2} - T_{W_1}). \tag{3.81}$$

Die Wärmeleitung im Material in Strömungsrichtung des Kühlfluids ergibt sich als Funktion der zweiten Ableitung der Wandtemperatur nach dem Strömungsweg

$$\frac{d\dot{Q}_{W_l}}{dy} = -\lambda \cdot A_W \cdot \frac{d^2 T_W}{dy^2}, \tag{3.82}$$

die im Rechenprogramm numerisch bestimmt wird.

Diese zusätzlichen Wärmeströme werden bei der Berechnung der Schaufelwandtemperaturen berücksichtigt.

3.1.4.5 Strömung durch einen Kühlkanal mit Druckverlusten und Wärmeaufnahme

Bei der Strömung durch den Schaufelkanal erfährt das Kühlmittel Druckverluste, gleichzeitig wird durch die Schaufelwand Wärme vom umgebenden Heißgas übertragen. Aus diesem Grund werden die Zustandsänderungen des Kühlmittels über die Länge des Kühlkanals differentiell betrachtet.

Durch Integration lassen sich die übertragene Wärme

$$\dot{Q} = \int_0^l \frac{d\dot{Q}}{dy}\, dy, \tag{3.83}$$

der Druck

$$p = p_{KM} - \int_0^l \frac{dp}{dy}\, dy \tag{3.84}$$

und die spezifische Enthalpie

$$h = h_{KM} - \int_0^l \frac{dh}{dy}\, dy \tag{3.85}$$

am Ende eines Strömungsabschnitts berechnen, wenn l die Länge eines Kühlkanals bezeichnet [35].
Die insgesamt in einem Schaufelrad übertragene Wärmemenge lässt sich als Summe der Wärmeströme in den einzelnen Kühlkanälen multipliziert mit der Schaufelanzahl bestimmen.

$$\dot{Q} = -z \cdot \sum_{i=1}^{n} \dot{Q}_i \tag{3.86}$$

3.1.4.6 Strömung durch einen Kühlkanal des Rotors mit Druckverlusten und Wärmeaufnahme

Im Gegensatz zu der Berechnung des Leitrades werden im Laufrad die Wärmeübertragung mit Hilfe der relativen Totaltemperatur und die Zustandsänderung mit der relativen Totalenthalpie berechnet.

Mit der Länge l eines Kühlkanals werden die übertragene Wärme, der Druck und die Temperatur am Ende eines 1. Strömungsabschnitts analog den Gleichungen (3.59) bis (3.61) berechnet.

3.1.4.7 Kontrolle der zulässigen Schaufelwandtemperaturen

Da bei modernen Hochtemperaturwerkstoffen die zulässige Wandtemperatur 900 °C nicht überschreiten darf, werden an der gesamten Schaufeloberfläche die tatsächlichen Wandtemperaturen kontrolliert.
In dieser Berechnung wird neben dem Wärmeübergang vom Kühlfluid auf die Kühlkanaloberfläche sowie dem Wärmeübergang und der Strahlung vom Gas auf die Schaufeloberfläche auch die Wärmeleitung im Material berücksichtigt. Die Wärmebilanz an einem Ausschnitt einer Turbinenschaufel ist in Bild 3.13 dargestellt.

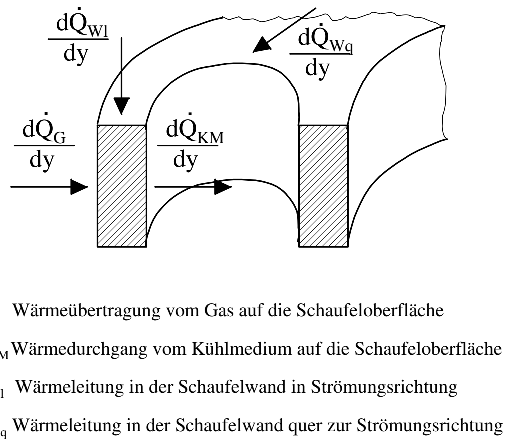

Bild 3.13: Wärmebilanz an einem Ausschnitt des ersten Kühlkanals einer Turbinenleitschaufel

In der Differentialgleichung tritt sowohl ein Term für die Wärmeleitung im Material längs eines Strömungskanals, hervorgerufen durch die veränderliche Kühlmitteltemperatur, als auch quer zum Strömungskanal, hervorgerufen durch unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen in den verschiedenen Kühlkanälen, auf.

$$\frac{d\dot{Q}_G}{dy} = \frac{d\dot{Q}_{KM}}{dy} + \frac{d\dot{Q}_{W_l}}{dy} + \frac{d\dot{Q}_{W_q}}{dy} \tag{3.87}$$

Die Oberflächentemperatur der Schaufel muss iterativ bestimmt werden, da der Wärmeübergangskoeffizient für die Strahlung sowohl von der Gastemperatur als auch von der Temperatur der bestrahlten Wand abhängt. Da bei hohen Turbinen-Eintrittstemperaturen zum Schutz des Substratmaterials eine Wärmedämmschicht auf die Schaufeln aufgebracht wird, wird zuerst deren Temperatur berechnet.
Mit dem übertragenen Wärmestrom vom Gas auf die äußere Wärmedämmschicht

$$\frac{d\dot{Q}_G}{dy} = \alpha_G \cdot U_a \cdot (T_{t_G} - T_{Ca}) + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_{Ca}) \tag{3.88}$$

und der Wärmeübertragung von dem Kühlfluid auf die Wärmedämmschicht

$$\frac{d\dot{Q}_{KM}}{dy} = (k \cdot U)_C \cdot (T_{Ca} - T_{t_{KM}}) \tag{3.89}$$

sowie der Wärmeleitung im Material in Strömungsrichtung des Kühlmittels nach Gleichung (3.82) als auch quer ab zur Strömungsrichtung des Kühlmittels in Richtung der Schaufelwandoberfläche des benachbarten Kühlkanals nach Gleichung (3.81) wird die Bilanzgleichung nach der Temperatur der Wärmedämmschicht aufgelöst.

$$T_{Ca} = \frac{\alpha_G \cdot U_a \cdot T_{t_G} + \alpha_R \cdot U_a \cdot T_G + (k \cdot U)_C \cdot T_{t_{KM}}}{\alpha_G \cdot U_a + \alpha_R \cdot U_a + (k \cdot U)_C}$$

$$+ \frac{\lambda \cdot A_W \cdot \frac{d^2 T_W}{dy^2} + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s} \cdot (T_{W_2} - T_{W_1})}{\alpha_G \cdot U_a + \alpha_R \cdot U_a + (k \cdot U)_C} \tag{3.90}$$

Hierin sind s_q die Dicke der Schaufelwand zwischen zwei benachbarten Kühlkanälen und d_{x_s} die Dicke der Schaufel an der betrachteten Stelle. Der Wärmedurchgangswert vom Kühlmittel auf die Wärmedämmschicht

$$(k \cdot U)_C = \left(\frac{1}{\alpha_{KM} \cdot U_i} + \frac{s_{Ci}}{\lambda_{Ci} \cdot U_i} + \frac{s}{\lambda \cdot U_m} + \frac{s_{Ca}}{\lambda_{Ca} \cdot U_a} \right)^{-1} \tag{3.91}$$

ist an allen Punkten der Schaufel zu bestimmen. Die zweite Ableitung der Wandtemperatur nach dem Strömungsweg

$$\frac{d^2 T_W}{dy^2} = \frac{\frac{T_{W_{(i+1)}} - T_{W_i}}{y_{(i+1)} - y_i} - \frac{T_{W_i} - T_{W_{(i-1)}}}{y_i - y_{(i-1)}}}{y_{(i+1)} - y_{(i-1)}} \tag{3.92}$$

wird im Programm numerisch berechnet, die Wandtemperaturen der einzelnen Kühlkanäle werden iterativ bestimmt.

Mit der Temperatur der Wärmedämmschicht sowie dem übertragenen Wärmestrom vom Heißgas auf die Schaufelwandoberfläche

$$\frac{d\dot{Q}_G}{dy} = (k \cdot U)_G \cdot (T_{t_G} - T_{Wa}) + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_{Ca}) \tag{3.93}$$

und dem Wärmestrom des Kühlmediums auf die äußere Schaufelwand

$$\frac{d\dot{Q}_{KM}}{dy} = (k \cdot U)_W \cdot (T_{Wa} - T_{t_{KM}}) \tag{3.94}$$

wird die Bilanzgleichung nach der Wandtemperatur umgestellt.

$$\begin{aligned} T_{Wa} &= \frac{(k \cdot U)_G \cdot T_{t_G} + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_{Ca}) + (k \cdot U)_W \cdot T_{t_{KM}}}{(k \cdot U)_G + (k \cdot U)_W + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s}} \\ &+ \frac{\lambda \cdot A_W \cdot \frac{d^2 T_W}{dy^2} + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s} \cdot (T_{W_2} - T_{W_1})}{(k \cdot U)_G + (k \cdot U)_W + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s}} \end{aligned} \tag{3.95}$$

Die benötigten Wärmedurchgangswerte vom Gas auf die Wand

$$(k \cdot U)_G = \left(\frac{s_{Ca}}{\lambda_{Ca} \cdot U_a} + \frac{1}{\alpha_G \cdot U_a} \right)^{-1} \tag{3.96}$$

als auch vom Kühlmittel auf die Wand

$$(k \cdot U)_W = \left(\frac{1}{\alpha_{KM} \cdot U_i} + \frac{s_{Ci}}{\lambda_{Ci} \cdot U_i} + \frac{s}{\lambda \cdot U_m} \right)^{-1} \tag{3.97}$$

sind ebenfalls für alle Punkte der Schaufel zu berechnen.

Zur Vermeidung unzulässiger Spannungen müssen die Temperaturdifferenzen in der Schaufelwand $T_{Wa} - T_{Wi}$ kontrolliert werden. Hierfür wird die Gleichung für den übertragenen Wärmestrom vom Gas auf die innere Schaufelwand

$$\frac{d\dot{Q}_G}{dy} = (k \cdot U)_{Wi} \cdot (T_{t_G} - T_{Wi}) + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_{Ca}) \tag{3.98}$$

und für den Wärmestrom des Kühlmediums auf die Oberfläche des Kühlkanals

$$\frac{d\dot{Q}_{KM}}{dy} = (k \cdot U)_{KM} \cdot (T_{Wi} - T_{t_{KM}}) \tag{3.99}$$

in die Bilanzgleichung eingesetzt. Es ergibt sich die innere Wandtemperatur der Turbinenschaufel zu

$$\begin{aligned} T_{Wi} &= \frac{(k \cdot U)_{Wi} \cdot T_{t_G} + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_{Ca}) + (k \cdot U)_{KM} \cdot T_{t_{KM}}}{(k \cdot U)_{Wi} + (k \cdot U)_{KM} + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s}} \\ &+ \frac{\lambda \cdot A_W \cdot \frac{d^2 T_W}{dy^2} + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s} \cdot (T_{W_2} - T_{W_1})}{(k \cdot U)_{Wi} + (k \cdot U)_{KM} + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s}}. \end{aligned} \tag{3.100}$$

Hierin beträgt der Wärmedurchgangswert vom Gas auf die innere Schaufelwand

$$(k \cdot U)_{Wi} = \left(\frac{s}{\lambda \cdot U_m} + \frac{s_{Ca}}{\lambda_{Ca} \cdot U_a} + \frac{1}{\alpha_G \cdot U_a} \right)^{-1} \tag{3.101}$$

und der Wärmedurchgangswert vom Kühlmittel auf die Wand des Kühlkanals ist

$$(k \cdot U)_{KM} = \left(\frac{1}{\alpha_{KM} \cdot U_i} + \frac{s_{Ci}}{\lambda_{Ci} \cdot U_i} \right)^{-1}. \tag{3.102}$$

Um Kenntnis über das gesamte Temperaturprofil des Schichtensystems zu erhalten, wird für den Fall einer Wärmedämmschicht in den Kühlkanälen auch die Temperatur dieser inneren Wärmedämmschicht bestimmt. Nach Einsetzen des übertragenen Wärmestroms vom Gas auf die innere Wärmedämmung

$$\frac{d\dot{Q}_G}{dy} = (k \cdot U)_{Ci} \cdot (T_{t_G} - T_{Ci}) + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_{Ca}) \tag{3.103}$$

und des Wärmeübergangs vom Kühlmedium auf die Wärmedämmschicht

$$\frac{d\dot{Q}_{KM}}{dy} = \alpha_{KM} \cdot U_i \cdot (T_{Ci} - T_{t_{KM}}) \tag{3.104}$$

wird die Bilanzgleichung nach der kühlmittelseitigen Temperatur der inneren Wärmedämmschicht aufgelöst.

$$\begin{aligned} T_{Ci} &= \frac{(k \cdot U)_{Ci} \cdot T_{t_G} + \alpha_R \cdot U_a \cdot (T_G - T_{Ca}) + \alpha_{KM} \cdot U_i \cdot T_{t_{KM}}}{(k \cdot U)_{Ci} + \alpha_{KM} \cdot U_i} \\ &+ \frac{\lambda \cdot A_W \cdot \frac{d^2 T_W}{dy^2} + \frac{\lambda}{s_q} \cdot d_{x_s} \cdot (T_{W_2} - T_{W_1})}{(k \cdot U)_{Ci} + \alpha_{KM} \cdot U_i} \end{aligned} \tag{3.105}$$

Der Wärmedurchgangswert vom Gas auf die innere Wärmedämmschicht errechnet sich zu

$$(k \cdot U)_{Ci} = \left(\frac{s_{Ci}}{\lambda_{Ci} \cdot U_i} + \frac{s}{\lambda \cdot U_m} + \frac{s_{Ca}}{\lambda_{Ca} \cdot U_a} + \frac{1}{\alpha_G \cdot U_a} \right)^{-1}. \tag{3.106}$$

3.1.4.8 Stufenkenngrößen gekühlter Turbinen

Die spezifische Stufenarbeit $w_{t_{St.}}$ ist per Definition die Stufenleistung $P_{T_{St.}}$ bezogen auf den Austrittsmassenstrom der Stufe $\dot{m}_{2_G}$

$$w_{t_{St.}} =_{def} \frac{P_{T_{St.}}}{\dot{m}_{2_G}}. \tag{3.107}$$

Für Vergleichszwecke werden daher „Euler"-Kenngrößen vorgesehen, die im Falle der offenen Turbinenkühlung nur die Gasströmung mit ihren Zuständen vor der Vermischung berücksichtigen.

$$w_{t_{Eu}} =_{def} u_2 \cdot c_{u_{2'_G}} - u_1 \cdot c_{u_{1_G}} \tag{3.108}$$

$$\psi_{Eu} =_{def} \frac{w_{t_{Eu}}}{u_2^2/2} = \frac{u_2 \cdot c_{u_{2'_G}} - u_1 \cdot c_{u1G}}{u_2^2/2}$$

$$\rho_{h_{Eu}} =_{def} \frac{\Delta h_{La_{Eu}}}{\Delta h_{La_{Eu}} + \Delta h_{Le_{Eu}}} = \frac{(h_{2'_G} - h_{1_G})}{(h_{2'_G} - h_{1_G}) + (h_{1'_G} - h_{0_G})} \tag{3.109}$$

Bei starker Kühlung weichen sie deutlich von den einfach definierten Kenngrößen ab, zur Beschreibung der Belastung einer Stufe sind sie jedoch besser geeignet. So ist z. B. bei gekühlten Turbinenstufen $\rho_{h_{Eu}} < \rho_h$ und $\psi_{Eu} > \psi$.

$$\psi =_{def} \frac{w_{t_{St.}}}{u_2^2/2}$$

$$\rho_h =_{def} \frac{(h_{2_G} - h_{1_G})}{(h_{2_G} - h_{1_G}) + (h_{1_G} - h_{0_G})} \tag{3.110}$$

Der Stufenwirkungsgrad erfasst alle in einer Stufe auftretenden Dissipationsarbeiten und Enthalpieänderungen sowie die Kühlwärmeströme.

$$\eta_{T_{St.}} = \frac{\Delta \dot{H} - \dot{Q}_{St.}}{\dot{Y}_{St.}} = \frac{\Delta \dot{H}_{Le} - \dot{Q}_{Le} + \Delta \dot{H}_{La} - \dot{Q}_{La}}{\dot{Y}_{Le} + \dot{Y}_{La}} \tag{3.111}$$

3.1.4.9 Gesamtturbine

Die Gasturbine besteht aus mehreren aufeinanderfolgenden Stufen, deren Anzahl z_T möglichst klein gehalten wird, um die Schaufelwandtemperaturen und damit die benötigte Kühlfluidmenge und somit auch den Aufwand für den Bau möglichst gering zu halten.
Wesentliche Einflussgröße auf die Stufenzahl ist die spezifische Arbeit $w_{t_{St.}}$, die in den einzelnen Stufen umgesetzt werden kann.

$$\begin{aligned} w_{t_{1.St \cdot max}} \approx\ & \omega \cdot r_{2_S} \cdot \left[\omega \cdot r_{2_S} + \frac{\dot{m}_2 \cdot v_2 \cdot \tan \overline{\beta}_{2_{S_{min}}}}{\pi \cdot r_{2_S}^2 \cdot (1 - \nu_{N_2}^2)} \right] \\ & - \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot \omega \cdot \tan \overline{\alpha}_{1_{N_{max}}}}{\pi} \cdot \frac{\nu_{N_1}}{1 - \nu_{N_1}} \cdot \frac{1}{r_{1_S}}. \end{aligned} \tag{3.112}$$

Diese „maximale” Arbeit $w_{t_{1.St \cdot max}}$ ist somit eine Funktion der Außenradien und der Nabenverhältnisse. Das Nabenverhältnis wird nach oben begrenzt, damit die Schaufelhöhen im Vergleich zum Radius nicht zu klein werden. Der Radius ist nach unten beschränkt durch die maximalen Machzahlen $Ma_{w_{2_S}}$ wie auch $Ma_{c_{1_N}}$, die begrenzt werden, um die Strömungsverluste klein zu halten.

Mit Hilfe eines Gegendralls am Austritt einer Stufe ist es möglich, spezifisch hohe Stufenarbeiten $w_{t_{St.}}$ bzw. Schaufelarbeitskenngrößen $\psi_{St.}$ zu verwirklichen, bei Reaktionsgraden ρ_h größer als 0,5.
Es wird bei den ersten Stufen der Turbine der Gegendrall so gewählt, dass die Austrittsgeschwindigkeiten $c_{1'_G}$ und $w_{2'_G}$ aus den Schaufelgittern einer Stufe in etwa gleich groß sind und folglich die Gesamtdissipationsarbeit möglichst klein.

3.1.4.10 ISO-Werte der Turbine

Da sich Turbinen mit unterschiedlicher Kühlintensität nur schwer vergleichen lassen, wurden die ISO-Zustände am Turbineneintritt definiert.
Zu Grunde gelegt wird eine ungekühlte (adiabate) Turbine (Index ISO), die den gleichen Austrittszustand und die gleiche Leistung wie die gekühlte Turbine hat. Sie wird von einem konstanten Gesamtmassenstrom durchströmt, der gleich dem Austrittsmassenstrom der gekühlten Turbine ist. Der Totaldruck am Turbineneintritt ist gleich, ebenso die Geschwindigkeit, nicht aber die Totalenthalpie und die vor allem interessierende Totaltemperatur $T_{t_{TE-ISO}}$. Die Gaszusammensetzung in der Turbine entspricht selbstverständlich der Zusammensetzung am Austritt der gekühlten Turbine.

Mit Hilfe der spezifischen technischen Turbinenarbeit lassen sich die Eintrittsenthalpie und die Eintrittstemperatur bestimmen. Über das Polytropenverhältnis ν_{T-ISO} kann der ISO-Turbinenwirkungsgrad η_{T-ISO} bestimmt werden, der in jedem Fall schlechter als der Wirkungsgrad η_{t_T} der gekühlten Turbine ist (Bild 3.14).

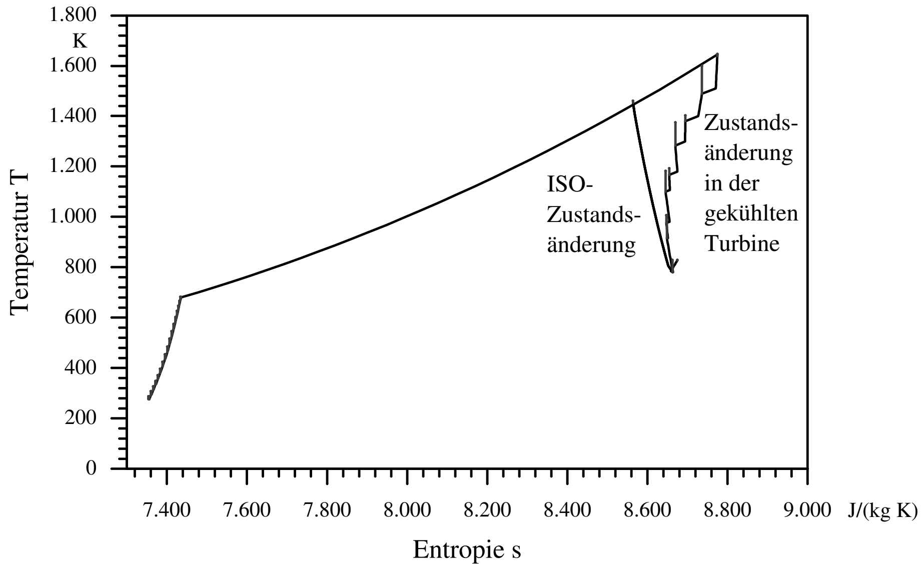

Bild 3.14: T, s-Diagramm mit ISO-Zustandsänderung in der Turbine

3.1.5 Diffusor und Auslass

Nach der Turbine strömt das Abgas durch einen Diffusor und einen Schalldämpfer, bevor es über einen Kamin an die Umgebung abgegeben wird.

3.1.5.1 Turbinen-Diffusor

Der Diffusor nach der Turbine hat die Aufgabe, die hohen Geschwindigkeiten am Austritt aus der Turbine zu verringern sowie durch die dabei erzielte Druckerhöhung den Druck am Turbinenaustritt abzusenken und damit die insgesamt erzielbare Turbinenleistung zu erhöhen.

3.1.5.2 Anlagen-Auslass

Die beim Strömen des Abgases über die Schalldämpfer und den Kamin auftretenden, zusätzlichen Verluste werden in dem Auslasswirkungsgrad η_A erfasst.

3.2 Gas- und Dampfturbinen-Anlage

In Zeiten, in denen die Brennstoffkosten von entscheidender Bedeutung sind, werden vielfach keine Gasturbinen-Anlagen, sondern Kombianlagen mit nachgeschaltetem Abhitzedampferzeuger und Dampfturbinen eingesetzt (siehe Bild 2.14).

3.2.1 Abhitzedampferzeuger

Der Abhitzedampferzeuger ist ein Wärmeaustauscher im Kreuzgegenstrom, der auf der einen Seite das Abgas der Gasturbinen-Anlage auf eine möglichst niedrige Temperatur herunterkühlt (etwa 95° C bei schwefelfreiem Brennstoff) und auf der anderen Seite das Wasser des Dampfturbinenteils einer Kombianlage vorwärmt, verdampft und überhitzt.

3.2.1.1 Dreidruck-Abhitzedampferzeuger

Die beste Energienutzung, d. h. eine größere effektive Gesamtleistung, schafft der Dreidruck-Abhitzedampferzeuger mit einem Hochdruck- (HD), Mitteldruck- (MD) und Niederdruck-Dampfteil (ND) (siehe Bild 2.14).

Vor dem Mitteldruck-Zwischenüberhitzer wird der Abdampf der Hochdruckturbine mit dem Mitteldruckdampf gemischt und vor der Niederdruck-Turbine der Abdampf der Mitteldruckturbine mit dem Niederdruckdampf aus dem Abhitzedampferzeuger.

Im Gegensatz zu einer konventionellen Dampfturbinen-Anlage verarbeitet in einer Kombianlage die Niederdruckturbine einen größeren Massenstrom und einen sehr viel größeren Volumenstrom als die Mitteldruckturbine und vor allem die Hochdruckturbine. Selbstverständlich sitzen die drei Turbinen auf einer Welle.

Unter Berücksichtigung der Grädigkeit

$$\Delta T_{DT_E} =_{def} T_{t_{GT_A}} - T_{t_{DT_E}} \tag{3.113}$$

hängen die möglichen Frischdampftemperaturen $T_{t_{DT_E}}$ von der Abgastemperatur $T_{t_{GT_A}}$ der Gasturbinen-Anlage ab.

Daher wird die Abgastemperatur $T_{t_{GT_A}}$ der Gasturbine entsprechend hoch vorgegeben, um eine günstige, hohe Dampftemperatur zu erzielen.

Die Frischdampfdrücke p_{DT_E} scheinen dagegen frei wählbar zu sein. Unter Beachtung der Tatsache, dass Wasser bei konstantem Druck auch bei konstanter Temperatur verdampft, zeigt sich jedoch, dass die erzielbare Gasaustrittstemperatur $T_{t_{G-AHDE_A}}$ vom Druck abhängt, weil im Abhitzedampferzeuger stets eine positive Grädigkeit am Zwickpunkt (Index ZWP) vorhanden sein muss (Bild 3.15).

$$\Delta T_{ZWP} = T_{t_{G-ZWP}} - T_{t_{W-ZWP}} \tag{3.114}$$

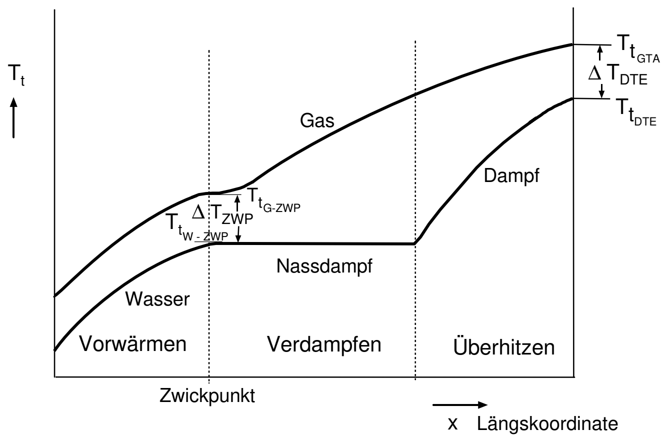

Bild 3.15: Temperaturverlauf in einem Abhitzedampferzeuger

Der Zwickpunkt befindet sich an der Stelle des Dampferzeugers, an der das Wasser zu sieden beginnt (linke Grenzkurve).
Der Druck des Wassers fällt bei der Verdampfung auf Grund von Dissipation und Geschwindigkeitszunahme, so dass die Temperatur nicht konstant bleibt, sondern leicht abfällt.

Um für die bildliche Darstellung die Wärmedurchgangskoeffizienten unberücksichtigt zu lassen, ist es vorteilhaft, die Temperaturen im sogenannten T, h-Diagramm darzustellen.

Die Energiebilanz am Abhitzedampferzeuger (Index $AHDE$) ergibt:

$$
\begin{aligned}
\dot{Q}_{AHDE} &= \dot{Q}_G = \dot{Q}_D = \dot{Q}_{D-HD} + \dot{Q}_{D-MD} + \dot{Q}_{D-ND} \\
d\dot{Q}_{AHDE} &= \dot{m}_G \cdot dh_{t_G} = \dot{m}_{D-HD} \cdot dh_{t_{D-HD}} + (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD}) \cdot dh_{t_{D-MD}} \\
&\quad + (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD} + \dot{m}_{D-ND}) \cdot dh_{t_{D-ND}} \\
dh_{t_G} &= \frac{\dot{m}_{D-HD}}{\dot{m}_G} \cdot dh_{t_{D-HD}} + \frac{\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD}}{\dot{m}_G} \cdot dh_{t_{D-MD}} \\
&\quad + \frac{\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD} + \dot{m}_{D-ND}}{\dot{m}_G} \cdot dh_{t_{D-ND}}. \qquad (3.115)
\end{aligned}
$$

Nach der letzten Beziehung ist es sinnvoll, als Abszisse im T, h-Diagramm des Dampferzeugers die spezifische Totalenthalpie h_{t_G} des Gases zu wählen und die Temperaturen des Wassers/Dampfes und des Gases an den entsprechenden, bekannten Stellen auf der Ordinatenachse aufzutragen (Bild 3.16).

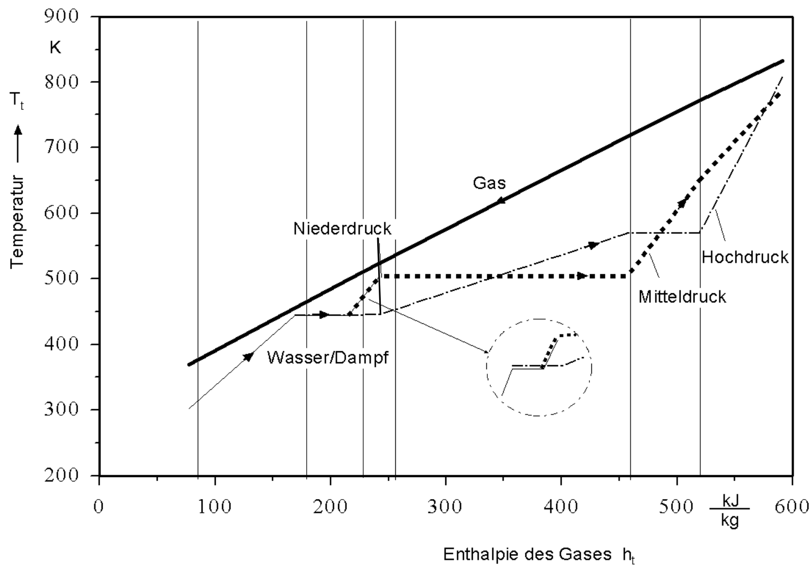

Bild 3.16: T, h-Diagamm des Dreidruck-Abhitzedampferzeugers einer GuD-Anlage

Das T, s-Diagramm des Dampfturbinenteils einer GuD-Anlage zeigt das Bild 3.17.

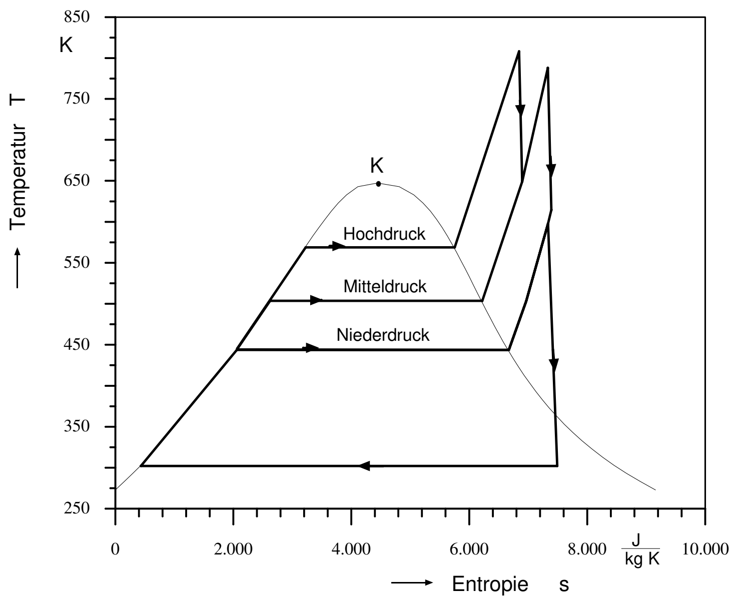

Bild 3.17: T, s-Diagramm des Dreidruck-Dampfteils einer GuD-Anlage

Eine Optimierung kann nur technisch-wirtschaftlich vorgenommen werden, weil neben den Grädigkeiten und Zwickpunkt-Temperaturdifferenzen auch die Drücke des Hoch-, Mittel- und Niederdruckteils und die einzelnen Teilmassenströme verändert werden können.

In den Optimierungsrechnungen werden die Druckverluste des Wassers sowie des Dampfes mit den Strömungswirkungsgraden für einen Vorwärm- (η_{VW}), Verdampfungs- (η_{VD}) und Überhitzungsteil ($\eta_{\ddot{U}H}$) berechnet, ebenso die Druckverluste des Gases ($\eta_{G_{AHDE}}$) [18].

$$
\begin{aligned}
\mu_{VW} &= 1 - \frac{1}{\eta_{VW}} && \text{(Wärmezufuhr)} \\
\mu_{VD} &= 1 - \frac{1}{\eta_{VD}} && \text{(Wärmezufuhr)} \\
\mu_{\ddot{U}H} &= 1 - \frac{1}{\eta_{\ddot{U}H}} && \text{(Wärmezufuhr)} \\
\mu_{G} &= 1 - \eta_{G_{AHDE}} && \text{(Wärmeabfuhr)} \\
p_{D''} - p_{DT_E} &\approx p_{DT_E} \cdot \left[\left(\frac{T_{D''}}{T_{DT_E}} \right)^{\left(\frac{\mu_{\ddot{U}H} \cdot c_{p_D}}{R_D}\right)} - 1 \right] \\
p_{W_{ZWP}} - p_{D''} &\approx \frac{\mu_{VD} \cdot r_D}{v_{D''}} \\
p_{W_{AHDE_E}} - p_{W_{ZWP}} &\approx \frac{\mu_{VW} \cdot (h_{W_{ZWP}} - h_{W_{AHDE_E}})}{v_{W_{AHDE_E}}} \\
p_G - p_{G_{AHDE_A}} &\approx p_{G_{AHDE_A}} \cdot \left[\left(\frac{T_G}{T_{G_{AHDE_A}}} \right)^{\left(\frac{\mu_G \cdot c_{p_G}}{R_G}\right)} - 1 \right] && (3.116)
\end{aligned}
$$

Hierin sind $p_{D''}$, $T_{D''}$ und $v_{D''}$ der Druck, die Temperatur und das spezifische Volumen des Sattdampfes an der rechten Grenzkurve.

Die Gasaustrittstemperatur $T_{t_{G-AHDE_A}}$ und somit die gesamte Wärmeaufnahme des Dampfes hängt vom gewählten Druck des Frischdampfes p_{DT_E} ab.

Im Vergleich zur Kombianlage mit einem Eindruck-Abhitzedampferzeuger verfügt die Anlage mit einem Dreidruck-Abhitzedampferzeuger über eine niedrigere Gasaustrittstemperatur und eine höhere Gesamtleistung der drei Dampfturbinen.

Beim Dreidruck-Abhitzedampferzeuger werden einige Wärmeaustauscherstränge der verschiedenen Druckstufen parallel ausgeführt (siehe Bild 2.14). Zum Einen erfolgt dies, um die Abgastemperatur besser zu nutzen, zum Anderen ist es erforderlich, um auch die Mitteldruck-Dampftemperatur auf einem ähnlich hohen Temperaturniveau wie die des Frischdampfes für die Hochdruck-Turbine zu erhalten.

Bei den geschlossenen Kühlungsarten werden die Wasser- und Dampfentnahmen und -zuführungen im Abhitzedampferzeuger entsprechend den Druckniveaus und Aggregatzuständen des Kühlfluids für die Gasturbine ausgeführt.

3.2.2 Dampfturbine

Mit den gegebenen Werten für den Turbinen-Eintrittszustand p_{DT_E} und T_{DT_E}, den Turbinen-Austrittsdruck p_{DT_A} sowie den Turbinenwirkungsgrad η_{DT} errechnet sich die Temperatur T_{DT_A} oder der Dampfgehalt x_{DT_A} am Austritt aus der Dampfturbine über eine polytrope Zustandsänderung mit dem näherungsweise konstanten Polytropenverhältnis $\nu_{pol_{DT}}$.

$$\nu_{pol_{DT}} = \eta_{DT} \tag{3.117}$$

Während die Polytrope im überhitzten Dampfgebiet derjenigen des realen Gases entspricht [29], gelten im Nassdampfgebiet andere Beziehungen [11].

$$\begin{aligned} \nu_{pol} &=_{def} \frac{dh}{v \cdot dp} \\ \frac{dx}{dp}(x,p) &= \frac{1}{r_D}\left[\nu_{pol} \cdot v - \frac{dh'}{dp}(p) - x \cdot \frac{dr_D}{dp}(p)\right] \end{aligned} \tag{3.118}$$

Ausgehend vom Zustand $x_{DT''} = 1$ an der rechten Grenzkurve wird der Dampfgehalt am Austritt aus der Turbine durch iterative Integration berechnet [9].

$$x_{DT_A} = 1 + \int_{p_{DT''}}^{p_{DT_A}} \frac{dx}{dp}(x,p) \cdot dp. \tag{3.119}$$

Der Hochdruck p_{D-HD}, der Mitteldruck p_{D-MD} und der Niederdruck p_{D-ND} des Dampfes sind derart zu variieren, dass die resultierende Gesamtleistung der drei Dampfturbinen maximal wird.

Bei der Bestimmung der Gesamtleistung $P_{DT_{eff}}$ des Dampfteils wird selbstverständlich die Pumpenleistung P_P berücksichtigt, d. h. von der Turbinenleistung abgezogen.

Je nach untersuchter Variation ist die übertragene Wärmemenge im Abhitzedampferzeuger veränderlich, so dass der Teilwirkungsgrad des Dampfteils η_{DT} variiert.

Es ist darauf zu achten, dass

- die Hochdruck- und Mitteldruckturbinen nicht in das Nassdampfgebiet expandieren,
- die Dampfzustände am Hochdruck-Turbinenaustritt und des Mitteldruckdampfes nach dem Dampferzeuger sowie am Mitteldruck-Turbinenaustritt und des Niederdruckdampfes nach dem Dampferzeuger in etwa gleich sind und
- der Dampfgehalt $x_{T_{ND_A}}$ am Austritt der Niederdruckturbine den zulässigen Mindestwert $x_{min} \approx 0,85$ nicht unterschreitet.

4 Analyse innovativer Gasturbinen-Prozesse

Um eine ausreichende Lebensdauer zu erreichen, müssen die Beschaufelungen moderner Gasturbinen-Anlagen, die aus wirtschaftlichen Gründen mit Turbinen-Eintrittstemperaturen von über 1300 °C betrieben werden, sehr intensiv gekühlt werden.

Bei der zurzeit angewandten Kühltechnik wird ein erheblicher Teilstrom der vom Verdichter gelieferten Luft als Kühlmittel für die Schaufeln verwendet. Nach Beendigung des Kühlvorganges wird die Kühlluft dem Heißgasstrom beigemischt. Demnach wird bei der Luftkühlung die an den Kühlluftstrom übertragene Wärme dem Heißgasstrom wieder zugeführt und somit die Energiebilanz nicht beeinflusst.
Nachteilig bei dieser Kühlungsart ist der sehr hohe Kühlluftbedarf, der vom Verdichter bereitgestellt werden muss und den Wirkungsgrad der Anlage erheblich senkt. Der Aufwand für die Kühlung und die damit verbundene Größe der Gasturbine führen ferner zu hohen Investitionskosten.

Eine gewinnbringende Alternative, die Materialtemperaturen der Gasturbinenschaufeln auf einen zulässigen Wert herabzusetzen, ist die Kühlung mit einem Fremdmedium, z. B. Hochdruckdampf oder Wasser.
Bei der offenen Kühlung durch ein Fremdmedium wird der Kühldampf - wie die Kühlluft - am Ende der Schaufeln dem Heißgas in der Turbine beigemischt.
Wird die Kühlung durch ein Fremdmedium geschlossen ausgeführt, bleibt das Kühlmedium vollständig vom Heißgas getrennt und besitzt einen eigenen Kreislauf. Durch den Kühlwärmeentzug wird die Enthalpie des Heißgasstromes verkleinert, so dass die thermodynamischen Verluste im Gasturbinenprozess hoch sind. Bei Einbindung der Fremdkühlung in eine GuD-Anlage kann der Kühldampf in der Dampfturbine entspannt werden und somit noch unmittelbar Arbeit leisten.
Kühlungstechnisch weist die Fremdkühlung Vorteile auf, sie ist jedoch konstruktiv und regelungstechnisch schwieriger auszuführen.

Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung des Gasturbinenprozesses ist, das von dem Dampfprozess wohlbekannte Prinzip der Zwischenüberhitzung auf den Gasturbinenprozess zu übertragen. Dabei wird, nach einer ersten Teilentspannung der Verbrennungsgase, dem Prozess ein zweites Mal und möglicherweise auch drittes Mal Brennstoffenergie zugeführt. Dadurch wird die Temperatur in der Turbine wieder angehoben und es erhöhen sich die Leistung und der Wirkungsgrad der Gasturbinen-Anlage.

Bei einem offenen Gasturbinenprozess ist zur Steigerung des Wirkungsgrades eine Anhebung des Verdichter-Druckverhältnisses als auch der Turbinen-Eintrittstemperatur sinnvoll.
Bei der weiteren Anhebung der Turbinen-Eintrittstemperatur zeigen sich zwei Effekte. Zum einen muss für die Verbrennung mehr Luft zur Verfügung gestellt werden, zum anderen bedürfen die heißgasführenden Bauteile einen höheren Kühlluftmassenstrom. Nur durch Verbesserungen in der Verbrennung und den Kühltechnologien kann in modernen Gasturbinen-Anlagen der erhöhte Luftbedarf zur Verfügung gestellt werden. Eine weitere Bergenzung im Prozess ist die Bildung von thermischem NO_x bei Verbrennungstemperaturen oberhalb 1700 °C .
Wird nur der Verdichterdruck erhöht bei konstanter Turbinen-Eintrittstemperatur, erfolgt in der Turbine eine Entspannung auf eine niedrigere Turbinen-Austrittstemperatur und es ergibt sich eine Wirkungsgradsteigerung für ein Gasturbinen-Kraftwerk. In einem GuD-Kraftwerk kann aus diesem Grund dem Dampfturbinen-Prozess über den Abhitzedampferzeuger weniger Wärme zur Verfügung gestellt werden, so dass hier der Anlagenwirkungsgrad sinkt.

Bei den in dieser Arbeit angedachten Gasturbinen-Prozessen mit innovativen Fremdkühlkonzepten und Wärmezufuhr in der Turbine kann der Verdichter-Austrittsdruck angehoben werden bei konstanter Turbinen-Eintrittstemperatur und konstanter Turbinen-Austrittstemperatur. Hierdurch ergibt sich neben der Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung im Gasturbinen-Prozess insbesondere für den Kombiprozess ein Potenzial.

4.1 Anforderungskatalog für den Vergleich mit der Referenzanlage

Um die Vergleichbarkeit der Variationen des Gasturbinen-Prozesses zu gewährleisten, werden wesentliche Größen konstant gehalten. Es handelt sich hierbei um die „physikalische" Turbinen-Eintrittstemperatur $T_{t_{TE}}$, den zugeführten Energiestrom $\dot{E}_B$ in die Brennkammer, die Turbinen-Austrittstemperatur $T_{t_{TA}}$ sowie die Schaufelwandtemperaturen $T_{Sch_{T_i}}$ in der Turbine (Bild 4.3).

$$\begin{aligned}
\text{reale Turbinen-Eintrittstemperatur} \quad T_{t_{TE}} &= konst. \\
\text{Brennstoffenergiestrom} \quad \dot{E}_B &= konst. \\
\text{Turbinen-Austrittstemperatur} \quad T_{t_{TA}} &= konst. \\
\text{Schaufelwandtemperaturen in der Turbine} \quad T_{Sch_{T_i}} &\approx konst.
\end{aligned}$$

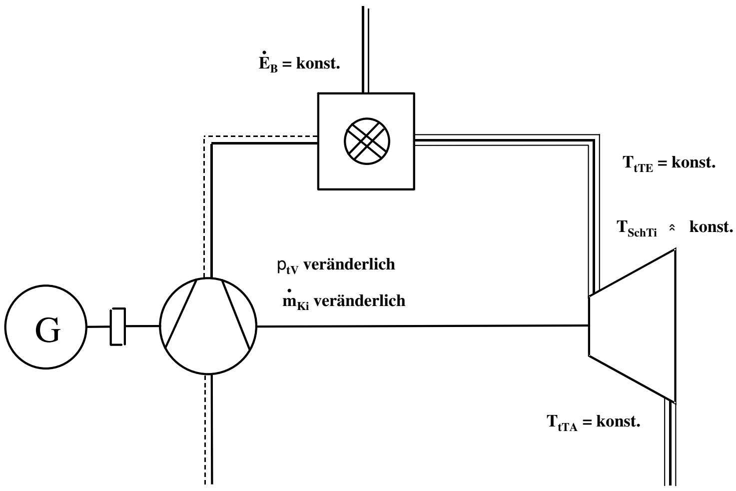

Bild 4.3: Konstante und variable Größen bei den untersuchten Varianten

Zur Einhaltung der Turbinen-Austrittstemperatur wird das Verdichterdruckverhältnis π_{t_V} variiert. Durch Veränderung der Kühlmassenströme $\dot{m}_{K_i}$ werden die Schaufelwandtemperaturen nahezu konstant gehalten.

$$\text{Verdichterdruckverhältnis} \quad \pi_{t_V} = f(T_{t_{TA}})$$

$$\text{Kühlmassenströme} \quad \dot{m}_{K_i} = f(T_{Sch_{T_i}})$$

In der praktischen Umsetzung böte es sich an, den Verdichter nicht neu zu konstruieren, sondern nur Veränderungen an der Turbine vorzunehmen, da eine Neukonstruktion des Verdichters sehr aufwendig ist.

Berechnungsmethoden

Die Gasturbinen-Anlagen werden durch eine realitätsnahe Simulationsrechnung berechnet, die durch Erfahrungs- und Messwerte der Hersteller gestützt und kontrolliert wird. Alle wesentlichen maschinen- und apparatetechnischen Komponenten der Anlage werden einbezogen.

4.2 Dampfkühlung

Bei der Dampfkühlung erfolgt die Kühlung der Leit- und Laufschaufeln der Gasturbine mit Dampf an Stelle von Luft.
Die Vorteile der Dampfkühlung sind:

- die größere spezifische Wärmekapazität des Dampfes,
- die niedrigeren Dampftemperaturen, die nur an die Dampfdrücke, nicht aber an die Austrittsdrücke im Verdichter gebunden sind, sowie
- der wesentlich geringere Druckerhöhungsaufwand für Wasser, verglichen mit der Luft.

Aus diesen Gründen sind die benötigten Kühldampfmengen niedriger und die Schaufelwandtemperaturen gut über den Dampfzustand „einstellbar". Vorteilhaft sind weiterhin die kleineren Abmessungen von Verdichter und Turbine sowie die nicht vorhandenen Anzapfungen im Verdichter.

Demgegenüber stehen die Nachteile des für die Bereitstellung des Kühldampfes notwendigen Abhitzedampferzeugers und der Leckageverluste in der Zuleitung zur Turbine.

Da die Dampftemperatur stets höher liegen muss als die Siedetemperatur des Wassers, führt dies bei dem Kühldampf für die letzte Turbinenstufe dazu, dass die Kühldampftemperatur höher ist als die vergleichbare Temperatur für den Fall, dass Kühlluft dem Verdichter entnommen würde.

Die Berechnungen zeigen, dass diese Kühlmöglichkeit, im Vergleich zur Luftkühlung, sehr effektiv ist. Die Auslegung betrifft zunächst die Mengen und den Zustand des Kühldampfes bei gleicher Kühlwirkung in den Turbinenschaufeln wie bei Luft, die Variation des Verdichterdruckverhältnisses sowie die Auswirkungen auf den Dampfturbinenteil der Anlage.

4.2.1 Offene Dampfkühlung

Bei der „offenen" Dampfkühlung (Bild 4.4) wird der Kühldampf, wie die Kühlluft, am Ende der Schaufeln dem Heißgas der Turbine beigemischt.

Damit wird die an den Kühldampf übertragene Kühlwärme dem Heißgasstrom wieder zugeführt, was energetisch günstig ist. Doch führt die offene Kühlung zu einem hohen Wasserverbrauch, verbunden mit sehr hohen Kosten für die Wasseraufbereitung.

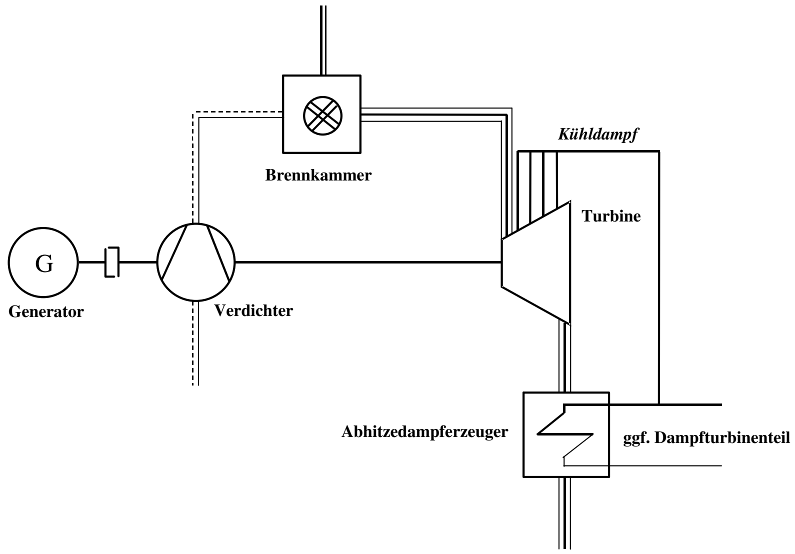

Bild 4.4: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit offener Dampfkühlung der Turbinenschaufeln

Konzept der offenen Dampfkühlung

Wie bei der Luftkühlung wird der Kühldampf über den Schaufelfuß zugeführt. Für den Rotor bedeutet dies, dass der Kühldampf in ein rotierendes Bauteil eingespeist werden muss. Dies ist technisch schwieriger auszuführen als die direkte Kühlluftzufuhr zwischen Verdichter und Turbine, die durch die Rotorwelle erfolgt, und führt zu Leckageverlusten.
Bei der offenen Kühlung wird das Kühlfluid mit dem Heißgasstrom gemischt, so dass neben der Konvektionskühlung auch die effektive Filmkühlung für die thermisch hochbelasteten Schaufeln der ersten Stufe genutzt werden kann. Um Ablagerungen in den Schaufel und insbesondere in den schmalen Kühlfilmbohrungen zu vermeiden, muss vollentsalztes Wasser eingesetzt werden.
Zunächst werden sowohl die Leit- als auch die Laufräder mit Dampf gekühlt.

Für die Auslegung des Schaufelmaterials sind auch für fremdgekühlte Turbinenschaufeln bestimmend, dass

- die zulässige Materialtemperatur an der äußeren Schaufelwand T_{Wa} eingehalten wird und

- unzulässige Spannungen in der Schaufelwand auf Grund großer Temperaturdifferenzen $T_{Wa} - T_{Wi}$ vermieden werden.

Die erste Forderung wird durch den Auftrag einer wärmedämmenden Beschichtung auf der Schaufel in ausreichender Dicke eingehalten [19].

Bei der Lüftkühlung wird die zweite Forderung über den niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten α eingehalten, der zu einer ausreichend hohen Temperatur an der

Innenwand des Kühlkanals T_{Wi} führt. Der etwa vierfache Wärmeübergangskoeffizient von Dampf im Vergleich zu Luft bewirkt jedoch eine Absenkung der inneren Schaufelwandtemperatur und damit eine Erhöhung der Wärmespannungen in der Schaufelwand. Bei maximalen Temperaturdifferenzen von 150 K in der Schaufelwand erscheinen diese Spannungen jedoch beherrschbar.
Bild 4.5 zeigt die Temperaturverteilung an einer gekühlten Schaufel. Zu erkennen ist hier der Wärmeübergang vom Gas auf die Schaufeloberfläche durch Konvektion und Strahlung, die Wärmeleitung in der Wärmedämmschicht und im Substrat sowie der Wärmeübergang von der Kühlkanal-Oberfläche auf das Kühlmittel.

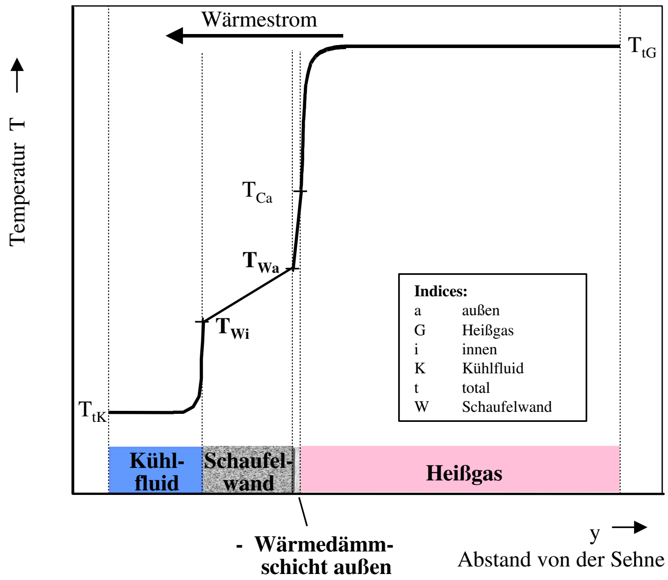

Bild 4.5: Typisches Temperaturprofil beim Wärmedurchgang durch die mehrschichtige Wand der dampfgekühlten Turbinenschaufel

Berechnungsmethoden

Die Strömungsmaschinen Verdichter und Turbine werden stufen- bzw. schaufelgitterweise berechnet mit quasi-eindimensionaler Simulation der Luft- und der Gasströmung, bei Vorgabe der wichtigsten strömungstechnischen Größen. Dies gilt auch für das Kühlfluid.

Physikalische Effekte der Dampfkühlung

Da der Verdichter ausschließlich die Verbrennungsluft komprimiert, kann die Verdichterleistung um mehr als 9 % gesenkt werden.

Bei einem Verdichter-Austrittsdruck von über 1,8 MPa liegt die Siedetemperatur des Wassers mit 250 °C annähernd 150 K unterhalb der Lufttemperatur am Verdichteraustritt. Erst bei einem Druck kleiner als 0,3 MPa „schneidet" die Siedelinie des Wassers die Temperaturverteilung im Verdichter (Bild 4.6).

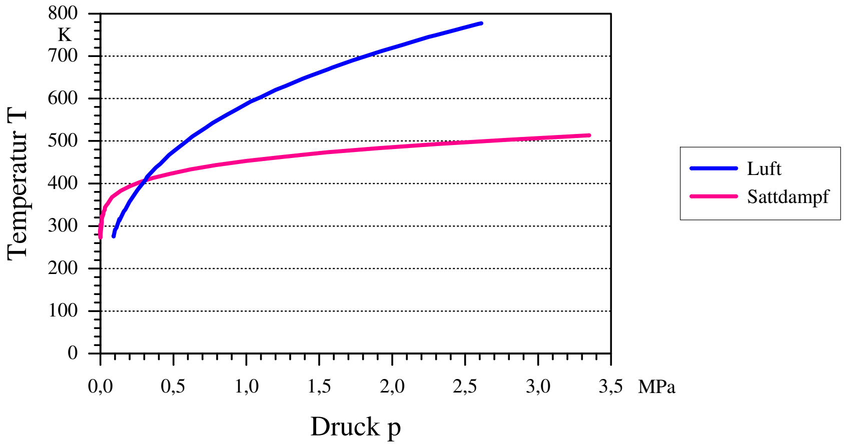

Bild 4.6: Vergleich zwischen Lufttemperatur im Verdichter und Siedetemperatur des Kühldampfes

Die erforderlichen Kühldampfmassenströme für die ersten beiden Stufen liegen erheblich unterhalb der vergleichbaren Kühlluftmassenströme. Die höhere spezifische Wärmekapazität des Dampfes hebt auch bei dieser Schaltung den Nachteil der geringfügig höheren Kühldampftemperaturen für die letzte Stufe auf.

Die Wirksamkeit der Dampfkühlung kann durch eine Erhöhung der Kühldampfdrücke noch etwas gesteigert werden. Dadurch wird die Austrittsgeschwindigkeit des „Konvektions"-Kühldampfes vergrößert. Auch bewirkt die hohe spezifische, in der Turbinenschaufel übertragene Wärme eine starke Beschleunigung des Dampfes bis zum Austritt aus den Schaufeln. Da die Machzahlen die Austrittsgeschwindigkeiten aus den Schaufeln begrenzen, ist die Erhöhung der Dampfdrücke nach oben beschränkt. Bei der Optimierung des Dampfaustrittsimpulses werden mit höheren Dampfdrücken auch höhere Dampftemperaturen erforderlich.

Auswirkungen der offenen Dampfkühlung auf den Gasturbinenprozess

Zur Bewertung ihrer Leistungsfähigkeit ist eine derartige Gasturbinen-Anlage mit offener Dampfkühlung der Turbinenbeschaufelung mit einer luftgekühlten Gasturbinen-Anlage zu vergleichen, welche als Referenzanlage dient.

Bild 4.7 zeigt die Zustandsänderungen in der Gasturbine mit offener Dampfkühlung im T,s-Diagramm. Lt. Vorgabe werden wesentliche Größen gleich denen der Referenz-Gasturbinenanlage [40] gehalten.

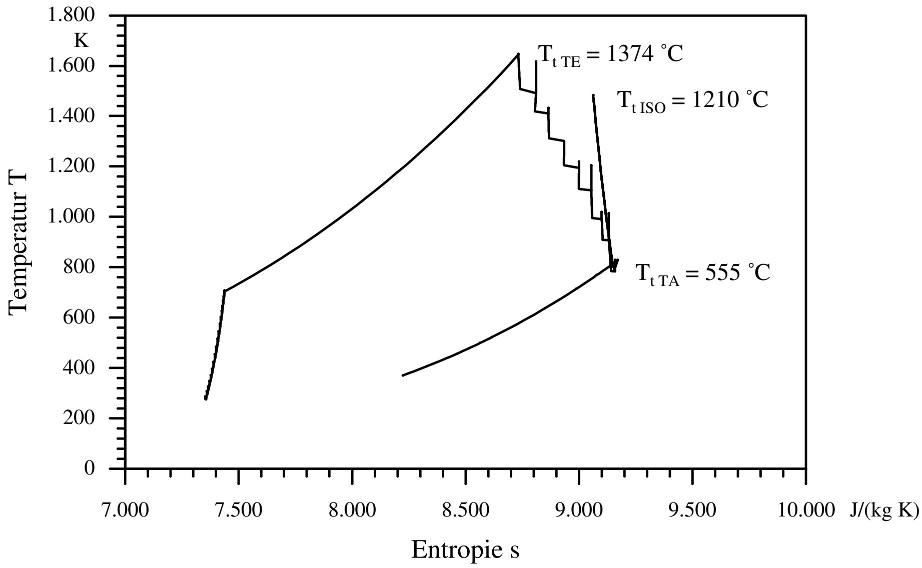

Bild 4.7: Zustandsänderungen in der Gasturbine mit offener Dampfkühlung im T, s-Diagramm

Da in der Turbine das gleiche Schaufelmaterial verwendet werden soll, ist die Turbinen-Eintrittstemperatur konstant zu halten.
Um den gewünschten Turbinen-Austrittszustand zu erreichen, muss das Verdichter-druckverhältnis um 12 % angehoben werden, was eine Erweiterung des Verdichters um eine Stufe bewirkt. Dieser Mehraufwand für den Verdichter kann aber durch den Wegfall der Kühlluftentnahmen wieder kompensiert werden. Demgegenüber steht die, allerdings sehr kleine, aufzubringende Pumpenleistung für die Druckerhöhung des Kühlwassers vor der Verdampfung.

Die erhöhte Verdichter-Austrittstemperatur bewirkt bei konstantem zugeführten Brennstoffmassenstrom eine Anhebung des Heißgasstromes am Turbineneintritt von gut 2 %. Da die Gasturbine das Arbeitsmedium jedoch nur auf Umgebungsdruck entspannt, ist erkennbar, dass die Dampfturbine einer GuD-Anlage die Energie des Kühldamfes, wegen der Entspannung auf den niedrigen Kondensatordruck in Verbindung mit der Kondensation des Dampfes, besser ausnutzen kann.

Leistungsdaten

Durch die effektive Kühlart kann der Massenstrom des Kühlmittels um über
60 % gesenkt werden. Dies führt zu einer Steigerung der elektrischen Leistung der Gasturbinen-Anlage von annähernd 12 %, gleichzusetzen mit einer Wirkungsgrad-steigerung von 4,8 Prozentpunkten (Bild 4.8).

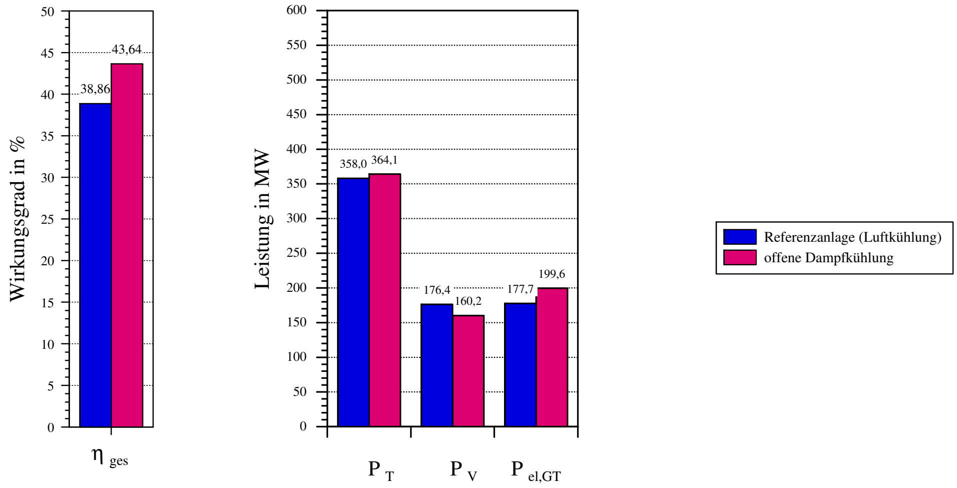

Bild 4.8: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlage mit offener Dampfkühlung der Turbine

Von besonderem Interesse ist bei der Dampfkühlung die Frage, ob sich die Kombination mit einer nachgeschaltenen 3-Druck-Dampfturbinen-Anlage rentiert.

In der GuD-Anlage werden rund 40 % des Abgasmassenstromes zur Kühldampferzeugung genutzt von einem Arbeitsmassenstrom, der mit 413 kg/s schon um 10 % unterhalb dem der Referenzanlage mit Luft als Kühlmedium liegt. Über einen reinen Abhitzedampferzeuger können nur noch 11 statt bisher 20 kg/s Frischdampf auf die Hochdruckturbine geleitet werden, bei insgesamt 37 kg/s an Stelle von 69 kg/s Arbeitsmedium im Dampfkreis.

Bei nur geringfügig niedrigerem Wirkungsgrad des Dampfteils von 33,4 % ist hier die Leistungseinbuße um 49 % erheblich. Der Gesamtwirkungsgrad der Kombianlage fällt bei der verminderten elektrischen Leistungsabgabe von 241 MW um 3,6 Prozentpunkte (Bild 4.9).

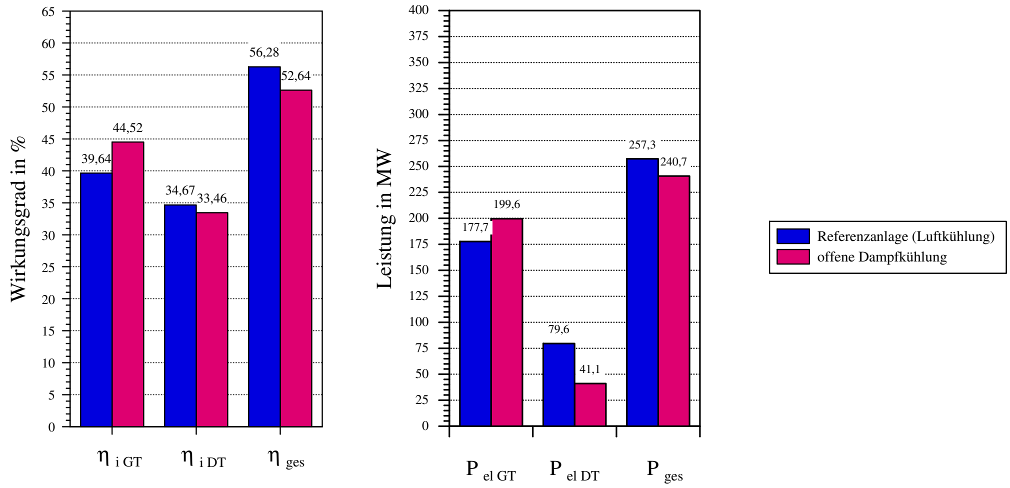

Bild 4.9: Leistungsdaten der GuD-Anlage mit offener Dampfkühlung der Gasturbine

Bedenken bezüglich eines möglichen Wasseraustrages in der Turbine können ausgeräumt werden, da die Temperaturen des Kühldampfes zu jeder Zeit weit oberhalb der Siedetemperatur liegen.

Problematisch könnte die Entnahme der nicht unerheblichen Mengen Kühlwasser aus der Natur sein. Es bliebe zu überlegen, ob die Austrittstemperatur des Abgases aus dem Abhitzedampferzeuger so niedrig gewählt werden kann, dass ein Teil des Kühlmittels durch Kondensation zurückgewonnen wird.

4.2.1.1 Gasturbinen-Anlage mit offener Dampf- und Luftkühlung

Offene Dampfkühlung in der 1./2. Stufe, Luftkühlung in der 3./4. Stufe

Wie zu Beginn der Ausführung erwähnt, liegt die Siedetemperatur des Wassers bei niedrigen Drücken oberhalb der Verdichter-Austrittstemperatur im Falle der Luftkühlung. Da auf Grund des hohen Temperaturniveaus in der Turbine auch die letzten Stufen gekühlt werden müssen, wurden, um gleichfalls den Wasserverbrauch der Gasturbine zu begrenzen, in einer Variation die beiden letzten Stufen mit Kühlluft aus dem Verdichter versorgt (Bild 4.10).

Die 13,3 kg/s Dampf für die Kühlung der letzten Stufen müssen durch 22,9 kg/s Kühlluft aus dem Verdichter ersetzt werden. Die Bereitstellung erfolgt auf niedrigerem Druckniveau und für die 4. Stufe auch bei niedrigeren Temperaturen. Demzufolge steigt der Leistungsbedarf des Verdichters um 3,8 %.

Trotz des um fast 40 % höheren Kühlfluidmassenstromes in der Turbine kommt es auf Grund der niedrigeren Wärmekapazität der Luft sowie des geringen Austrittsimpulses zu einem, verglichen mit der reinen Dampfkühlung, geringen Leistungsabfall in der Turbine.

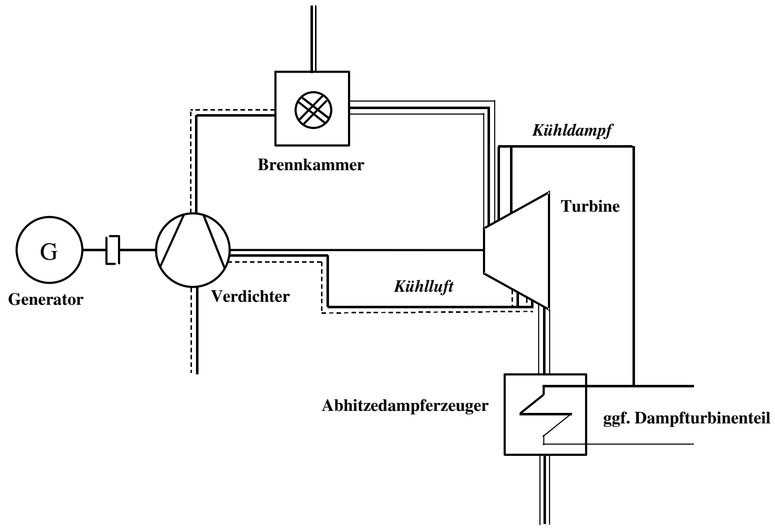

Bild 4.10: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Dampf- und Luftkühlung

Durch das etwas niedrigere Verdichterdruckverhältnis sinkt auch die Verdichter-Austrittstemperatur, so dass der Heißgasmassenstrom am Turbineneintritt geringfügig kleiner ist. Die Leistungseinbuße fällt im Vergleich zur reinen Dampfkühlung mit annähernd 0,5 % relativ gering aus. Bei einer elektrischen Leistung von 187 MW vermindert sich der Wirkungsgrad der Anlage um 0,8 Prozentpunkte und liegt nur noch 4 Prozentpunkte oberhalb der Referenzanlage.

Obwohl durch den Kühlluftanteil der Massenstrom des Arbeitsmittels um 2,5 % auf 423 kg/s angestiegen ist und nunmehr 286 kg/s Abgas für den Abhitzedampferzeuger zur Verfügung stehen, sind die Ergebnisse für die Kombianlage nicht befriedigend.

Bei einem, im Vergleich zur reinen Dampfkühlung, ähnlichen Dampfturbinenwirkungsgrad bewirken die nun 47,9 kg/s Arbeitsmittel eine um über 3 % verminderte elektrische Gesamtleistung gegenüber der Referenz-GuD-Anlage. Somit liegt auch der Gesamtwirkungsgrad dieser GuD-Anlage um 1,8 Prozentpunkte unterhalb der Kombianlage mit konventioneller Luftkühlung der Gasturbine.

Offene Dampfkühlung nur für Leiträder

Es werden die Auswirkungen einer weiteren Schaltung mit der technisch einfacher zu verwirklichenden Zuführung des Kühldampfes zum Stator untersucht. D. h. es werden nur die Leiträder mit Dampf und die Laufräder konventionell mit Luft gekühlt, was natürlich zu einer Wirkungsgradeinbuße führt.

Entscheidend ist der um mehr als 4 % gestiegene Leistungsbedarf des Verdichters, der zur Bereitstellung der 48,6 kg/s Kühlluft für die Leiträder erforderlich ist. Durch die Absenkung des Verdichterdruckverhältnisses um 10 % erniedrigt sich die Stufenzahl auf 16.

Auch für diese Schaltung gilt, dass trotz des um mehr als doppelt so großen Kühlmittelmassenstromes in der Turbine die niedrigere Wärmekapazität der Luft sowie der geringe Autrittsimpuls in der Turbine eine geringe Verminderung der Leistungsabgabe bewirken.

Die niedrigere Verdichter-Austrittstemperatur, bedingt durch das Verdichterdruckverhältnis, führt zu einer um 1,7 % geringeren Heißgaszufuhr am Turbineneintritt. So erreicht die Gasturbinen-Anlage, verglichen mit der reinen Dampfkühlung, eine um 6,5 % verringerte elektrische Leistung. Es tritt eine empfindliche Wirkungsgradeinbuße von 2,7 % auf sowie eine Leistungssteigerung im Vergleich zur Referenzanlage von 2,1 %.

Durch den um 17,9 kg/s verminderten Kühldampfmassenstrom für die Gasturbine kann in der Kombianlage im Abhitzedampferzeuger 53,3 kg/s Arbeitsmedium für die Dampfturbine bereitgestellt werden.

Verglichen mit der Referenz-GuD-Anlage erzeugt die Dampfturbine eine um mehr als 26 % reduzierte elektrische Leistung. Insgesamt sinkt die Leistung um ca. 4 %, was einer Einbuße des Gesamtwirkungsgrades von 2,4 Prozentpunkten entspricht.

Die Kombination mit einer nachgeschaltenen 3-Druck-Dampfturbinen-Anlage rechnet sich in Verbindung mit der offenen Kühlung der Gasturbinenschaufeln mit Dampf nicht, da die Leistungsdaten schlechter sind als bei der Referenz-GuD-Anlage.

Energetisch günstiger sein könnte eine Schaltung, die den Kühldampf für die Gasturbine erst nach einer Teilentspannung in der Dampfturbine entnimmt, nachdem er schon Arbeit geleistet hat. Dies führt zu einer Erhöhung der Leistung in der Dampfturbine wie auch der GuD-Anlage sowie zu erhöhten Wirkungsgraden.

4.2.2 Dampfkühlung mit Dampfzugabe in die Brennkammer

Ein weitergehendes Konzept ist, den Dampf, der in einem Abhitzedampferzeuger erzeugt wird, gänzlich in der Gasturbine einzusetzen und damit die Dampfturbine einer GuD-Anlage zu sparen (Bild 4.11).

Vorteilhaft wäre die Dampfzugabe in der Brennkammer, da

- der Dampf zur Kühlung der Brennkammer beiträgt,
- Verdichtungsarbeit für die Verbrennungsluft eingespart und
- der Stickstoffanteil aus NOx-Gründen verkleinert wird.

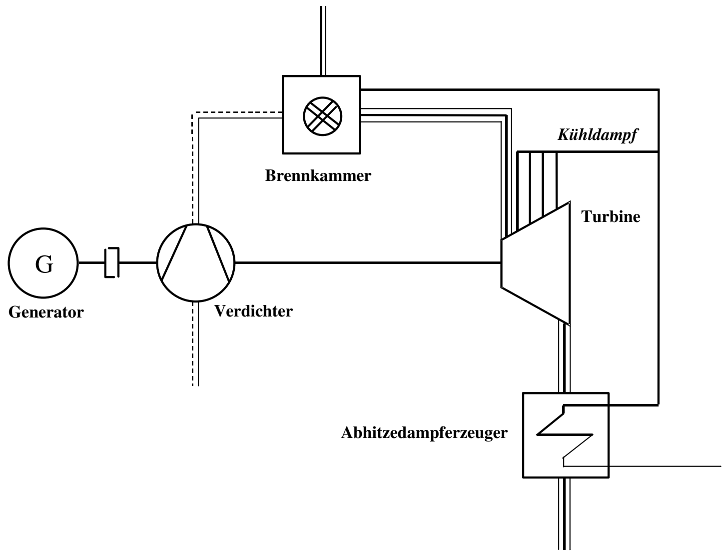

Bild 4.11: Schaltplan einer Gasturbinen-Wasserdampf-Anlage

Tabelle 4.1 gibt die berechnete Abgaszusammensetzung des Verbrennungsgases am Turbineneintritt im Vergleich zur Referenzanlage an.

Tabelle 4.1: Abgaszusammensetzung am Turbineneintritt der Gasturbinen-Wasserdampfanlage

Zeichen	Referenz GuD-Anlage	Gasturbinen Wasserdampfanlage	Bedeutung
$\psi_{G_{N_2}}$	0,7390717	0,6505266	Stoffmengenanteil Stickstoff
$\psi_{G_{O_2}}$	0,1107516	0,0862287	Stoffmengenanteil Sauerstoff
$\psi_{G_{CO_2}}$	0,0439591	0,0443248	Stoffmengenanteil Kohlendioxid
$\psi_{G_{Ar}}$	0,0087852	0,0077325	Stoffmengenanteil Argon
$\psi_{G_{H_2O}}$	0,0968868	0,2107334	Stoffmengenanteil Wasser
$\psi_{G_{CO}}$	0,0000011	0,0000012	Stoffmengenanteil Kohlenmonoxid
$\psi_{G_{H_2}}$	0,0000008	0,0000008	Stoffmengenanteil Wasserstoff
$\psi_{G_{OH}}$	0,0001024	0,0000927	Stoffmengenanteil Hydroniumion
$\psi_{G_{O}}$	0,0000019	0,0000016	Stoffmengenanteil atomarerer Sauerstoff
$\psi_{G_{NO}}$	0,0004350	0,0003542	Stoffmengenanteil Stickstoffmonoxid
$\psi_{G_{NO_2}}$	0,0000046	0,0000035	Stoffmengenanteil Stickstoffdioxid
M_G	28,294	27,051	molare Masse (kg/kmol)
R_G	293,862	307,362	spezifische Gaskonstante (J/(kg K))

Eine solche Gasturbinen-Wasserdampf-Anlage steht jedoch in Konkurrenz zu einer GuD-Anlage.

Bei niedrigen Drücken kann mehr Dampf erzeugt werden, allerdings ist auch der Gesamtwirkungsgrad klein. Je höher der Druck, um so geringer ist die Dampfmenge. Der Wirkungsgrad liegt höher als der einer Gasturbinen-Anlage, aber immer noch beträchtlich unter dem einer vergleichbaren GuD-Anlage. Es zeigt sich, dass wegen der Expansion auf den niedrigen Kondensatordruck mit anschließender Kondensation eine Dampfturbine die Abgasenergie am besten nutzen kann.

Die Zustandsänderungen in der Gasturbine mit Dampfzugabe in der Brennkammer können sehr gut im T,s-Diagramm in Bild 4.12 nachvollzogen werden. Lt. Vorgabe werden wesentliche Größen gleich denen der Referenz-Gasturbinenanlage [40] gehalten.

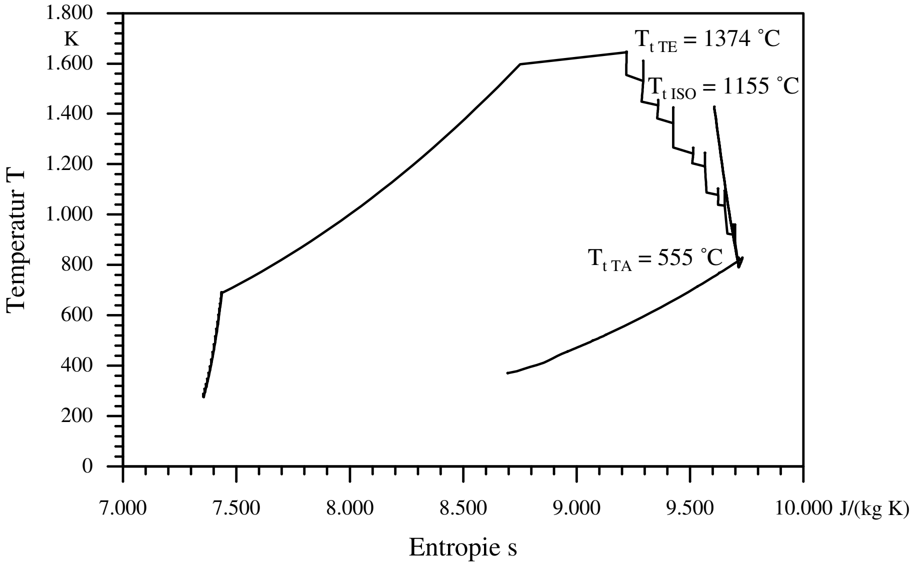

Bild 4.12: Zustandsänderungen in der Gasturbine mit Dampfkühlung und Dampfzugabe in die Brennkammer im T,s-Diagramm

Die elektrische Leistungsabgabe sinkt um 15 %, wenn die Austrittstempertatur aus dem Abhitzedampferzeuger auf dem Temperaturniveau der Referenz-GuD-Anlage gehalten wird.
Um das Verbrennungsgas-Wasserdampf-Gemisch in der Brennkammer auf die Turbinen-Eintrittstemperatur aufzuheizen, ist es erforderlich, bei konstantem Brennstoffenergiestrom das Brennstoff-/Luftverhältnis um 15 % anzuheben. Da das Verbrennungsgas, das am Turbineneintritt 21 % Wasserdampf enthält, nur auf Umgebungsdruck entspannt werden kann und bei den hohen Abgastemperaturen die Verdampfungswärme nicht zurückgewonnen wird, sinkt der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbinen-Wasserdampfanlage im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage um 8,6 Prozentpunkte (Bild 4.13).

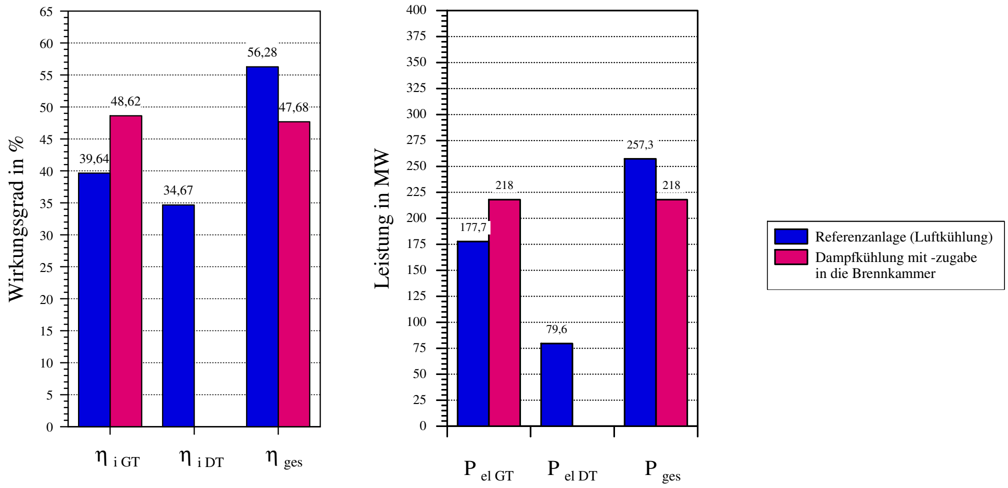

Bild 4.13: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlage mit Dampfkühlung und Dampfzugabe in die Brennkammer

Damit eine solche Anlage wirtschaftlich sinnvoll wäre, müsste der Wasserdampfanteil des Abgases nach dem Abhitzedampferzeuger so weit auskondensiert werden, dass möglichst der gesamte Wasserbedarf der Anlage gedeckt werden kann. Bei dem in dieser Rechnung zu Grunde gelegten Wasserdampfanteil von 35 % im Abgas müsste die Abgastemperatur unter 65 °C abgesenkt werden, bevor Wasser ausfällt. Dies ist mit dem 3-Druck-Abhitzedampferzeuger unter Beachtung der Zwickpunkte nicht durchführbar. Das bedeutet, dass ein zusätzlicher Wärmeaustauscher erforderlich wäre, der mit einer entsprechenden Grädigkeit Kühlwasser auf einem Temperaturniveau bereitstellt, welches kaum sinnvoll genutzt werden kann. Nach [20] könnte dies und auch die notwendige Wasseraufbereitung relativ einfach und dabei kostengünstig durchgeführt werden.

4.2.3 Geschlossene Dampfkühlung

Das sehr positive Ergebnis der offenen Dampfkühlung auf den Wirkungsgrad der Gasturbinen-Anlage führt zu der Überlegung, die Vorteile der Dampfkühlung in einem geschlossenen Prozess zu nutzen (Bild 4.14).

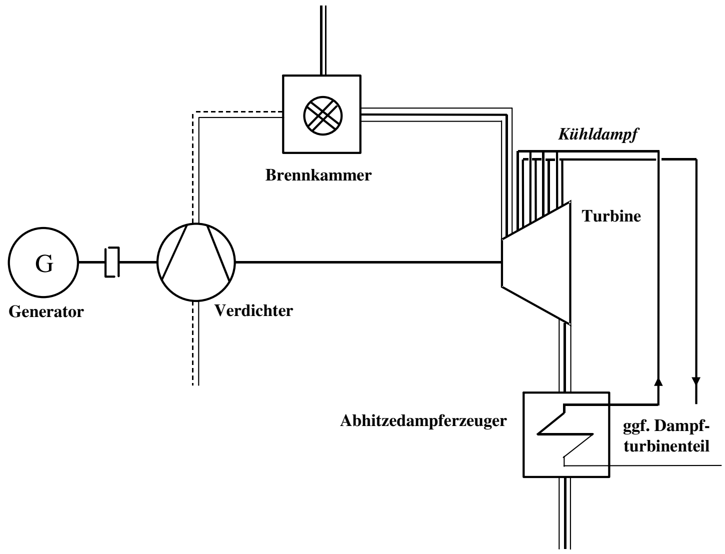

Bild 4.14: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung

Im Fall der „geschlossenen" Schaufelkühlung kann der Dampf nach Beendigung des Kühlvorganges in der Dampfturbine einer GuD-Anlage entspannt werden. Dies führt zu folgenden Vorteilen:

- Die dem Gasturbinenprozess entzogenen Kühlwärme kann im Dampfturbinenprozess weitestgehend zurückgewonnen werden.
- Die Dampfturbine kann die Energie des Kühldampfes besser nutzen durch die Entspannung auf den niedrigen Kondensatordruck.
- Die Kondensationswärme des Kühldampfes kann im Kondensator zurückgewonnen werden.
- Die Einspeisung des Kühldampfes in den Dampfturbinenprozess bedingt den Einsatz einer größeren Dampfturbine mit besserem Wirkungsgrad.

Im Vergleich zur offenen Dampfkühlung führt dies zu einer Anhebung des Gesamtwirkungsgrades der GuD-Anlage sowie einer Kostenreduzierung durch Einsparungen bei der Wasseraufbereitung.

Konzept der geschlossenen Dampfkühlung

Die Zufuhr des Kühldampfes erfolgt, wie bei der Luftkühlung, über den Schaufelfuß. Bei der geschlossenen Konvektionskühlung wird das Kühlfluid am Schaufelkopf einmal umgelenkt und am Fuß aus der Schaufel herausgeführt (Bild 4.15).

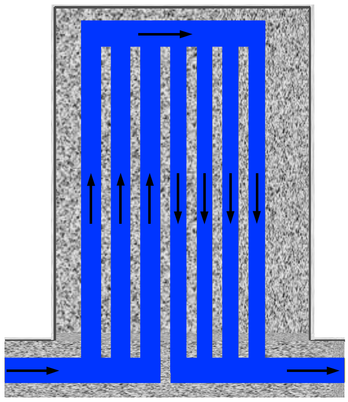

Bild 4.15: Längsschnitt durch eine konvektionsgekühlte Gasturbinenschaufel

In Abbildung 4.15 ist nur eine der möglichen Strömungsführungen zu sehen. Auf Grund der fehlenden Filmkühlung sind bei der geschlossenen Schaufelkühlung die aerodynamischen Verluste geringer als bei der Luftkühlung.

Da das Kühlmittel geschlossen in den Schaufeln geführt wird, kann der Druck des Kühldampfes unabhängig vom Druck des Heißgases in der Gasturbine gewählt werden. So kann durch die Variation des Kühldampfdruckes trotz fehlender Filmkühlung eine sehr effektive Kühlung gewährleistet werden. Durch die Erhöhung der Kühldampfdrücke vergrößern sich der Austrittsdruck aber auch die Austrittsgeschwindigkeit des Konvektionskühldampfes am Austritt aus den Schaufeln.

Die Optimierung des Dampfzustandes führt allerdings zu einem Wärmeübergangskoeffizienten, der, verglichen mit dem der Luft, etwa um einen Faktor sieben mal größer ist und bewirkt eine Absenkung der inneren Schaufelwandtemperatur und damit eine Erhöhung der Wärmespannungen in der Schaufelwand.

Berechnungsmethoden

Bei der geschlossenen Schaufelkühlung werden die einzelnen Komponenten der Gasturbinen-Anlage wie zuvor entlang des Mittelschnitts berechnet, doch erfolgt die Berechnung der Strömung des Kühlfluids mit einer quasi-zweidimensionalen Simulation. Dabei werden die Zustandsänderungen in den Kühlkanälen mit Hilfe der „iterativen" Integration bestimmt.

Einbindung der geschlossenen Dampfkühlung in eine GuD-Anlage

Optimal kommt die geschlossene Dampfkühlung in einer Kombianlage mit Überhitzung des Kühldampfes im Abhitzedampferzeuger und Entspannung in der Dampfturbine zum Einsatz (Bild 4.16).

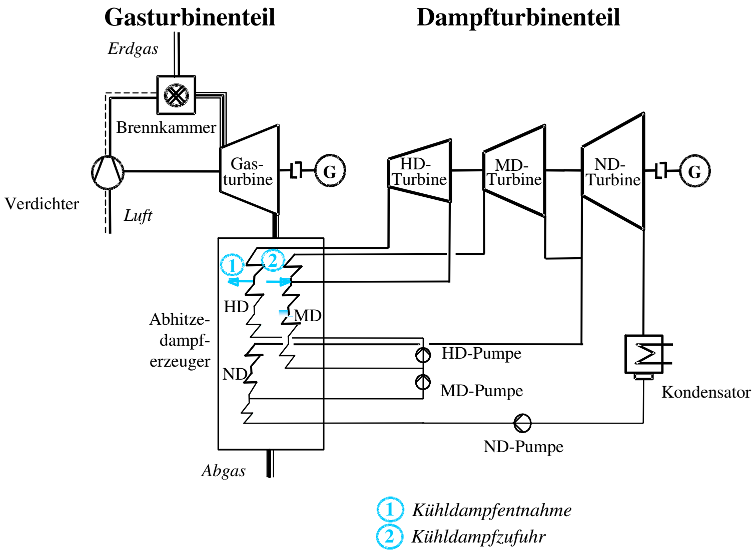

Bild 4.16: Schaltbild einer GuD-Anlage mit Kühldampf-Entnahmen für die geschlossene Dampfkühlung und Kühldampf-Zuführung in den Dampfkreislauf

Dadurch kann ein Teil der in der Gasturbine abgeführten Kühlwärme durch Einspeisung des Kühldampfes in die Dampfturbine zurückgewonnen werden. Aus dem Nachteil des Wärmeentzuges aus dem Gasturbinenprozess bei der geschlossenen Kühlung wird somit ein Vorteil für den GuD-Prozess.

Insgesamt werden dem Dampfkreislauf gut 35 % des Sattdampfes für die Kühlung der Gasturbinenschaufeln entnommen, der dann im Abhitzedampferzeuger nur noch teilweise überhitzt werden muss.

Auswirkungen des geschlossenen Dampfkühlung auf den Gasturbinenprozess

Die Zustandsänderungen in der Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung können sehr gut im T,s-Diagramm in Bild 4.17 nachvollzogen werden. Lt. Vorgabe werden wesentliche Größen gleich denen der Referenz-Gasturbinenanlage [40] gehalten.

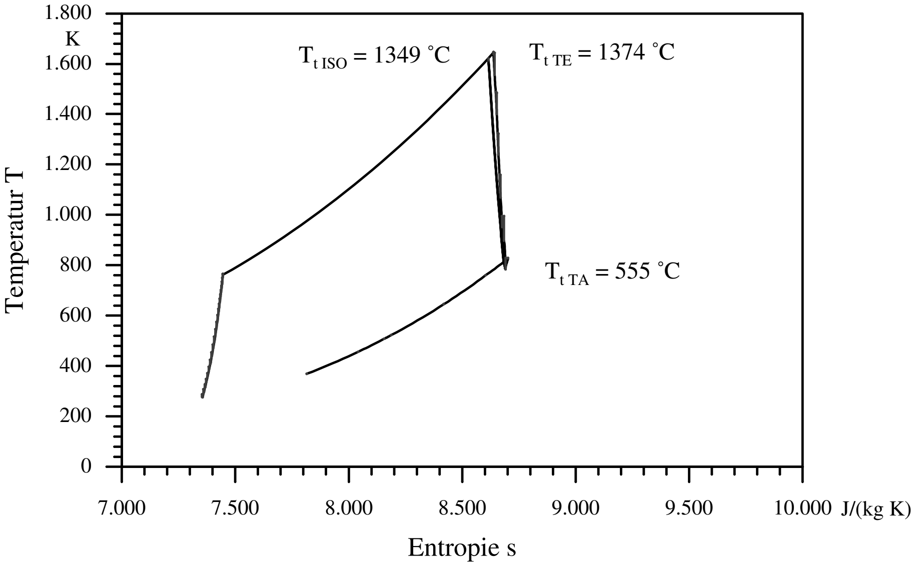

Bild 4.17: Zustandsänderungen in der Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung im T, s-Diagramm

Das Verdichterdruckverhältnis muss um 41 % angehoben werden, um den geforderten Turbinen-Austrittszustand zu erreichen. Dies erfordert eine Erweiterung des Verdichters auf 21 Stufen und erhöht die Luftaustrittstemperatur auf über 480 °C. Infolge der nicht vorhandenen Kühlluftentnahmen ist der Einlassquerschnitt des Verdichters kleiner, was wünschenswert ist. Somit treten Probleme mit großen Machzahlen und kleinen Nabenverhältnissen am Eintritt wie auch mit großen Nabenverhältnissen am Austritt des Verdichters weniger auf.

Die erhöhte Verdichter-Austrittstemperatur bewirkt bei konstantem Brennstoffmassenstrom eine Erhöhung des Heißgasstromes am Turbineneintritt um mehr als 8 %, was einen größeren Querschnitt am Turbineneintritt zur Folge hat. Auf Grund der fehlenden Zumischung des Kühlfluids bleibt der Massenstrom des Heißgases konstant, so dass der Austrittsquerschnitt der Turbine kleiner und damit günstiger ist.

Bei der geschlossenen Kühlung kommt es nicht, wie bei der Luftkühlung, zu einer Abnahme der Entropie durch die Zumischung des Kühlmittels zum Heißgasstrom. Hingegen führt die verlustbehaftete Entspannung des Heißgases in der Turbine zu einer Entropiezunahme. Die gute Kühlwirkung des Dampfes und der damit verbundene geringe Kühlfluidbedarf sind an der Differenz zwischen der physikalischen Turbinen-Eintrittstemperatur und der ISO-Turbinen-Eintrittstemperatur deutlich zu erkennen. Sie beträgt bei der Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung nur 26 K im Gegensatz zu 196 K bei der Lüftkühlung.

Leistungsdaten

Der erforderliche Kühlmassenstrom kann durch die effektive Kühlart um über 75 % gesenkt werden. Bedingt durch das hohe Verdichterdruckverhältnis erhöht sich trotz fehlender Bereitstellung der Kühlluft die Verdichterleistung um 10 %. Bei einer Steigerung der Turbinenleistung um 11 % führt dies zu einer Erhöhung der elektrischen Leistung der Gasturbinen-Anlage von mehr als 12 % verglichen mit der Referenzanlage. Die Wirkungsgradsteigerung der Gasturbinen-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung liegt mit 4,7 Prozentpunkten nur geringfügig unterhalb der Wirkungsgradsteigerung der Gasturbinen-Anlage mit offener Dampfkühlung (Bild 4.18).

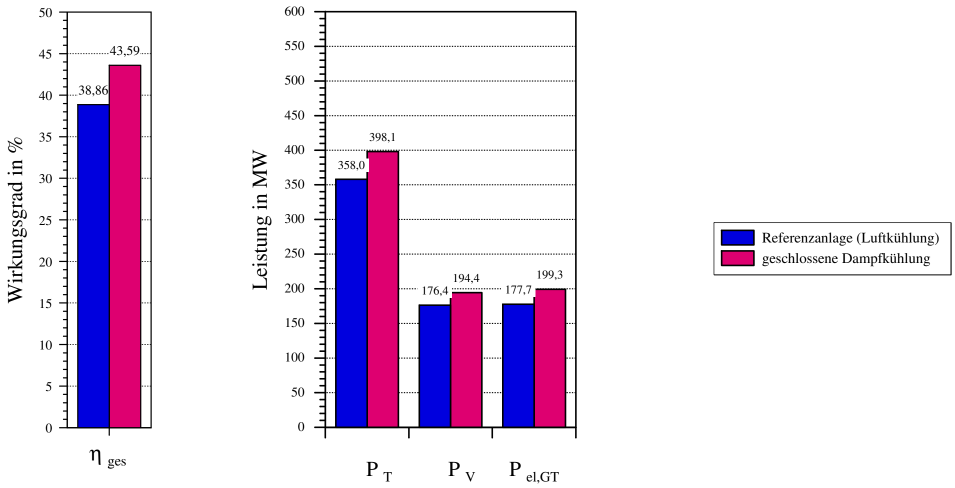

Bild 4.18: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung der Turbine

Wie erwartet wirkt sich die geschlossene Dampfkühlung der Gasturbinenschaufeln mit Einspeisung des Kühldampfes in die nachgeschaltene 3-Druck-Dampfturbinen-Anlage insbesondere auf die Leistungsdaten der Kombianlage positiv aus.

Zwar können im Abhitzedampferzeuger nur noch 9 kg/s statt bisher 20 kg/s Frischdampf für die Hochdruckturbine erzeugt werden, doch liegt der gesamte Dampfmassenstrom durch die Einspeisung des Kühldampfes in den Mitteldruckteil mit 62 kg/s nur 11 % unterhalb dem des Arbeitsmediums im Dampfkreis der Referenz-GuD-Anlage.

Bei einem deutlich schlechteren Wirkungsgrad des Dampfturbinenteils von 32,5 % ist die Leistungseinbuße mit 13 % akzeptabel. Der Gesamtwirkungsgrad der Kombianlage mit geschlossener Dampfkühlung steigt bei einer um annähernd 3 % erhöhten elektrischen Leistungsabgabe um knapp 1,7 Prozentpunkte gegenüber der Referenz-GuD-Anlage mit Luftkühlung (Bild 4.19).

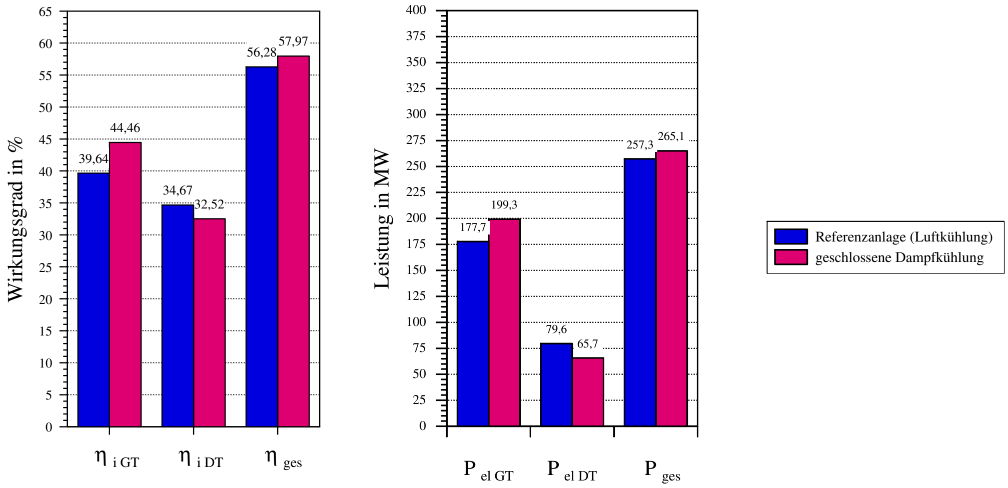

Bild 4.19: Leistungsdaten der GuD-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung der Gasturbine

Geschlossene Dampfkühlung nur für Leiträder

Wie bei der offenen Dampfkühlung werden auch hier die Auswirkungen der technisch einfacher auszuführenden Kühlung des Rotors mit Luft in Verbindung mit der Zufuhr des Kühldampfes zum Stator untersucht. Dies führt natürlich zu einer Wirkungsgradeinbuße.

Der Leistungsbedarf des Verdichters fällt um ca. 1 % trotz des Mehraufwandes für die Bereitstellung der 44,8 kg/s Kühlluft für die Laufräder. Dies ist begründet in dem um 13 % niedrigeren Verdichter-Druckverhältnis, welches die Stufenzahl um zwei verringert und die Verdichter-Autrittstemperatur um 30 K reduziert.

Zwar verringert sich dadurch der Heißgasstrom am Turbineneintritt um 3 %, ermöglicht aber den Leistungsabbau in der Turbine in vier Stufen. Die Gasturbinen-Anlage gibt, verglichen mit der ausschließlichen Dampfkühlung, eine um 6 % verringerte elektrische Leistung ab bei einem um 2,6 Prozentpunkten verminderten Wirkungsgrad. Im Vergleich zur Referenzanlage bleibt eine Leistungssteigerung von 5,1 % bei Wirkungsgradvorteilen von 2,1 Prozentpunkten.

In Kombination mit einer Dampfturbine kann durch den um 14,9 kg/s kleineren Kühldampfstrom für die Gasturbine im Abhitzedampferzeuger 65,5 kg/s Arbeitsmedium für die Dampfturbine bereitgestellt werden. Im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage führt dies zu einer um 8,7 % reduzierten elektrischen Leistung im Dampfturbinenteil und ermöglicht nur einen geringen Gewinn in der elektrische Leistung von ca. 1 % wie auch im Gesamtwirkungsgrad von 0,6 Prozentpunkten.

4.3 Wasserkühlung

Die sehr große spezifische Wärmekapazität von Wasser für die Kühlung der Schaufelwände zu nutzen ist ein weiteres Konzept, die Effektivität der Schaufelkühlung von Gasturbinen zu verbessern (Bild 4.20).

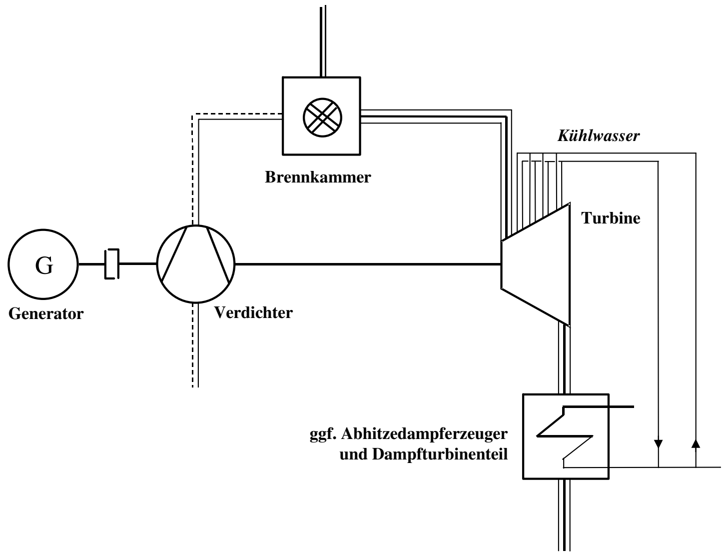

Bild 4.20: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Wasserkühlung

Für die Kühlung der Gasturbinenschaufeln mit Wasser spricht, dass

- die etwa vierfache spezifische Wärmekapazität im Vergleich zur Kühlluft die erforderlichen Kühlfluidströme vermindert,
- der sehr gute Wärmeübergang von Wasser die zur Wärmeübertragung notwendige Oberfläche verringert und
- durch die niedrigen Wassertemperaturen sehr niedrige Schaufelwandtemperaturen erreichbar sind.

Jedoch führt der Wärmeentzug aus dem Prozess zu energetischen Einbußen.

Konzept der Wasserkühlung

Um den Leistungsbedarf des Verdichters zu verringern, wird der Beschaufelung Wasser an Stelle von Luft zu Kühlzwecken zugeführt. Dieses Kühlwasser darf an keiner Stelle seines Strömungsweges durch die Turbinenschaufeln bis zu seinem Austritt verdampfen.

Da sowohl die spezifische Wärmekapazität höher als auch der Wärmeübergang besser sind als bei Dampf, kann das Kühlwasser den Turbinenschaufeln auf einem niedrigeren Druckniveau zugeführt werden. Dies erspart zusätzliche Pumparbeit und im

Falle der Auskoppelung aus dem Dampfturbinenprozess die Vorwärmung des Kühlwassers vor der Mitteldruckpumpe oder den Einsatz einer separaten Pumpe.

Insbesondere bei der wassergekühlten Turbinenschaufel sind die Materialtemperatur an der Schaufeloberfläche und vor allem die Temperaturdifferenzen in der Schaufelwand zu begrenzen. Bei der Verwendung einer wärmedämmenden Beschichtung auf der Schaufel wird die erste Forderung nicht erfüllt, da sich bedingt durch den sehr guten Wärmeübergang zwischen Wasser und Schaufelmaterial das gesamte Temperaturprofil nach unten verschiebt. Dies hat zur Folge, dass dem Heißgas mehr Kühlwärme entzogen wird, als zu Einhaltung der maximal zulässigen Schaufelwandtemperatur erforderlich wäre.

Der Wärmeübergang des Wassers ist so gut, dass zudem die Temperatur an der Innenwand der Schaufel nur gut 100 K oberhalb der Temperatur des Kühlwassers liegt. Folglich muss die innere Schaufelwandtemperatur angehoben werden, um zu hohe Spannungen in der Schaufelwand zu vermeiden.

Eine Lösung für beide Probleme bietet eine wärmedämmende Beschichtung in den Kühlkanälen. In Abbildung 4.21 ist ein Vorschlag für eine wassergekühlte Gasturbinenschaufel abgebildet.

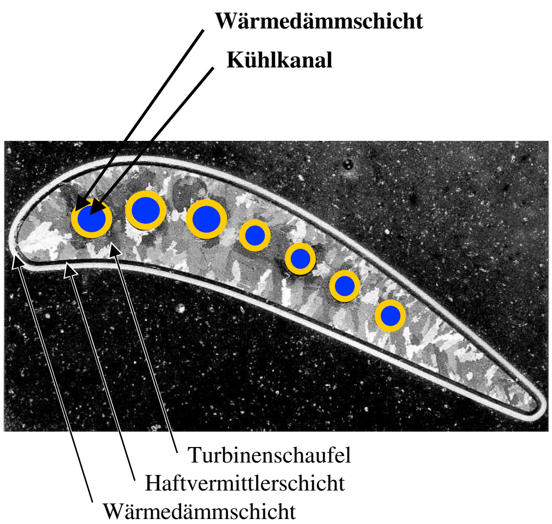

Bild 4.21: Querschnitt durch eine wassergekühlte Gasturbinenschaufel

Diese innere Wärmedämmschicht verändert entscheidend das Temperaturprofil in der mehrschichtigen Wand, so dass der Temperaturgradient auf zulässiger Höhe liegt und die Spannungen in der Schaufelwand beherrschbar werden. Gleichzeitig bringt sie den Wärmestrom durch die Wand auf den „richtigen", d. h. gerade erforderlichen, Wert. Die Dicke der Wärmedämmschicht wird begrenzt durch die maximal zulässige Schaufelwandtemperatur auf der Gasseite.

Bild 4.22 zeigt qualitativ den Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang vom Heißgas über die Schaufel und deren wärmedämmenden Beschichtungen zum Kühlfluid Wasser dar.

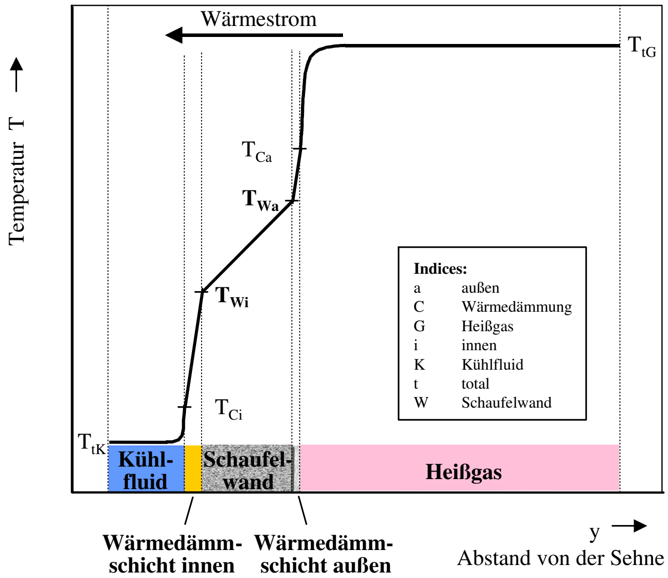

Bild 4.22: Typisches Temperaturprofil beim Wärmedurchgang durch das Schichtensystem der wassergekühlten Turbinenschaufel

Wegen des großen Temperaturgradienten in den Wärmedämmschichten kann gesagt werden, dass der Wärmeleitungswiderstand in den Beschichtungen den größten Beitrag zum Gesamtwiderstand liefert. Der Widerstand des Wärmeübergangs in der Grenzschicht des Heißgases hat selbstverständlich ebenfalls einen großen Anteil.

Hingegen ist der Wärmeübergangswiderstand auf der Seite des Kühlfluids sehr klein, erkennbar an der geringen Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und innerer Wärmedämmschicht. Daher ist zur Wärmeübertragung nur eine geringe Oberfläche erforderlich, was einfache Kühlkanalgeometrien ohne profilierte Oberflächen erlaubt. Dies würde die Fertigung u. U. erheblich vereinfachen. Das Aufbringen der wärmedämmenden Beschichtung an den Kühlkanälen scheint bei der Herstellung der Turbinenschaufel möglich. Denkbar wäre z. B. das Auftrennen der gegossenen Schaufel und Einlegen eines Kerns oder auch das Einbringen eines Kompositionskerns beim Gießprozess mit anschließender Auswaschung [33].

Physikalische Auswirkungen der Wasserkühlung

Von zentraler Bedeutung ist die Frage, welchen Einfluss das Kühlfluid Wasser - als Flüssigkeit - auf die Prozessparameter Druck und Temperatur innerhalb der Schaufeln ausübt.

Wegen der Drehung des Rotors ergeben sich für den Stator und den Rotor verschiedene Druckverläufe entlang des Strömungsweges des Kühlfluids. Die Rechenergebnisse sind in Bild 4.23 dargestellt.

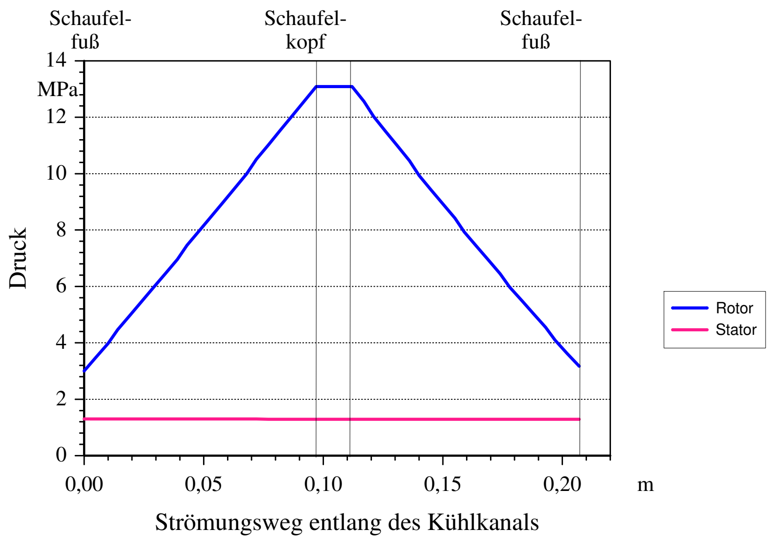

Bild 4.23: Druckverlauf des Kühlwassers über dem Strömungsweg im Schaufelkanal der 1. Stufe einer wassergekühlten Turbine

Der Druckanstieg des Kühlwassers im Rotor ergibt sich aus den Fliehkräften. Gleichzeitig steigt die Temperatur des Kühlwassers durch die kontinuierliche Wärmezufuhr vom Heißgas. Der Druckverlust am Schaufelkopf wurde entsprechend dem einer Rohrströmung mit Umlenkung abgeschätzt. Mögliche Ablösungen sind nicht berücksichtigt. Nach der Umlenkung der Strömung am Schaufelkopf wird der Druck nicht vollständig wieder abgebaut, so dass eine geringfügige Druckerhöhung des Kühlwassers am Austritt aus der Rotorschaufel verbleibt.

Die Vorgabe, den Schaufelwerkstoff so hoch wie möglich zu belasten, wird durch die Anpassung der Strömungsquerschnitte für die Hin- und Rückströmung des Kühlwassers erreicht. Hierdurch kann der Temperaturverlauf an der äußeren Schaufeloberfläche relativ konstant gehalten werden. Im Falle der Wasserkühlung steigen die Wandtemperaturen vom Eintritt in die Schaufel bis zum Austritt nur um bis zu 50 K, was in etwa der halben Temperaturdifferenz im Vergleich zur Luftkühlung entspricht.

In den Bildern 4.24 und 4.25 sind beispielhaft die berechneten Wandtemperaturen wie auch die Temperaturen in den Wärmedämmschichten entlang des Strömungsweges für das Leitrad und Laufrad der 1. Stufe dargestellt.

Der gute Wärmeübergang ist an dem, verglichen mit der Luftkühlung, nur etwa halb so großen Temperaturabstand zwischen dem Kühlwasser und der inneren Wärmedämmschicht klar ersichtlich.

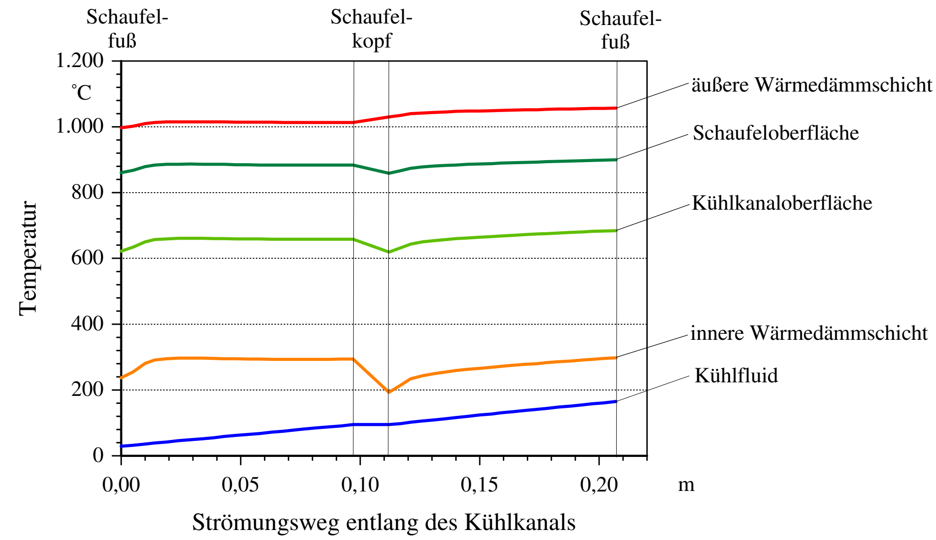

Bild 4.24: Temperaturverlauf über dem Strömungsweg im Kühlkanal des 1. Leitrades einer wassergekühlten Turbine

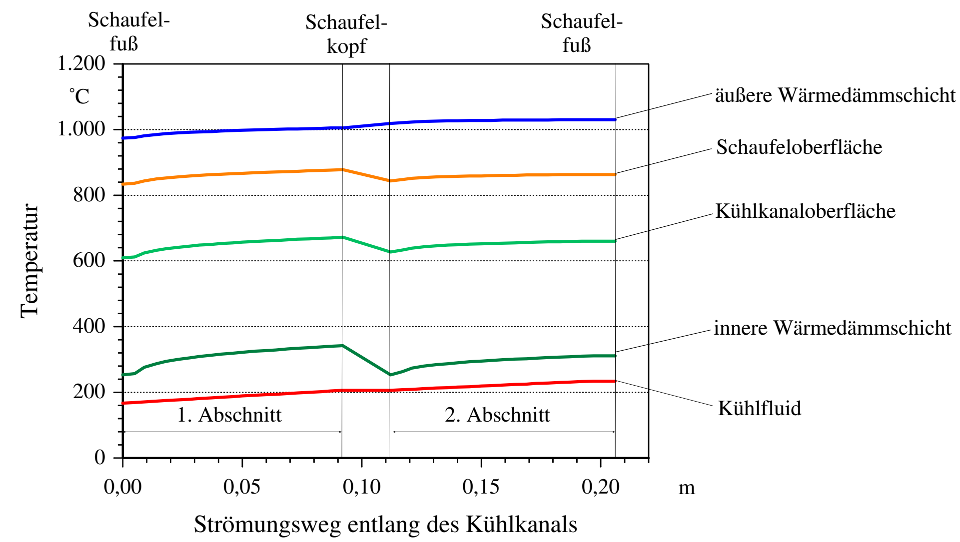

Bild 4.25: Temperaturverlauf über dem Strömungsweg im Kühlkanal des 1. Laufrades einer wassergekühlten Turbine

Soweit dies erforderlich ist, wird die am Beispiel der 1. Stufe dargestellte Wasserkühlung der Turbine auf die folgenden Stufen des Stators übertragen.
Beim Rotor ergibt sich jedoch wegen des zu hohen Druckanstieges bei zunehmender Schaufellänge eine Beschränkung auf die ersten beiden Stufen. Daher werden, wegen der guten Kühlwirkung, die Laufräder 3 und 4 mit Kühldampf versorgt (Bild 4.26).

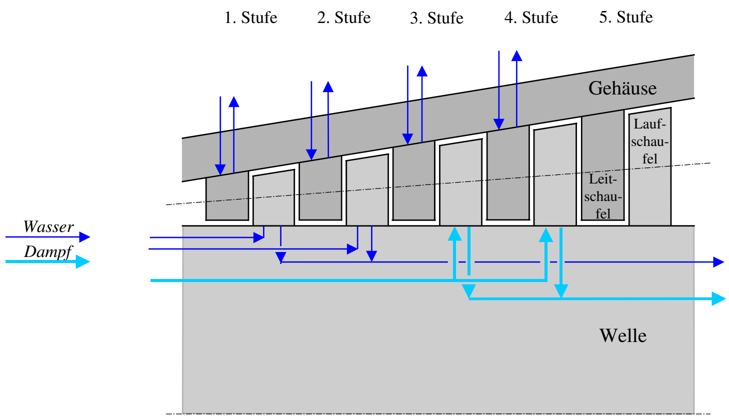

Bild 4.26: Strömungsführung des Kühlfluids in der wassergekühlten Turbine

In diesen Stufen könnte auch eine Kühlung mit Luft vorgesehen werden, die im Rotor technisch einfacher auszuführen ist, da bei dem niedrigen Temperaturniveau nur eine geringe Kühlung erforderlich ist.
Die fünfte Stufe bleibt ungekühlt, weil dort eine Gefährdung des Schaufelmaterials nicht mehr gegeben ist.

Eine sinnvolle Nutzung des Kühlwassers der Turbine auf einem Temperaturniveau über 200 °C bei nur geringer Aufheizung ist allerdings fraglich.

Einbindung der Wasserkühlung in eine GuD-Anlage

Ein Teil der an das Kühlmedium übertragenen Energie kann durch Einbau einer wassergekühlten Gasturbine in eine Kombianlage mit Einspeisung des Kühlwassers und Kühldampfes in den Dampfturbinenteil zurückgewonnen werden (Bild 4.27).

Hierfür werden dem Dampfkreislauf gut 50 % des Speisewassers als auch Sattdampfes zur Kühlung der Gasturbine entnommen, der dann im Abhitzedampferzeuger teilweise nicht vorgewärmt und im Falle des Sattdampfes nicht überhitzt werden muss.

Somit wird aus der energetischen Einbuße für den Gasturbinenprozess mit geschlossener Kühlung ein Gewinn im Dampfturbinenteil des GuD-Prozesses.

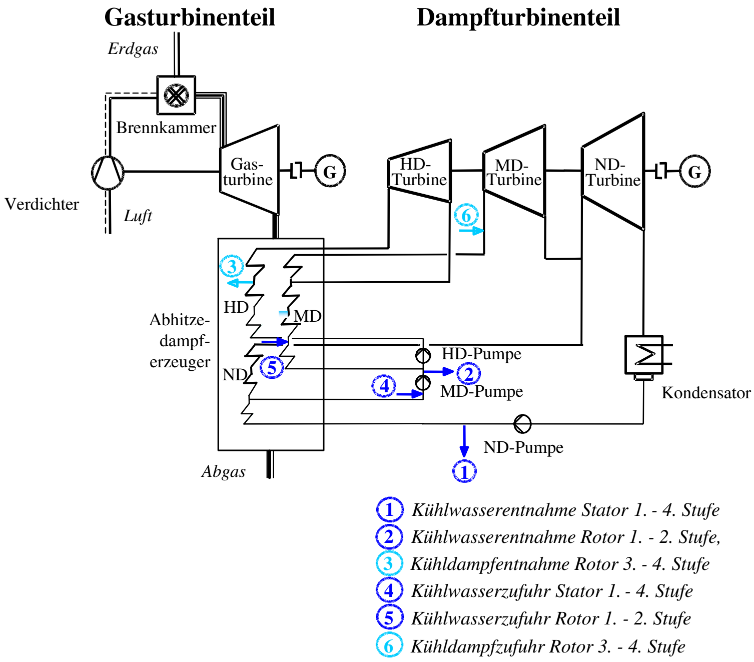

Bild 4.27: Schaltbild einer GuD-Anlage mit Kühlwasser- und Kühldampfentnahmen für die Wasserkühlung sowie Kühlwasser- und Kühldampfzuführung in den Dampfkreislauf

Auswirkungen der Wasserkühlung auf den Gasturbinenprozess

Das T, s-Diagramm in Bild 4.28 zeigt die Zustandsänderungen in der wassergekühlten Gasturbine. Lt. Vorgabe werden wesentliche Größen gleich denen der Referenz-Gasturbinenanlage [40] gehalten.

Um den gewünschten Turbinen-Austrittszustand zu erreichen, muss in der wassergekühlten Gasturbinen-Anlage, verglichen mit der Referenzanlage, das Verdichterdruckverhältnis um mehr als 50 % angehoben werden. Dies hat eine Anhebung des Leistungsbedarfs um 11 % zur Folge und erfordert die Erweiterung des Verdichters um fünf Stufen.

Bei konstanter Turbinen-Eintrittstemperatur und konstantem Brennstoffenergiestrom ergibt sich, im Vergleich zur luftgekühlten Gasturbine, für die wassergekühlte Turbine ein um 8,5 % größerer Heißgasmassenstrom, was einen größeren Querschnitt am Turbineneintritt bedingt.

Die Differenz zwischen der physikalischen Turbinen-Eintrittstemperatur und der ISO-Turbinen-Eintrittstemperatur beträgt bei der wassergekühlten Gasturbine nur 27 K an Stelle von 196 K bei der Luftkühlung und ist ein Beleg für die gute Kühlwirkung sowie den damit verbundenen geringen Kühlwasserbedarf.

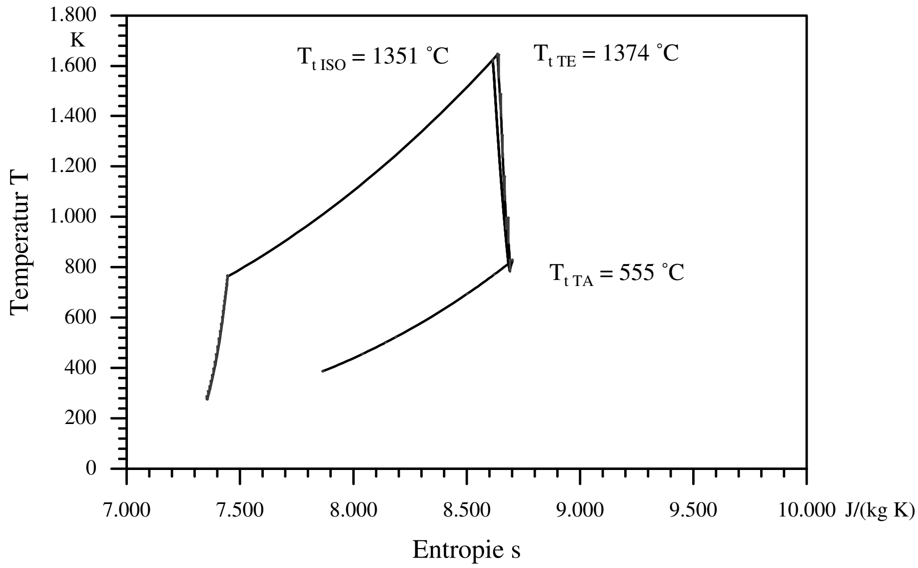

Bild 4.28: Zustandsänderungen in der wassergekühlten Gasturbine im T, s-Diagramm

Leistungsdaten

Die Wahl eines relativ niedrigen Druckniveaus für das Kühlwasser und die Vorgabe, seine Verdampfung in den Schaufeln zu unterbinden, verringert den erforderlichen Kühlwasserstrom nur um 65 %. Trotz Wegfall der Kühlluftentnahmen hat das hohe Verdichter-Druckverhältnis eine Steigerung des Leistungsbedarfs des Verdichters von 11 % zur Folge und führt zu einer Erhöhung der Turbinenleistung um 12 %.

Im Single-Betrieb führt die Gasturbinen-Anlage mit wassergekühlter Turbine zu einer Leistungssteigerung um mehr als 12 % und einer Anhebung des Wirkungsgrades um 5,0 Prozentpunkte. Ursache hierfür ist zum einen das höhere Druckverhältnis von Verdichter und Turbine, zu anderen die Reduzierung des Kühlwärmestromes auf weniger als die Hälfte, hervorgerufen durch die fehlende Mischung des Kühlfluids mit dem Heißgas (Bild 4.29).

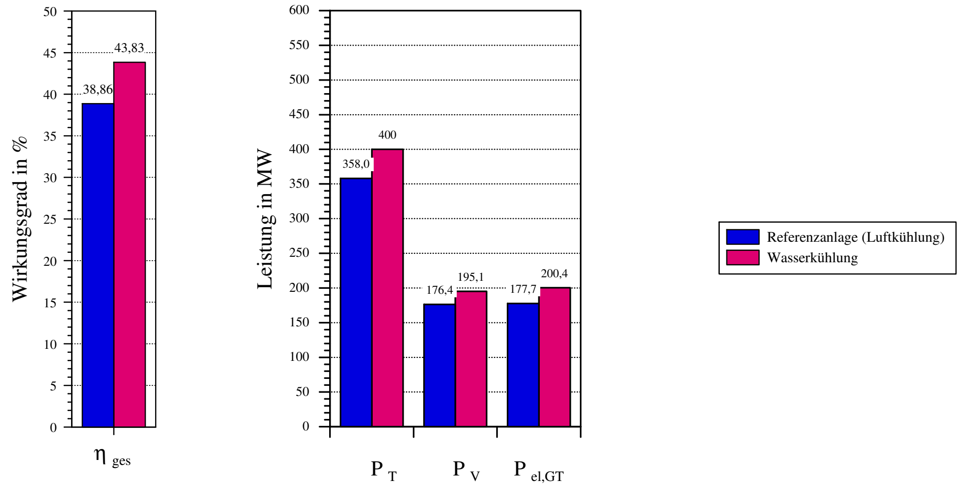

Bild 4.29: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlage mit wassergekühlter Turbine

Die energetischen Daten für den Abhitzedampferzeuger sind ähnlich denen der offenen Dampfkühlung, doch führt der geringe Druckverlust des Kühlfluids beim Durchströmen der Gasturbinenschaufeln zu einem höheren Wirkungsgrad im Dampfturbinenteil. Der Betrieb der wassergekühlten Gasturbine in einer GuD-Anlage mit Entnahmen von Wasser und Dampf aus und Einspeisungen in den Dampfkreislauf führt zu einer Leistungssteigerung um annähernd 4 % und einer Anhebung des Wirkungsgrades von 2,1 Prozentpunkten (Bild 4.30).

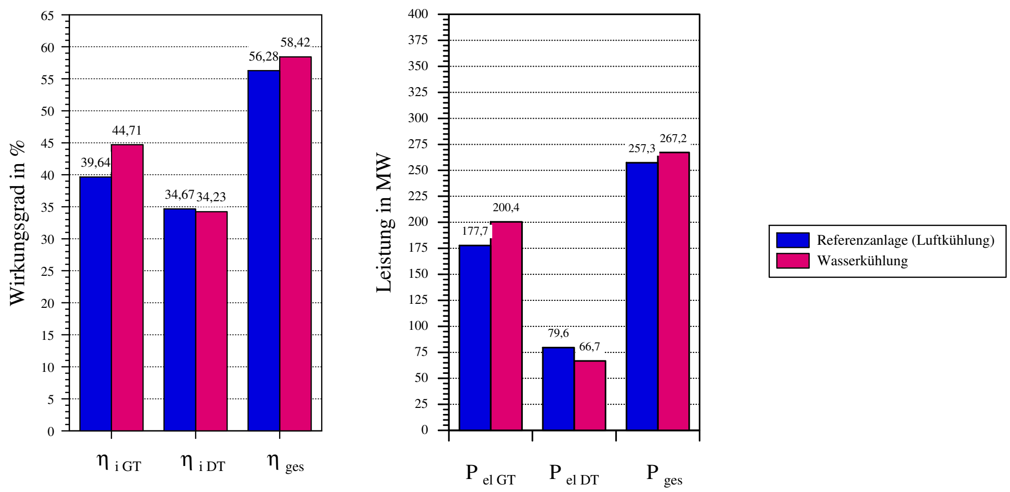

Bild 4.30: Leistungsdaten der GuD-Anlage mit wassergekühlter Gasturbine

Detaillierte Aussagen darüber, ob in den Laufschaufeln eine beginnende Verdampfung an den Schaufelspitzen zu allen Zeiten ausgeschlossen werden kann, können nur genauere Berechnungen liefern. Verlässliche Angaben zu Leckagen, d. h. wo sie auftreten, wieviel Wasser entweicht und ob austretende Wassertropfen die Turbinenschaufeln gefährden könnten, können erst nach experimentellen Untersuchungen gemacht werden. Wie die wärmedämmende Beschichtung an den Kühlkanälen anzubringen ist, die für die Begrenzung der thermischen Spannungen in der Schaufelwand unabdingbar ist, ist noch nicht geklärt. Neben der Auswahl eines geeigneten Dämmmaterials erfordert insbesondere die technische Ausführung des präzise in die Schaufel eingepassten Kerns mit definierter Wandstärke und kleinen Kühlkanälen weitergehende Untersuchungen.

Geschlossene Wasserkühlung nur für Leiträder

Insbesondere wegen der hohen Kühlwasserdrücke in den Rotorschaufeln werden in einer weiteren Schaltung nur die Leiträder mit Wasser und die Laufräder konventionell mit Luft gekühlt. Wie zu erwarten sind die Leistungs- und Wirkungsgradeinbußen beträchtlich.

Obwohl für die Kühlung der Laufräder zusätzlich 46,8 kg/s verdichtete Luft bereitgestellt werden, sinkt die Verdichter-Leistung um mehr als 2 %. Ursache hierfür ist das um 16 % niedrigere, erforderliche Verdichter-Druckverhältnis, welches die Stufenzahl um zwei Stufen und die Verdichter-Austrittstemperatur um 35 K herabsetzt.

Das niedrigere Turbinen-Druckverhältnis und der um 3,5 % reduzierte Heißgasstrom am Turbineneintritt ermöglichen die Entspannung in einer vierstufigen Turbine. Im Vergleich zur reinen Dampfkühlung erzeugt die Gasturbinen-Anlage eine um 4,5 % verringerte elektrische Leistung bei einem Wirkungsgradabfall von 3 Prozentpunkten. Es verbleibt, verglichen mit der Referenzanlage, eine Leistungssteigerung von 5 % bei einem um 2 Prozentpunkte erhöhtem Wirkungsgrad.

Beim Betrieb dieser Gasturbine in einer Kombianlage kann im Abhitzedampferzeuger 66 kg/s Frischdampf für die Dampfturbine erzeugt werden, was, im Verhältnis zur Referenz-GuD-Anlage, zu einer um 10 % verminderten elektrischen Leistung im Dampfturbinenteil führt. Von den geschlossenen Kühlarten bewirkt die wassergekühlte Gasturbine in der GuD-Anlage die geringste Steigerung der elektrischen Gesamtleistung von 0,8 % wie auch des Gesamtwirkungsgrades von 0,4 Prozentpunkten.

4.4 Verdampfungskühlung

Die große Verdampfungsenthalpie von Wasser für die Kühlung der Turbinenbeschaufelung zu nutzen ist eine weitergehende Variation der Schaufelkühlung (Bild 4.31).

Die Verdampfung des Wassers sorgt für eine sehr effektive Kühlung, da

- die große Verdampfungsenthalpie des Wassers die erforderlichen Kühlmassenströme vermindert,
- der ausgezeichnete Wärmeübergang die zur Wärmeübertragung erforderliche Oberfläche verringert,

- die Verdampfung eine konstante Temperatur entlang des Strömungsweges durch die Kühlkanäle bewirkt.

Letzteres bewirkt eine nahezu gleichbleibende Temperatur entlang der Schaufel.

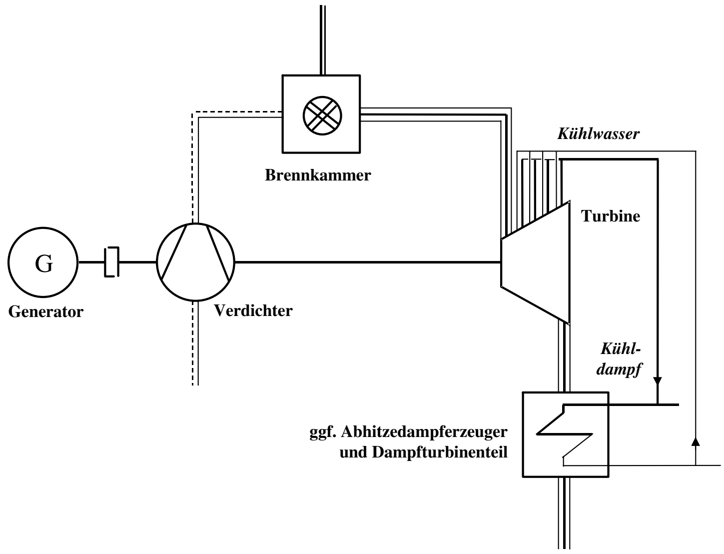

Bild 4.31: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit Verdampfungskühlung

Konzept der Verdampfungskühlung

Wird der Beschaufelung das Wasser bei annähernd Siedetemperatur zugeführt, verdampft dieses entlang seines Strömungsweges bis zum Austritt aus den Schaufeln.

Während der Verdampfung ist jedoch der Wärmeübergang so gut, dass die Temperatur an der Innenwand der Schaufel nur geringfügig über der Temperatur des Verdampfungsmediums liegt. Folglich ist eine Anhebung dieser Temperatur erforderlich, um zu hohe Spannungen zu vermeiden.
Wie schon bei der Wasserkühlung schafft eine wärmedämmende Beschichtung in den Kühlkanälen Abhilfe, die den Temperaturgradienten in der Schaufelwand auf einen zulässigen Wert zurückführt (siehe Bild 4.21).

Die Dicke dieser Wärmedämmschicht wird durch den minimal notwendigen Wärmestrom bestimmt, der erforderlich ist, um die maximal zulässige, „gasseitige“Schaufelwandtemperatur einzuhalten.

Wegen des nur geringen, an das Kühlfluid übertragenen Wärmestromes, ändert sich auch die Totaltemperatur des Heißgases entlang des Strömungsweges im Schaufelgitter nur wenig.

Physikalische Effekte der Verdampfungskühlung

Die Drehung des Rotors bewirkt auch hier einen anderen Druckverlauf über den Strömungsweg des Kühlfluids als im Stator. Die Rechenergebnisse sind in Bild 4.32

dargestellt.

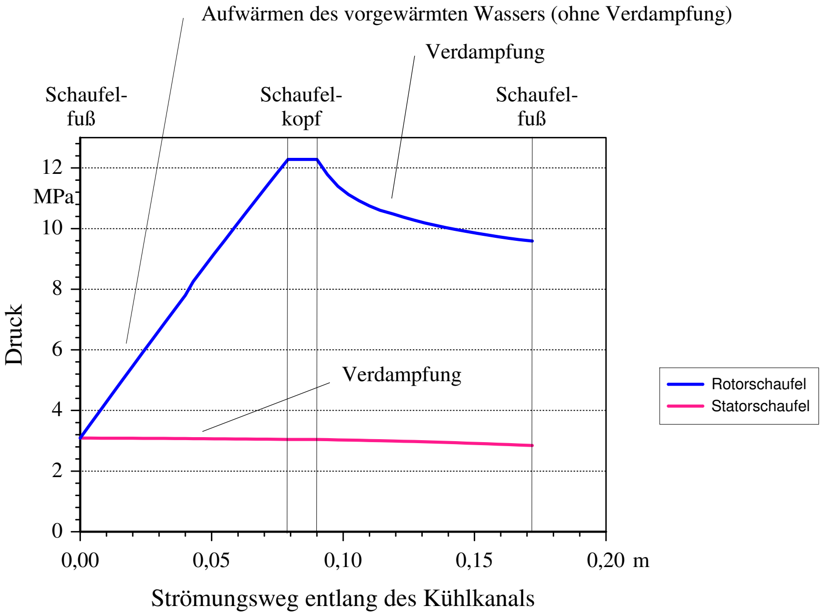

Bild 4.32: Druckverlauf des Kühlwassers/-dampfes über dem Strömungsweg im Schaufelkanal der 1. Stufe

Der Druckanstieg im Rotor ergibt sich aus den Fliehkräften, die die Verdampfung behindern. Parallel dazu steigt die Kühlwassertemperatur durch die kontinuierliche Wärmezufuhr vom Heißgas fast bis auf Siedetemperatur an. Der Druckverlust am Schaufelkopf wurde entsprechend dem einer Rohrströmung mit Umlenkung abgeschätzt. Mögliche Ablösungen sind nicht berücksichtigt. Nach der Umlenkung der Strömung am Schaufelkopf bewirken die Fliehkräfte einen Druckabfall, der die Verdampfung fördert. Bei fortschreitender Verdampfung verringert sich die Dichte des Kühlfluids, so dass die Druckänderung in Abhängigkeit vom Radius geringer wird. Daher verbleibt eine beträchtliche Drucksteigerung des Kühldampfes am Austritt aus der Rotorschaufel.

Um den Schaufelwerkstoff so hoch wie möglich zu belasten, soll der Temperaturverlauf an der Außenwand der verdampfungsgekühlten Schaufel annähernd konstant sein. Diese Vorgabe wurde über die Variation der Strömungsquerschnitte für die Hin- und Rückströmung des Kühlmediums erreicht. Beispielhaft sind die berechneten Wandtemperaturen wie auch die Temperaturen in den Wärmedämmschichten entlang des Strömungsweges für das Leitrad (Bild 4.33) und Laufrad (Bild 4.34) der 1. Stufe dargestellt.

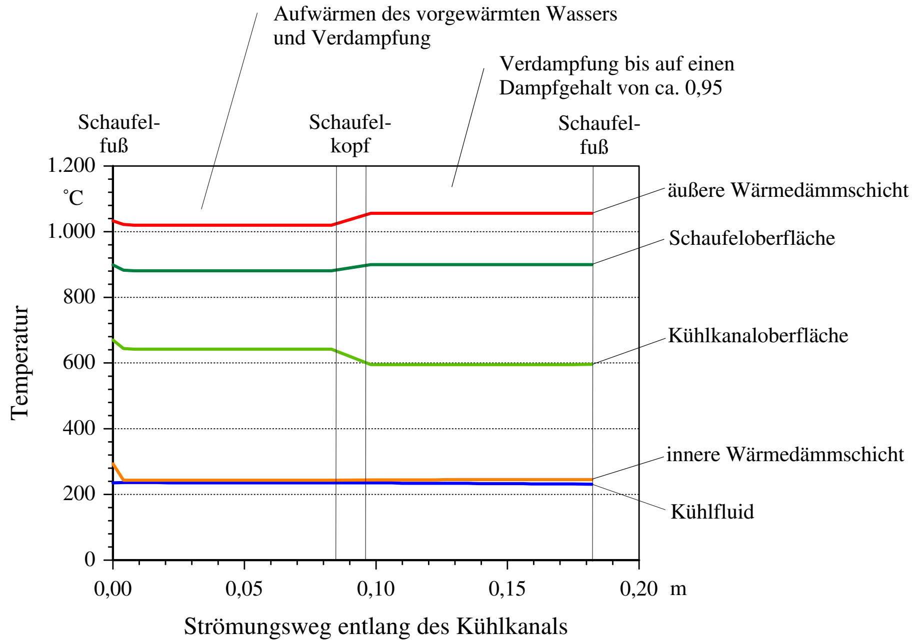

Bild 4.33: Temperaturverlauf über dem Strömungsweg im Kühlkanal des 1. Leitrades

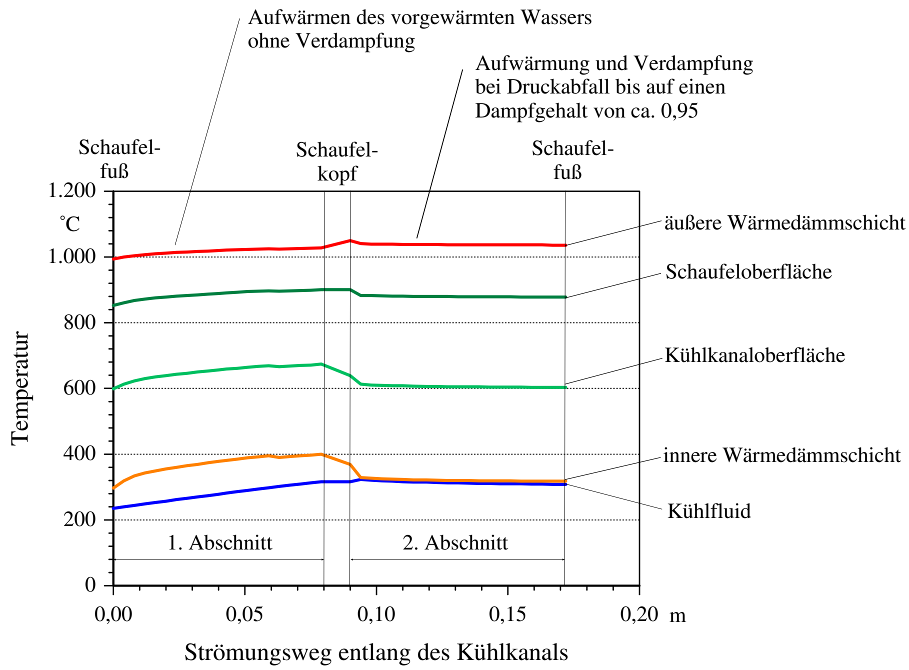

Bild 4.34: Temperaturverlauf über dem Strömungsweg im Kühlkanal des 1. Laufrades

Deutlich ist zu erkennen, dass die Temperatur über die gesamte Schaufeloberfläche annähernd konstant ist mit lediglich leichten Veränderungen am Schaufelfuß und Schaufelkopf. Sie variiert nicht, wie bei der Luftkühlung, um bis zu 100 K vom Eintritt in die Schaufel bis zum Austritt. Um eine Überhitzung des Kühldampfes zu vermeiden, was einen starken Anstieg der Wandtemperaturen am Austritt aus der Schaufel zur Folge hätte, wurde aus werkstofftechnischen Gründen ein Sicherheitsabstand von 5 % zur vollständigen Verdampfung gewählt.

Hingegen sind im 1. Laufrad die Temperaturverläufe im 1. Abschnitt des Strömungsweges deutlich verschieden. Ursache hierfür ist der Druckanstieg und die damit verbundene Anhebung der Verdampfungstemperatur, die zu einer Verschiebung des Verdampfungsbeginns auf den 2. Abschnitt führt.
Der schlechtere Wärmeübergang zwischen dem Wasser und der inneren Wärmedämmschicht ist gut an dem größeren Temperaturabstand im 1. Abschnitt erkennbar.

Die an der 1. Stufe beispielhaft dargestellte Verdampfungskühlung wird, soweit notwendig, auf die folgenden Stufen des Stators angewandt werden.

Wegen des unzulässigen Druckanstieges bei zunehmender Schaufellänge wird dagegen beim Rotor der Nassdampf aus den Laufrädern 1 und 2 zur Kühlung der Laufräder 3 und 4 verwendet und dabei überhitzt (Bild 4.35).
Im Stator der 4. Stufe wird eine ähnliche Vorgehensweise angewandt, um auch dort, nach dem Verdampfen, überhitzten Dampf zu erzeugen.

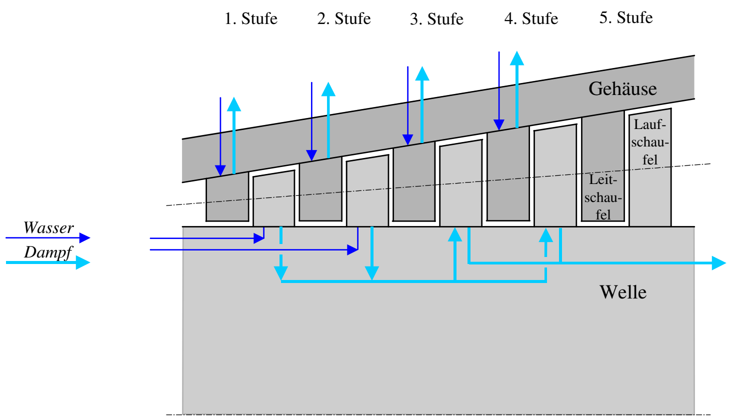

Bild 4.35: Strömungsführung des Kühlfluids in der verdampfungsgekühlten Turbine

In Analogie zu den anderen geschlossenen Kühlarten bleibt die 5. Stufe ungekühlt.

Einbindung der Verdampfungskühlung in eine GuD-Anlage

Optimal kommt die Verdampfungskühlung in einer Kombianlage mit Überhitzung des Kühldampfes im Abhitzedampferzeuger und Entspannung in der Dampfturbine zum Einsatz. Der bereits in den Gasturbinenschaufeln überhitze Kühldampf kann unmittelbar in der Dampfturbine Arbeit leisten (Bild 4.36).

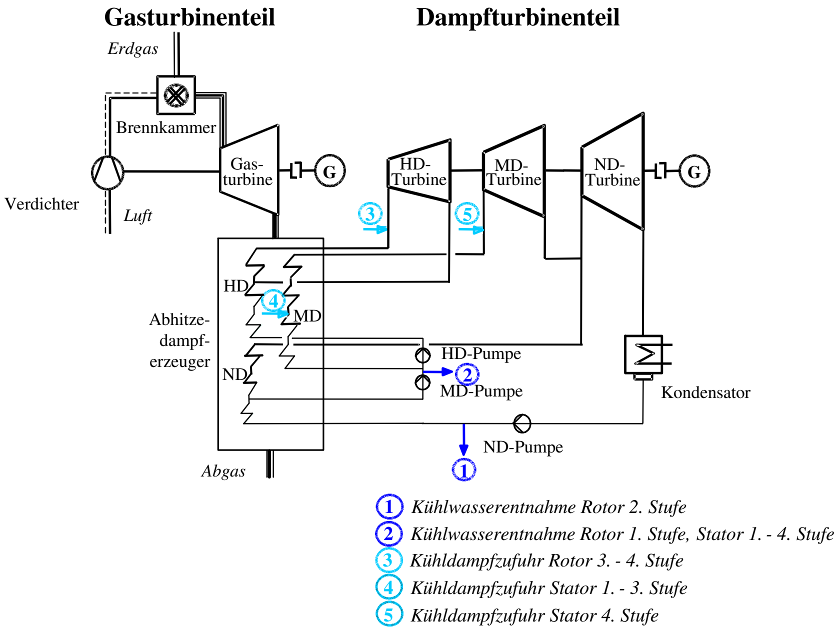

Bild 4.36: Schaltbild einer GuD-Anlage mit Kühlwasserentnahmen für die Verdampfungskühlung und Kühldampfzuführung in den Dampfkreislauf

Somit kann ein Teil der durch den Wärmeentzug in der Gasturbine abgeführten Energie durch Einspeisung des Kühldampfes in die Dampfturbine zurückgewonnen werden kann. Aus dem Nachteil der geschlossenen Kühlung für den Gasturbinenprozess wird somit ein Vorteil für den GuD-Prozess.

Insgesamt werden dem Dampfkreislauf gut 7 % des zu verdampfenden Wassers zu Kühlzwecken in der Gasturbine entnommen. Dieser muss im Abhitzedampferzeuger teilweise nicht vorgewärmt, verdampft und überhitzt werden.

Auswirkungen der Verdampfungskühlung auf den Gasturbinenprozess

Die Zustandsänderungen in der Gasturbine mit Verdampfungskühlung können sehr gut im T, s-Diagramm in Bild 4.37 nachvollzogen werden. Lt. Vorgabe werden wesentliche Größen gleich denen der Referenz-Gasturbinenanlage [40] gehalten.

Um die gleiche, gewünschte Turbinen-Austrittstemperatur zu erreichen, wurde das Verdichterdruckverhältnis um mehr als 50 % erhöht. Dies führt zu einer Erweiterung des Verdichters um 6 Stufen und bewirkt eine Erhöhung der Austrittstemperatur von 400 °C auf 490 °C. Ausgeglichen wird dieser Mehraufwand für den Verdichter aber durch den Wegfall der Kühlluftentnahmen.

Durch die erhöhte Verdichter-Austrittstemperatur wird bei gleichem Brennstoffenergiestrom ein um 9 % höherer Heißgasmassenstrom in der Brennkammer erzeugt.

Die gute Kühlwirkung und die daraus resultierenden niedrigen Kühlmassenströme verdeutlicht die Differenz zwischen der physikalischen Turbinen-Eintrittstemperatur und der ISO-Turbinen-Eintrittstemperatur, welche bei der Verdampfungskühlung

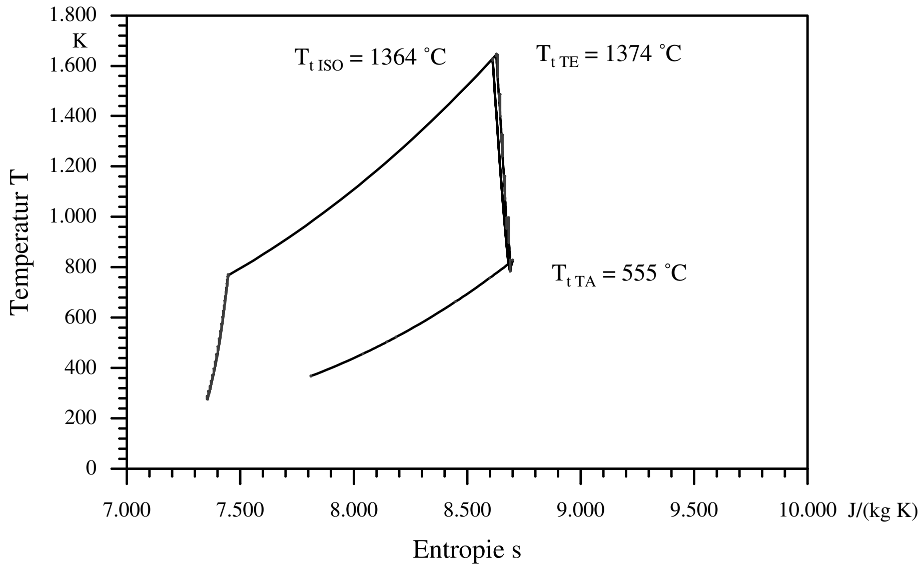

Bild 4.37: Zustandsänderungen in der verdampfungsgekühlten Gasturbine im T, s-Diagramm

nur 15 K beträgt an Stelle von 196 K bei der Luftkühlung.

Leistungsdaten

Die große Verdampfungsenthalpie von Wasser vermindert den erforderlichen Kühlmassenstrom um 95 %. Um die Vergleichbarkeit mit der Referenzanlage zu gewährleisten, erfordert die Verdampfungskühlung der Turbinenbeschaufelung eine Anhebung des Leistungsbedarfs des Verdichters um 13 %, was zu einer Steigerung der elektrischen Leistung der Turbine von 13 % führt. Für die Gasturbinen-Anlage bedeutet dies eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 5,3 Prozentpunkte und eine Leistungssteigerung um mehr als 13 % (Bild 4.38).

Durch die Einspeisung des in den Gasturbinenschaufeln verdampften Kühlfluids in den HD- und MD-Teil des Wasser-/Dampfkreislaufes, kann insbesondere der HD-Turbine ein größerer Frischdampfmassenstrom zugeführt werden. So liegt, trotz niedrigerem Gesamtmassenstrom, der Wirkungsgrad mit 36 % deutlich über dem der Referenzdampfturbine.

Bei Einbau der Gasturbine mit verdampfungsgekühlter Turbinenbeschaufelung in eine GuD-Anlage bewirkt der um etwa 12 % niedrigere Austrittsmassenstrom aus der Gasturbine eine um mehr als 9 % kleinere Abgabeleistung im Dampfturbinenprozess. Für die Kombianlage bedeutet dies eine Anhebung des Wirkungsgrades von 3,9 Prozentpunkten und eine Leistungssteigerung um mehr als 7 % (Bild 4.39).

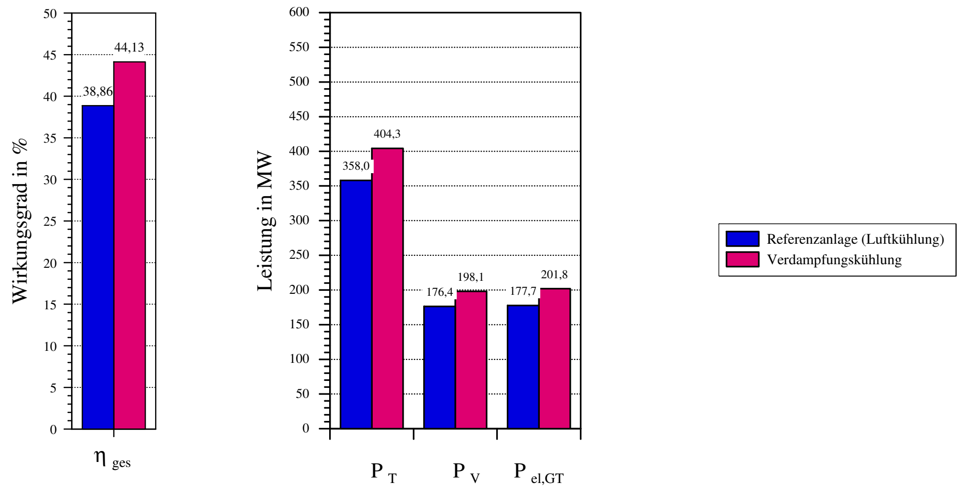

Bild 4.38: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlage mit verdampfungsgekühlter Turbine

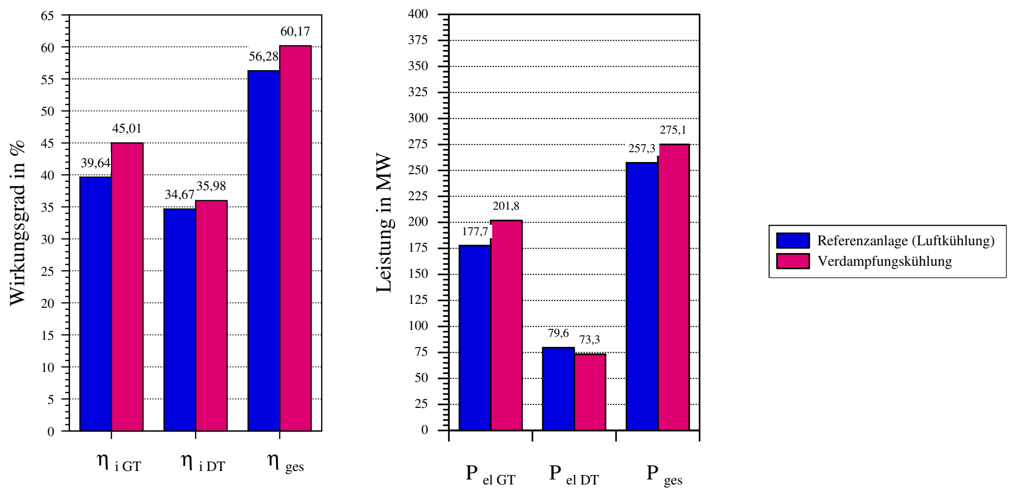

Bild 4.39: Leistungsdaten der GuD-Anlage mit verdampfungsgekühlter Gasturbine

Insbesondere im Nassdampfgebiet ist die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten mit großen Unsicherheiten behaftet. Es bedarf noch genauerer Simulationen und experimenteller Untersuchungen, um auszuschließen, dass in den Laufschaufeln eine beginnende Verdampfung mit anschließender Kondensation an den Schaufelspitzen auftritt und dort zu Beschädigungen führt.

Verdampfungskühlung nur für Leiträder

Wie zu erwarten, liefert, vorzugsweise bei Einsatz in der GuD-Anlage, die Verdampfungskühlung der Leitradschaufeln in Verbindung mit der technisch einfacher auszuführenden Kühlung der Laufräder mit Luft die besten Ergebnisse.

Die Absenkung des Verdichterdruckverhältnisses um 12 % bewirkt einen um mehr als 1 % geringeren Leistungsbedarf des Verdichters, obwohl zusätzlich 45 kg/s Kühlluft für die Laufräder erforderlich sind, und senkt die Stufenzahl um drei Stufen.

Die um 30 K niedrigere Verdichter-Austrittstemperatur führt zu einer um 3 % geringeren Heißgaszufuhr am Turbineneintritt. So erreicht die Gasturbinen-Anlage, verglichen mit der ausschließlichen Verdampfungskühlung, eine um 7,4 % verringerte elektrische Leistung bei einer Wirkungsgradeinbuße von 3,3 Prozentpunkten. Im Verhältnis zur Referenzanlage ergibt sich eine Leistungssteigerung von 5 % bei einer Erhöhung des Wirkungsgrades von 2 Prozentpunkten.

Durch den um 8,2 % größeren Abgasmassenstrom der Gasturbine wird im Abhitzedampferzeuger mit 66,8 kg/s der größte Frischdampfmassenstrom aller untersuchter Variationen der Fremdkühlung für die Dampfturbine erzeugt.

Damit produziert sie, verglichen mit der Referenz-GuD-Anlage, eine nur um 6 % reduzierte elektrische Leistung bei konstantem Wirkungsgrad im Dampfturbinenteil. Die elektrische Gesamtleistung steigt um 2 %, was gleichzusetzen ist mit einer Anhebung des Gesamtwirkungsgrades von 1,1 Prozentpunkten.

4.5 Brennstoffeinspritzung

Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung des Gasturbinenprozesses ist, das von dem Dampfprozess wohlbekannte Prinzip der Zwischenüberhitzung auf den Gasturbinenprozess zu übertragen. Dabei wird, nach einer ersten Teilentspannung der Verbrennungsgase, dem Prozess ein zweites Mal und möglicherweise auch drittes Mal Brennstoffenergie zugeführt. Dadurch wird die Temperatur in der Turbine wieder angehoben und es erhöhen sich die Leistung und der Wirkungsgrad der Gasturbinen-Anlage.

Auf dem Kraftwerksmarkt existiert gegenwärtig eine Gasturbine mit sequentieller Verbrennung, bei der zwei Ringbrennkammern hintereinander geschaltet sind. Sie wurde jedoch nach dem Prinzip konstruiert, die Leistung und den Wirkungsgrad auf dem heutigen Stand der Technik zu halten, ohne die Turbinen-Eintrittstemperaturen auf derzeit übliche Werte zu steigern [18].
Ihr haftet jedoch der Nachteil einer zweiten Brennkammer an, mit den dazugehörigen Verlusten durch die Verzögerung der Gasgeschwindigkeit in einem Diffusor und der Beschleunigung auf die für die folgende Stufe notwendige Geschwindigkeit. Zudem ist der apparative Aufwand für den Bau der zweiten Brennkammer sehr groß.
Des Weiteren wird das Leistungsvermögen der Turbine mit Zwischenverbrennung bei der niedrigen Turbinen-Eintrittstemperatur nicht voll ausgeschöpft.

Bild 4.40 zeigt das Prinzipschaubild der Gasturbinen-Anlage mit gestufter Zwischenverbrennung in der Turbine und Wahl weiser Abwärmenutzung durch einen nachgeschalteten Dampfturbinenteil.

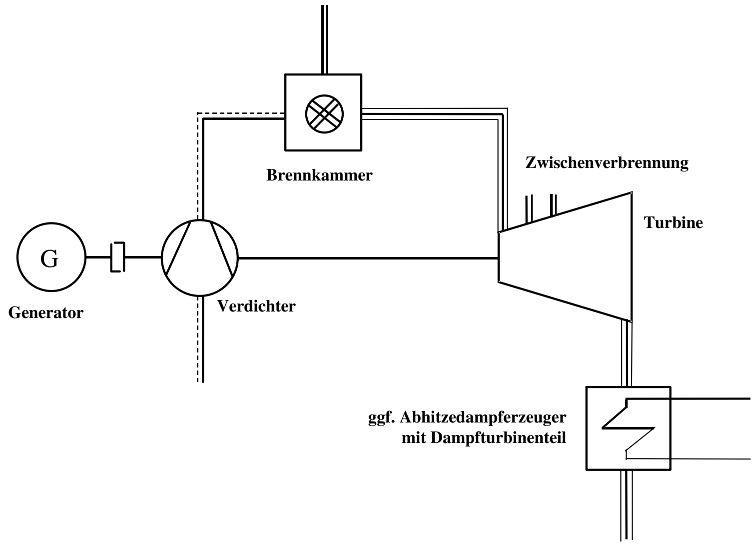

Bild 4.40: Schaltplan einer Gasturbinen-Anlage mit gestufter Zwischenverbrennung

Die zusätzliche Energiezufuhr im Expansionsprozess der Gasturbine birgt ein höheres Potential zur Steigerung des Wirkungsgrades als die weitere Anhebung der Turbinen-Eintrittstemperatur, die im Augenblick wegen der maximal zulässigen Schaufelwandtemperaturen nicht möglich erscheint.

Aus diesen Gründen wurde die Berücksichtigung einer Energiezufuhr durch eine zusätzliche Verbrennung innerhalb der Turbine angedacht. Die Zwischenverbrennung in der Turbine sorgt für eine erhebliche Leistungssteigerung bei verbessertem Wirkungsgrad, da:

- die zusätzliche Energiezufuhr im Expansionsprozess der Turbine zu einer erneuten Anhebung der Heißgastemperatur führt,
- die Druckerhöhung im Prozess sinnvoll wird ohne weitere Steigerung der Turbinen-Eintrittstemperatur und
- die radial veränderliche Verteilung der Heißgastemperatur wie auch der spezifischen technischen Arbeit eine für die Schaufeln besser zu ertragende Beanspruchung bewirkt.

Konzept der Zwischenverbrennung in der Turbine

Nach der Expansion der Verbrennungsgase in der 1. Stufe soll deren Temperatur wieder angehoben werden. Dazu wird dem sehr sauerstoffhaltigen Verbrennungsgas in einem schmalen Ringraum vor dem Leitrad der 2. Stufe Brennstoff zugeführt, der wegen der hohen Heißgastemperatur selbsttätig zündet [39]. Der Maximalwert für die Flammentemperatur sollte niedriger liegen als die Turbinen-Eintrittstemperatur, damit bezüglich der Materialauswahl für die längeren und damit höher belasteten Schaufeln der 2. Turbinenstufe kein zusätzlicher Aufwand erforderlich ist.

Die einfachste Möglichkeit stellt die Zufuhr des Brennstoffes über einen Ring in der Gehäusewand zwischen dem ersten Laufrad und zweiten Leitrad dar. Dort ist sie technisch leichter zu verwirklichen und erzeugt zudem eine radial veränderliche Temperaturverteilung über dem Turbinenquerschnitt. So lassen sich am Außenradius höhere Temperaturen verwirklichen, an dem eine höhere Belastung auch besser zu ertragen ist, und am Innenradius niedrigere.

Als Brennstoff wird in der untersuchten Gasturbinen-Anlage Erdgas eingesetzt, der wegen der großen Reaktionskonstanten schnell verbrennt. Optimaler Ort für das Einbringen des Brennstoffes wäre die Hinterkante des ersten Laufrades, da von dort der Mischungsweg und damit die Reaktionszeit bis zum Auftreffen der Reaktionsfront auf die Laufschaufeln der folgenden Stufe maximal wird (Bild 4.41).

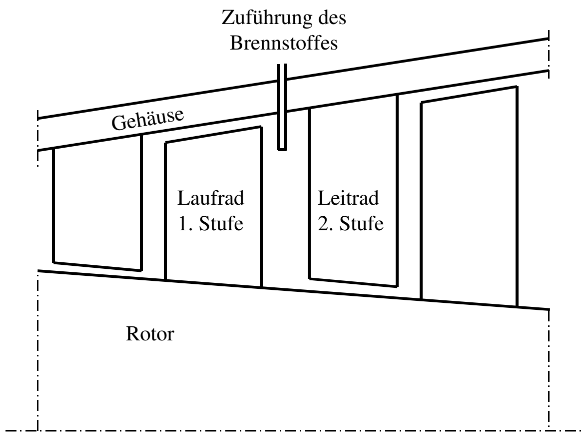

Bild 4.41: Zuleitung des Brennstoffes Erdgas in die Turbine, dargestellt im Meridianschnitt

Werden die Zuleitungen jeweils mittig zwischen zwei Leitschaufeln angeordnet, so liegt die heiße Verbrennungszone im größtmöglichen Abstand zu den Schaufeloberflächen (Bild 4.42). Durch wärmedämmende Beschichtungen und intensive Filmkühlung muss sichergestellt sein, dass die Schaufeln nicht durch eine zu hohe Wandtemperatur gefährdet werden.

Es steht somit die gesamte Abmessung des Leitschaufelkanals zur Verfügung, um eine abgeschlossene Verbrennung zu erzielen, bevor das Heißgas in Interaktion mit der rotierenden Laufschaufelreihe tritt.

Denkbar ist auch eine weitere Brennstoffzuführung zwischen dem zweiten Laufrad und dritten Leitrad. Hierbei ist die Gasturbine in jedem Fall auf fünf Stufen zu erweitern, um das zusätzliche Energieangebot abzubauen.

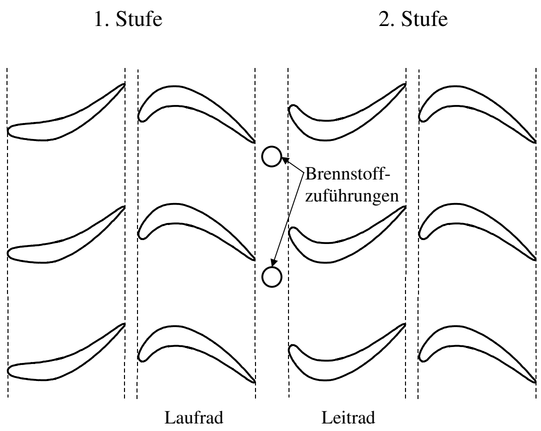

Bild 4.42: Lage der Brennstoffzuführungen im abgewickelten Zylinderschnitt der Turbine

Verbrennung von Erdgas

Hinsichtlich der Erdgasverbrennung kann gesagt werde, dass bei gasförmigen Brennstoffen der Mischungsvorgang des Brennstoffes mit dem Heißgas der zeitbestimmende Faktor ist. Vor der Verbrennung sollte der Brennstoff vorgewärmt werden. Das nach der Aufheizung entstehende Brennstoff-Heißgas-Gemisch zündet unter den gegebenen Bedingungen, überstöchiometrisches Sauerstoffangebot und hohe Temperatur, selbsttätig [16].

Vor der Umsetzung der Zwischenverbrennung sind noch detaillierte Untersuchungen zur Verteilung, Vermischung, Zündung und vollständigen Verbrennung des Brennstoffs erforderlich. Noch zu lösen ist auch die technische Ausführung der Brennstoffzufuhr, damit sich eine stabile Flamme ausbildet für einen sicheren Anlagenbetrieb.

Bei dem geringen Massenstrom des Brennstoffes von nur 1 $\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$ im Vergleich zum Heißgas mit 400 $\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$ erscheint es kaum möglich, von der Gehäusewand aus einen Strahl auszubilden, der radial weit genug in die Turbine hineinreicht. Durch die starke Queranströmung, die Meridiangeschwindigkeit des Arbeitsgases beträgt an dieser Stelle ca. 190 $\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$ und liegt damit höher als die Einströmgeschwindigkeit des Brennstoffes, wird das Erdgas vom Heißgasmassenstrom mitgerissen, sozusagen „verweht" [17].

Es muss daher eine andere konstruktive Gestaltung vorgesehen werden.

Eine Möglichkeit wäre, das Brenngas wie die Kühlluft in den Schaufeln zu führen und über Bohrungen durch den Kühlfilm hindurch in das Heißgas zu leiten. Da für die Zuleitung wegen der geringen Dichte von Erdgas ein Durchmesser von mehr als 10 mm erforderlich wäre, könnte der Brennstoff nicht an der Nase der Schaufel austreten, da bei dem hohen Temperaturniveau des Heißgases von mehr als 1100 °C dort eine Filmkühlung zwingend erforderlich ist. Folglich verkürzt sich beim Einbringen des Brennstoffes bis zur Schaufelmitte der für die Verbrennung zur Verfügung stehende Raum und die Zeit, bevor die Reaktionsfront auf die Laufschaufelreihe trifft. Eine weitere Schwierigkeit stellt das Strömen des Brennstoffstrahles durch den Kühlfilm dar. Gelingt dies nicht oder nur unzureichend, führt die Verbrennung in Schaufelnähe zu einer hohen Wandtemperatur, welche die wärmedämmenden Beschichtungen und die Schaufeln gefährdet.

Die bessere Alternative stellt die Zufuhr über eine ausschließlich mit Brennstoff gekühlte Lanze bis in die gewünschte Verbrennungstiefe dar, damit eine Reaktion in Schaufelnähe vermieden wird (siehe Bild 4.41). Derartige Konstruktionen sind bei den Brennkammern von Flugtriebwerken, aber auch bei stationären Triebwerken, gegenwärtig Stand der Technik.

Um die aerodynamischen Verluste zu verringern, könnte diese Brennstoffzuführung auch in Form einer Vorleitschaufel vor Leitrad 2, die ausschließlich konvektionsgekühlt ist durch den Brennstoff, ausgeführt werden.

Da bedingt durch die fluktuierende Flamme eine unzulässige thermische Belastung der Schaufeloberflächen auftreten könnte, sind möglicherweise auch alternative Schaufelkühlverfahren in Betracht zu ziehen.
An Stelle der Kühlluft böte sich, wegen der guten Kühlwirkung, auch Dampf als Kühlmedium an, der entweder offen oder geschlossen durch die Kühlkanäle geführt werden könnte. Im geschlossenen Kreislauf könnte auch Kühlwasser zum Einsatz kommen oder die Verdampfungskühlung für ausreichend niedrige Schaufelwandtemperaturen sorgen.

Berechnungsmethoden

Die Berücksichtigung der Energiezufuhr innerhalb der Turbine durch zusätzliche Verbrennung erfolgt durch die Simulation der Turbine mit einem quasi-2D-Programm, die anderen Komponenten der Gasturbinen-Anlage werden mit einer Mittelschnittsrechnung berechnet.

Basis der quasi-2D-Simulation ist die eindimensionale Berechnung (1D) der Zustandsänderungen in der Turbine entlang der Meridianstromfläche des mittleren Bezugsradius. Von dort aus wird das Strömungsvolumen jeweils an den Radien mit gleicher Aufteilung der Massenströme in Stromflächen bis zur Nabe und bis zum Gehäuse eingeteilt. Die Zustandsgrößen werden jeweils in den Kontrollebenen zwischen den Leit- und Laufrädern einer Stufe, d. h. den Ringflächen in jedem Spaltraum zwischen zwei Schaufelrädern, berechnet.

Für die Berechnung der Brennstoffzufuhr in der Turbine werden einige grundlegende Vereinfachungen getroffen:

- Die Zwischenverbrennung in der Turbine wird vor dem Leitrad der 2. oder auch vor dem Leitrad der 3. Stufe durchgeführt. Die Energiezufuhr durch die Verbrennung ist am Entritt in die Stufe abgeschlossen.

- Die Zusammensetzung des Verbrennungsgases ändert sich über dem Strömungsquerschnitt nicht. In einer Kontrollebene wird vereinfacht mit konstanter spezifischer Gaskonstante gerechnet.

- In den Kontrollebenen wird Rotationssymmetrie vorausgesetzt.

- Die Masseteilchen bewegen sich nur auf den Rotations-Strömungsflächen, d. h. die Masseteilchen verschiedener Stromflächen vermischen sich nicht miteinander.

Auslegungsvorgaben einer Turbinenstufe

Bis zum Austritt des Gases aus einer Stufe und insbesondere bis zum Austritt aus der Turbine sollen die radialen Verteilungen der Temperatur $T_2(r_2)$ und insbesondere der Axialgeschwindigkeit $c_{a_2}(r_2)$ der Strömung über dem Querschnitt annähernd ausgeglichen sein [24]. Die über dem Radius konstante Axialgeschwindigkeit kann durch die gezielte Vorgabe eines Profils der spezifischen technischen Arbeit über dem Radius $w_t(r_0)$ erreicht werden. Im Rechenprogramm erfolgt die Festlegung des $w_t(r_0)$-Profils iterativ.

Um die Druckverteilung in den Stromflächen am Eintritt in die Stufen des Rotors zu bestimmen, muss die absolute Gasgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $c_{u_1}(r_1)$ bekannt sein. Sie wird aus der Eulergleichung bestimmt mit dier vorgegebenen spezifischen technischen Arbeit $w_t(r_0)$. Die Umfangsgeschwindigkeit $u_1(r_1)$ ergibt sich direkt aus dem Radius r_1. Die Radien der Stromflächen r_1, die bis dahin noch unbekannt sind, müssen geschätzt und iterativ verbessert werden.

Der chemische Wirkungsgrad der Zwischenverbrennung wird mit $\eta_c = 99$ % etwas niedriger angenommen als der der Brennkammer.

Auswirkungen der Zwischenverbrennung auf den Gasturbinenprozess

Optimiert werden in dieser Untersuchung die spezifische technische Arbeit bzw. die Leistung der Turbine sowie die zugeführten Brennstoffmengen. Die Optimierung ist insofern recht einfach, als die maximal mögliche Brennstoffzufuhr die besten Ergebnisse ergibt.

Da die Brennstoffzufuhr in dem „Außenbereich" der Turbine technisch leichter zu verwirklichen ist und eine höhere Belastung dort besser zu ertragen ist, wird sie durch eine Enthalpieerhöhung mit entsprechendem Profil vorgegeben. Die Optimierung nach dem größtmöglichen Wirkungsgrad ergibt das Maximum der Enthalpieverteilung bei ca. $\frac{3}{4}$ der Schaufelhöhe. Dies bringt den Vorteil mit sich, dass die thermische und strömungstechnische Belastung der Schaufelfüße des Laufrades in Nabennähe gering und die kritischen Abströmwinkel günstig sind. Das größere Energieangebot in den Außenbereichen kann in den folgenden Stufen abgebaut werden. Durch den kleineren Energieabbau in Nabennähe werden die Schwierigkeiten der kleinen Reaktionsgrade, insbesondere in den letzten Turbinenstufen, gemildert.

Die zusätzliche Verbrennung kann entweder nur nach der ersten Stufe oder auch nach der zweiten Stufe der Turbine vorgesehen werden. Im Rechenprogramm wird die zusätzliche Energiezufuhr durch eine Enthalpieerhöhung mit einem entsprechenden, radialen Profil vorgegeben.

4.5.1 Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

Zunächst wird nur soviel Brennstoff zugeführt, dass entsprechend der Referenzanlage das Energieangebot in vier Stufen abgebaut werden kann. Dadurch wird jedoch der zusätzlich zugeführte Energiestrom auf 55,55 MW begrenzt.

Auf Grund der Vorgabe, die Axialgeschwindigkeiten der Gasströmung am Austritt jeder Stufe über dem Radius konstant zu halten, variieren die spezifischen Arbeiten der einzelnen Stufen über dem Radius. Die Rechenergebnisse sind in Bild 4.43 dargestellt.

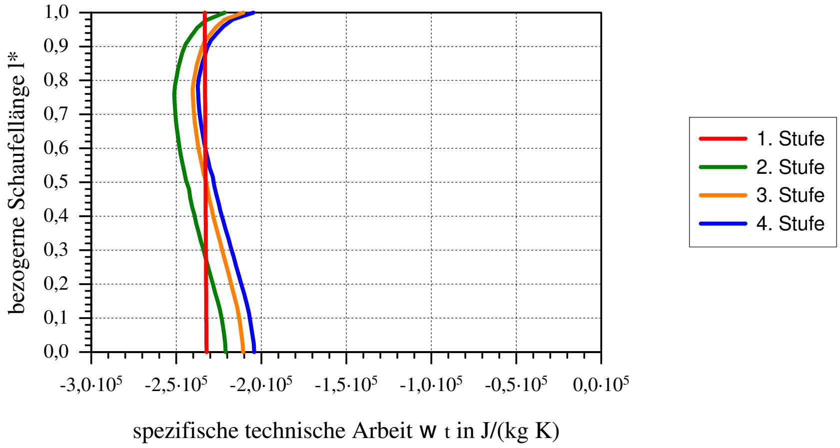

Bild 4.43: Spezifische technische Arbeiten über der bezogenen Schaufelhöhe am Eintritt in die Stufen einer Turbine mit Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

Die Forderung, auch die Temperaturunterschiede über dem Radius innerhalb der mehrstufigen Turbine abzubauen, wird hingegen nicht ganz erfüllt. Bild 4.44 zeigt die vorgegebenen Temperaturerhöhung am Ende der ersten Stufe sowie die Rechenergebnisse für die restlichen Stufen.

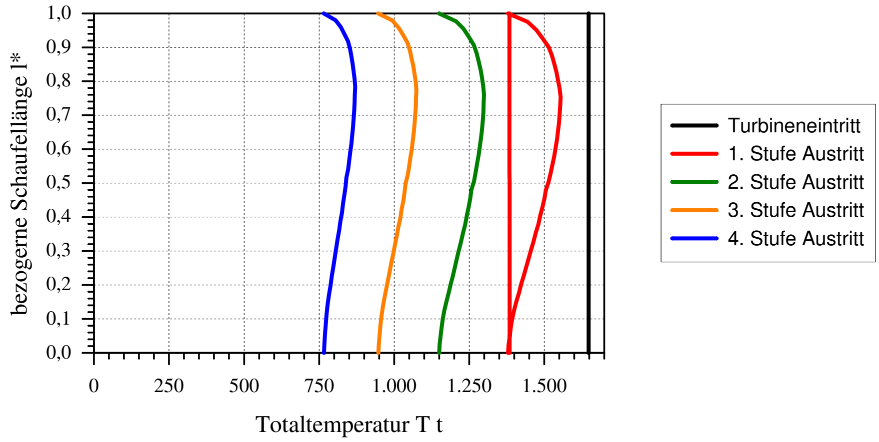

Bild 4.44: Totaltemperatur des Heißgases über der bezogenen Schaufelhöhe am Eintritt in die Stufen einer Turbine mit Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

Den Prozessverlauf in der Turbine verdeutlicht das T,s-Diagramm in Bild 4.45. Lt. Vorgabe werden wesentliche Größen gleich denen der Referenz-Gasturbinenanlage [40] gehalten.

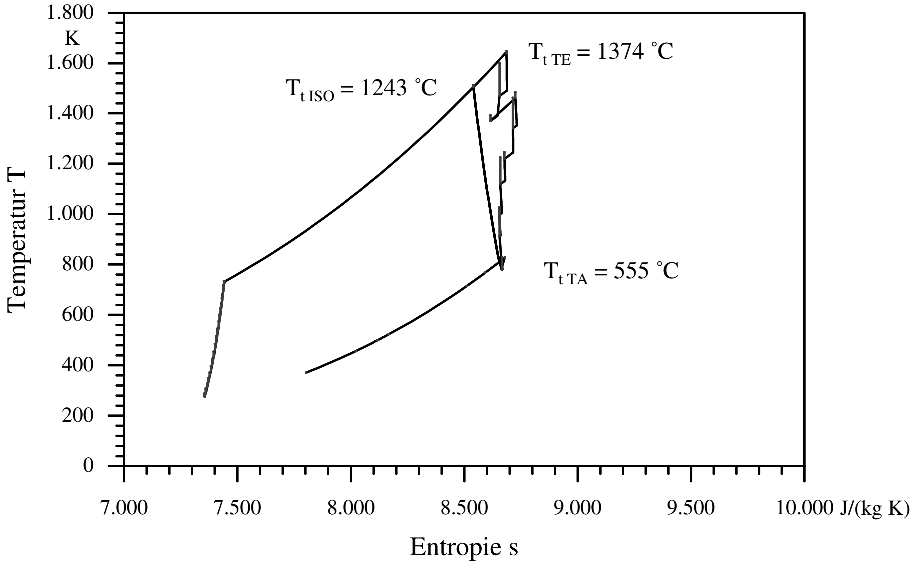

Bild 4.45: Zustandsänderungen in der Gasturbine mit Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe im T,s-Diagramm

Um den vorgegebenen Turbinen-Austrittszustand zu erreichen, wird das Druckverhältnis um 14 % angehoben, was eine Erweiterung des Verdichters um vier Stufen erfordert. Dies führt natürlich zu einem gesteigerten Leistungsbedarf des Verdichters. Die Steigerung der Verdichter-Austrittstemperatur auf 450 °C bewirkt einen um 5 % höheren Heißgasmassenstrom bei konstanter Brennstoffenergiezufuhr in der Brennkammer. Durch die Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe erhöht sich der gesamte, der Gasturbine zugeführte Brennstoffenergiestrom um 11 %. Gleichzeitig ist zur Begrenzung der Schaufelwandtemperaturen ein um 27 % größerer Kühlluftmassenstrom erforderlich, der vom Verdichter bereit gestellt werden muss.

Bei der vierstufigen Gasturbine ist die Optimierung wegen der Strömungszustände an den Schaufelfüßen, d. h. der Gefahr einer Rückströmung in der Turbine, sehr schwierig.
Insgesamt ergibt sich, verglichen mit der Referenzanlage, eine Anhebung des Wirkungsgrades von etwa 1,6 Prozentpunkten und eine Steigerung der elektrischen Leistung von mehr als 16 % (Bild 4.46).

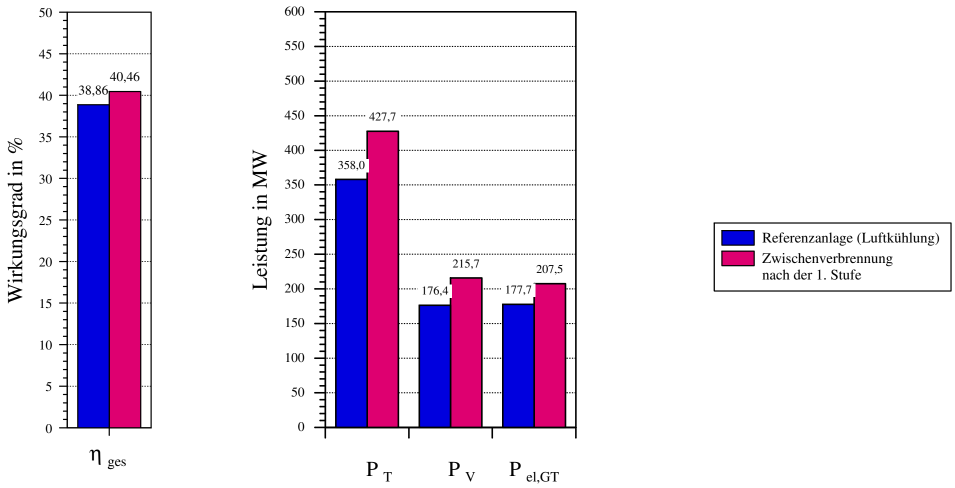

Bild 4.46: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

Speziell für die GuD-Anlage schafft die Zwischenverbrennung in der Turbine ein Potential.
Der um annähernd 10 % größere Abgasmassenstrom der Gasturbine erhöht die elektrische Leistung in der Dampfturbine um 5%. Verglichen mit der Referenz-GuD-Anlage verbessert sich der Gesamtwirkungsgrad um gut 0,6 Prozentpunkte und die elektrische Gesamtleistung steigt um mehr als 12 % (Bild 4.47).

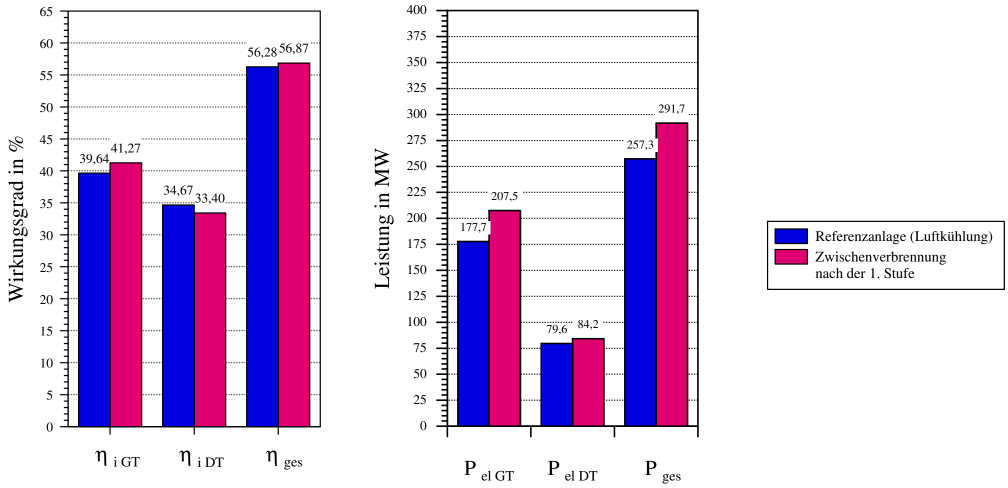

Bild 4.47: Leistungsdaten der GuD-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

4.5.2 Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe

Eine größere Steigerung der Abgabeleistung und des Wirkungsgrades ermöglicht die Zwischenverbrennung in der Turbine sowohl nach dem Laufrad der ersten Stufe wie auch nach dem Laufrad der zweiten Stufe. Vor dem Leitrad der 2. Stufe wird der Turbine über dem Umfang 1,8 $\frac{kg}{s}$ Erdgas zugeführt, was einem Brennstoff-Energiestrom von 89,94 MW entspricht. Um den Aufwand für den Bau und Betrieb des Verdichters nicht zu groß werden zu lassen, wurde das Druckverhältnis auf 30 begrenzt. Somit liegt die Brennstoffleistung insgesamt fest, d. h. es kann nach der 2. Stufe nur noch ca. 86 % der nach der 1. Stufe zugeführten Brennstoffmenge in die Turbine eingebracht werden.

Bei der zweifachen Zwischenverbrennung bereitet der Temperaturausgleich über dem Radius bis zum Austritt aus der Turbine jedoch erhebliche Schwierigkeiten. In Bild 4.48 sind die vorgegebene Temperaturerhöhung am Ende der ersten und zweiten Stufe sowie die Rechenergebnisse für die restlichen Stufen dargestellt.

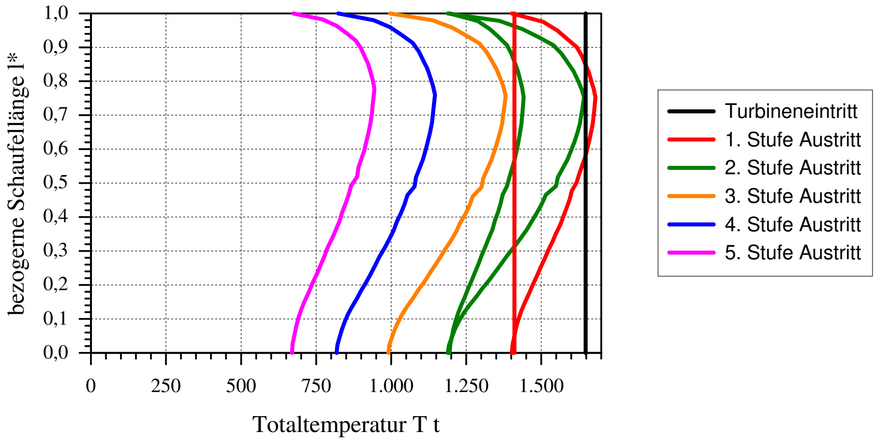

Bild 4.48: Totaltemperatur des Heißgases über der bezogenen Schaufelhöhe am Eintritt in die Stufen einer Turbine mit Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe

Bild 4.49 verdeutlicht den Prozess mit zweifacher Energiezufuhr in der Turbine. Lt. Vorgabe werden wesentliche Größen gleich denen der Referenz-Gasturbinenanlage [40] gehalten.

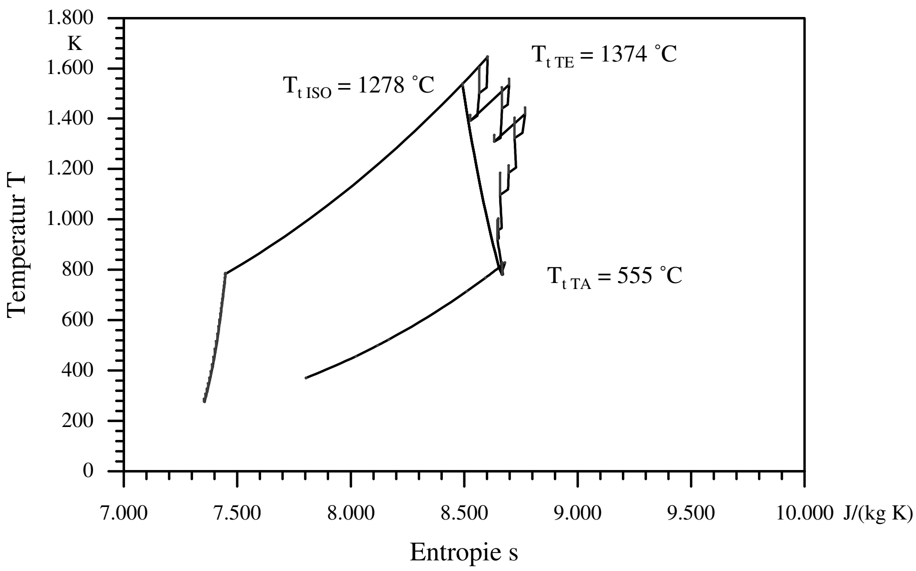

Bild 4.49: Zustandsänderungen in der Gasturbine mit Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe im T,s-Diagramm

Die Erhöhung des Verdichterdruckverhältnisses um fast 60 % führt zu einer Erweiterung des Verdichters um sieben Stufen. Dies bewirkt eine Steigerung der Verdichter-Austrittstemperatur auf über 500 °C und eine Erhöhung des Leistungsbedarfs von mehr als 60 %. Ursache hierfür ist insbesondere der im Vergleich zur Referenzanlage um mehr als 130 % höhere Kühlluftmassenstrom, der den fünf Stufen der Turbine zugeführt werden muss. Er ist erforderlich, obwohl die Turbine bis zum dritten Leitrad mit einer Filmkühlung ausgestattet ist und die Schaufeln der ersten drei Stufen mit einer Wärmedämmschicht versehen sind.

Die technische Ausführung der Schaufelkühlung wurde hier nicht gesondert untersucht, da verbesserte Kühlkonzepte, wie z. B. die bereits in den vorangegangenen Kapiteln beschriebene Fremdkühlung der Turbinenschaufeln, den erforderlichen Kühlfluidmassenstrom, und folglich auch den Leistungsbedarf des Verdichters, erheblich herabsetzen würden.

Als Folge des hohen Brennstoff-Energiestromes bei der zweifachen Zwischenverbrennung erzeugt die Turbine eine Mehrleistung von 53 %. Im Vergleich zur Referenzanlage ergibt sich eine Wirkungsgradsteigerung von mehr als 2,4 Prozentpunkten bei einer Anhebung der elektrischen Leistung der Gasturbinen-Anlage von annähernd 45 % (Bild 4.50).

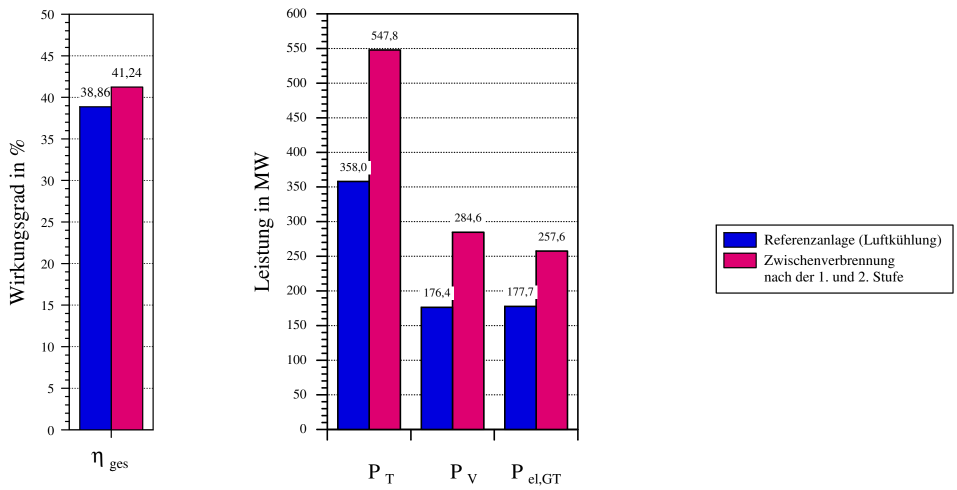

Bild 4.50: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe

Eine so große und technisch aufwendige Gasturbinen-Anlage bietet sich zur Kombination mit einer Dampfturbine geradezu an.
Im Abhitzedampferzeuger erzeugt der um 34 % größere Abgasmassenstrom 94,6 $\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$ Dampf für den Dampfturbinenkreislauf, von dem 26,8 $\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$ der Hochdruckturbine zugeführt werden.

Im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage erzeugt die Dampfturbine eine um 31 % größere elektrische Leistung. Dies führt zu einer Wirkungsgradsteigung von 1,8 Prozentpunkten sowie einer Anhebung der elektrischen Gesamtleistung von fast 41 % (Bild 4.51).

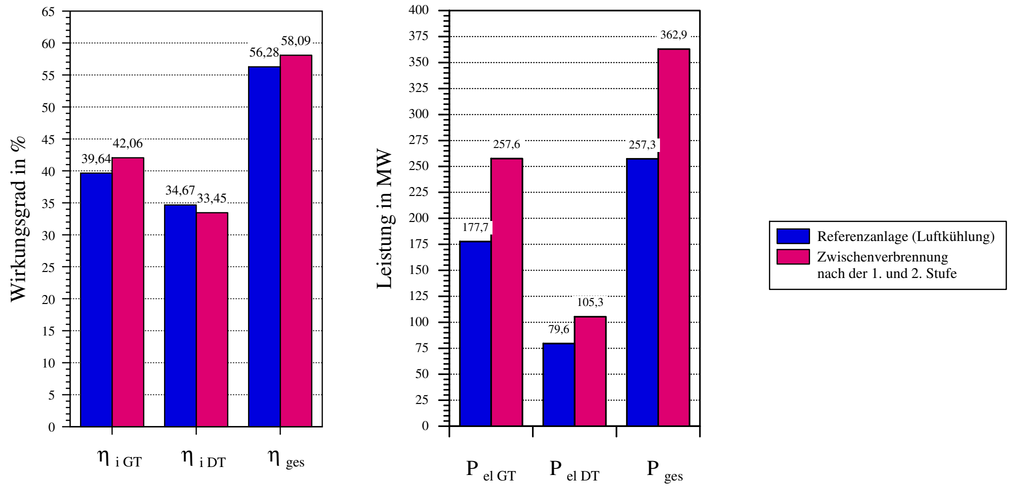

Bild 4.51: Leistungsdaten der GuD-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe

Das theoretisch/technische Problem der Brennstoffeinbringung und der schnellstmöglichen Verbrennung bei einer gewünschten Verteilung über dem Strömungsquerschnitt in der Turbine muss noch genauer untersucht werden. Eine eindeutige, verlässliche Klärung ist ohne experimentelle Untersuchungen nicht möglich.

4.6 Zusammenfassung

Im ersten Teil dieses Kapitels wird die Fremdkühlung der Turbinenbeschaufelung untersucht. Ausgangspunkt ist die Idee, die größere spezifische Wärmekapazität des Dampfes zu Kühlzwecken in der Gasturbine einzusetzen.
Bei offener Dampfkühlung der Turbine, bei der der Kühldampf, wie die Kühlluft, dem Heißgas der Turbine beigemischt wird, ergibt sich für die Gasturbinen-Anlage, dass der Wirkungsgrad und die Abgabeleistung erheblich gesteigert werden können (Bild 6.1).
Für GuD-Anlagen gilt, dass erhebliche Einbußen im Wirkungsgrad und in der abgegebenen Leistung zu verzeichnen sind, da ein Großteil des Abgasmassenstroms zur Erzeugung des Kühldampfes für die Turbine benötigt wird (Bild 6.3). Es zeigt sich, dass die Dampfturbine, wegen der Expansion auf den niedrigen Kondensatordruck und der anschließenden Kondensation, die Energie des Dampfes und damit des Abgases am besten nutzen kann.

Ein weiteres Konzept ist, den im Abhitzedampferzeuger erzeugeten Dampf gänzlich in der Gasturbine einzusetzen und damit die Dampfturbine einer GuD-Anlage zu sparen. Dies bedeutet, dass die Turbine mit einer offenen Dampfkühlung versehen und der restliche Dampf direkt in der Brennkammer zugeben wird. Die Dampfzugabe in die Brennkammer führt zwar zu einer hohen Abgabeleistung der Turbine, doch verringert sich der Wirkungsgrad erheblich (Bild 6.3).

Auf Grund der unbefriedigenden Ergebnisse für die offene Dampfkühlung in der GuD-Anlage, wurde die effektive Fremdkühlung der Turbine mit Dampf in einem geschlossenen Kreislauf untersucht. Die ausschließlich konvektionsgekühlten Schaufeln weisen geringere Strömungsverluste auf als filmgekühlte und sind wahrscheinlich einfacher zu fertigen. Da das Kühlfluid nicht der Gasströmung beigemischt wird, ist der Austrittsquerschnitt der Turbine kleiner und Probleme mit großen Machzahlen und kleinen Abströmwinkeln treten weniger auf. Im Vergleich zur Turbine mit offener Dampfkühlung verliert die Gasturbinen-Anlage leicht an Leistung und Wirkungsgrad (Bild 6.1).
Bei Einbau in eine GuD-Anlage kann der Kühldampf gewinnbringend in die Dampfturbine eingespeist werden und bewirkt eine Erhöhung des Wirkungsgrades sowie der Leistung (Bild 6.3).
In dieser Untersuchung wurde der Kühldampf nach seiner Erzeugung aus dem Dampferzeuger ausgekoppelt. Die Entnahme des Dampfes nach einer Teilentspannung in den Dampfturbinen führt möglicherweise zu einer weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades der GuD-Anlage.

Die Kühlung der Gasturbinenschaufeln mit Wasser vermindert die erforderlichen Kühlfluidströme, bedingt durch die etwa vierfache spezifische Wärmekapazität und niedrige Wassertemperaturen.
Doch erfordert der gute Wärmeübergang das Aufbringen einer wärmedämmenden Beschichtung an den Kühlkanälen, um die Temperaturspannungen in der Wand zu beherrschen. Bei der einfachen Gasturbinen-Anlage führt die Wasserkühlung zu hohen Leistungs- und Wirkungsgradsteigerungen (Bild 6.1).
Die zusätzliche wärmedämmende Beschichtung verringert die an das Kühlfluid übertragene Wärmemenge. So sind bei Einspeisung des Kühlwassers in den Dampfturbinenteil der GuD-Anlage die Leistungsdaten günstiger als bei der GuD-Anlage mit dampfgekühlter Turbine (Bild 6.3).
Es ist noch zu klären, wie die Wärmedämmschicht an den Kühlkanälen technisch anzubringen ist und ob Leckagen mit einem möglichen Wasseraustrag in der Turbine zu Beschädigungen an den Turbinenschaufeln führen können.

Einen weitergehenden Schritt zur Prozessverbesserung stellt die Nutzung der großen Verdampfungsenthalpie von Wasser zur Kühlung der Turbinenschaufeln dar.
Es zeigt sich, dass die Nutzung der Verdampfungsenthalpie von Wasser zur Kühlung der Turbinenschaufeln sehr effektiv ist und es daher nur sehr geringer Kühlmassenströme bedarf. Zur Wärmeübertragung ist eine kleine Oberfläche erforderlich, so dass kleine Kühlkanäle ohne profilierte Oberflächen möglich sind. Positive Auswirkung auf die Turbinenschaufeln ist eine gleichmäßige Temperaturverteilung entlang der Schaufeloberfläche. Die Verdampfungskühlung führt zu den höchsten Leistungs- und Wirkungsgradsteigerungen aller untersuchter Varianten (Bild 6.1).
Bei Einbau der Verdampfungskühlung in eine GuD-Anlage kann der Kühldampf gewinnbringend in die Dampfturbine eingespeist werden, mit den höchsten Wirkungsgradsteigerungen von annähernd 4 Prozentpunkten. (Bild 6.3).
Es bedarf noch genauerer theoretischer und praktischer Untersuchungen um sicherzustellen, dass eine unkontrollierte Verdampfung in den Schaufeln dort nicht zu Beschädigungen führt und wie eine Regelung für eine solche, diffizile Kühlart gestal-

tet werden muss.
Ein Vorzug dieser effektiven Kühlart wäre, die Turbineneintrittstemperatur anzuheben und dadurch den Wirkungsgrad der Anlage weiter zu erhöhen. Dadurch könnten sich allerdings andere Dampfparameter, höhere Drücke wie auch Temperaturen, im Dampfkreislauf ergeben und erst die Wirtschaftlichkeitsanalyse über die Zweckmäßigkeit dieser Maßnahme entscheiden.

Als weitere Maßnahme zur Verbesserung des Gasturbinen-Prozesses wird die zusätzliche Energiezufuhr durch Zwischenverbrennung in der Turbine untersucht. Nach den ersten Stufen wird erneut Brennstoff zugeführt, wodurch die Temperatur in der Turbine wieder angehoben wird.
Mit ihren moderaten Druckverhältnissen und dem Abbau der Energie in einer vierstufigen Turbine gilt für die gestufte Zwischenverbrennung nach der ersten Turbinenstufe, dass sie zur erheblichen Leistungssteigerung der Gasturbinen-Anlage, jedoch zu der geringsten Wirkungsgradsteigerung führt, verglichen mit allen Variationen (Bild 6.1).
Gleichwohl führt die gestufte Zwischenverbrennung nach der ersten Turbinenstufe in der GuD-Anlage zwar zu einer erheblichen Leistungssteigerung im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage, jedoch nur zu geringfügig höheren Wirkungsgraden (Bild 6.3).
Wird zusätzlich nach der zweiten Stufe Brennstoff zugeführt, können der Wirkungsgrad und die Abgabeleistung erheblich gesteigert werden. (Bild 6.1).
Der Einsatz der Turbine mit zweifacher Zwischenverbrennung in einer GuD-Anlage führt zu einer Steigerung im Wirkungsgrad und vor allem in der abgegebenen Leistung. (Bild 6.3).
Theoretisch kann nicht eindeutig geklärt werden, ob die Zwischenverbrennung in der Turbine physikalisch und technisch einfach verwirklicht werden kann. Es sind noch detaillierte Untersuchungen zur Verteilung, Vermischung, Zündung und Verbrennung des Brennstoffs erforderlich. Insbesondere muss für einen sicheren Anlagenbetrieb die Stabilität der Flamme garantiert werden.

5 Wirtschaftlicher Vergleich

Ein besonderes Augenmerk soll den Auswirkungen dieser innovativen Konzepte auf die Wirtschaftlichkeit der Gasturbinen- wie auch der GuD-Anlage gewidmet werden. Nur ihre Verbesserung kann der ausschlaggebende Faktor für die Entscheidung zum Bau einer solchen Anlage sein. Als Vergleichsgrößen bieten sich die spezifischen Investitionskosten und vor allem die spezifischen Stromgestehungskosten an.

Um auch bei der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit die Vergleichbarkeit der verschiedenen Schaltungen zu gewährleisten, werden die Kosten für den Verdichter, die Brennkammer, die Turbine sowie die Kühlung separat betrachtet.

Die Kosten für die Maschinentechnik werden proportional zu dem Verdichter-Massenstrom gesetzt. Die Kosten für den Generator, die elektrische Ausrüstung und die Regelung beziehen sich auf die elektrische Leistung der Gasturbine.

Für die Gasturbine werden die Kosten der Turbine auf die elektrische Turbinenleistung bezogen, die Kosten für die Kühlung der Turbine auf die vom Heißgas abgeführte Kühlleistung, die Kosten des Verdichters auf die Verdichterleistung und die Kosten für die Brennkammer auf die zugeführte Brennstoffleistung.

Diese Wahl ist gerechtfertigt, da sich bei den Variationen der Gasturbinen-Anlage die Zusammensetzung der Verbrennungsgase ändert (z. B. hoher Wasserdampfanteil im Abgas). Da bei diesen Prozessen auch die ISO-Turbinen-Eintrittstemperatur stark ansteigt, würde der Bezug auf die ISO-Turbinen-Eintrittstemperatur und das Verdichterdruckverhältnis zu unsinnigen Kosten der Gasturbine führen.

Hinzu kommen die Kosten für die, je nach Schaltung, zusätzlich erforderlichen Komponenten.

Beim Dampfturbinenteil werden die Kosten berechnet für die Turbine, den Generator, die Pumpen, den Kondensator, den Abhitzedampferzeuger, die Regelung und die elektrische Ausrüstung sowie die Gebäude.

Die Kosten für den Dampfkreislauf beziehen sich auf den Dampfmassenstrom. Bezogen auf die elektrische Leistung werden die Kosten für den Generator, die elektrische Ausrüstung und die Regelung sowie die Kosten für das Gebäude und den „Rest“berechnet.

Für die Dampfturbine sind die Kosten proportional der elektrischen Leistung und beim Abhitzedampferzeuger proportional zu den benötigten Wärmeübertragungsflächen für den Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckteil.

Bei den Wärmeaustauschern ist die benötigte Fläche als Bezugsgröße besser geeignet als der Wärmestrom $\dot{Q}$. Vereinfacht kann das Produkt $(k \cdot A)$ gewählt werden, das aus der energetischen Berechnung bekannt ist. Dies ist deshalb berechtigt, weil bei optimal ausgelegten Wärmeaustauschern gleichen Typs auch die k-Werte in etwa gleich sind.

Mit diesen Ansätzen wird die Berechnung der spezifischen Stromgestehungskosten zur Gegenüberstellung der untersuchten Schaltungen durchgeführt. Ursprünglich sind die Einheiten dabei Euro. Da absolute Werte für Vergleichsbetrachtungen unerheblich sind, erfolgt eine Umstellung auf ME (monetäre Einheiten).

5.1 Wirtschaftlichkeitsberechnung

In der wirtschaftlichen Optimierung werden die gesamten, bei der Stromerzeugung im Kraftwerk anfallenden, Kosten der Menge des erzeugten Stromes gegenübergestellt. Die Herleitungen der wirtschaftlichen Berechnung sind im Anhang angegeben.

5.1.1 Fixe Kosten

Grundidee für die Ermittlung der Investitionskosten K_i ist, die Gesamtanlage in Komponenten zu zerlegen, denen entsprechend ihrer charakteristischen Größe Kosten K_{iKomp} zugeordnet werden können. Durch Addition der Kosten für die einzelnen Komponenten lassen sich die Gesamtkosten K_i bestimmen.

$$K_i = \sum_{i=1}^{n} K_{iKomp} \tag{5.1}$$

Die charakteristische Größe einer Komponente stellt dabei meistens einen aus der energetischen Berechnung der Anlage bekannten Wert dar, z. B. die Leistung P des Verdichters oder der Turbine, die Leistungszufuhr $\dot{E}_{BK}$ der Brennkammer oder der Wärmeübertragungsflächen A in einem Wärmeaustauscher.

Die Investitionskosten der jeweiligen Komponente K_{iKomp} ergeben sich dann als Produkt aus den spezifischen Investitionskosten der Komponente s_{iKomp} und dem energetischen Wert der charakteristischen Größe der Komponente, z. B. P_{iKomp} oder $\dot{E}_{iKomp}$ oder $\dot{Q}_{iKomp}$.

$$K_{iKomp} \approx s_{iKomp} \cdot P_{iKomp} \tag{5.2}$$

Die spezifischen Investitionskosten s_{iKomp} für die einzelnen Komponenten werden durch Bezug der Kosten $K_{iK_{ref}}$ einer bekannten Komponente auf die charakteristische Bezugsgöße z. B. $P_{iK_{ref}}$, also den Wert einer energetischen Größe, bestimmt.

$$s_{iKomp} = \frac{K_{iK_{ref}}}{P_{iK_{ref}}} \tag{5.3}$$

Die Investitionskosten der Komponenten sind oft nicht direkt proportional zu ihren Energiewerten. Daher wird ein Ansatz gewählt mit einem festen Grundwert und einem linearen Proportionalitätsfaktor f_{iKomp},

$$K_{iKomp} \approx K_{iK_{ref}} + s_{iKomp} \cdot (P_{iKomp} - P_{iK_{ref}}) \cdot f_{iKomp} \tag{5.4}$$

mit $0 < f_{iKomp} < 1$ für den Proportionalitätsfaktor, der in einem gewissen Bereich näherungsweise gültig ist.

Ausmultipliziert ergibt sich:

$$K_{iKomp} \approx s_{iKomp} \cdot P_{iK_{ref}} \cdot \left[1 - f_{iKomp} \cdot (1 - \frac{P_{iKomp}}{P_{iK_{ref}}})\right]. \tag{5.5}$$

Für ein Gasturbinen-Kraftwerk ergeben sich die Gesamtkosten der Investition K_{iG} als Summe der Kosten für die Turbine K_T, die Turbinenkühlung $K_{T-Kühl}$, den Verdichters K_V, die Brennkammer K_{BK}, den Generator K_{Gen}, die Regelung und die elektrische Ausrüstung $K_{Regelung}$ sowie für das Gebäude und die äußeren Komponenten der Anlage (z. B. Lufteinlass, Abgasauslass, usw.) $K_{Gebäude}$:

$$K_{iG} = K_T + K_{T-Kühl} + K_V + K_{BK} + K_{Gen} + K_{Regelung} + K_{Gebäude}. \tag{5.6}$$

Die einzelnen Summanden werden dabei mit den folgenden Gleichungen bestimmt:

$$\begin{aligned}
K_T &\approx s_T \cdot P_{T_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_T} \cdot (1 - \frac{P_T}{P_{T_{ref}}})\right] \\
K_V &\approx s_V \cdot P_{V_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_V} \cdot (1 - \frac{P_V}{P_{V_{ref}}})\right] \\
K_{BK} &\approx s_{BK} \cdot \dot{E}_{BK_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{BK}} \cdot (1 - \frac{\dot{E}_{BK}}{\dot{E}_{BK_{ref}}})\right] \\
K_{Gen} &\approx s_{Gen} \cdot P_{el_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{Gen}} \cdot (1 - \frac{P_{el}}{P_{el_{ref}}})\right] \\
K_{Regelung} &\approx s_{Regelung} \cdot P_{el_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{Regelung}} \cdot (1 - \frac{P_{el}}{P_{el_{ref}}})\right] \\
K_{Gebäude} &\approx s_{Gebäude} \cdot \dot{m}_{V_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{Gebäude}} \cdot (1 - \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_{V_{ref}}})\right]
\end{aligned}$$

Zur Bestimmung der Kosten der Schaufelkühlung wird je nach Variation zwischen den Kosten der Konvektions- und der Filmkühlung wie auch der Beschichtung unterschieden. Die Bezugsgröße für die Konvektionskühlung ist die Wärmeaufnahme $\dot{Q}_{KM}$ des Kühlmittels und als Bezugsgröße für die Filmkühlung bietet sich der Gesamtmassenstrom $\dot{m}_F$ des Kühlfilms an.
Bei der Beschichtung scheiden Kühlwärmeströme als Bezugsgröße aus, weil eine

Wärmedämmschicht den Wärmestrom vermindert. Eine grobe Möglichkeit, die Kosten abzuschätzen, ist das Schichtvolumen $V_{Besch} \approx U \cdot s_C \cdot l$ als Produkt aus wärmeübertragendem Umfang $\approx U$, der Schichtdicke s_C der Wärmedämmung und der Schaufellänge l als Bezugsgröße zu wählen.
Damit erhält man für die Kühlkosten:

$$
\begin{aligned}
K_{T-Kühl} &\approx K_{T-Konv} + K_{T-Film} + K_{T-Besch} \qquad (5.7)\\
K_{Konv} &\approx s_{T_{Konv}} \cdot \dot{Q}_{KM_{ref}} \cdot \left[1 - f_{T_{Konv}} \cdot (1 - \frac{\dot{Q}_{KM}}{\dot{Q}_{KM_{ref}}})\right]\\
K_{Film} &\approx s_{T_{Film}} \cdot \dot{m}_{Fref} \cdot \left[1 - f_{T_{Film}} \cdot (1 - \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{F_{ref}}})\right]\\
K_{Besch} &\approx s_{T_{Besch}} \cdot V_{Besch_{ref}} \cdot \left[1 - f_{T_{Besch}} \cdot (1 - \frac{V_{Besch}}{V_{Besch_{ref}}})\right].
\end{aligned}
$$

Für den Dampfturbinenteil einer GuD-Anlage werden die gesamten Investitionskosten K_{iD} aufgeteilt in Anteile für die Turbine K_{DT}, den Generator K_{DT-G}, die Pumpen K_{Pump}, den Kondensator K_{Kond}, das Kühlsystem einschließlich Kühlturm $K_{Kühlsys}$, den Abhitzedampferzeuger $K_{Dampferz}$, Regelung und elektrische Ausrüstung $K_{Reg.el.Ausr.}$ sowie Gebäude und fixe Restkosten $K_{DT-Geb.}$.

$$
\begin{aligned}
K_{iD} = K_{DT} + K_{DT-G} + K_{Pump} + K_{Kond} + K_{Kühlsys} + K_{Dampferz}&\\
+K_{Reg.el.Ausr.} + K_{DT-Geb.}& \qquad (5.8)
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
K_{DT} &\approx s_{DT} \cdot P_{DT_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{DT}} \cdot (1 - \frac{P_{DT}}{P_{DT_{ref}}})\right]\\
K_{DT-G} &\approx s_{DT-G} \cdot P_{elGT_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{GT-G}} \cdot (1 - \frac{P_{elDT}}{P_{elGT_{ref}}})\right]\\
K_{Pump} &\approx s_{Pump} \cdot \dot{m}_{Kond_{ref}} \cdot \left[1 + f_{\dot{m}_{Pump}} \cdot (1 - \frac{\dot{m}_{Kond}}{\dot{m}_{Kond_{ref}}})\right]\\
K_{Kond} &\approx s_{Kond} \cdot \dot{m}_{Kond_{ref}} \cdot \left[1 + f_{\dot{m}_{Kond}} \cdot (1 - \frac{\dot{m}_{Kond}}{\dot{m}_{Kond_{ref}}})\right]\\
K_{Kühlsys} &\approx s_{KS} \cdot \dot{E}_{KS_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{KS}} \cdot (1 - \frac{\dot{E}_{KS}}{\dot{E}_{KS_{ref}}})\right]
\end{aligned}
$$

Die Abhitzedampferzeuger-Kosten erhält man als Summe der Kosten für den Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruck-Dampferzeugerteil.

$$\begin{aligned}
K_{Dampferz} &\approx K_{DE_{HD}} + K_{DE_{MD}} + K_{DE_{ND}} \\
K_{DE_{HD}} &\approx s_{(k\cdot A)_{HD}} \cdot (k\cdot A)_{HDref} \cdot \left[1 - f_{(k\cdot A)_{HD}} \cdot (1 - \frac{(k\cdot A)_{HD}}{(k\cdot A)_{HDref}})\right] \\
K_{DE_{MD}} &\approx s_{(k\cdot A)_{MD}} \cdot (k\cdot A)_{MDref} \cdot \left[1 - f_{(k\cdot A)_{MD}} \cdot (1 - \frac{(k\cdot A)_{MD}}{(k\cdot A)_{MDref}})\right] \\
K_{DE_{ND}} &\approx s_{(k\cdot A)_{ND}} \cdot (k\cdot A)_{NDref} \cdot \left[1 - f_{(k\cdot A)_{ND}} \cdot (1 - \frac{(k\cdot A)_{ND}}{(k\cdot A)_{NDref}})\right] \\
K_{Reg.el.Ausr.} &\approx s_{Reg.el.Ausr.} \cdot P_{elDT_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{Reg.el.Ausr.}} \cdot (1 - \frac{P_{elDT}}{P_{elDT_{ref}}})\right] \\
K_{DT-Geb.} &\approx s_{DT-Geb.} \cdot P_{elDT_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{DT-Geb.}} \cdot (1 - \frac{P_{elDT}}{P_{elDT_{ref}}})\right]
\end{aligned}$$

Bei den Modifikationen der Gasturbinen-Anlage werden weitere Konponenten benötigt, deren Investitionskosten in die Kostenrechnung einfließen.
Diese sind bei der Fremdkühlung der Turbinenbeschaufelung Aufwendungen für die Wasseraufbereitungsanlage und zusätzliche Pumpen sowie im Fall der Dampfkühlung für einen Abhitzedampferzeuger.

Die Investitionskosten für die Pumpen werden analog den Kosten für die Pumpen des Dampfturbinenteils berechnet, jedoch mit etwas höheren spezifischen Kosten $s_{DE_{Pump}}$.

$$K_{DE_{Pump}} \approx s_{DE_{Pump}} \cdot \dot{m}_{W_{ref}} \cdot \left[1 + f_{\dot{m}_{Pump}} \cdot (1 - \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_{W_{ref}}})\right]$$

Für den Abhitzedampferzeuger und die Wasseraufbereitungsanlage liegen Datenblätter über spezifische Investitionskosten vor und so werden diese Werte interpoliert.

Die Kosten für die Zwischenverbrennungsapparatur werden entsprechend den Kosten der Brennkammer berechnet. Da der Aufwand hierfür niedriger sein sollte als der Bau einer weiteren Brennkammer, scheint dieser Ansatz berechtigt, d. h. eher konservativ angesetzt.

$$K_{B_{ZV}} \approx s_{BK} \cdot \dot{E}_{BK_{ref}} \cdot \left[1 - f_{K_{BK}} \cdot (1 - \frac{\dot{E}_{B_{ZV}}}{\dot{E}_{BK_{ref}}})\right] \tag{5.9}$$

Da die Investition eine Stromerzeugung über einen Nutzungszeitraum von n_j Jahren ermöglicht, werden die Investitionskosten über diesen Nutzungszeitraum gleichmäßig verteilt berücksichtigt. Darin fließen die jährliche Verzinsung z_j und die Inflationsrate i_j ein.

Neben der Abzahlung der Investition sind weitere jährlich zu leistende Zahlungen von den Investitionskosten abhängig. Diese sind die Steuern und die Versicherungsprämien, berücksichtigt durch die jeweils auf die Investitionskosten bezogenen Faktoren Steuersatz s_j und Versicherungssatz v_j .

Um die Gesamtkosten K_i der Investition von verschiedenen Anlagen vergleichbar zu machen, werden sie auf die installierte Nennleistung P_{elN} bezogen.

5.1.2 Brennstoffkosten

Die Brennstoffkosten K_{Bj} eines Jahres sind abhängig von den spezifischen Energiepreisen b_{Bj} und der Energiemenge E_{Bj}, die in dem betrachteten Jahr eingesetzt wird.

$$K_{Bj} = b_{Bj} \cdot E_{Bj} \tag{5.10}$$

Der Jahresenergieeinsatz und folglich die jährlichen Energiekosten können auch durch die elektrische Jahresarbeit und den Jahresnutzungsgrad ausgedrückt werden.

$$K_{Bj} = b_{Bj} \cdot \frac{W_{elj}}{\eta_{Nutzj}} \tag{5.11}$$

5.1.3 Wasserkosten

Die spezifischen Wasserkosten sind abhängig von den spezifischen Wasserpreisen für die Entsalzung b_W, dem Wasserverbrauch $\dot{m}_W$ und der elektrischen Leistung der Gasturbinen-Anlage. Die Höhe der spezifischen Wasserpreise sind je nach Wasserbedarf unterschiedlich und werden in der Berechnung interpoliert.

$$\Delta\epsilon_W = \frac{b_W \cdot \dot{m}_W}{P_{el}} \tag{5.12}$$

Bei der Fremdkühlung der Turbinenschaufeln werden diese zusätzlichen Wasserkosten zu den spezifischen Stromgestehungskosten addiert.

5.1.4 Zusatzkosten

Die Zusatzkosten der Stromerzeugung K_{zusj} sind das Produkt aus den spezifischen Zusatzkosten f_{zusj} und der elektrischen Jahresarbeit.

$$K_{zusj} = f_{zusj} \cdot W_{elj} \tag{5.13}$$

5.1.5 Spezifische Stromgestehungskosten

Die Nutzungsdauer n (in Jahren) der Anlage steht im Zusammenhang mit der Jahresvolllastzeit. Bei gegebener Gesamtlebensdauer n_h (in Stunden) einer Anlage wäre vereinfacht:

$$n \approx \frac{n_h}{T}, \tag{5.14}$$

mit der mittleren Jahresvolllastzeit T der Anlage bei n Lebensjahren.

$$T =_{def} \frac{\sum_{j=1}^{n} W_{elj}}{n \cdot P_{elN}} \tag{5.15}$$

Dabei bleibt unberücksichtigt, dass bei einer Gasturbine Startvorgänge lebensdauermindernd zu berücksichtigen sind und dass im Gegensatz dazu bei Teillast die Betriebsdauer größer ist als bei Volllast.

Wird für eine Anlage die Anzahl n_{Start} der Starts pro Jahr mit einer äquivalenten Betriebszeit von T_{Start} und einem mittleren Teillastfaktor von f_{Teil} ($f_{Teil} = \frac{P_{el}}{P_{elN}}$) angenommen, so erhält man formal:

$$n = \frac{n_h}{\frac{T}{f_{Teil}} + n_{Start} \cdot T_{Start}}. \tag{5.16}$$

Die damit berechnete Lebensdauer darf natürlich die maximal anzunehmende Abschreibungszeit n_{max} nicht überschreiten

$$n \leq n_{max}. \tag{5.17}$$

Damit ergibt sich schließlich die bekannte Formel für die spezifischen Stromerzeugungskosten

$$\epsilon_j = \frac{k_i \cdot (a_j + s_j + v_j)}{T_a} + \frac{b_B}{\eta_{Nutzj}} + f_{zusj} + \Delta\epsilon_W. \tag{5.18}$$

5.2 Ökonomische Auswirkungen der innovativen Gasturbinen-Prozesse

5.2.1 Referenzanlage

Die für die Wirtschaftlichkeitsrechnung der einzelnen Komponenten der Gasturbinen wie auch der GuD-Anlagen geltenden Auslegungsdaten sind in Tabelle 5.1 sowie im Anhang angegeben.

Tabelle 5.1: Auslegungswerte für die Wirtschaftlichkeitsrechnung

Jahresvolllastzeit	T_j	$=$	7000 h
spez. Brennstoffkosten	b_{B_j}	$=$	$3\ \frac{\text{Euro}}{\text{GJ}}$
Lebensdauer der Anlage	n	$=$	100.000 h .
Zinsrate	z_j	$=$	$0{,}03\ \frac{1}{\text{a}}$
Inflationsrate	i_j	$=$	$0{,}04\ \frac{1}{\text{a}}$
Steuersatz	s_j	$=$	$0{,}02\ \frac{1}{\text{a}}$
Versicherungssatz	v_j	$=$	$0{,}01\ \frac{1}{\text{a}}$

In dem folgenden Bild 5.1 sind die Ergebnisse für den Referenzfall sowohl für die Gasturbinen- wie auch die GuD-Anlage dargestellt.

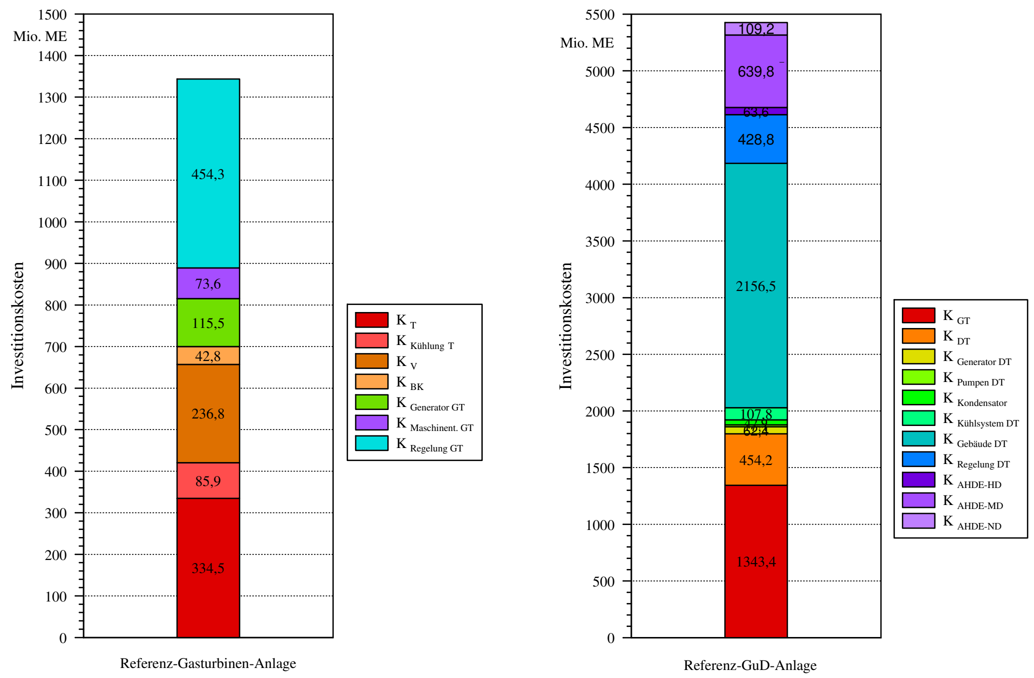

Bild 5.1: Investitionskosten der einzelnen Komponenten der Referenz-Gasturbinen-Anlage und Referenz-GuD-Anlage

Die Stromgestehungskosten werden in Abhängigkeit von der Jahresvolllastzeit für drei spezifische Brennstoffkosten („niedrig“: 1 Euro/GJ, „mittel“: 3 Euro/GJ, „hoch“: 5 Euro/GJ) berechnet (Bild 5.2).

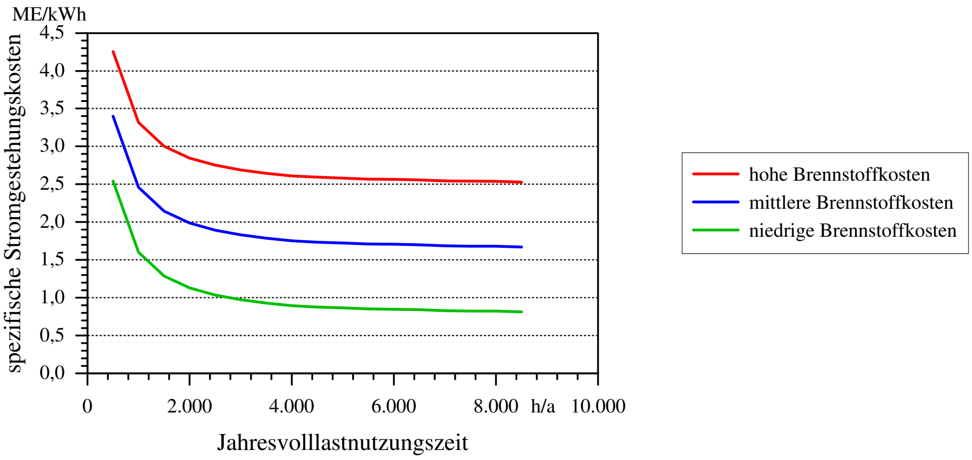

Bild 5.2: Spezifische Stromgestehungskosten der Referenz-Gasturbinen-Anlage in Abhängigkeit von der Jahresvolllastzeit

Bei den späteren Vergleichen der Stromgestehungskosten werden mittlere Brennstoffkosten (3 Euro/GJ) zu Grunde gelegt.

Bild 5.3 stellt schließlich die spezifischen Stromgestehungskosten der Referenz-GuD-Anlage in Abhängigkeit von der Jahresvolllastzeit dar.

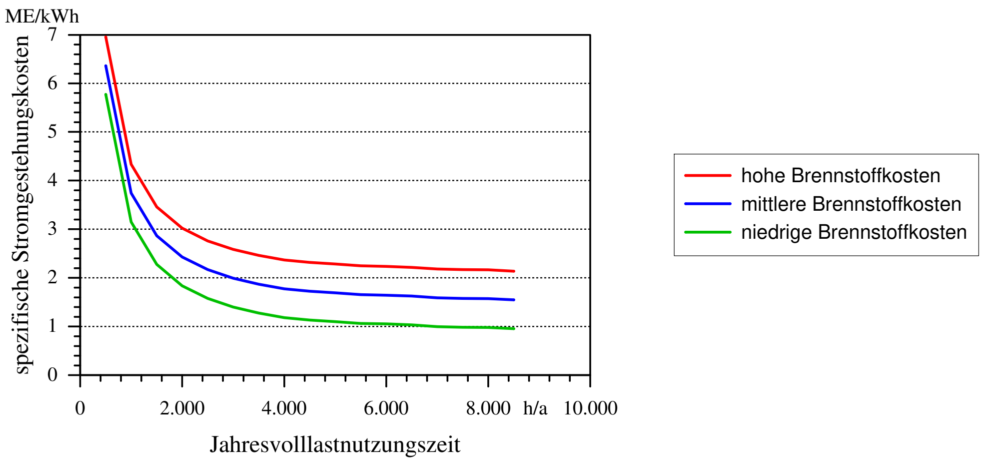

Bild 5.3: Spezifische Stromgestehungskosten der Referenz-GuD-Anlage in Abhängigkeit von der Jahresvolllastzeit

Die Bewertung der Gasturbinen-Anlagen erfolgt unterteilt nach ihrem Einsatz als Spitzenlast-Kraftwerk (1000 h/a), Mittellast-Kraftwerk (4000 h/a) und Grundlast-Kraftwerk (7000 h/a), hingegen werden die Stromgestehungskosten für die GuD-Anlagen der untersuchten Variationen ausschließlich für Jahresvolllastzeiten von 7000 h/a angegeben.

5.2.2 Dampfkühlung

5.2.2.1 Dampfkühlung offen

Bei der offenen Dampfkühlung werden als zusätzliche Kosten die finanziellen Aufwendungen für den Abhitzedampferzeuger inklusive Pumpen, die Wasseraufbereitungsanlage und die Wasserkosten berücksichtigt.

Dampfkühlung der Leit- und Laufräder

Die Bewertung der Kosten ergibt für die ausschließlich dampfgekühlte Gasturbinen-Anlage eine Erhöhung der Investitionen wie auch der spezifischen Anlagekosten um 19 %, hervorgerufen insbesondere durch den sehr teuren Abhitzedampferzeuger und die Wasseraufbereitungsanlage. Für mittlere Erdgaspreise verringern sich die spezifischen Stromerzeugungskosten durch den höheren Wirkungsgrad der Anlage, bei einem Grundlast-Kraftwerk (7000 h/a) um mehr als 6 % (Bild 5.4).

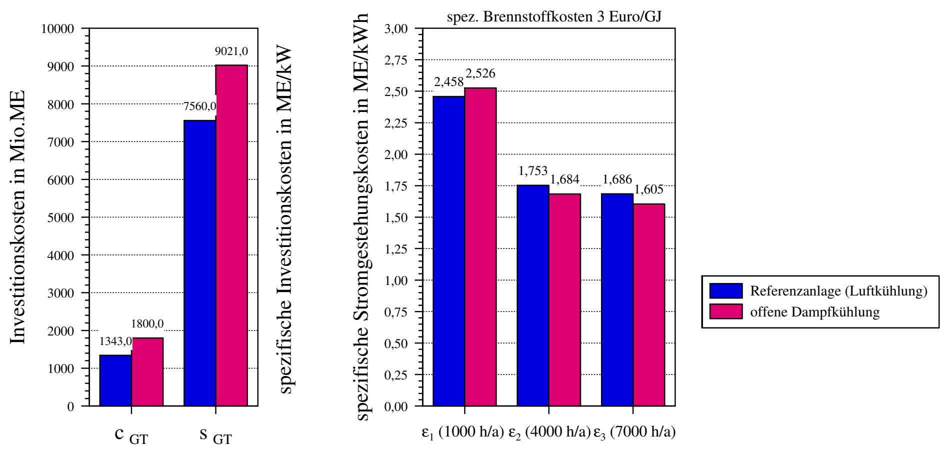

Bild 5.4: Kosten der Gasturbinen-Anlage mit offener Turbinen-Dampfkühlung

Unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten schneidet die Kombianlage schlecht ab.
Die kleinere Dampfturbinen-Anlage verursacht geringfügig höhere spezifische Investitionskosten, der niedrige Gesamtwirkungsgrad der GuD-Anlage führt zu höheren spezifischen Stromgestehungskosten. Im Grundlastbetrieb ermäßigen sie sich um annähernd 6 % im Gegensatz zur Referenz-GuD-Anlage (Bild 5.5).

Gasturbine mit offener Dampf- und Luftkühlung

Offene Dampfkühlung in der 1./2. Stufe, Luftkühlung in der 3./4. Stufe

Wirtschaftlich betrachtet kann die kombinierte Dampf-/Luftkühlung in der Gasturbine mit der reinen Dampfkühlung nicht ganz mithalten.
Zwar liegen die spezifischen Investitionskosten wegen des kleineren Abhitzedampferzeugers niedriger, die schlechteren Leistungsdaten bewirken jedoch, im Vergleich zur reinen Dampfkühlung, ab mittleren Brennstoffkosten für alle Einsatzbereiche einen leichten Anstieg in den spezifischen Stromgestehungskosten.

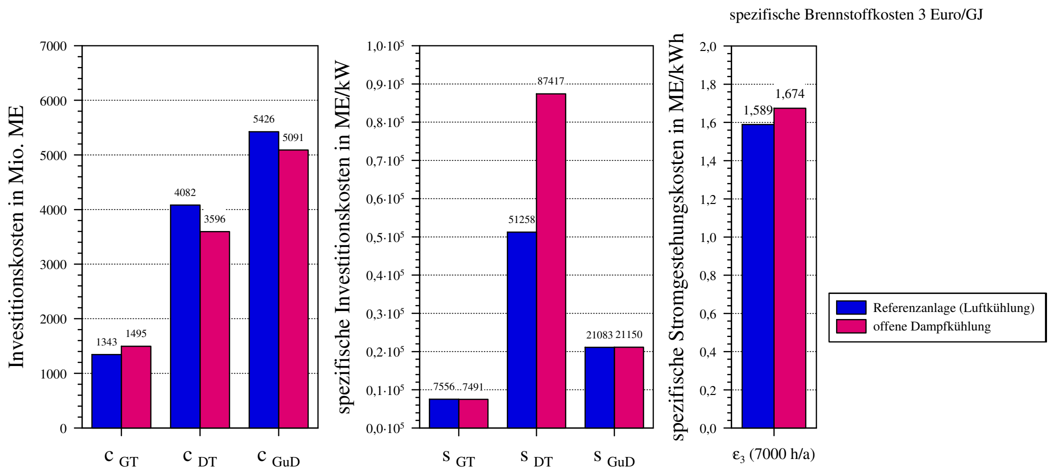

Bild 5.5: Kosten der GuD-Anlage mit offener Turbinen-Dampfkühlung

Auch die dampf-/luftgekühlte Gasturbine reicht in Kombination mit einer Dampfturbine nicht an die Referenz-GuD-Anlage heran.
Hier liegen die spezifischen Investitionskosten zwar um 0,4 % niedriger, doch bewirkt die kleine Leistung, im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage, eine Erhöhung der Stromgestehungskosten in allen Betriebsarten.

Offene Dampfkühlung nur für Leiträder

In der ökonomischen Beurteilung schneidet die Leitradkühlung unter den Variationen der offene Dampfkühlung in der Gasturbine am schlechtesten ab.
So liegen die spezifischen Anlagekosten wegen des teureren Abhitzedampferzeugers und des Mehraufwandes für die Kühlung um annähernd 1 % über denen der reinen Dampfkühlung, die schlechteren Leistungsdaten lassen die spezifischen Stromgestehungskosten im Grundlastbetrieb um gut 5 % ansteigen.

Bei dieser Schaltung übersteigen die spezifischen Investitionskosten die Kosten der Referenz-GuD-Anlage erheblich. Ursachen hierfür sind die hohen Kosten für die Gasturbine verbunden mit den schlechten Leistungsdaten. Im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage, ergeben sich in allen Lastbereichen höhere spezifische Stromgestehungskosten.

5.2.2.2 Dampfkühlung mit Dampfzugabe in die Brennkammer

Durch die offene Betriebsweise werden auch bei der Dampfzugabe in die Brennkammer die Kosten für den Abhitzedampferzeuger, die Pumpen, die Wasseraufbereitungsanlage und die Wasserkosten berechnet, hingegen entfallen die finanziellen Aufwendungen für den teuren Dampfturbinenteil.

Auch unter wirtschaftlichen Aspekten reicht die Gasturbinen-Wasserdampf-Anlage nich an eine Kombianlage heran.
Zwar reduzieren sich die Investitionskosten wegen des nicht vorhandenen Dampftur-

binenteils, doch sind die Aufwendungen für die Dampfproduktion zu hoch. So liegen die spezifischen Anlagekosten höher als die der Referenz-GuD-Anlage und dies führt bei dem niedrigen Wirkungsgrad zu den höchsten spezifischen Stromgestehungskosten aller untersuchter Varianten (Bild 5.6).

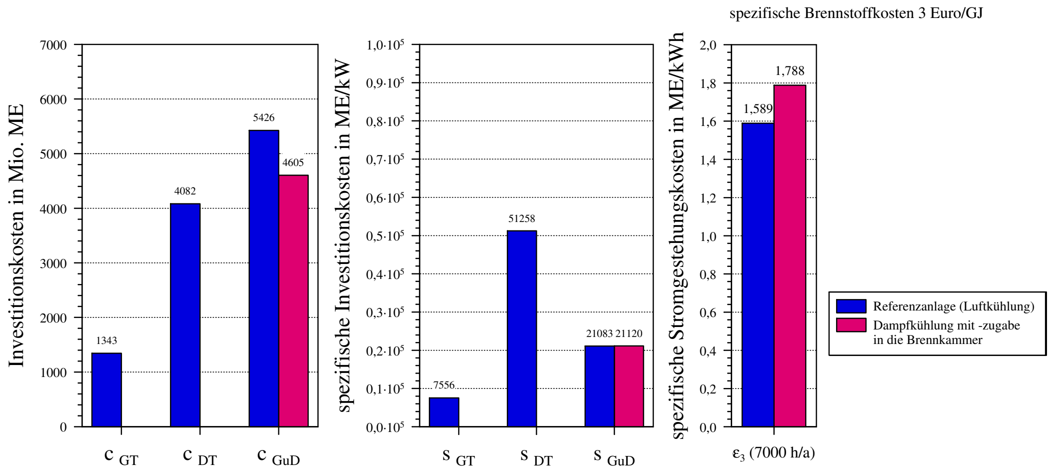

Bild 5.6: Kosten der Gasturbinen-Wasserdampf-Anlage mit Dampfkühlung und Dampfzugabe in die Brennkammer

5.2.2.3 Dampfkühlung geschlossen

Da keine Erfahrungswerte vorliegen, werden die Leckageverluste bei der geschlossenen Fremdkühlung der Turbine mit 2 % angenommen. Das hat zur Folge, dass auch bei Auskopplung des Kühlfluids aus dem Dampfkreislauf der GuD-Anlage Wasserkosten und Kosten für die Wasseraufbereitungsanlage berücksichtigt werden. Hinzu kommen die Kosten für den Abhitzedampferzeuger nebst Pumpen.

Wegen des höheren Druckverhältnisses der Anlage steigen die Aufwendungen für die Komponenten Verdichter und Turbine. Da bei der geschlossenen Kühlung die Drücke unabhängig von dem Zustand in der Turbine gewählt werden konnten, sinken die Kosten für die Turbinenkühlung und den Abhitzedampferzeuger. In Summe liegen die Investitionen um 21 % oberhalb denen der Referenz-Gasturbinen-Anlage und damit auch die spezifischen Investitionskosten. Bedingt durch den hohen Wirkungsgrad der Anlage sind die spezifischen Stromgestehungskosten, mit Ausnahme von Spitzenlast und niedrigen Brennstoffpreisen, niedriger. (Bild 5.7).

Die Kombianlage schneidet in der ökonomischen Bewertung sehr gut ab.
Die kleine Dampfturbine verringert die Aufwendungen für Maschinentechnik und Dampferzeuger und senkt dadurch erheblich die Investitions- und vor allem die spezifischen Investitionskosten um 13 %. Insbesondere bei niedrigen Brennstoffpreisen führt die geschlossene Dampfkühlung in den Turbinenschaufeln zu sehr niedrigen spezifischen Stromgestehungskosten (Bild 5.8).

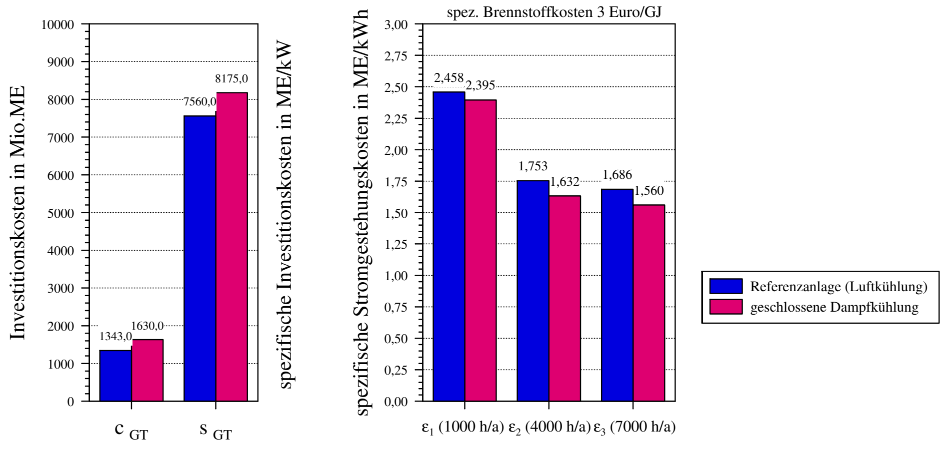

Bild 5.7: Kosten der Gasturbinen-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung der Turbine

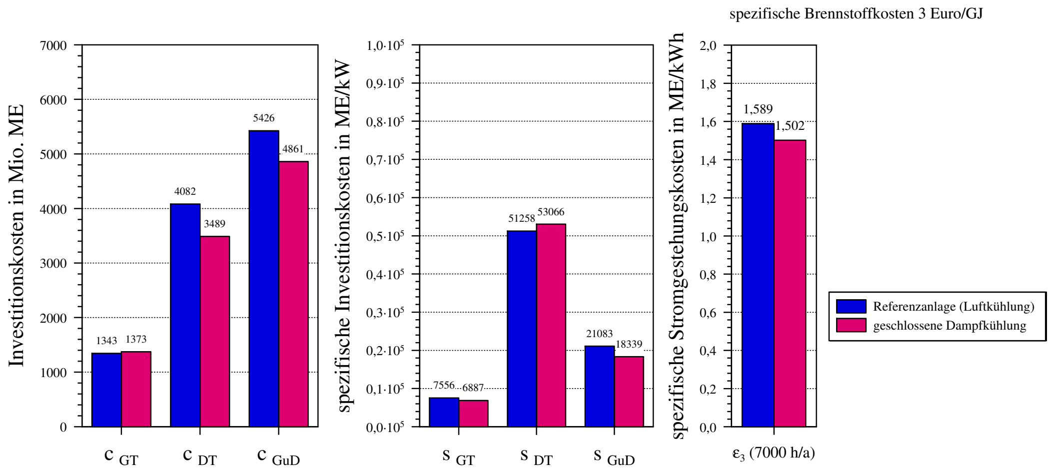

Bild 5.8: Kosten der GuD-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung der Gasturbine

Geschlossene Dampfkühlung nur für Leiträder

Die Kombination der geschlossenen Dampf- mit der Luftkühlung in der Gasturbine führt zu deutlichen Einbußen im Vergleich zur ausschließlichen Dampfkühlung. Wegen des nur wenig preiswerteren Abhitzedampferzeugers liegen die spezifischen Investitionskosten höher, die merkliche Absenkung des Wirkungsgrades bewirkt in allen Lastbereichen einen Anstieg in den spezifischen Stromgestehungskosten.

In Relation zur Referenz-GuD-Anlage führt die Gasturbine mit dampfgekühlten Turbinenleitschaufeln im geschlossenen Kreislauf zu Einsparungen in der Gasturbine, der Dampfturbine wie auch der Kombianlage, dies gilt sowohl für die Anlagekosten als auch für die spezifischen Investitionskosten. Es ergeben sich die niedrigsten spezifischen Stromgestehungskosten der Anlagen mit fremdgekühlten Leiträdern bei niedrigen Brennstoffpreisen und kurzen Betiebszeiten.

5.2.3 Wasserkühlung

Durch die Leckageverluste sind auch bei der Wasserkühlung zusätzliche Kosten für den Wasserverbrauch und die Wasseraufbereitungsanlage einzubeziehen. Ferner werden für die Gasturbinen-Anlage die Kosten für die Pumpen erfasst.

Die Wasserkühlung führt zu ähnlichen Kosten der einzelnen Komponenten wie die geschlossene Dampfkühlung, doch entfällt der Abhitzedampferzeuger. Negativ zu Buche schlägt allerdings der Aufwand für Kühltechnik - die Kosten für die wärmedämmenden Schichten sind immens. So liegen die Gesamtkosten der Anlage etwa so hoch wie die der Referenz-Gasturbinen-Anlage, die spezifischen Investitionskosten verringern sich um 4 %. In Verbindung mit dem hohen Wirkungsgrad führt dies zu den zweitniedrigsten spezifischen Stromgestehungskosten aller untersuchter Varianten, im Grundlastbetrieb beträgt die Einsparung fast 10 % (Bild 5.9).

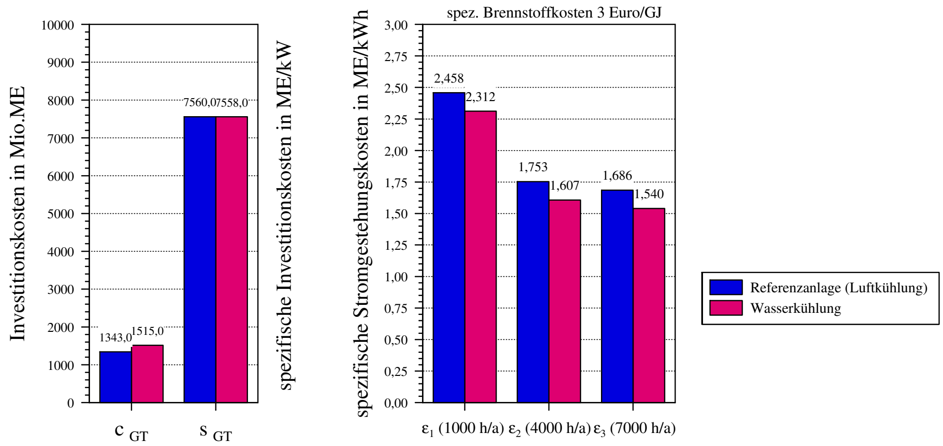

Bild 5.9: Kosten der Gasturbinen-Anlage mit wassergekühlter Turbine

Die Kosten für den Dampfteil entsprechen denen der geschlossenen Dampfkühlung, so dass die Investitionen durch die teure Kühltechik der Gasturbine etwas höher liegen und damit die spezifischen Investitionskosten. Im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage sind sie aber immer noch 12 % niedriger. Die spezifischen Stromgestehungskosten sind erst im Grundlastbetrieb niedriger als die der geschlossenen Dampfkühlung, in Relation zur Referenz-GuD-Anlage aber beachtlich um 5 % (Bild 5.10).

Wasserkühlung nur für Leiträder

Im Single-Betrieb schneidet die Gasturbine mit wassergekühlter Beschaufelung von den Leitradkühlungen am besten ab.
Die hohen Einsparungen in den Kühlkosten von 75 % bewirken, verglichen mit der reinen Wasserkühlung, um 4 % verminderte spezifische Anlagekosten. Die Absen-

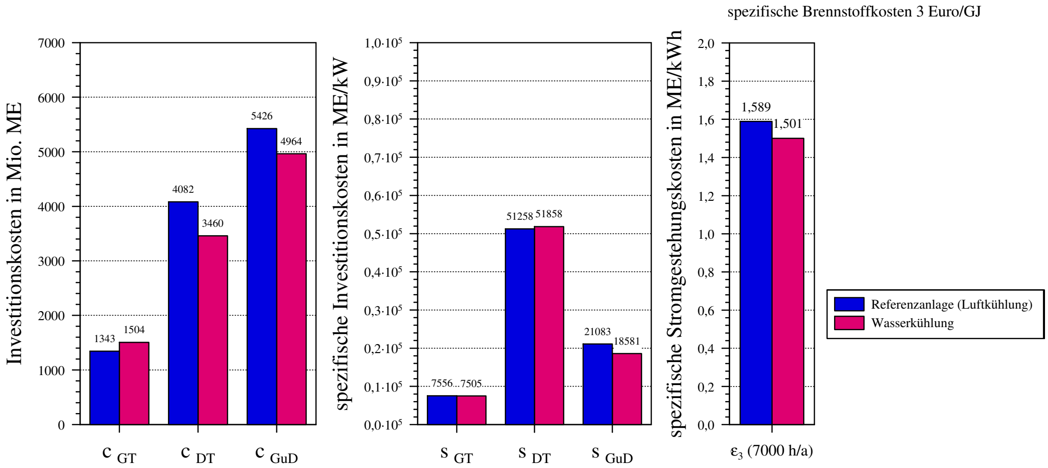

Bild 5.10: Kosten der GuD-Anlage mit wassergekühlter Gasturbine

kung der spezifischen Stromgestehungskosten gegenüber der Referenz-Gasturbinen-Anlage ist über den gesamten Einsatzbereich in etwa konstant, sie beträgt im Grundlastbetrieb annähernd 4,4 %.

Im Kombi-Betrieb werden die Einsparungen in der Gasturbine durch die teurere Dampfturbine wieder aufgebraucht, so dass die spezifischen Investitionskosten leicht ansteigen, in Relation zu den anderen Leitradkühlungen liegen sie jedoch niedriger. Der, verglichen mit der Referenz-GuD-Anlage, nur wenig verbesserte Gesamtwirkungsgrad führt zu den höchsten Stromgestehungskosten der geschlossenen Kühlarten.

5.2.4 Verdampfungskühlung

Wie bei allen geschlossenen Kühlarten werden Aufwendungen für Wasser und die Wasseraufbereitungsanlage sowie im Solo-Betrieb der Gasturbine die Kosten für die Pumpen berücksichtigt.

Das hohe Druckverhältnis der verdampfungsgekühlten Gasturbine vergrößert die Komponenten und verteuert diese beträchtlich. Zwar liegt der Aufwand für die Wärmedämmschichten weit unterhalb dem der Wasserkühlung, doch sind die Kosten für die Kühltechnik immer noch annähernd 1,5 Mal so hoch wie bei der Referenz-Anlage. Spezifisch sinken die Investitionskosten wegen der hohen Gasturbinen-Leistung hingegen um 3 %. In Verbindung mit dem höchsten Wirkungsgrad aller untersuchter Varianten ergeben sich die niedrigsten spezifischen Stromgestehungskosten, mit Einsparungen von mehr als 10 % im Grundlastbetrieb (Bild 5.11).

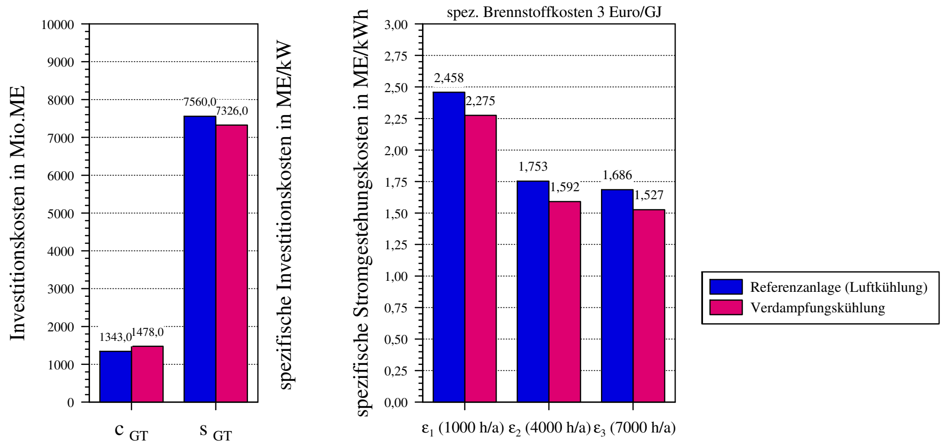

Bild 5.11: Kosten der Gasturbinen-Anlage mit verdampfungsgekühlter Turbine

Verglichen mit der Referenz-GuD-Anlage ergeben sich bedingt durch die hohen ausgekoppelten Leistungen sowohl für die Gasturbine als auch für die Dampfturbine niedrigere spezifischen Investitionskosten, für die GuD-Anlage ermäßigen sie sich um annähernd 5 %. Ab mittleren Erdgaspreisen ergeben sich die niedrigsten spezifischen Stromgestehungskosten aller Variationen, im Grundlastbetrieb liegen sie mehr als 7 % unterhalb der spezifischen Stromgestehungskosten für die GuD-Anlage mit luftgekühlter Gasturbine (Bild 5.12).

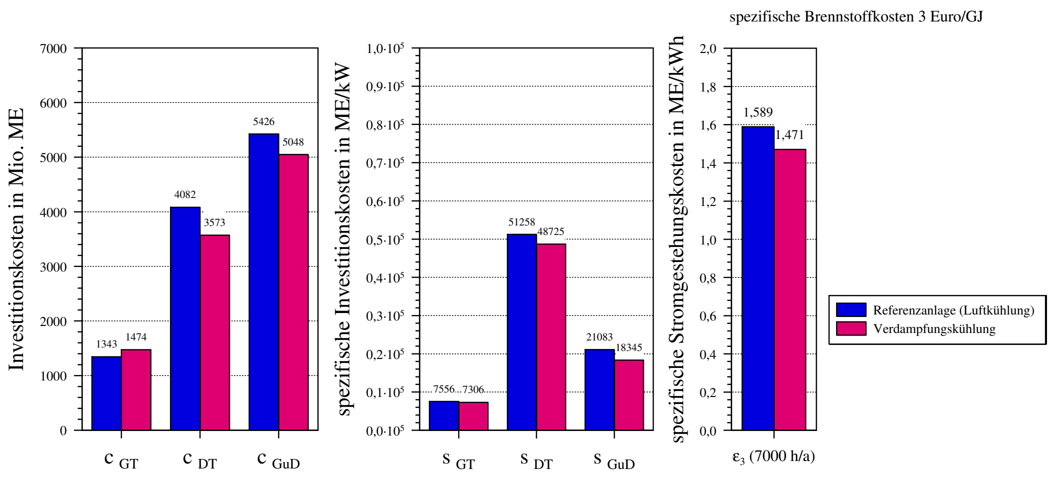

Bild 5.12: Kosten der GuD-Anlage mit verdampfungsgekühlter Gasturbine

Verdampfungskühlung nur für Leiträder

Unter ökonomischen Gesichtspunkten kann die Gasturbinen-Anlage mit Verdampfungskühlung der Leitschaufeln nicht mit der rein verdampfungsgekühlten Turbine konkurrieren.
Zwar halbieren sich die Kühlkosten, die deutlich kleinere Leistung bewirkt jedoch, im

Vergleich zur alleinigen Verdampfungskühlung, höhere spezifische Stromgestehungskosten. Ab dem Mittellast-Betrieb zeigt die Anlage im Vergleich zu den anderen Leitradkühlungen gute Ergebnisse.

In der Kombianlage erreicht auch die verdampfungs-/luftgekühlte Gasturbine ein hohes Einsparpotential.
Hier liegen die spezifischen Investitionskosten zwar um 0,4 % höher als bei der Wasserkühlung, doch bewirkt der hohe Wirkungsgrad niedrigere spezifische Stromgestehungskosten, im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage bei Grundlast eine Ermäßigung um 3,3 %.

5.2.5 Brennstoffeinspritzung

Bei der zusätzlichen Energiezufuhr innerhalb der Turbine werden als weitere Kosten die finanziellen Aufwendungen für die Zwischenverbrennungsapparatur einkalkuliert.

5.2.5.1 Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

Die Größe der Anlage und besonders auch der Aufwand für die Kühlung führen zu einem Anstieg der Anlagekosten, die Kosten für den apparativen Aufwand der Brennstoffzufuhr in die Turbine sind dagegen relativ gering. Doch führt die hohe elektrische Leistung der Gasturbine zu einer Absenkung der spezifischen Investitionskosten um 4 %. Im Gegensatz zur Fremdkühlung ist bei der Zwischenverbrennung die Einsparung in den spezifischen Stromgestehungskosten nicht so hoch, dafür über den gesamten Lastbereich annähernd konstant (Bild 5.13).

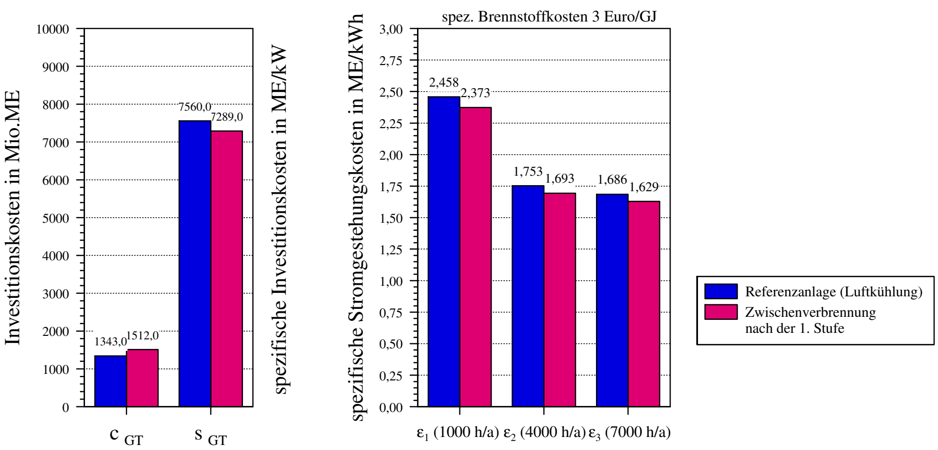

Bild 5.13: Kosten der Gasturbinen-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

In der wirtschaftlichen Bewertung liefert die Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe auch in der Kombianlage nicht so gute Ergebnisse wie die geschlossene Fremdkühlung. Trotz der hohen Anlagekosten sinken, bedingt durch die hohen Leistungen, sowohl in dem Gasturbinen- als auch in dem Dampfturbinenteil die spezifischen Investitionskosten. Es ergeben sich, verglichen mit der Referenz-GuD-Anlage, in erster Linie bei niedrigeren Jahresvolllastzeiten, geringfügig niedrigere spezifische Stromgestehungskosten (Bild 5.14).

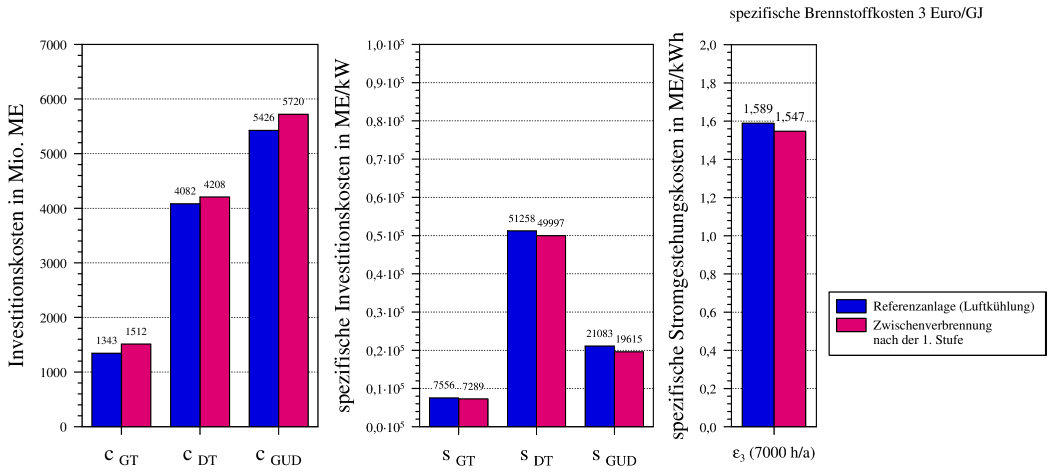

Bild 5.14: Kosten der GuD-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. Stufe

5.2.5.2 Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe

Speziell bei der zweifachen Zwischenverbrennung führt die Anlagengröße zu fast 40 % höheren Investitionskosten der Gasturbinen-Anlage, wobei der Aufwand für die Turbinenkühlung 2,5 Mal so groß ist wie bei der Referenz-Anlage. Doch auch hier ergibt sich durch die hohe elektrische Leistung eine Absenkung der spezifischen Investitionskosten um 4 %. Die niedrigen spezifischen Stromgestehungskosten der Fremdkühlung erreicht die Zwischenverbrennung in der Turbine nicht (Bild 5.15).

Die Leistungsgröße der Kombianlage erhöht die Investitionskosten beträchtlich, sie liegen um mehr als 20 % oberhalb denen der Referenz-GuD-Anlage. Bedingt durch die mit Abstand höchsten abgegebenen Leistungen ergeben sich sowohl für die Gasturbine als auch für die Dampfturbine niedrige spezifische Investitionskosten, für die GuD-Anlage ermäßigen sie sich um mehr als 14 %. Bei niedrigen Brennstoffkosten ergeben sich die niedrigsten spezifischen Investitionskosten aller betrachteten Modifikationen, bei mittleren Brennstoffpreisen ermäßigen sich die spezifischen Stromgestehungskosten um mehr als 5 % (Bild 5.16).

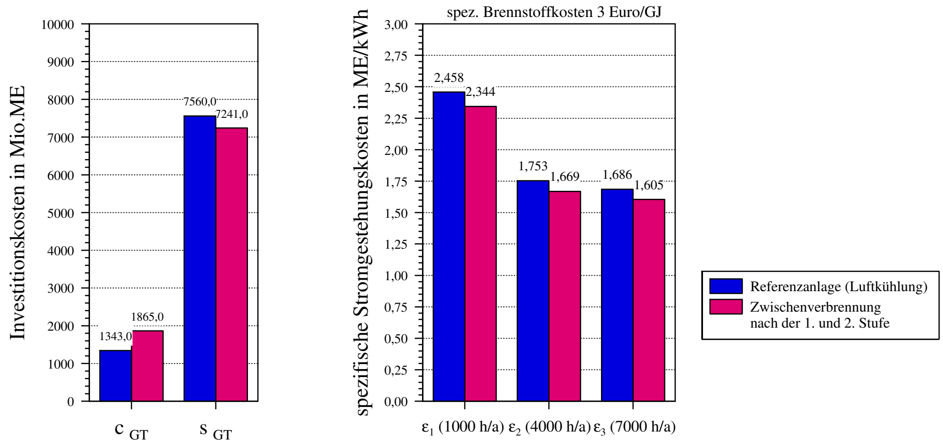

Bild 5.15: Kosten der Gasturbinen-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe

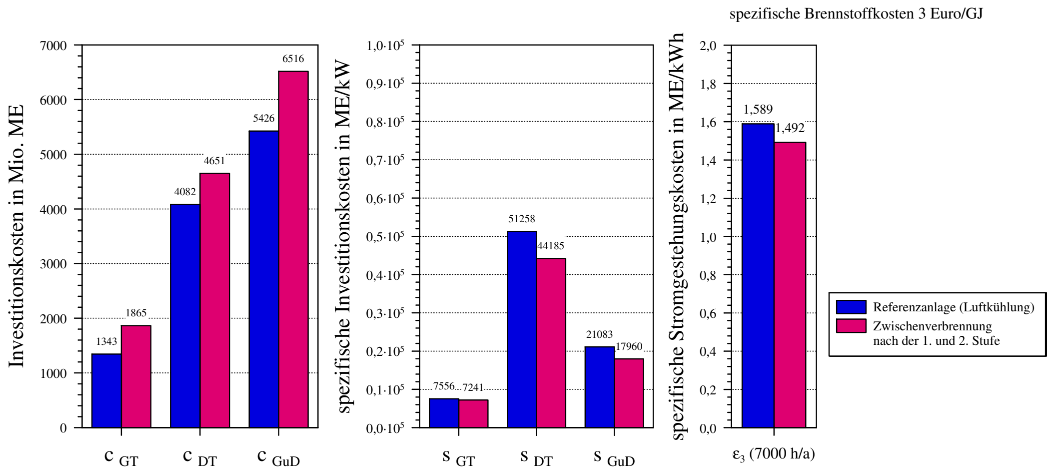

Bild 5.16: Kosten der GuD-Anlage mit Zwischenverbrennung nach der 1. und 2. Stufe

5.3 Zusammenfassung

Für die offene Dampfkühlung der Turbine ergeben sich höhere Kosten, insbesondere für den Abhitzedampferzeuger sowie die Wasseraufbereitung, und beeinflussen die Stromgestehungskosten derart, dass diese erst bei Mittel- und Grundlast niedriger sind als die der luftgekühlten Gasturbinen-Anlage (Bild 6.2).
Für GuD-Anlagen gilt, dass sich die spezifischen Investionskosten von Dampfturbine und Kombianlage erhöhen und damit bei vermindertem Wirkungsgrad die spezifischen Stromgestehungskosten (Bild 6.4).

Die Dampfzugabe in die Brennkammer führt wegen der hohen spezifischen Anlagekosten und niedrigem Wirkungsgrad zu hohen spezifischen Stromgestehungskosten (Bild 6.4).

Im Vergleich zur Turbine mit offener Dampfkühlung führt die Gasturbinen-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung, wegen der geringeren Kosten für die Turbinenkühlung, den Abhitzedampferzeuger und die Wasseraufbereitung, zu niedrigeren Stromerzeugungskosten (Bild 6.2).
In der GuD-Anlage bewirkt die Einspeisung des Kühlfluids in den Dampfturbinenteil eine Absenkung der spezifischen Investitions- wie auch Stromgestehungskosten (Bild 6.4).

Der technische und finanzielle Aufwand für die Kühlung der Gasturbinenschaufeln mit Wasser ist beachtlich, doch führen die guten Leistungsdaten zu den zweitniedrigsten spezifischen Stromgestehungskosten für die Gasturbinen-Anlage (Bild 6.2).
Bei der GuD-Anlage sind die spezifischen Stromgestehungskosten nur geringfügig niedriger als die der dampfgekühlten Gasturbine (Bild 6.4).

Es hat sich herausgestellt, dass die Nutzung der Verdampfungsenthalpie von Wasser zur Kühlung der Turbinenschaufeln zwar hohe Aufwendungen für die zusätzliche Kühltechnik erfordern, die besten Leistungsdaten aber die spezifischen Investitionskosten senken und zum größten Einsparpotenzial der spezifischen Stromgestehungskosten führt (Bild 6.2).
Bei Einbau der Verdampfungskühlung in eine GuD-Anlage ermäßigen sich gegenüber der Referenz-GuD-Anlage mit Luftkühlung die spezifischen Investitionskosten, es ergeben sich die mit Abstand niedrigsten spezifischen Stromgestehungskosten aller untersuchter Varianten (Bild 6.4).

Die gestufte Zwischenverbrennung nach der ersten Turbinenstufe der Gasturbinen-Anlage bewirkt, im Vergleich zu allen Variationen, die geringste Ermäßigung in den spezifischen Stromgestehungskosten (Bild 6.2).
In der GuD-Anlage führt die Turbine mit einfacher Zwischenverbrennung, im Vergleich zu der geschlossenen Fremdkühlung, zu höheren spezifischen Investitions- wie auch Stromgestehungskosten (Bild 6.4).
Wird zusätzlich nach der zweiten Stufe Brennstoff zugeführt, ergeben sich durch die Größe der Anlage und die aufwendige Kühltechnik hohe Kapitalkosten, niedrige spezifische Investitionskosten und gleichbleibend niedrige spezifische Stromgestehungskosten (Bild 6.2).
Der Einsatz der Turbine mit zweifacher Zwischenverbrennung in einer GuD-Anlage führt, im Vergleich zur Referenz-GuD-Anlage, zu den niedrigsten spezifischen Investitions- und, vor allem bei niedrigen Brennstoffpreisen, zu niedrigen spezifischen Stromgestehungskosten, direkt nach der Verdampfungskühlung (Bild 6.4).

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die Gasturbinen-Technologie hat sich in den letzten Jahren stark weiterentwickelt und stellt insbesondere in Kombination mit der Dampfturbine eine vielversprechende technische Option zur wirtschaftlichen wie auch ressourcen- und umweltschonenden Stromerzeugung dar. Entgegen früheren Aussagen, nach denen die Reichweite der Primärenergieträger Erdgas und Erdöl auf einige Jahrzehnte begrenzt wurde, werden in neueren Untersuchungen die Ressourcen von nicht-konventionellem Erdgas und Erdöl um einen Faktor 10^3 höher bewertet.

Diese Tatsache läßt den Schluss zu, dass die Gasturbinen- und GuD-Kraftwerke wegen ihrer hohen Wirkungsgrade, niedrigen Emissionen, hohen Zuverlässigkeit sowie niedrigen spezifischen Kosten auch in Zukunft einen entscheidenden Beitrag zur weltweiten Stromversorgung leisten werden. Aus diesem Grund wird das Bestreben, diese Gasturbinen- und Kombianlagen durch weitere Verbesserungen noch leistungsfähiger, umweltverträglicher und wirtschaftlicher zu machen, erheblich verstärkt werden.

In der vorliegenden Arbeit werden eine Reihe von möglichen Verbesserungen des Gasturbinenprozesses energetisch und technologisch untersucht und soweit möglich auch wirtschaftlich mit einer Referenzanlage verglichen. Die Berechnungen werden zum einen als Gasturbinen-Kraftwerk und zum anderen als GuD-Kraftwerk durchgeführt.
Das Ergebnis ist, dass - bei Beibehaltung einiger wichtiger Prozessparameter, wie der Ein- und Austrittstemperatur der Gasturbine als auch der Schaufelwandtemperaturen sowie des zugeführten Energiestromes in die Brennkammer der Referenzanlage - bei allen innovativen Gasturbinen-Prozessen das erforderliche Druckverhältnis steigt, ebenso die Leistung und, als eigentliche Verbesserung, der Wirkungsgrad.

Im ersten Teil wird die Fremdkühlung der Turbinenbeschaufelung untersucht mit dem Ziel, Verdichter-Kühlluft und damit Verdichterleistung zu sparen und demzufolge den Gesamtwirkungsgrad der Anlage zu erhöhen.
Grundgedanke der Fremdkühlung ist, die größere spezifische Wärmekapazität von Dampf oder Wasser zu Kühlzwecken in der Gasturbine einzusetzen. Eine noch effektivere Kühlart ist, die große Verdampfungsenthalpie von Wasser zur Kühlung der Turbinenschaufeln zu nutzen. Wie erwartet, nimmt der Wirkungsgrad bei der Verdampfungskühlung den höchsten Wert an vor der Wasserkühlung und der Dampfkühlung, hingegen steigt die elektrische Leistung nur mäßig (Bilder 6.1 und 6.3). Bei Kombianlagen ergibt sich ein weniger einheitliches Bild. Hier ist die offene Dampfkühlung der Gasturbinenschaufeln, mit oder ohne Dampfzugabe in der Brennkammer, ineffektiver als die Einspeisung des Kühldampfes in den über einen Abhitzedampferzeuger nachgeschalteten Dampfturbinen-Kreislauf.

Die technisch einfacher zu verwirklichende Kühlung des Rotors mit Luft in Verbindung mit der Fremdkühlung der Leiträder führt nur zu geringen Wirkungsgradsteigerungen bei annähernd konstanter Leistung (Bilder 6.5 und 6.7).
Es kann gesagt werden, dass die Fremdkühlung ihr größtes Potenzial bei Kühlung der Leit- und Laufräder hat und technisch mittelfristig zu verwirklichen ist.

Eine weitere Maßnahme zur Prozessverbesserung ist die zusätzliche Energiezufuhr durch Zwischenverbrennung in einzelnen Stufen der Turbine. Dabei wird nach den ersten Stufen erneut Brennstoff zugeführt und folglich die Temperatur in der Turbine wieder angehoben. Die gestufte Zwischenverbrennung nach der ersten und möglicherweise zusätzlich nach der zweiten Stufe erhöht insbesondere die abgegebene Turbinenleistung, den Wirkungsgrad aber nur wenig (Bilder 6.1 und 6.3).
Die Zwischenverbrennung innerhalb der Turbine ist technisch erst langfristig realisierbar, doch ergibt sich nach Lösung der offenen Fragen ein hohes Potenzial.

Bei einigen Konzepten, insbesondere denjenigen mit Fremdkühlung, könnten die Turbineneintrittstemperaturen über die derzeit möglichen Höchstwerte angehoben werden. Das böte natürlich das Potenzial für weitere Wirkungsgradsteigerungen, bei GuD-Anlagen z. B. deutlich über 60 %. Um „realistisch" zu bleiben, wurde dieser Gedanke bei den Simulationsrechnungen nicht weiter verfolgt.

Der wirtschaftliche Vergleich ist eigentlich der wichtigere, entscheidet er doch in der Regel über die technische Verwirklichung. Wie immer ist er mit den größten Unsicherheiten behaftet, dennoch ergeben sich klare Tendenzen und Aussagen.
Für alle untersuchten Varianten der geschlossenen Fremdkühlung wie auch der Zwischenverbrennung in der Turbine ergeben sich Absenkungen in den spezifischen Stromgestehungskosten bei verschiedenen Brennstoffpreisen (niedrig, mittel, hoch) für alle Betriebsarten (Spitzenlast, Mittellast, Grundlast).

Obwohl bei den Gasturbinenanlagen die Zwischenverbrennung die niedrigsten spezifischen Investitionskosten verursacht, bewirken die hohen Anlagenwirungsgrade der fremdgekühlten Gasturbinen niedrigere spezifische Stromgestehungskosten. Für die GuD-Anlagen ergeben sich unter Berücksichtigung einer gewissen Unschärfe vergleichbar niedrige spezifische Stromgestehungskosten bei der Zwischenverbrennung und der Verdampfungskühlung. Tendenziell sinken die spezifischen Stromgestehungskosten bei der Zwischenverbrennung hin zu niedrigeren Jahreseinsatzzeiten (Bilder 6.2 und 6.4). Hingegen rechnet sich die offene Dampfkühlung in der Gasturbine erst für mittlere Brennstoffpreise bei Mittel- oder Grundlast, in GuD-Anlagen ist sie unwirtschaftlich.
Bei Fremdkühlung mit luftgekühlten Laufrädern fällt der ökonomische Gewinn deutlich geringer aus (Bilder 6.6 und 6.8).

Aufbauend auf den positiven Ergebnissen mit z. T. großen Potenzialen zur weiteren Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung bei zu erwartender Wirtschaftlichkeit der Gasturbinen- und GuD-Kraftwerke bieten sich weitere Forschungsarbeiten bezüglich der Steigerung der Anlagenparameter und Optimierung der Anlagen wie auch der technischen Durchführbarkeit der Modifikationen an.

Um die Vergleichbarkeit mit derzeitigen Gasturbinen- und GuD-Anlage zu gewährleisten, werden in der vorliegenden Untersuchung wesentliche Prozessgrößen konstant gehalten, was jedoch bei den Variationen nicht das beste Ergebnis liefert. Durch Parametervariationen sollte daher die vielversprechende, geschlossene Fremdkühlung in Gasturbinen- und GuD-Anlagen energetisch und wirtschaftlich optimiert werden.

Der Vergleich mit den jeweiligen Referenzanlagen ist bisher nur für den Nennlast-Betriebspunkt durchgeführt worden. Da sich möglicherweise signifikante Unterschiede ergeben, sollten Teillastrechnungen durchgeführt und instationäre Betriebszustände, wie Lastwechsel sowie das An- und Abfahren, simuliert werden.

Der bei der Turbinen-Dampfkühlung benötigte Kühldampf wurde dem Dreidruck-Abhitzedampferzeuger entnommen. Es wäre daher sinnvoll, die mengen- und schaltungsmäßig optimale Kühldampfproduktion zu ermitteln oder eine Entnahme aus der Dampfturbine vorzusehen.

Durch die hohen Temperaturen nach der Zwischenverbrennung in der Turbine steigt der Kühlluftbedarf stark an. Es stellt sich daher die Frage, ob nicht die Kühlung der Turbine mit einem Fremdmedium bei einem erheblich kleineren Kühlfluidmassenstrom sinnvoller wäre als die Luftkühlung.

Technologisch gesehen bestehen bei den einzelnen Konzepten Schwierigkeiten, die jedoch technisch gelöst werden können, wenn auch mit unterschiedlichem Grad.

Bei der sehr effektiven Verdampfungs- wie auch Wasserkühlung ist das Aufbringen einer Wärmedämmschicht an den Kühlkanälen erforderlich, um die Temperaturspannungen in der Wand zu begrenzen. In Verbindung mit Werkstoffwissenschaftlern ist zu klären, wie diese Wärmedämmschicht an den Kühlkanälen anzubringen ist.

Abdichtungen zwischen Kühlmedium und Arbeitsfluid sind immer problematisch, besondere Schwierigkeiten bereitet der Übergang von einem stehenden in ein rotierendes System. Speziell für die Fremdkühlmittel Dampf und Wasser gilt es zu prüfen, welche Leckraten auftreten und welche Schäden ein Austrag dieser Kühlmittel an den Bauteilen der Turbine verursachen könnte.

Die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt empirisch und ist insbesondere im Nassdampfgebiet mit sehr großen Unsicherheiten behaftet. Um sicher zu stellen, dass eine unkontrollierte Verdampfung in den Schaufeln dort nicht zu Beschädigungen führt, bedarf es genauerer theoretischer und experimenteller Untersuchungen.

Bei der Untersuchung der Zwischenverbrennung konnte für den Brennstoff nur überschlägig geklärt werden, wie und wo er einzubringen ist, wie er sich über den Strömungsquerschnitt verteilt und wie er sich vermischt, zündet und verbrennt. Es wären daher, auf diesen ersten theoretischen Überlegungen aufbauend, experimentelle Untersuchungen erforderlich, die dann in eine Modellbeschreibung einfließen müssten.

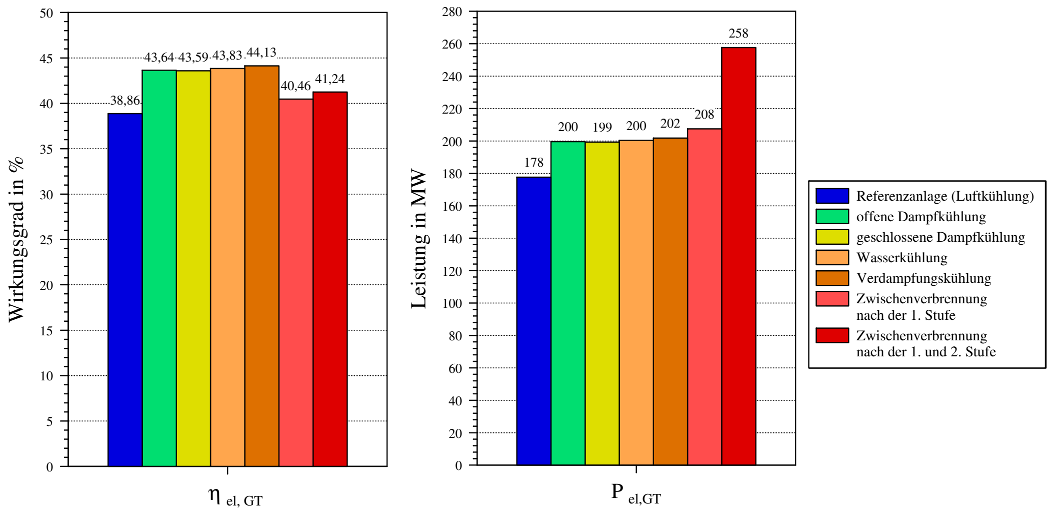

Bild 6.1: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlagen

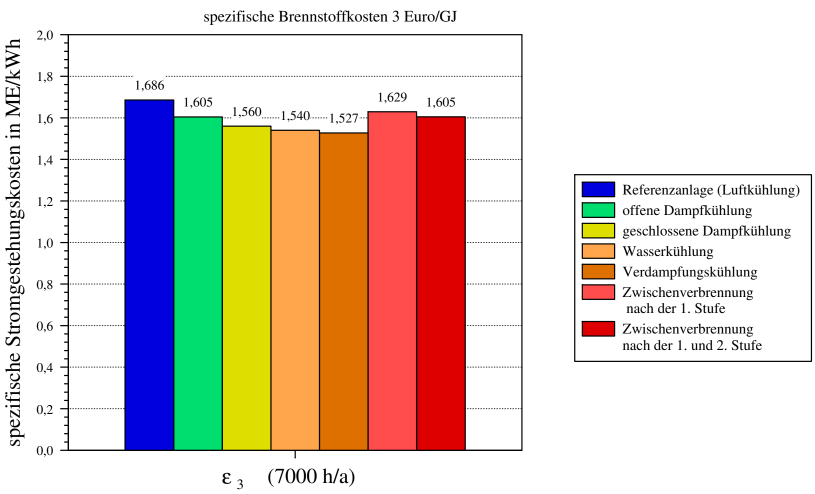

Bild 6.2: spezifische Stromgestehungskosten der Gasturbinen-Anlagen

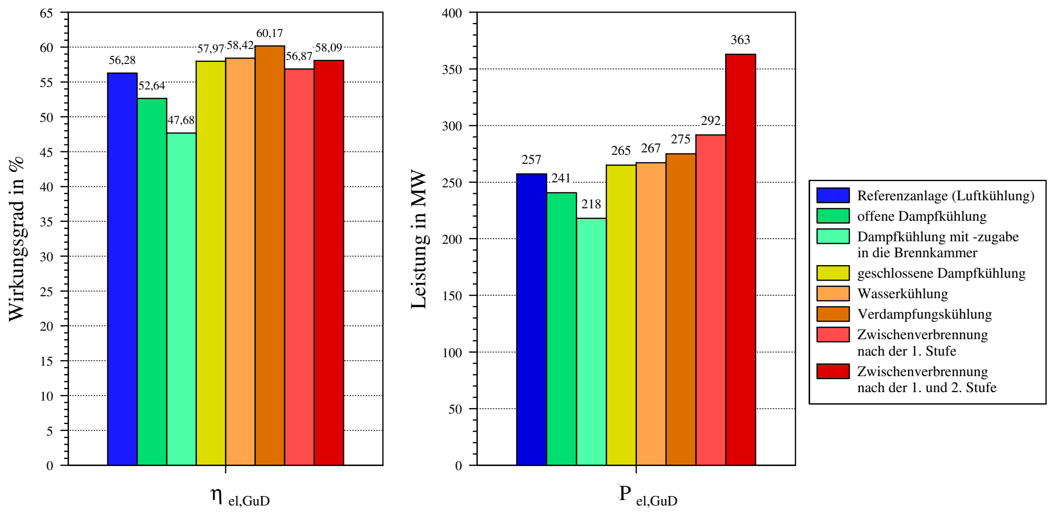

Bild 6.3: Leistungsdaten der GuD-Anlagen

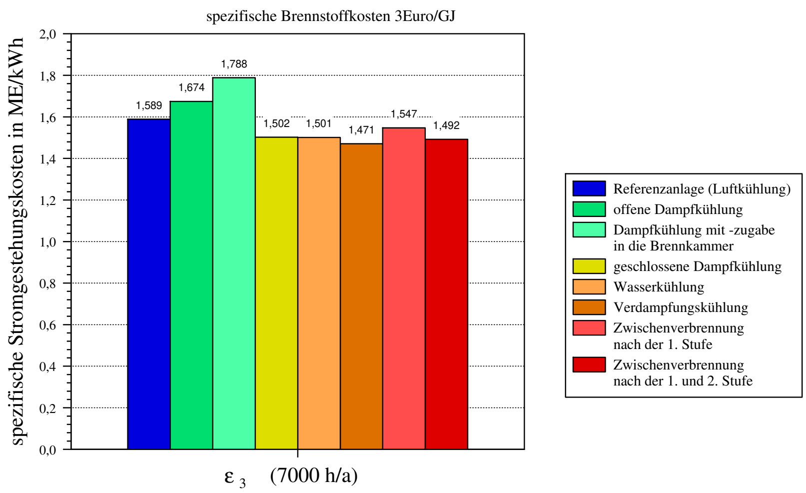

Bild 6.4: spezifische Stromgestehungskosten der GuD-Anlagen

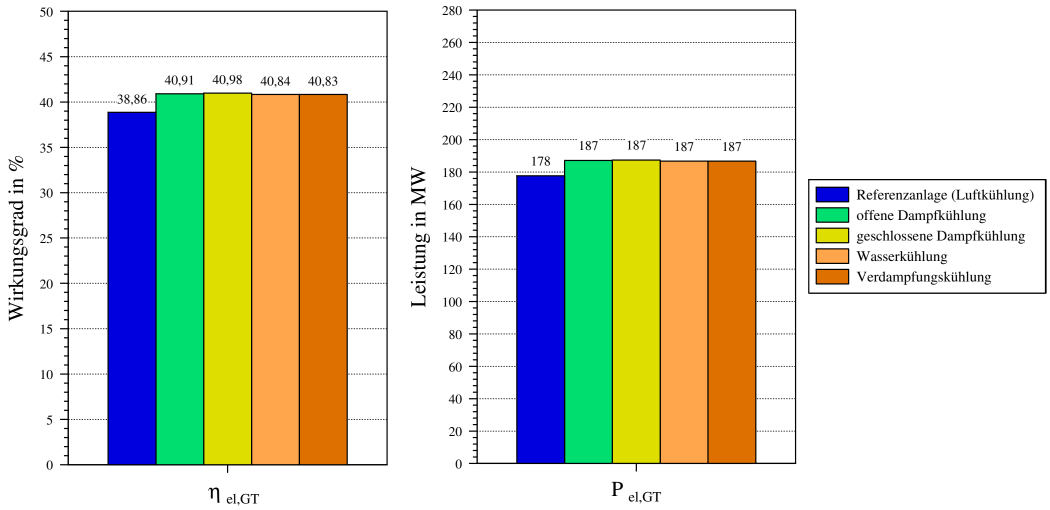

Bild 6.5: Leistungsdaten der Gasturbinen-Anlagen mit Fremdkühlung der Leiträder und Luftkühlung der Laufräder

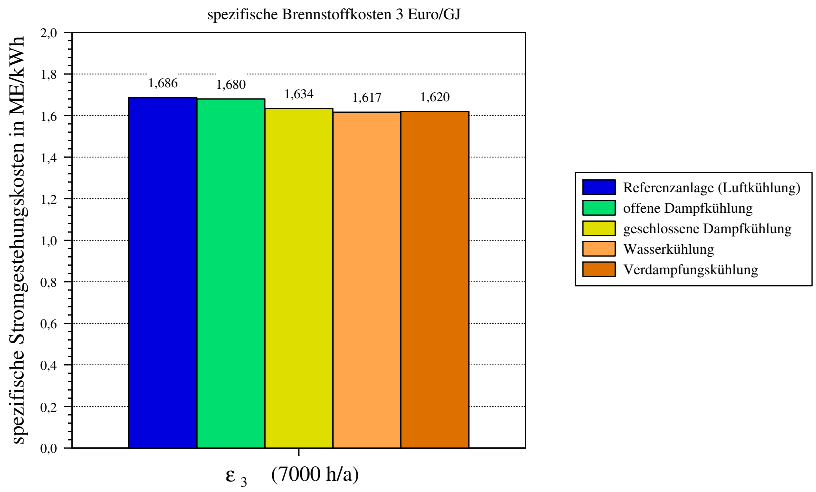

Bild 6.6: spezifische Stromgestehungskosten der Gasturbinen-Anlagen mit Fremdkühlung der Leiträder und Luftkühlung der Laufräder

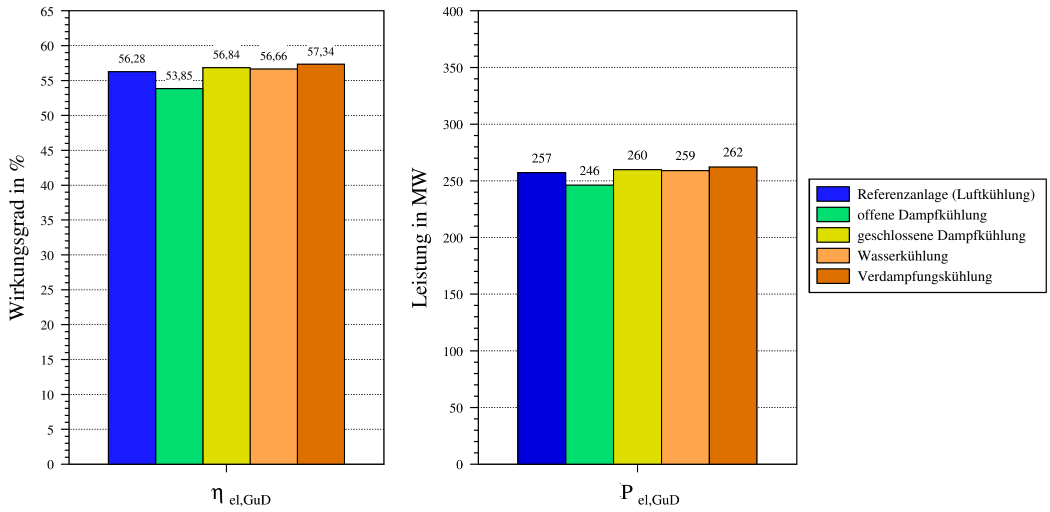

Bild 6.7: Leistungsdaten der GuD-Anlagen mit Fremdkühlung der Leiträder und Luftkühlung der Laufräder

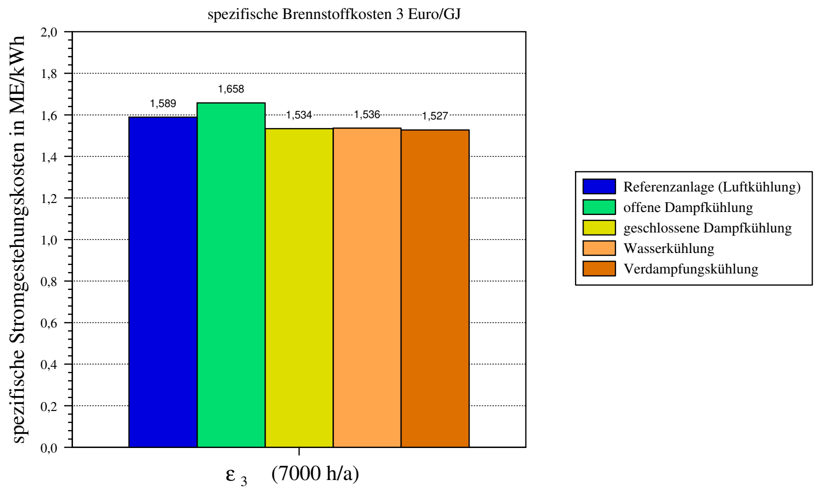

Bild 6.8: spezifische Stromgestehungskosten der GuD-Anlagen mit Fremdkühlung der Leiträder und Luftkühlung der Laufräder

7 Formelzeichen

7.1 Formelzeichen

Zeichen	(Einheit)	Bedeutung
a	$(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}})$	Schallgeschwindigkeit
a_a	$(\frac{1}{\mathrm{a}}; \frac{\%}{\mathrm{a}})$	Annuität
a_B	(1; %)	Massenanteil der Asche des Brennstoffs $(a_B =_{def} \frac{m_{BA}}{m_B})$
A	(m^2)	Fläche
A	(1)	Konstante bei der Strahlungsrechnung
A_F	(K)	Konstante bei der Filmkühlung
b	(m)	Breite eines Strömungskanals
b_B	$(\frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kWh}})$	spezifische Brennstoffkosten
b_s	(m)	Gitterbreite (auf die Skelettlinie bezogen)
B	(1)	Konstante bei der Strahlungsrechnung
B_{Le}, B_{La}	(1)	Belastungszahl $[B_{Le,La} =_{def} c_A \cdot (\frac{s}{t})]$
B_{max}	(1)	Maxinalwert der Belastungszahl
$(B_F \cdot L)$	(1)	Konstante bei der Filmkühlung
c	$(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}})$	Absolutgeschwindigkeit
c_B	(1; %)	Massenanteil des Kohlenstoffs des Brennstoffs $(c_B =_{def} \frac{m_{BC}}{m_B})$
c_p	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kgK}})$	spez. Wärmekap. bei konst. Druck $(c_p =_{def} \frac{\partial h}{\partial T}\|_{p=konst})$
c_v	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kgK}})$	spez. Wärmekap. bei konst. Volumen $(c_v =_{def} \frac{\partial u}{\partial T}\|_{v=konst})$
c_T	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kgPa}})$	spez. Wärmekap. bei konst. Temperatur $(c_T =_{def} \frac{\partial h}{\partial p}\|_{T=konst})$
d, D	(m)	Durchmesser
d_H	(1)	bezogener Hinterkantendurchmesser $(d_H =_{def} \frac{D_H}{s})$
d_N	(1)	bezogener Nasendurchmesser $(d_N =_{def} \frac{D_N}{s})$
D_{Le}, D_{La}	(1)	Diffusionszahl $[D_{Le} =_{def} 1 - \frac{c_3}{c_2} + \frac{1}{2}\frac{\|\Delta c_u\|}{c_2}(\frac{t}{s})]$ $[D_{La} =_{def} 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{1}{2}\frac{\|\Delta w_u\|}{w_1}(\frac{t}{s})]$
D_{max}	(1)	Maximalwert der Diffusionszahl
E	(J)	Energie
E	(1)	Exponent
$\dot{E}$	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{s}})$	Energiestrom
f	(1)	Hilfsfunktion bei der Strahlungsrechnung
f_{iKomp}	(1)	Proportionalitätsfaktor für die Kosten einer Komponente
f_p	(1)	Druckkorrekturfaktor bei der Strahlungsrechnung
f_{zusj}	$(\frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kWh}})$	spezifische Zusatzkosten
g	(1)	Hilfsfunktion bei der Strahlungsrechnung

h	$(\frac{\text{J}}{\text{kg}})$	spezifische Enthalpie
h_B	(1; %)	Massenanteil des Wasserstoffs des Brennstoffs $(h_B =_{def} \frac{m_{BH}}{m_B})$
H_u, H_{um}	$(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}; \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}})$	(spezifischer, molarer) Heizwert
i_a	$(\frac{1}{\text{a}}; \frac{\%}{\text{a}})$	allgemeine Inflationsrate
j	$(\frac{\text{J}}{\text{kg}})$	spezifische Dissipationsarbeit
k	$(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}})$	Wärmedurchgangskoeffizient
k_i	$(\frac{\text{ME}}{\text{kW}})$	spezifische Investitionskosten
K	(1)	Konstante (z. B. bei Verlustbeiwerten)
K	(ME)	Kosten
K_i	(ME)	gesamte Investitionskosten
K_T	(m^{-1})	Konstante der Temperaturgleichung beim Wärmeübergang
$(k \cdot A)$	$(\frac{\text{W}}{\text{K}})$	Wärmedurchgangswert
$(k \cdot U)$	$(\frac{\text{W}}{\text{mK}})$	Wärmedurchgangswert
l	(m)	Länge, Schaufellänge, Schaufelhöhe
l	(1)	spezifischer Luftbedarf
l_{min}	(1)	spezifischer Mindestluftbedarf
$\dot{m}$	$(\frac{\text{kg}}{\text{s}})$	Massenstrom
M	$(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}})$	molare Masse
Ma	(1)	Machzahl $(Ma_c =_{def} \frac{c}{a}$ bzw. $Ma_w =_{def} \frac{w}{a})$
n	(kmol)	Stoffmenge
n	(s^{-1})	Drehzahl
n	(1)	Exponent des Geschwindigkeitsprofils
n_a	(a)	Abschreibungszeit, Lebensdauer einer Anlage
n_B	(1; %)	Massenanteil des Stickstoffs des Brennstoffs $(n_B =_{def} \frac{m_{BN}}{m_B})$
Nu	(1)	Nusseltzahl $(Nu =_{def} \frac{\alpha \cdot l}{\lambda})$
o_B	(1; %)	Massenanteil des Sauerstoffs des Brennstoffs $(o_B =_{def} \frac{m_{BO}}{m_B})$
o_{min}	(1)	spezifischer Mindestsauerstoffbedarf
O	(m^2)	Oberfläche
p	(Pa)	Druck
p_a	$(\frac{1}{\text{a}}; \frac{\%}{\text{a}})$	kalkulatorischer Zinsfuß
P	(W)	Leistung
Pr	(1)	Prandtlzahl $(Pr =_{def} \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda})$
q	$(\frac{\text{J}}{\text{kg}})$	spezifische Wärme
q_a	$(\frac{1}{\text{a}})$	Zinsfaktor $(q_a = 1 + p_a)$
$\dot{Q}$	(W)	Wärmestrom
r	(m)	Radius
R	$(\frac{\text{J}}{\text{kgK}})$	spezifische Gaskonstante
Re	(1)	Reynoldszahl $(Re =_{def} \frac{c \cdot l}{\nu})$
R_m	$(\frac{\text{J}}{\text{kgkmol}})$	molare Gaskonstante $(R_m$=8314,51 $\frac{\text{J}}{\text{kgkmol}})$
s	$(\frac{\text{J}}{\text{kgK}})$	spezifische Entropie
s	(m)	Sehnenlänge
s	(m)	Schichtdicke
s_a	$(\frac{1}{\text{a}}; \frac{\%}{\text{a}})$	Steuersatz
s_B	(1; %)	Massenanteil des Schwefels des Brennstoffs $(s_B =_{def} \frac{m_{BS}}{m_B})$
s_{iKomp}	$(\frac{DM}{?}$	spezifische Kosten einer Komponente

t	(m)	Teilung
T	(K;°C)	Temperatur
T_j	$(\frac{\mathrm{h}}{\mathrm{a}})$	Jahresvolllastzeit
u	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}})$	spezifische innere Energie
u	$(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}})$	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades
U	(m)	Umfang
v	$(\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{kg}})$	spezifisches Volumen
v_a	$(\frac{1}{\mathrm{a}}; \frac{\%}{\mathrm{a}})$	Versicherungssatz
$\dot{V}$	$(\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}})$	Volumenstrom
w	$(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}})$	Relativgeschwindigkeit im Laufrad
w_B	(1; %)	Massenanteil des Wassers des Brennstoffs $(w_B =_{def} \frac{m_{BW}}{m_B})$
w_t	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}})$	spezifische Arbeit
x	(m)	Strömungslänge, Lauflänge, Längskoordinate
x	(1)	Dampfgehalt von Nassdampf $(x =_{def} \frac{m_{Dampf}}{m_{ges}})$
x	(1)	Hilfsgröße bei der Strahlungsrechnung
x_s	(1)	auf die Sehnenlänge s bezogene Sehnenkoordinate bei Schaufeln
y	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}})$	spez. Strömungsarbeit $(y =_{def} \int v \cdot dp)$
y_s	(1)	auf die Sehnenlänge s bezogene Koordinate senkrecht auf x bei Schaufeln
y_t	$(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}})$	spez. totale Strömungsarbeit $(y_t = y + c^2/2)$
z	(m)	Koordinate in axialer Richtung
z_a	$(\frac{1}{\mathrm{a}})$	Zinsfuß
z_T	(1)	Stufenzahl der Turbine
z_V	(1)	Stufenzahl des Verdichters
α	$(\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2\mathrm{K}})$	Wärmeübergangskoeffizient
α	(°; rad)	absoluter Strömungswinkel
$\overline{\alpha}$	(°; rad)	abs. Strömungswinkel, gem. gegen die Achsrichtung $(\overline{\alpha} = 90° - \alpha)$
β	(1)	Brennstoff/Luft-Verhältnis $(\beta =_{def} \frac{m_B}{m_L})$
β	(°; rad)	relativer Strömungswinkel
$\overline{\beta}$	(°; rad)	rel. Strömungswinkel, gem. gegen die Achsrichtung $(\overline{\beta} = \beta - 90°)$
γ	(°; rad)	Meridianwinkel
γ	(1; ?)	bezogene Stoffmenge des Abgases
γ_s	(°; rad)	Neigung der Skelettlinie zur Sehne
ΔT_{log}	(1)	logarithmische Temperaturdifferenz $[\Delta T_{log} =_{def} \frac{\Delta T_A - \Delta T_E}{\ln(\Delta T_A/\Delta T_E)}]$
ϵ	(1)	Strahlungskoeffizient
ϵ_j	$(\frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kWh}})$	spezifische Stromgestehungskosten (im Jahr j)
ζ	(1)	Verlustbeiwert
η	(1;%)	Wirkungsgrad
η_c	(1;%)	Verbrennungswirkungsgrad
$(\eta), \mu$	$(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{ms}})$	dynamische Zähigkeit $((\eta), \mu = \rho \cdot \nu)$
κ	(1)	Verhältnis der Wärmekapazitäten $(\kappa =_{def} \frac{c_p}{c_v})$
λ	(1)	Luftverhältnis $(\lambda =_{def} \frac{l}{l_{min}} = \frac{\beta_{st}}{\beta})$
λ	$(\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{mK}})$	Wärmeleitfähigkeit
$\mu, (\eta)$	$(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{ms}})$	dynamische Zähigkeit $(\mu, (\eta) = \rho \cdot \nu)$

μ_{pol}	(1)	Polytropenverhältnis $(\mu_{pol} =_{def} \frac{v \cdot dp}{dh} = \frac{1}{\nu_{pol}})$
ν_{pol}	(1)	Polytropenverhältnis $(\nu_{pol} =_{def} \frac{dh}{v \cdot dp} = \frac{1}{\mu_{pol}})$
ν	$(\frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{s}})$	kinematische Zähigkeit $(\nu = \frac{\mu,(\eta)}{\rho})$
ν_N	(1)	Nabenverhältnis $(\nu_N =_{def} \frac{r_N}{r_S})$
ξ	(1)	Rohrreibungsbeiwert
ξ_i	(1; %)	Massenanteil $(\xi_i =_{def} \frac{m_i}{m})$
ξ_{Le}, ξ_{La}	(1)	Verzögerungsverhältnis $(\xi_{Le} =_{def} \frac{c_3}{c_2}, \xi_{La} =_{def} \frac{w_2}{w_1})$
π	(1)	Ludolfsche Zahl $(\pi =_{def} \frac{U_{Kreis}}{d} = 3,141592...)$
π	(1)	Druckverhältnis $(\pi =_{def} \frac{p_A}{p_E})$
ρ	$(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3})$	Dichte
ρ_h	(1)	Reaktionsgrad $(\rho_h =_{def} \frac{\Delta h_{La}}{\Delta h})$
σ	$(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2})$	Reibungsanteil der Normalspannung
σ_R	$(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2})$	Stefan Boltzmann Konstante $(\sigma_R = 5,6696 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2\mathrm{K}^4})$
τ	$(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2})$	Spannung
τ	(s)	Zeit
φ	$(^\circ; \mathrm{rad})$	Winkel in Umfangsrichtung
φ	(1)	Durchflusskenngröße $(\varphi =_{def} \frac{c_m}{u_2})$
φ_{Luft}	(1; %)	relative Feuchtigkeit der Luft $(\varphi_{Luft} =_{def} \frac{p_{LH_2O}}{p_D})$
ϕ_c	(1)	Zirkularität $(\phi_c =_{def} \frac{U_c}{U})$
ϕ_i	(1)	Volumenanteil $(\phi_i =_{def} \frac{V_i}{V})$
ψ	(1)	Schaufelarbeitskenngröße $(\psi =_{def} \frac{w_t}{u_2^2/2})$
ψ	(1)	Hohlraumanteil $(\psi_{Hohl} =_{def} 1 - \frac{A_{Hohlraum}}{A_{gesamt}})$
ψ_i	(1; %)	Stoffmengenanteil $(\psi_i =_{def} \frac{n_i}{n})$

7.2 Indizes und sonstige Zeichen

Zeichen	Bedeutung
a	axial
a	außen
a	auf das Jahr bezogen
ad	adiabat
abs	Absorption
A	Austritt
A_A	Anlagenaustritt
$AHDE$	Abhitzedamperzeuger
$Auslass$	Auslass
B	Brennstoff
B	Bezug (bei Stromflächen)
BK	Brennkammer
BKA	Beschleunigungsteil der Brennkammer
BKE	Verzögerungsteil der Brennkammer
BK_A	Brennkammeraustritt
BK_E	Brennkammereintritt
c	auf c bezogen
c	Verbrennung
c	Kreis, zirkular
C	wärmedämmende Beschichtung
D	Dampf, Wasserdampf, Dampfteil
D_A	Diffusoraustritt
$Diff$	Diffusor
DT	Dampfturbine
E	Eintritt
el	elektrisch
$Einlass$	Einlass
Eu	Euler
F	Film, Filmkühlung
G	Gas
G_A	Gas-Austritt aus der Brennkammer
Gen	Generator
ges	gesamt
GT	Gasturbine
HD	Hochdruck
H_2O	Wasser
i	laufender Index (für die Komponenten einer Mischung)
i	laufender Index (bei Summen)
i	innen
j	im Jahr j
j	laufender Index (bei Summen)
L	Luft

L_E	Luft-Eintritt in die Brennkammer
k	Kupplung
KL	Kühlluft
KM	Kühlmittel
KO	Kondensator
La	Laufrad
Le	Leitrad
m	molar
m	meridian
m	mechanisch
max	maximal
min	minimal
M	Mitte (der Schaufel)
MD	Mitteldruck
n	Anzahl (bei Summen)
N	Nabe (innen)
ND	Niederdruck
p	konstanter Druck
pol	polytrop
P	Pumpe
r	radial
r	Reibung
rel	relativ, bezogen
rr	senkrecht auf r in Richtung von r (bei Normalspannungen)
$r\varphi$	senkrecht auf r in Richtung von φ (bei Schubspannungen)
rz	senkrecht auf r in Richtung von z (bei Schubspannungen)
R	Strahlung
st	stöchiometrisch
S	Schaufelspitze (außen)
Sch	Schaufel
$St.$	Stufe
t	total
T	Turbine
T	konstante Temperatur
T_A	Turbinenaustritt
T_E	Turbineneintritt
u	in Umfangsrichtung
U	Umgebung
v	konstantes spezifisches Volumen
V	Verdichter
V	Verlust
V_A	Verdichteraustritt
V_E	Verdichtereintritt
VLe	Vorleitrad
w	auf w bezogen
w	relativ, bezüglich Wand im Laufrad
W	an der Wand

W	Wasser
zr	senkrecht auf z in Richtung von r (bei Schubspannungen)
$zusj$	Zusatz (jährlich)
zz	senkrecht auf z in Richtung von z (bei Normalspannungen)
$z\varphi$	senkrecht auf z in Richtung von φ (bei Schubspannungen)
ZWP	Zwickpunkt (im Abhitzedampferzeuger)
φ	in Umfangsrichtung
φr	senkrecht auf φ in Richtung von r (bei Schubspannungen)
φz	senkrecht auf φ in Richtung von z (bei Schubspannungen)
$\varphi\varphi$	senkrecht auf φ in Richtung von φ (bei Normalspannungen)
∞	unendlich
Δ	Differenz (A - E)
$\vec{}$	Vektor
$\bar{}$	Mittelwert
'	Kühlluft und Gas vor der Vermischung
'	Siedezustand (von Wasser)
"	Sattdampfzustand (von Wasserdampf)
*	bezogene Größe
0	Zustand vor dem Leitrad einer Turbine
1	Zustand vor dem Laufrad
2	Zustand nach dem Laufrad
3	Zustand nach dem Leitrad eines Verdichters

Literaturverzeichnis

[1] Advanced F Technology for Mid-Size Applications, MS6001 FA
GE Industrial & Power Systems, Amerika, 1994

[2] Ainley, D. G.; Sc., B.: Performance of Axial-flow Turbines.
Proc. Inst. Mech. Eng. 159, 1948

[3] Al-Haj Mustafa, M.: Verbrennungsgase als reale Gemische.
Diplomarbeit, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, 1995

[4] Ausmeier, H.: Verbesserung des Gasturbinenprozesses durch gestufte Zwischenverbrennung in der Turbine.
Studienarbeit, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, Dezember 2000

[5] Baehr, H. D.: Thermodynamik, 9. Auflage.
Springer Verlag, Berlin, 1996

[6] Baehr, H. D., Diederichsen, Ch.: Berechnungsgleichungen für Enthalpie und Entropie der Komponenten von Luft und Verbrennungsgasen.
Brennstoff-Wärme-Kraft 40, 1988

[7] Baehr, H. D. et al.: Thermodynamische Funktionen idealer Gase für Temperaturen bis 6000 K.
Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1968

[8] Bitterlich, W.; Ausmeier, S.; Lohmann, U.: Gasturbinen-Berechnung.
Vorlesungsmanuskript, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, 2001

[9] Bitterlich, W.: Numerische Methoden für technische Berechnungen.
Vorlesungsmanuskript, Energie- und Kraftwerkstechhnik, Universität Essen, 2001

[10] Bitterlich, W. et al.: Zusammensetzung, Zustandsgrößen und Transportgrößen der Verbrennungsgase von festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffen.
Fortschrittberichte VDI, Reihe 6: Energieerzeugung, Nr. 243, 1990

[11] Bitterlich, W. et al.: Strömungsverluste, Wirkungsgrade und Zustandsänderungen in Strömungsmaschinen und Wärmeaustauschern.
Forsch. Ing.-Wres. Bd. 49, Nr. 3, 1983

[12] Bohn, D.: Thermisch hochbelastete, offenporige und gekühlte Mehrschichtsysteme für Kombi-Kraftwerke.
Sonderforschungsbereich 561 der RWTH am IDG, Aachen, Mai 2001

[13] Divivier, K.; Lohmann, U.: Eindimensionale Berechnung einer filmgekühlten Gasturbine
Studienarbeit, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, Februar 1997

[14] Engel, Ch.: Vergleich der Berechnung fluiden Wassers nach der „IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam" mit der „The 1967 IFC Formulation for Industrial Use".
Studienarbeit, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, 1999

[15] Friedrich, R.: Dokumente zur Erfindung der heutigen Gasturbine vor 118 Jahren.
VGB-KRAFTWERKSTECHNIK GmbH, Verlag Technisch-wisssenschaftlicher Schriften, VGB-B 100, 1991

[16] Görner, K.: Technische Verbrennungssysteme : Grundlagen, Modellbildung, Simulation.
Springer Verlag, Berlin, 1991

[17] Gunkel, Ch.: Brennstoffdirekteinspritzung in die Gasturbine.
Studienarbeit, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, Juni 1998

[18] Hauenschild, R.; Juri, W. : Kombi-Kraftwerke mit höchsten Wirkungsgraden und niedrigsten Emissionen unter Einsatz der Gasturbine GT 26.
VGB-Kraftwerkstechnik 75, Heft 6, 1995

[19] Kaden, U.; Bartsch, M.; Fritscher, K.; Leyens, C.; Schulz, U.; Perters, M. ; Kaysser , W. A.: Keramische Wärmedämmschichten auf hochbeanspruchten Teilen.
DLR - Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V., Köln, 2000

[20] Kolev, N. et al.: A new Type of a Gas-Steam Turbine Cycle with Increased Efficiency.
Institute of Chemical Engineering, Bulgarian Academy of Sciences, Sofia 1113, 1999

[21] Lewis, B.; von Elbe, G.: Combustion, Flames and Explosions of Gases.
Academic Press Inc. Ltd., London, 1987

[22] Libby, P. A.; Williams, F. A.: Turbulent Reacting Flows.
Academic Press Inc. Ltd., London, 1994

[23] Markert, G.: Beabsichtigtes ungleiches radiales Temperaturprofil nach der Brennkammer einer Gasturbinen-Anlage
Diplomarbeit, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, Februar 1997

[24] Markert, G. : Turbinenarten und ihre verschiedene Beaufschlagung am Eintritt in die Turbine.
Studienarbeit, Energie- und Kraftwerkstechnik, Universität Essen, Dezember 1995

[25] Mitsubishi 1,09 MW combined cycle power plant for Higashi-Nigata thermal power station no. 3.
Mitsubishi Heavy Industries, ltd., Japan, 1995

[26] Modular Multi-Shaft Power Plants.
Siemens AG, Deutschland, 2000

[27] Modular Single-Shaft Power Plants.
Siemens AG, Deutschland, 2000

[28] Prausnitz, R. C. et al.: The properties of gases and liquids, 4^{th} Edition.
Mc Graw-Hill, New York, 1987

[29] Redlich, O.; Kwong, J. S. N.: On the thermodynamics of solution V.
Chemical Review 44, 1949

[30] Schmidt, E.: Properties of water and steam, 4^{th} enlarged printing.
Edited by U. Grigull, Springer Verlag, Berlin, München, Oldenbourg, 1982

[31] Southworth, P.: Seabank advances combined-cycle technology.
Siemens AG, Modern Power Systems, Vol. 18 Issue 5, May 1998

[32] Spray '98, 4. Workshop über Technik der Fluidzerstäubung und Erfassung von Sprühvorgängen.
Tagungsbeiträge herausgegeben von P. Walzel und D. Schmidt, Universität Essen, Oktober 1998

[33] Täck, F.: Information aus Gespräch vom 07.06.2000.
ABB Alstom Power, Zentrallabor (TBC), Baden, 2000

[34] Traupel, W.: Thermische Turbomaschinen, Erster Band.
Springer Verlag, 1990

[35] Traupel, W.: Thermische Turbomaschinen, Zweiter Band.
Springer Verlag, 1988

[36] VDI-Wärmeatlas Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.
VDI-Verlag GmbH, 1989

[37] Wagner, W.: Wärmeübertragung, 4. überarbeitete Auflage.
Würzburg: Vogel, 1993

[38] Wagner, W. et al.: IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.
Internatioanal Association for the Properties of Water and Steam, 1997

[39] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble R. W.: Verbrennung.
Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997

[40] Werner, K.: Informationen über V84.3A.
Siemens AG KWU, Abtl. Gasturbinen, Mülheim, 1997

Bildverzeichnis

Tabellenverzeichnis

8 Anhang

Im Anhang werden allgemeine thermodynamische Zusammenhänge und Herleitungen der energetischen Berechnung wie auch der Wirtschaftlichkeitsberechnung aufgeführt.

8.1 Grundlagen zur Berechnung der Gasturbinen-Anlagen

8.1.1 Gasturbinen-Anlage

8.1.1.1 Einlass

Die relativ verlustfreien Beschleunigungen und das verlustbehaftete Durchströmen von Filter und Schalldämpfer kann durch eine polytrope Zustandsänderung beschrieben werden. Die Berechnung der polytropen Zustandsänderung kann dem Kapitel Grundlagen des Manuskriptes „Gasturbinen-Berechnung" entnommen werden: ([8]und [9]) Da dies ein adiabater Entspannungsvorgang ist, ist das Polytropenverhältnis $\nu_{Einlass}$ gleich dem Einlasswirkungsgrad $\eta_{Einlass}$.

$$\begin{aligned}
h_{t_{V_E}} &= h_U \\
h_{V_E} &= h_{t_{V_E}} - \frac{c_{V_E}^2}{2} \\
T_{V_E} &= T(h_{V_E}, p_{V_E}) \\
p_{V_E} &= Polytrope(\nu_{Einlass}, T_U, p_U, T_{V_E}) \qquad (8.1) \\
T_{t_{V_E}} &= T(h_{t_{V_E}}, p_{t_{V_E}}) \\
p_{t_{V_E}} &= Isentrope(1, T_{V_E}, p_{V_E}, T_{t_{V_E}}) \\
\Delta p_{t_{Einlass}} &= p_{t_{V_E}} - p_U \qquad (8.2)
\end{aligned}$$

Die Auslegungswerte am Einlass werden in der Tabelle 8.1 angegeben.

Tabelle 8.1: Auslegungswerte am Einlass

Zeichen	Wert	Bedeutung
$p_U = p_{t_U}$	$= 1$ atm $= 101325$ Pa	Umgebungsdruck
$T_U = T_{t_U}$	$= 15°$C $= 288{,}15$ K	Umgebungstemperatur
φ_{Luft}	$= 60\% = 0{,}6$	relative Feuchtigkeit der Luft

8.1.1.2 Verdichter

Der totale Wirkungsgrad η_{tV} eines Verdichters ist definiert durch

$$\eta_{t_V} =_{def} \frac{y_t}{w_t} = 1 - \frac{j}{w_t}. \tag{8.3}$$

Der statische Wirkungsgrad unterscheidet sich vom totalen dadurch, dass die kinetischen Energien im Zähler und Nenner abgezogen werden.

$$\eta_V =_{def} \frac{y_t - \Delta(c^2/2)}{w_t - \Delta(c^2/2)} = \frac{y}{\Delta h - q} \tag{8.4}$$

Hierin berechnet sich die spezifische Strömungsarbeit y näherungsweise als Integral einer polytropen Zustandsänderung bei gegebenen Ein- und Austrittszuständen.

$$y \approx \int_{(p_E,T_E)}^{(p_A,T_A)} v \cdot dp|_{\nu_{pol}=konst} \tag{8.5}$$

Insofern ist auch der polytrope Wirkungsgrad

$$\eta_{pol} =_{def} \frac{y_{pol}}{\Delta h - q} \tag{8.6}$$

ungefähr gleich dem statischen Wirkungsgrad.

Verdichterstufe

Um die Verluste im Verdichter zu bestimmen, werden die Verlustbeiwerte im Laufrad ζ_{La} und Leitrad ζ_{Le} gleichgesetzt und aus der Gesamtbilanz für die Verlust berechnet.

$$\begin{aligned}
\zeta &\approx \zeta_{La} \approx \zeta_{Le} \\
j &= j_{La} + j_{Le} \\
j &= \zeta \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2 + c_2^2 + c_3^2}{4} \\
\zeta &= \frac{4w_t \cdot (1 - \eta_{tV})}{w_1^2 + w_2^2 + c_2^2 + c_3^2}
\end{aligned} \tag{8.7}$$

Bei Kenntnis der spezifischen technischen Arbeit w_t, der Gesamtenthalpiedifferenz Δh, des Reaktionsgrades ρ_h und der kinetischen Energien gilt somit:

$$\Delta h = w_t - \frac{c_3^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + q$$

Leitrad	Laufrad
$\Delta h_{La} = \rho_h \cdot \Delta h$	$\Delta h_{Le} = \Delta h - \Delta h_{La}$

$$\begin{aligned}
j_{La} &= \zeta \cdot \frac{w_1^2/2 + w_2^2/2}{2} & j_{Le} = \zeta \cdot \frac{c_2^2/2 + c_3^2/2}{2} \\
y_{La} &= \Delta h_{La} - j_{La} - q_{La} & y_{Le} = \Delta h_{Le} - j_{Le} - q_{Le} \\
\nu_{La} &= \frac{\Delta h_{La}}{y_{La}} & \nu_{Le} = \frac{\Delta h_{Le}}{y_{Le}} \\
\eta_{La} &= \frac{1}{\nu_{La} \cdot (1 - q_{La}/\Delta h_{La})} & \eta_{Le} = \frac{1}{\nu_{Le} \cdot (1 - q_{Le}/\Delta h_{Le})}.
\end{aligned} \tag{8.8}$$

Grenzwerte bei der Auslegung

Wegen der mechanischen Beanspruchung der Laufradschaufeln darf die Umfangsgeschwindigkeit u einen Maximalwert von u_{max} nicht überschreiten. Diese Beschränkung tritt allerdings bei den Verdichtern einer Gasturbinen-Anlage selten auf, weil die Turbine mit gleicher Drehzahl die längeren Schaufeln und damit die größeren Umfangsgeschwindigkeiten aufweist.

Das Verzögerungsverhältnis ist ein Maß für die Verzögerung der Strömung im Laufrad und im Leitrad. Bei zu starker Verzögerung reißt bei Druckanstieg die Strömung ab, so dass die Verzögerungsverhältnise ξ_{La} im Laufrad und ξ_{Le} im Leitrad

$$\xi_{La} =_{def} \frac{w_2}{w_1} \geq \xi_{min} \quad \xi_{Le} =_{def} \frac{c_3}{c_2} \geq \xi_{min} \tag{8.9}$$

einen Minimalwert nicht unterschreiten dürfen.

Mit dem Auftriebsbeiwert c_A und dem Teilungsverhältnis $\frac{t}{s}$ berechnet sich die Belastungszahl, welche die Umlenkung der Strömung in einem Gitter beschreibt,

$$B_{La} = (c_A \cdot \frac{s}{t})_{La} = 2\frac{|\Delta w_u|}{w_\infty} \tag{8.10}$$

mit $\vec{w}_\infty = \vec{w}_1 + \vec{w}_2$ bzw. $\mathrm{w}_\infty = \frac{1}{2}\sqrt{(\mathrm{c_{m_1}} + \mathrm{c_{m_2}})^2 + (\mathrm{w_{u_1}} + \mathrm{w_{u_2}})^2}$

$$B_{Le} = (c_A \cdot \frac{s}{t})_{Le} = 2\frac{|\Delta c_u|}{c_\infty} \tag{8.11}$$

mit $\vec{c}_\infty = \vec{c}_2 + \vec{c}_3$ bzw. $\mathrm{c}_\infty = \frac{1}{2}\sqrt{(\mathrm{c_{m_2}} + \mathrm{c_{m_3}})^2 + (\mathrm{c_{u_2}} + \mathrm{c_{u_3}})^2}$,
welche einen Maximalwert nicht überschreiten dürfen.

Die Diffusionszahl wurde aus der Grenzschichtströmung an den Schaufelprofilen hergeleitet.

$$D_{La} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{1}{2}\frac{|\Delta w_u|}{w_1}(\frac{t}{s}) \tag{8.12}$$

$$D_{Le} = 1 - \frac{c_3}{c_2} + \frac{1}{2}\frac{|\Delta c_u|}{c_2}(\frac{t}{s}) \tag{8.13}$$

und für sie gilt ebenfalls ein maximaler Grenzwert.

An beiden Schaufelrädern müssen jeweils alle drei Belastungskriterien erfüllt sein. Trifft dies auch nur für eine Belastungszahl nicht zu, muss die Stufenarbeit erniedrigt werden.

Ab einer bestimmten Machzahl, der sogenannten Sperrmachzahl Ma_{max}, tritt an der Stelle der größten Geschwindigkeit, d. h. an der Saugseite der Schaufeln, Schallgeschwindigkeit auf. Die nachfolgende Strömung weist Verdichtungsstöße auf, was mit höheren Verlusten verbunden ist, und der Verdichter sperrt sich gegen einen höheren Durchfluss. Bei transsonischen Verdichtern beträgt die Sperrmachzahl $Ma_{max} \approx 1,15$. Da dies jedoch für den Außenradius gilt, werden am repräsentativen mittleren Radius nur Unterschallwerte von $Ma \approx 0,85$ erreicht.

$$Ma_{w_1} =_{def} \frac{w_1}{a_1} \leq Ma_{max}$$

$$
\begin{aligned}
Ma_{c_2} &=_{def} \frac{c_2}{a_2} \leq Ma_{max} \\
w_1 &= \sqrt{c_{m_1}^2 + w_{u1}^2} \\
w_{u_1} &= c_{u_1} - u_1 \\
c_2 &= \sqrt{c_{m_2}^2 + c_{u_2}^2} \\
c_{u_2} &= w_{u_2} + u_2
\end{aligned}
$$

Die örtliche Schallgeschwindigkeit beträgt bei idealen Gasen

$$
\begin{aligned}
a_1 &= \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1} \\
a_2 &= \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}. \qquad (8.14)
\end{aligned}
$$

Da die Temperaturen in den ersten Verdichterstufen am niedrigsten sind, spielen dort die Sperrmachzahlen die größte Rolle.
Die Geschwindigkeiten w_1 und c_2 hängen von der Meridiangeschwindigkeit c_m und der Umfangsgeschwindigkeit u ab.

Die Meridiangeschwindigkeit kann allerdings nicht beliebig verkleinert werden, da die Dichte am Eintritt in den Verdichter klein und der Volumenstrom groß ist. Es ergibt sich der erforderliche Strömungsquerschnitt A zu

$$A = \frac{\dot{V}}{c_m}. \qquad (8.15)$$

Bei gegebenem mittleren Durchmesser d_M berechnet sich die Schaufelhöhe

$$l = \frac{A}{\pi \cdot d_M} \qquad (8.16)$$

und das Nabenverhältnis ν_N zu

$$\nu_N =_{def} \frac{d_N}{d_S} = \frac{r_N}{r_S}$$

bzw.

$$\nu_N = \frac{d_M - l/2}{d_M + l/2}. \qquad (8.17)$$

Wird der Strömung in der ersten Stufe ein Mitdrall aufgeprägt, kann die Umfangsgeschwindigkeit und damit auch die Stufenarbeit dort möglichst groß gewählt werden, so dass die Druckerhöhung in einer Stufe groß und die Gesamtstufenzahl klein werden.

Da die Drehzahl im wesentlichen durch die Turbine bestimmt ist, muss der Wunsch, die Umfangsgeschwindigkeiten hoch zu halten durch möglichst große Durchmesser erreicht werden. Entsprechend der Zunahme der Temperatur und damit der Schallgeschwindigkeit kann der mittlere Durchmesser in Durchströmrichtung zunehmen.

Die Hauptauslegungsdaten des Verdichters der Referenzanlage sind in der Tabelle 8.2 zusammengefasst [40].

Tabelle 8.2: Hauptauslegungsdaten des Verdichters der Referenzanlage

Zeichen	Wert	Bedeutung
T_{V_E}	$= 276{,}1$ K $= 2{,}9$°C	Verdichter-Eintrittstemperatur
$T_{t_{V_E}} (= T_U)$	$= 288{,}15$ K	Totaltemperatur am Verdichtereintritt
$\pi_V = \frac{p_{V_A}}{p_{V_E}}$	$= 18{,}2416$	Verdichter-Druckverhältnis
$\pi_{t_V} = \frac{p_{t_{V_A}}}{p_{t_{V_E}}}$	$= 16{,}5734$	Verdichter-Totaldruckverhältnis
$\dot{m}_{V_E}$	$= 449{,}7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Verdichter-Eintrittsmassenstrom

Die folgende Tabelle 8.3 stellt die Anlagen-Eintrittsdaten sowie die Daten am Verdichter-Eintritt und -Austritt der Referenzanlage zusammen.

Tabelle 8.3: Daten der Luft am Anlagen-Eintritt, Verdichter-Eintritt und -Austritt der Referenzanlage

I	T(I) (K)	TC (°C)	p(I) (Pa)	h(I) (J/kg)	s(I) (J/kgK)	Tt(I) (K)	pt(I) (Pa)	ht(I) (J/kg)	c(I) (m/s)	mP (kg/s)	v (m3/kg)
AE	288.1	15.0	101325	-10094	7354	288.1	101325	-10094	0	449.7	0.819
VE	276.1	2.9	87237	-22262	7354	288.1	101325	-10094	156	449.7	0.912
VA	673.3	400.1	1591352	388239	7434	683.0	1679299	398751	145	359.5	0.122

AE = Ambient condition
VE = Compressor inlet
VA = Compressor outlet

In der Tabelle 8.4 sind die Kühlluftzustände an den Entnahmestellen angegeben [40].

Tabelle 8.4: Kühlluftzustände an den Verdichter-Entnahmestellen der Referenzanlage

iT	T(I) (K)	TC (°C)	p(I) (Pa)	h(I) (J/kg)	s(I) (J/kgK)	Tt(I) (K)	pt(I) (Pa)	ht(I) (J/kg)	c(I) (m/s)	mP (kg/s)	v (m3/kg)	iV
4	397.6	124.5	289938	100788	7377	347.1	179679	49521	238	1.4	0.395	4
4	385.5	112.4	253305	88478	7384	397.4	281957	100565	155	2.4	0.439	6
3	478.7	205.5	516269	183765	7400	437.1	373338	141037	222	6.0	0.267	8
3	503.8	230.6	603602	209629	7408	516.3	659527	222651	161	7.6	0.240	10
2	563.6	290.5	879779	271965	7416	529.5	701631	236349	215	12.9	0.185	11
2	591.3	318.1	1026353	301013	7422	602.5	1099528	312853	153	16.4	0.166	13
1	650.4	377.3	1428757	363768	7428	622.4	1213969	333899	220	21.8	0.131	14
1	673.3	400.1	1591352	388239	7434	683.0	1679299	398751	145	21.6	0.122	16

Die Zahlen am Anfang der Zeilen geben die Stufen der Turbine (iT) und am Ende die des Verdichters (iV) an.

8.1.1.3 Brennkammer

Verbrennungsraum

Die Massen- und Energiebilanz direkt am Verbrennungsraum der Brennkammer ergeben

$$\dot{m}_L + \dot{m}_B = \dot{m}_G \tag{8.18}$$

$$\dot{m}_L \cdot h_{t_{L_E}} + \dot{m}_B \cdot (h_{t_{B_E}} + H_{u_B} \cdot \eta_c) = \dot{m}_G \cdot h_{t_{G_A}}. \tag{8.19}$$

Mit dem Brennstoff/Luft-Verhältnis β bzw. dem spezifischen Luftbedarf l

$$\beta =_{def} \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_L}$$

$$l =_{def} \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_B} = \frac{1}{\beta}$$

ergibt sich

$$\dot{m}_G = (1+\beta) \cdot \dot{m}_L = (1+l) \cdot \dot{m}_B \tag{8.20}$$

$$h_{t_{L_E}} + \beta \cdot (h_{t_{B_E}} + H_{u_B} \cdot \eta_c) = (1+\beta) \cdot h_{t_{G_A}}. \tag{8.21}$$

Der Bezug auf die stöchiometrischen Werte bei vollständiger Verbrennung

$$l_{min} = \frac{1}{\beta_{st}} \tag{8.22}$$

ergibt das Luftverhältnis λ.

$$\lambda = \frac{l}{l_{min}} = \frac{\beta_{st}}{\beta} \tag{8.23}$$

Bei Gasturbinen ist das Luftverhältnis wesentlich größer als 1, da der Luftüberschuss zur Begrenzung der Verbrennungstemperatur benötigt wird.

Brennkammer-Diffusor und Brennkammer-Beschleunigungsteil

Der Brennkammer-Diffusor verzögert die Luftgeschwindigkeit am Verdichteraustritt den Wert c_{BK_E}, wogegen im Brennkammer-Beschleunigungsteil das Verbrennungsgas vom relativ kleinen Wert von c_{BK_A} beschleunigt werden muss. Diese Vorgänge sind nicht verlustfrei und werden daher durch den Diffusorwirkungsgrad η_{BK_E} und den Beschleunigungswirkungsgrad η_{BK_A} erfasst.

$$\eta_{BK_E} =_{def} \frac{\Delta h_{BK_E}}{y_{BK_E}} = 1 + \frac{j_{BK_E}}{\Delta(c^2/2)_{BK_E}}; \qquad \Delta(\frac{c^2}{2})_{BK_E} < 0 \tag{8.24}$$

$$\eta_{BK_A} =_{def} \frac{\Delta h_{BK_A}}{y_{BK_A}} = \frac{1}{1 + \frac{j_{BK_A}}{\Delta(c^2/2)_{BK_A}}}; \qquad \Delta(\frac{c^2}{2})_{BK_A} > 0 \tag{8.25}$$

Die zugehörigen Zustandsänderungen werden vereinfacht durch Polytropen mit den Polytropenverhältnissen ν_{BK_E} und ν_{BK_A} berechnet.

Brennkammer-Diffusor:

$$
\begin{aligned}
\nu_{BK_E} &= \frac{1}{\eta_{BK_E}} \\
h_{t_{L_E}} &= h_{t_{V_A}} \\
h_{L_E} &= h_{t_{L_E}} - \frac{c_{L_E}^2}{2} \\
T_{L_E} &= T(h_{L_E}, p_{L_E}) \\
p_{L_E} &= Polytrope(\nu_{BK_E}, T_{V_A}, p_{V_A}, T_{L_E})
\end{aligned}
\tag{8.26}
$$

Brennkammer-Beschleunigungsteil:

$$
\begin{aligned}
\nu_{BK_A} &= \eta_{BK_A} \\
h_{t_{T_E}} &= h_{t_{G_A}} \\
h_{T_E} &= h_{t_{T_E}} - \frac{c_{T_E}^2}{2} \\
T_{T_E} &= T(h_{T_E}, p_{T_E}) \\
p_{T_E} &= Polytrope(\nu_{BK_A}, T_{G_A}, p_{G_A}, T_{T_E})
\end{aligned}
\tag{8.27}
$$

Die Vorgabedaten für die Brennkammer der Referenzanlage sind in Tabelle 8.5 angegeben.

Tabelle 8.5: Vorgabedaten des Brennkammerteils der Referenz-Gasturbinen-Anlage

Zeichen	Wert	Bedeutung
T_{B_E}	= 288,15 K = 15°C	Brennstoff-Eintrittstemperatur
Δp_B	= 0,1 MPa = 100000 Pa	Druckdifferenz des Brennstoffs

Die Brennkammereintrittsdaten für Luft und Brennstoff [40] sowie die Ergebnisse der Verbrennungsrechnung sind in Tabelle 8.6 aufgeführt.

Tabelle 8.6: Brennkammereintrittsdaten für Luft und Brennstoff und Ergebnisse der Verbrennungsrechnung für die Referenzanlage

I	T(I) (K)	TC (°C)	p(I) (Pa)	h(I) (J/kg)	s(I) (J/kgK)	Tt(I) (K)	pt(I) (Pa)	ht(I) (J/kg)	c(I) (m/s)	mP (kg/s)	v (m3/kg)
BKE	679.8	406.7	1649443	395307	7434	683.0	1678630	398751	83	359.5	0.119
BE	288.1	15.0	1749443	-19120	-65	288.1	1750480	-17870	50	9.1	1.205
BKA	1644.6	1371.5	1621496	1622467	8774	1647.5	1634527	1626339	88	368.7	0.298

```
==================================================
 BKE = Combustion chamber inlet
  BE = Fuel inlet
 BKA = Combustion chamber outlet
```

8.1.1.4 Turbine

Die Wirkungsgrade der Turbine sind wegen der umgekehrten Energiewandlungsrichtung praktisch als Kehrwerte der Verdichterwirkungsgrade definiert.

Es gelten für den totalen Wirkungsgrad

$$\eta_{tT} =_{def} \frac{w_t}{y_t} = \frac{1}{1 - j/w_t} \tag{8.28}$$

und für den statischen Wirkungsgrad

$$\eta_T =_{def} \frac{w_t - \Delta(c^2/2)}{y_t - \Delta(c^2/2)} = \frac{\Delta h - q}{y}. \tag{8.29}$$

Verglichen mit dem Verdichter gelten bei der Turbine die gleichen Gesetzmäßigkeiten zwischen dem polytropen Wirkungsgrad und dem statischen Wirkungsgrad.

$$\begin{aligned} y_{pol} &= \int v \cdot dp|_{\nu_{pol}=konst} \\ \eta_{pol} &=_{def} \frac{\Delta h - q}{y_{pol}} \\ \eta_{pol} &\approx \eta_T \end{aligned} \tag{8.30}$$

Turbinenstufe

Die gesamten Dissipationsarbeiten einer Stufe

$$j = -w_t \cdot (\frac{1}{\eta_{tT}} - 1) \tag{8.31}$$

werden auf Leit- und Laufrad aufgeteilt, wobei die Dissipationsarbeit im Leitrad auf die kinetischen Energien $c_0^2/2$ und $c_1^2/2$ und im Laufrad auf $w_1^2/2$ und $w_2^2/2$ bezogen werden. Es ergeben sich die Polytropenverhältnisse und damit auch die polytropen Wirkungsgrade für das Leitrad und das Laufrad.

Leitrad Laufrad

$$j_{Le} = \zeta \cdot \frac{c_0^2 + c_1^2}{4} \qquad j_{La} = \zeta \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{4}$$

$$\Delta h = w_t - \frac{c_2^2}{2} + \frac{c_0^2}{2} + q$$

$$\begin{aligned}
\Delta h_{Le} &= (1-\rho_h)\cdot\Delta h & \Delta h_{La} = \rho_h\cdot\Delta h \\
y_{Le} &= \Delta h_{Le} - j_{Le} - q_{Le} & y_{La} = \Delta h_{La} - j_{La} - q_{La} \\
\nu_{Le} &= \frac{\Delta h_{Le}}{y_{Le}} & \nu_{La} = \frac{\Delta h_{La}}{y_{La}} \\
\eta_{Le} &= \nu_{Le}\cdot(1-\frac{q_{Le}}{\Delta h_{Le}}) & \eta_{La} = \nu_{La}\cdot(1-\frac{q_{La}}{\Delta h_{La}})
\end{aligned} \tag{8.32}$$

Radiales Gleichgewicht

Das sogenannte radiale Gleichgewicht in den Axialspalten zwischen den Rädern der Turbine ist bei quasi-zweidimensionaler Betrachtung der Strömung (q2D) zu berechnen.

Mit der berechneten Gastemperatur am Austritt aus dem Leitrad ergeben sich die spezifische Enthalpie und die Geschwindigkeit.

$$\begin{aligned}
h_{1'G} &= h_G(T_{1'G}, p_1) \\
c_{1'G} &= \sqrt{2\cdot(h_{t_{1'G}} - h_{1'G})}
\end{aligned} \tag{8.33}$$

Bei der gekühlten Turbine müssen nach dem Leitrad die Mischungsgeschwindigkeit c_{1_G} und die totale Mischungsenthalpie $h_{t_{1_G}}$ bestimmt werden. Daraus ergeben sich:

$$\begin{aligned}
h_{1_G} &= h_{t_{1_G}} - \frac{c_{1_G}^2}{2} \\
T_{1_G} &= T_G(h_{1_G}, p_1) \\
c_{m_{1_G}} &= \sqrt{c_{1_G}^2 - c_{u_{1_G}}^2}.
\end{aligned} \tag{8.34}$$

Am Austritt aus dem Laufrad lassen sich mit der Gastemperatur ebenfalls die spezifische Enthalpie und die Relativgeschwindigkeit ermitteln.

$$\begin{aligned}
h_{2'_G} &= h_{2'_G}(T_{2'_G}, p_2) \\
w_{2'_G} &= \sqrt{2\cdot(h_{t_{rel_{2'_G}}} - h_{2'_G}) + u_2^2}
\end{aligned} \tag{8.35}$$

Mit Hilfe der Mischungsrechnung werden die Mischungsgeschwindigkeit w_{2_G} und die totale Mischungsenthalpie $h_{t_{2_G}}$ nach dem Laufrad bestimmt. Daraus folgen:

$$\begin{aligned}
h_{2_G} &= h_{t_{2_G}} - \frac{w_{2_G}^2}{2} \\
T_{2_G} &= T_G(h_{2_G}, p_2) \\
c_{m_{2_G}} &= \sqrt{w_{2_G}^2 - w_{u_{2_G}}^2}.
\end{aligned} \tag{8.36}$$

Wärmedurchgang an einer gekühlten Turbinenschaufel

Wärmeleitung in einer gekrümmten Wand

Bei der Wärmeleitung in einer gekrümmten Wand verläuft die Temperatur nicht linear, da die Durchgangsfläche nicht konstant ist. Ausgehend von der Gleichung für den Wärmestrom

$$\dot{Q} = \lambda \cdot U \cdot l \cdot \frac{dT}{dr} \tag{8.37}$$

für eine zylindrische Wand lässt sich mit

$$U = 2 \cdot \pi \cdot r$$

die Differentialgleichung für die Wandtemperatur

$$dT = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot l} \cdot \frac{dr}{r}$$

herleiten. Durch Integration von der Innen- zur Außenfläche erhält man den Wärmestrom durch die gekrümmte Wand.

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \lambda \cdot \pi}{\ln(\frac{r_a}{r_i})} \cdot l \cdot (T_a - T_i) \tag{8.38}$$

Mit der Gleichung für den Wärmestrom durch eine ebene Wand

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} \cdot U_m \cdot l \cdot (T_a - T_i) \tag{8.39}$$

kann der mittlere Umfang an der Schaufelnase eingeführt werden.

$$U_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot s}{\ln(\frac{r_a}{r_i})} \tag{8.40}$$

Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung

Bei der Gasstrahlung sind praktisch nur die Gasanteile CO_2 und H_2O wirksam [36]. Die bei den folgenden Beziehungen benötigte gleichwertige Schichtdicke ist näherungsweise

$$s_{gl} = 3,6 \cdot \frac{A_K - A_H}{U_a}.$$

Dabei ist für A_K die Fläche des ungestörten Strömungskanals des Heißgases und für A_H die Fläche des Schaufelprofils einzusetzen (siehe Bild 3.9).

Für H_2O gilt mit dem gleichwertigen Schichtdruck als Produkt aus dem Partialdruck des Wasserdampfes und der gleichwertigen Schichtdicke

$$p_{gl_{H_2O}} = \frac{p_{H_2O}}{10^5\,\text{Pa}} \cdot \frac{s_{gl}}{1\,\text{m}}$$

$$n = 0,45$$

sowie dem Druckkorrekturfaktor

$$f_{p_{H_2O}} = 1 + (A_{H_2O} - 1) \cdot e^{-0,5 \cdot \left[\log\left(\frac{0,132 \cdot (\frac{T_G}{1000\text{K}})^2}{p_{gl_{H_2O}}}\right)^2\right]}$$

$$A_{H_2O} = \frac{(1,888 - 2,053 \cdot \log\tau) \cdot p \cdot \left(1 + 4,9 \cdot \frac{p_{H_2O}}{p} \cdot \sqrt{\frac{273\text{K}}{T_G}}\right) + 1,1 \cdot \left(\frac{1000\text{K}}{T_G}\right)^{1,4}}{0,888 - 2,053 \cdot \log\tau + p \cdot \left(1 + 4,9 \cdot \frac{p_{H_2O}}{p} \cdot \sqrt{\frac{273\text{K}}{T_G}}\right) + 1,1 \cdot \left(\frac{1000\text{K}}{T_G}\right)^{1,4}}$$

mit

$\tau = \frac{T_G}{1000\,\text{K}}$ für $T_G \geq 750\,\text{K}$
$\tau = 0,75$ für $T_G < 750\,\text{K}$.

Ist der berechnete Wert für den Druckkorrekturfaktor größer als A, wird f gleich A gesetzt. Der Emissionskoeffizient kann ebenfalls analytisch berechnet werden. Für H_2O gilt:

$$\epsilon_{em_{H_2O}} = \epsilon_\infty \cdot \left[1 - e^{-f(p_{gl_{H_2O}}) \cdot g(p_{gl_{H_2O}}, T_G)}\right] \quad (8.41)$$

mit

$$\epsilon_\infty = 0,747 - 0,168 \cdot \frac{T_G}{1000\,\mathrm{K}}$$

$$f(p_{gl_{H_2O}}) = [1,785 - 0,039 \cdot p_{gl_{H_2O}} + 0,2436 \cdot p_{gl_{H_2O}}^2] \cdot p_{gl_{H_2O}}$$

$$g(p_{gl_{H_2O}}, T_G) = 1 + \frac{0,11923}{0,137 + p_{gl_{H_2O}}^{0,79}} \cdot \left[\frac{T_G}{1000\,\mathrm{K}} - 0,273 - \frac{0,99}{0,495 + p_{gl_{H_2O}}^4}\right]^2.$$

Für CO_2 gelten analog die folgenden Beziehungen für den Emissionsgrad:

$$p_{gl_{CO_2}} = \frac{p_{CO_2}}{10^5\,\mathrm{Pa}} \cdot \frac{s_{gl}}{1\,\mathrm{m}}$$

$$n = 0,65$$

$$f_{p_{CO_2}} = 1 + (A_{CO_2} - 1) \cdot e^{-0,5 \cdot \left(\log \frac{B}{100 \cdot p_{gl_{CO_2}}}\right)^2}$$

$$A_{CO_2} = \frac{\left[0,1 \cdot \left(\frac{1000\,\mathrm{K}}{T_G}\right)^{1,45} + 1\right] \cdot p \cdot \left(1 + 0,28 \cdot \frac{p_{CO_2}}{p}\right) + 0,23}{0,1 \cdot \left(\frac{1000\,\mathrm{K}}{T_G}\right)^{1,45} + p \cdot \left(1 + 0,28 \cdot \frac{p_{CO_2}}{p}\right) + 0,23}$$

mit

$$B = 0,225 \cdot \left(\frac{T_G}{1000\,\mathrm{K}}\right)^2 \qquad \text{für } T_G \geq 700\,\mathrm{K}$$
$$B = 0,054 \cdot \left(\frac{1000\,\mathrm{K}}{T_G}\right)^2 \qquad \text{für } T_G < 700\,\mathrm{K}.$$

Ist der berechnete Wert für den Druckkorrekturfaktor größer als A, wird f gleich A gesetzt. Der Emissionskoeffizient für CO_2 kann ebenfalls analytisch berechnet werden

$$\epsilon_{em_{CO_2}} = a_0 + a_1 \cdot \gamma + a_2 \cdot \gamma^2 + a_3 \cdot \gamma^3 \quad (8.42)$$

mit

$$\gamma =_{def} \frac{1273\,\mathrm{K} - \mathrm{T_G}}{1000\,\mathrm{K}}$$

$$a_i = \frac{b_i \cdot p_{gl_{CO_2}}^{n_i}}{c_i + p_{gl_{CO_2}}^{n_i}} + (a_{\infty_i} - b_i) \cdot \frac{p_{gl_{CO_2}}^{m_i}}{d_i + p_{gl_{CO_2}}^{m_i}}.$$

Die Konstanten für die Emissionskoeffizienten von CO_2 lauten:

i	a_{∞_i}	b_i	c_i	d_i	m_i	n_i
0	0,252	0,1166	0,04	0,477	1,542	0,802
1	0,01	0,0658	0,0245	1,712	0,25	0,715
2	-0,0955	-0,0535	0,013	0,115	2,45	1,076
3	-0,0303	-0,0806	0,0816	0,691	0,13	0,495

Bei Gasgemischen wird der Gesamtemissionsgrad der Mischung als Summe der einzelnen Emissionsgrade berechnet. Bei hohen Temperaturen werden nach dieser Berechnungsmethode Fehlerkorrekturen erforderlich.

$$\epsilon_{em_{ges}} = \epsilon_{em_{H_2O}} + \epsilon_{em_{CO_2}} - \Delta\epsilon_{em}(T_G) \tag{8.43}$$

$$\epsilon_{abs_{ges}} = \epsilon_{abs_{H_2O}} + \epsilon_{abs_{CO_2}} - \Delta\epsilon_{abs}(T_C) \tag{8.44}$$

Für die Berechnung des Korrekturgliedes gelten die folgenden Näherungsformeln

$$x =_{def} \frac{p_{H_2O}}{p_{CO_2} + p_{H_2O}}$$

$$y =_{def} (p_{H_2O} + p_{CO_2}) \cdot s_{gl}$$

$$x_{max.}(T) \approx \frac{1200\,\mathrm{K}}{T + 1000\,\mathrm{K}}$$

$$\Delta\epsilon_{max.1,5}(T) \approx 0,05 - 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot (T - 400\,\mathrm{K}) + 1,26 \cdot 10^{-7} \cdot (\mathrm{T} - 400\,\mathrm{K})^2$$

$$\Delta\epsilon_{max.}(y) \approx \Delta\epsilon_{max.1,5}(T) \cdot \left[\frac{y}{0,15\,\mathrm{MPa\,m}}\right]^{0,163}.$$

In Abhängigkeit von der Höhe der Gastemperatur berechnet sich das Korrekturglied nun zu

$$\Delta\epsilon_{max.}(y) \approx \Delta\epsilon_{max.}(y) \cdot \left[\left(\frac{x}{x_{max.}}\right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{x}{x_{max.}}\right)^2\right] \tag{8.45}$$

für $x < x_{max.}$

$$\Delta\epsilon_{max.}(y) \approx \Delta\epsilon_{max.}(y) \cdot \left[\left(\frac{1-x}{1-x_{max.}}\right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1-x}{1-x_{max.}}\right)^2\right] \tag{8.46}$$

für $x \geq x_{max.}$.

Wärmeübergang bei Filmkühlung

An der Austrittsstelle des Kühlfilms aus der Schaufel sind neben dem Massenstrom $\dot{m}_{F_E}$ auch der Zustand ($T_{t_{F_E}}$, T_{F_E}, $p_{F_E} = p_G$) des Kühlfilms bekannt. In Analogie zum Ausströmen an der Hinterkante der Schaufel wird die Geschwindigkeit c_{F_E} aus der Ausströmbedingung bestimmt.

$$h_{t_{F_E}} \approx h_{t_{KM_E}}$$

$$\nu_{F_E} = \eta_{F_E}$$

$$T_{F_E} = Polytrope(\nu_{F_E}, p_{KM_E}, T_{KM_E}, p_{F_E})$$

$$h_{F_E} = h(T_{F_E}, p_{F_E})$$

$$c_{F_E} = \sqrt{2(h_{t_{F_E}} - h_{F_E})} \tag{8.47}$$

Um die Geschwindigkeit des Kühlfilms entlang des Schaufelprofils zu berechnen, ist es sinnvoll, diesen als Teil der Gesamtgrenzschicht zu betrachten (Bild 8.1) [8].

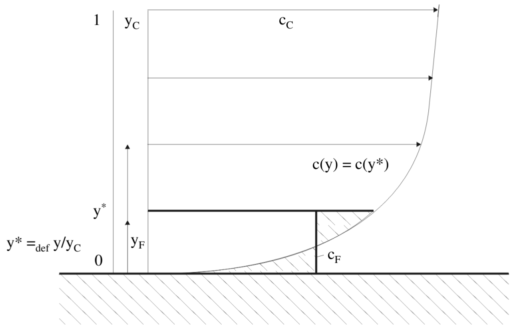

Bild 8.1: Geschwindigkeiten und Schichtdicken bei der Filmkühlung

Ausgehend von einem einfachen Geschwindigkeitsprofil

$$f^*(z^*) =_{def} \frac{c(z^*)}{c_{1'G}} \approx 1 - (1 - z^*)^n$$

$$\text{mit} \quad \mathrm{z}^* =_{\mathrm{def}} \frac{\mathrm{z}}{\mathrm{z}_{1'\mathrm{G}}}, \tag{8.48}$$

mit der Geschwindigkeit $c_{1'G}$ der ungestörten Gasströmung, dem senkrechten Abstand z zur Wand, entsprechend $z_{1'G}$ bis zur Kanalmitte und dem Exponenten n der Geschwindigkeits-Verteilungsfunktion f^*, ist der gesamte Volumenstrom bis zur Kanalmitte

$$\dot{V}_{ges} = c_{1'G} \cdot z_{1'G} \cdot l_{1'G} \cdot \int_0^1 f^*(z^*) \cdot dz^*. \tag{8.49}$$

Der Volumenstrom $\dot{V}_{FA}$ des Kühlfilms erstreckt sich nur bis zum Abstand z_F^* von der Wand

$$\dot{V}_{FA} = c_{1'G} \cdot z_{1'G} \cdot l_{1'G} \cdot \int_0^{z_F^*} f^* \cdot dz^*, \tag{8.50}$$

ebenso der Volumenstrom des Heißgases

$$\dot{V}_{1'G} = c_{1'G} \cdot z_{1'G} \cdot l_{1'G} \cdot \int_{z_F^*}^1 f^* \cdot dz^*. \tag{8.51}$$

Durch Integration der gewählte Geschwindigkeits-Verteilungsfunktion kann mit dem auf den Gasvolumenstrom bezogenen Kühlfilmvolumenstrom

$$\dot{V}_F^* =_{def} \frac{\dot{V}_{FA}}{\dot{V}_{1'G}} = \frac{\dot{m}_F \cdot v_{FA}}{\dot{m}_G \cdot v_{1'G}} \tag{8.52}$$

die Kühlfilmdicke bestimmt werden.

$$\begin{aligned} z_F^* &\approx \dot{V}_F^* \cdot \left[\frac{n}{n+1} - z_F^* + \frac{1-(1-z_F^*)^{n+1}}{n+1}\right] + \frac{1-(1-z_F^*)^{n+1}}{n+1} \\ z_F &= z_F^* \cdot z_G \end{aligned} \tag{8.53}$$

Dies gilt ebenfalls für die mittlere Geschwindigkeit des Kühlfilms.

$$\begin{aligned} \bar{c}_F^* &\approx \frac{\dot{V}_F^*}{z_F^*} \cdot [\frac{n}{n+1} - z_F^* + \frac{1-(1-z_F^*)^{n+1}}{n+1}] \\ \bar{c}_F &= \bar{c}_F^* \cdot c_{1'G} \end{aligned} \tag{8.54}$$

Nach der Schaufelhinterkante vermischt sich bei der Filmkühlung ebenfalls das Gas mit der Luft. Bei der Mischungsrechnung müssen die Fluidströme des Heißgases, des Kühlfilms, und der Konvektionskühlluft berücksichtigt werden. In Analogie zur Konvektionskühlung [35] ergeben sich beispielhaft für ein Leitrad die Gleichungen für das Gasgemisch

$$\dot{m}_{1G} = \dot{m}_{1'G} + \dot{m}_{1'KM} + \dot{m}_F \tag{8.55}$$

$$c_{1G} = \frac{\dot{m}_{1'G}}{\dot{m}_{1G}} \cdot c_{1'G} + \frac{\dot{m}_{1'KM}}{\dot{m}_{1G}} \cdot c_{1'KM} + \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{1G}} \cdot c_{FA} \tag{8.56}$$

$$h_{t_{1G}} = \frac{\dot{m}_{1'G}}{\dot{m}_{1G}} \cdot h_{t_{1'G}} + \frac{\dot{m}_{1'KM}}{\dot{m}_{1G}} \cdot h_{t_{1'KM}} + \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{1G}} \cdot h_{t_{FA}} \tag{8.57}$$

$$h_{1G} = h_{t_{1G}} - \frac{c_{1G}^2}{2}. \tag{8.58}$$

Wärmeübergangskoeffizient im Nassdampfgebiet

Die für die Blasenbildung in der wandnahen Flüssigkeit erforderliche Wärmestromdichte am Blasenentstehungspunkt kann gemäß

$$\dot{q}_{onb} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_s \cdot \alpha_{l_0} \cdot v''}{r_{kr} \cdot r_h} \tag{8.59}$$

abgeschätzt werden, mit dem Heizflächenparameter $r_{kr} = 0,3 \cdot 10^{-6}$ m [36]. Ist die Wärmestromdichte größer oder gleich der kritischen Wärmestromdichte, ergibt sich der gesamte Wärmeübergangskoeffizient für Blasensieden analog dem für konvektives Sieden zu

$$\alpha_{KM_B} = \frac{1}{4} \cdot (\alpha_{B_{v_{auf}}} + \alpha_{B_{v_{ab}}} + 2 \cdot \alpha_{B_h}). \tag{8.60}$$

Unter Berücksichtigung der Flüssigkeitseigenschaften, der Heizwandeigenschaften, der Abmessungen des durchströmten Körpers wie auch der Strömungseinflüsse durch den Massenstrom, den Dampfgehalt und den Siededruck, wird der Wärmeübergangskoeffizient im senkrechten aufwärts durchströmten Körper mit Hilfe

$$\alpha_{B_{v_{auf}}} = \alpha_0 \cdot C_F \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)} \cdot \left[2,816 \cdot p^{*0,45} + \left(3,4 + \frac{1,7}{1-p^{*7}}\right) \cdot p^{*3,7}\right] \cdot \left(\frac{d_0}{d_h}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133} \tag{8.61}$$

bestimmt. Der Exponent n ist druck- und stoffabhängig und kann für Wasser durch

$$n(p^*) = 0,8 - 0,1 \cdot 10^{(0,76 \cdot p^*)} \tag{8.62}$$

ermittelt werden, wobei $p*$ der mit dem kritischen Druck normierte Druck des Kühlmediums ist. Die mit dem Index 0 versehenen Werte sind Normierungswerte. Für diese gilt $d_0 = 10^{-2}$ m und $R_{a0} = 10^{-6}$ m. Für das Kühlmedium Wasser sind die normierte Wärmestromdichte $\dot{q}_0 = 150000$ $\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2}$, der normierte Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_0 = 25580$ $\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}}$ und der Faktor $C_F = 0,72$. Unter Beachtung von Messdaten aus der Literatur wird der Mittenrauwert für mechanisch bearbeitete Flächen zu $R_a = 2 \cdot 10^{-2}$ m gesetzt.
Aus Versuchsreihen ist bekannt, dass bei Abwärtsströmung der Wärmeübergangskoeffizient kleiner ist als bei Aufwärtsströmung gemäß

$$\alpha_{B_{v_{ab}}} = 0,75 \cdot \alpha_{B_{v_{auf}}}. \tag{8.63}$$

Im Gegensatz zum senkrechten Strömungskanal wird beim Blasensieden im horizontalen Strömungskanal eine Abhängigkeit des umfangsgemittelten Wärmeübergangskoeffizienten vom Massenstrom und vom Dampfgehalt gemessen. Somit berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient bei Blasensieden in horizontalen Kanälen nach folgender Gleichung:

$$\alpha_{B_h} = \alpha_0 \cdot C_F \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)} \cdot \left[2,692 \cdot p^{*0,43} + \frac{1,6 \cdot p^{*6,5}}{1 - p^{*4,4}}\right] \cdot \left(\frac{d_0}{d_h}\right)^{0,5}$$

$$\cdot \left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^{0,25} \cdot \left[1 - p^{*0,1} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{kr,Bs}}\right)^{0,3} \cdot x\right]. \quad (8.64)$$

Für Wasser ergibt sich für den Exponenten n bei horizontaler Strömung

$$n(p^*) \quad = \quad 0,8 - 0,13 \cdot 10^{(0,66 \cdot p^*)}. \quad (8.65)$$

Der mit dem Index 0 versehene Wert für den Massenstrom ergibt sich zu $\dot{m}_0 = 100 \ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{s}}$. Die Abhängigkeit von der kritischen Wärmestromdichte für Behältersieden wird durch die Funktion

$$\dot{q}_{kr,Bs} \quad = \quad 2,79 \cdot \dot{q}_{kr,01} \cdot p^{*0,4} \cdot (1 - p^*) \quad (8.66)$$

mit dem Referenzwert $\dot{q}_{kr,01} = 329335 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2}$ erfasst.
Wird der umfangsgemittelte Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung (8.64) größer als der nach Gleichung (8.61) berechnete, ist die Abhängigkeit von der Massenstromdichte in der Form nicht mehr gegeben. Mit

$$Y \quad = \quad \frac{\alpha_{B_{v_{auf}}}}{\alpha_{B_{h(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}=1)}}} \quad (8.67)$$

erhält man dann

$$\alpha_{B_h} = \alpha_0 \cdot C_F \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)} \cdot \left[2,692 \cdot p^{*0,43} + \frac{1,6 \cdot p^{*6,5}}{1 - p^{*4,4}}\right] \cdot \left(\frac{d_0}{d_h}\right)^{0,5}$$

$$\cdot \left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133} \cdot Y \cdot \left[1 - p^{*0,1} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{kr,Bs}}\right)^{0,3} \cdot x\right]. \quad (8.68)$$

Wärmeleitung in der Schaufel

Strömung durch einen Kühlkanal mit Druckverlusten und Wärmeaufnahme

Für die Herleitungen der Differentialgleichungen werden der Energieerhaltungssatz

$$\frac{dq}{dy} \quad = \quad \frac{dh}{dy} + c \cdot \frac{dc}{dy} \quad (8.69)$$

sowie der 1. Hauptsatz für ein von der Strömung mitgeführtes Teilchen

$$\frac{dq}{dy} + \frac{dj}{dy} \quad = \quad \frac{dh}{dy} - v \cdot \frac{dp}{dy} \quad (8.70)$$

mit der spezifischen Dissipationsarbeit j verwendet. Unter Berücksichtigung der Reibunsverluste

$$\frac{dj}{dy} \quad = \quad \frac{\xi \cdot c^2}{2 \cdot d_h} \quad (8.71)$$

und der ersten Ableitung der Geschwindigkeit nach dem Ort (numerisch)

$$\frac{dc}{dy} \quad = \quad \frac{c_{(i+1)} - c_{(i-1)}}{y_{(i+1)} - y_{(i-1)}}, \quad (8.72)$$

ergeben sich nach einigen Umformungen die Differentialgleichungen für den Druck

$$\frac{dp}{dy} \quad = \quad -\frac{c}{v} \cdot \frac{dc}{dy} - \frac{1}{v}\frac{dj}{dy} \quad (8.73)$$

und die spezifische Enthalpie

$$\frac{dh}{dy} = \frac{dq}{dy} + v \cdot \frac{dp}{dy} + \frac{dj}{dy}. \tag{8.74}$$

Durch Integration über die Länge L des Kühlkanals lassen sich die übertragene Wärme, der Druck und die spezifische Enthalpie am Ende eines Strömungsabschnitts berechnen. [35]

Strömung durch einen Kühlkanal des Rotors mit Druckverlusten und Wärmeaufnahme

Da im Laufrad die Wärmeübertragung mit Hilfe der relativen Totaltemperatur und die Zustandsänderung mit der relativen Totalenthalpie berechnet werden, ergeben sich für die Herleitung der Differentialgleichungen der Energieerhaltungssatz

$$\frac{dq}{dy} = \frac{dh}{dy} + w \cdot \frac{dw}{dy} - u \cdot \frac{du}{dy}, \tag{8.75}$$

die Reibungsverluste

$$\frac{dj}{dy} = \frac{\xi \cdot w^2}{2 \cdot d_h} \tag{8.76}$$

sowie der ersten Ableitung der Geschwindigkeit nach dem Ort (numerisch)

$$\frac{dw}{dy} = \frac{w_{(i+1)} - w_{(i-1)}}{y_{(i+1)} - y_{(i-1)}}. \tag{8.77}$$

Mit der über der Schaufellänge veränderlichen Umfangsgeschwindigkeit des Kühlmittels beim Strömen vom Schaufelfuß zum Schaufelkopf

$$u(y) = 2 \cdot (r_i + y) \cdot \pi \cdot n \tag{8.78}$$

wird

$$\frac{du}{dy} = 2 \cdot \pi \cdot n \tag{8.79}$$

und die Differentialgleichung für den Druck ergibt sich zu

$$\frac{dp}{dy} = -\frac{w}{v} \cdot \frac{dw}{dy} + \frac{u}{v} \cdot \frac{du}{dy} - \frac{1}{v}\frac{dj}{dy}. \tag{8.80}$$

Mit der Länge des Kühlkanals l werden die übertragene Wärme, der Druck und die Temperatur am Ende des 1. Strömungsabschnitts berechnet.
Beim Laufrad unterscheidet sich die Umfangsgeschwindigkeit des Kühlmittels beim Durchströmen des 2. Abschnitts von der im 1. Abschnitt. Da, nach der Umlenkung im Schaufelkopf, das Kühlmedium von außen nach innen strömt, nimmt sie dort in Abhängigkeit von dem Strömungsweg ab

$$u(y) = 2 \cdot (r_a - y) \cdot \pi \cdot n, \tag{8.81}$$

so dass sich die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit im 2. Strömungsabschnitt in Abhängigkeit von der Schaufellänge zu

$$\frac{du}{dy} = -2 \cdot \pi \cdot n \tag{8.82}$$

ergibt.

Stufenkenngrößen gekühlter Turbinen

Wird bei einer offenen Turbinenkühlung die Systemgrenze um die gesamte Stufe einschließlich des Kühlmediums gelegt, so ist die Stufe adiabat ($\dot{Q}_{St.} = 0$). Die Enthalpieänderungen erfassen, neben dem Heißgas, auch das Kühlfluid der Konvektionskühlung und, falls vorhanden, der Filmkühlung.

$$
\begin{aligned}
\Delta\dot{H}_{Le} &= \dot{m}_{0_G} \cdot (h_{1'_G} - h_{0_G}) + \dot{m}_{0_K} \cdot (h_{1'_{KM}} - h_{0_{KM}}) + \dot{m}_{0_F} \cdot (h_{Le_{F_A}} - h_{0_{KM}}) \\
\Delta\dot{H}_{La} &= \dot{m}_{1_G} \cdot (h_{2'_G} - h_{1_G}) + \dot{m}_{1_K} \cdot (h_{2'_{KM}} - h_{1_{KM}}) + \dot{m}_{1_F} \cdot (h_{La_{F_A}} - h_{1_{KM}})
\end{aligned}
\tag{8.83}
$$

Für die Strömungsarbeiten gilt:

$$
\begin{aligned}
\dot{Y}_{Le} &= \dot{m}_{0_G} \cdot j_{Le} + \dot{m}_{0_{KL}} \cdot [j_{Le_{KM_E}} + j_{Le_{KM_{E-A}}} + (h_{1'_{KM}} - h_{Le_{KM_A}}) \\
&\cdot (1 - \frac{1}{\nu_{KM_{A-1'_{KM}}}})] + \dot{m}_{0_F} \cdot [j_{Le_{KM_E}} + (h_{Le_{F_E}} - h_{Le_{KM_E}}) \\
&\cdot (1 - \frac{1}{\nu_{Le_{KM_{E-FE}}}}) - \frac{h_{Le_{F_A}} - h_{Le_{F_E}}}{\nu_{Le_{F_{E-F_A}}}} - \frac{c_{F_A}^2 - c_{F_E}^2}{2})] \\
\dot{Y}_{La} &= \dot{m}_{1_G} \cdot j_{La} + \dot{m}_{1_{KM}} \cdot [j_{La_{KM_E}} + j_{La_{KM_{E-A}}} + (h_{2'_{KM}} - h_{La_{KM_A}}) \\
&\cdot (1 - \frac{1}{\nu_{KM_{A-2'_{KM}}}})] + \dot{m}_{1_F} \cdot [j_{La_{KM_E}} + (h_{La_{F_E}} - h_{La_{KM_E}}) \\
&\cdot (1 - \frac{1}{\nu_{La_{KM_{E-FE}}}}) - \frac{h_{La_{F_A}} - h_{La_{F_E}}}{\nu_{La_{F_{E-F_A}}}} - \frac{w_{F_A}^2 - w_{F_E}^2}{2})].
\end{aligned}
\tag{8.84}
$$

Gesamtturbine

Es wird zunächst nur die erste Stufe der Turbine betrachtet.
Werden vereinfacht die Axialkomponente c_{a_1} der Geschwindigkeit gleich der Meridiangeschwindigkeit und das spezifische Volumen v_1 konstant gesetzt,

$$
\begin{aligned}
c_{a1} &\approx c_{m1} \\
v_1 &\approx konst
\end{aligned}
\tag{8.85}
$$

kann die Meridiangeschwindigkeit aus dem Massenstrom $\dot{m}_1$ ermittelt werden.

$$
c_{m_1} \approx \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1}{\pi \cdot (r_{1_S}^2 - r_{1_N}^2)} = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1}{\pi \cdot r_{1_S}^2 \cdot (1 - \nu_{n_1}^2)}
\tag{8.86}
$$

Die Umfangskomponente der Geschwindigkeit c_{u_1} nach dem Leitrad ist über den Winkel α_1 bzw. $\overline{\alpha}_1$ von der Meridiangeschwindigkeit c_{m_1} abhängig.

$$
c_{u_1} = c_{m_1} \cdot \tan \overline{\alpha}_1
\tag{8.87}
$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 berechnet sich aus dem Radius r_1 und der Winkelgeschwindigkeit ω.

$$\begin{aligned} \omega &= 2\,\pi \cdot n \\ u_1 &= \omega \cdot r_1 \end{aligned} \tag{8.88}$$

Damit ist

$$u_1 \cdot c_{u_1} = c_{m_1} \cdot r_1 \cdot \omega \cdot \tan \overline{\alpha}_1. \tag{8.89}$$

Ähnliche Verhältnisse liegen in der Ebene 2 nach dem Laufrad vor, jedoch ist hier der relative Strömungswinkel $\beta_{2_{S_{min}}}$ bzw. $\overline{\beta}_{2_{S_{max}}}$ am Außenradius r_{2_S} die Begrenzung.

$$\begin{aligned} c_{m_2} &\approx \frac{\dot{m}_2 \cdot v_2}{\pi \cdot r_{2_S}^2 \cdot (1-\nu_{N_2}^2)} \\ w_{u_{2_{S_{min}}}} &= c_{m_2} \cdot \tan \overline{\beta}_{2_{S_{min}}} \\ c_{u_{2_{S_{min}}}} &= u_{2_S} + w_{u_{2_{S_{min}}}} \\ u_{2_S} &= \omega \cdot r_{2_S} \\ (u \cdot c_u)_{2_{min}} &= \omega \cdot r_{2_S} \cdot (\omega \cdot r_{2_S} + c_{m_2} \cdot \tan \overline{\beta}_{2_{S_{min}}}) \end{aligned}$$

Der relative Austrittswinkel $\overline{\beta}_{2_S}$ ist negativ und damit auch die Geschwindigkeit $w_{u_{2_{S_{min}}}}$. Die Absolutkomponente $c_{u_{2_{S_{min}}}}$ und der Drall $(u \cdot c_u)_{2_{min}}$ werden ebenfalls negativ gewählt, wobei der negative Drall am Austritt einer Turbinenstufe als Gegendrall bezeichnet wird.

Damit ergibt sich die „maximale" Arbeit $w_{t_{1.St.max}}$ der ersten Stufe zu

$$\begin{aligned} w_{t_{1.St.max}} \approx\; & \omega \cdot r_{2_S} \cdot \left[\omega \cdot r_{2_S} + \frac{\dot{m}_2 \cdot v_2 \cdot \tan \overline{\beta}_{2_{S_{min}}}}{\pi \cdot r_{2_S}^2 \cdot (1-\nu_{N_2}^2)} \right] \\ & - \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot \omega \cdot \tan \overline{\alpha}_{1_{N_{max}}}}{\pi} \cdot \frac{\nu_{N_1}}{1-\nu_{N_1}} \cdot \frac{1}{r_{1_S}}. \end{aligned} \tag{8.90}$$

Diese „maximale" Arbeit $w_{t_{1.St.max}}$ ist somit eine Funktion der Außenradien und der Nabenverhältnisse.

$$w_{t_{1.St.max}} = w_{t_{1.St.}}(r_{1_S}, \nu_{N_1}, r_{2_S}, \nu_{N_2}) \tag{8.91}$$

Da die erste Stufe relativ kleine Radienänderungen aufweist, kann vereinfacht

$$\nu_{N_1} \approx \nu_{N_2} \quad \text{und} \quad r_{1_S} \approx r_{2_S}. \tag{8.92}$$

gesetzt werden.

Demzufolge hängt die Schaufelarbeit nur noch von zwei Größen ab.

$$w_{t_{1.St.max}} = w_{t_{1.St.}}(r_{2_S}, \nu_{N_2}) \tag{8.93}$$

Die folgenden Stufen können grundsätzlich ebenso optimiert werden.
Bei der letzten Stufe ist der Radius r_{2_S} nicht mehr frei wählbar. Er ist aus Festigkeitsgründen auf einen Maximalwert, entsprechend der maximalen Umfangsgeschwindigkeit $u_{2_{S_{max}}}$ ($\approx$ 500 m/s), begrenzt.

$$r_{2_S} \leq r_{2_{S_{max}}} = \frac{u_{2_{S_{max}}}}{\omega} \tag{8.94}$$

Auch die relative Austrittsmachzahl Ma_{w_2} darf einen Maximalwert ($\approx$1,2) nicht überschreiten.

$$Ma_{w_2} \leq Ma_{w_{2_{max}}} \tag{8.95}$$

Damit hängt die spezifische Arbeit der letzten Stufe hauptsächlich vom Nabenverhältnis ν_{N_2} am Austritt ab.

$$w_{t-letzteSt._{max}} \approx w_{t-letzteSt.}(\nu_{N_2}) \tag{8.96}$$

Die Geschwindigkeiten in den einzelnen Turbinenstufen der Referenzanlage [40] sind in der folgenden Tabelle 8.7 zusammengestellt.

Tabelle 8.7: Geschwindigkeiten in den einzelnen Turbinenstufen der Referenzanlage

IS	CM1	CU1	U1	WU1	CM1SL	CU1SL	CM1SG	CU1SG
1	202.000	503.664	329.490	174.174	145.667	363.204	206.677	515.325
2	191.000	445.754	343.299	102.455	161.890	377.816	192.998	450.416
3	194.000	408.683	367.221	41.462	190.211	400.702	194.065	408.821
4	231.000	403.004	399.505	3.499	198.593	346.466	231.169	403.299

IS	CM2	CU2	U2	WU2	CM2SL	WU2SL	CM2SG	WU2SG
1	216.000	-116.000	334.000	-450.000	193.576	-69.283	219.395	-457.074
2	211.000	-152.001	352.000	-504.001	190.196	-102.307	211.628	-505.502
3	227.000	-150.000	379.000	-529.000	215.781	-123.854	227.150	-529.350
4	317.000	-110.000	419.000	-529.000	332.445	-135.774	316.953	-528.921

Die Zahlen unter „IS" geben die Turbinenstufen an, die Indizes 1 den Zustand nach dem Leitrad und 2 nach dem Laufrad, *SL* den Zustand der Kühlluft und *SG* des Gases vor der Mischung.

Die An-, Abström- und Staffelungswinkel der einzelnen Turbinenstufen sind in der Tabelle 8.8 zusammengefasst.

Tabelle 8.8: An-, Abström- und Staffelungswinkel der Leit- und Laufräder in den einzelnen Turbinenstufen der Referenzanlage

IS	ALFA0	ALFA1	ALFAS	BETA1	BETA2	BETAS
1	90.0	21.9	40.9	130.8	25.6	-17.1
2	118.2	23.2	26.4	118.2	22.7	-24.3
3	125.8	25.4	21.9	102.1	23.2	-31.3
4	123.5	29.8	20.4	90.9	30.9	-32.1

Die Temperaturen im Schichtsystem des Schaufelwerkstoffes der einzelnen Turbinenstufen sind in der Tabelle 8.9 angegeben. Dabei darf die Schaufelwandtemperatur an der Schaufeloberfläche des ersten Leitrades laut Vorgabe den Grenzwert von 900 °C nicht überschreiten.

Tabelle 8.9: Temperaturen der Schaufelwand, des Kühlmittels, des Heißgases und der Wärmedämmung in den einzelnen Turbinenstufen der Referenzanlage

I	TWGE(I)		TWGA		TTKLA		TT1/2SG		TCGE		TCGA	
	(K)	(°C)	(K)	(°C)	(K)	(°C)	(K)	(°C)	(K)	(°C)	(K)	(°C)
1	1160	887	1172	899	851	577	1627	1354	1326	1053	1285	1012
1	1118	845	1151	878	820	547	1489	1216	1273	1000	1263	990
2	1065	791	1163	890	819	546	1392	1119	1065	791	1163	890
2	1068	795	1106	833	796	523	1276	1002	1068	795	1106	833
3	1028	755	1065	792	779	506	1189	916	1028	755	1065	792
3	953	680	993	720	759	486	1086	813	953	680	993	720
4	915	642	955	682	758	485	1005	732	915	642	955	682
4	866	593	869	595	773	500	889	616	866	593	869	595

Dabei bezeichnen die Zahlen unter „I" die Turbinenstufen (Leit- bzw. Laufräder), die Indizes WG die Schaufelwand gasseitig, KL die Kühlluft, G das Gas und CG die keramische Beschichtung gasseitig am Eintritt E bzw. Austritt A der Schaufel.

In der folgenden Tabelle 8.10 sind für alle Turbinenstufen der Referenzanlage die thermodynamischen Größen und die Strömungsgrößen [40] angegeben.
Die Zustände an den Zeichen bzw. Zahlen unter „I" werden in der Legende erklärt.

Tabelle 8.10: Zustandsdaten in der Turbine der Referenzanlage

I	T(I) (K)	TC (°C)	p(I) (Pa)	h(I) (J/kg)	s(I) (J/kgK)	Tt(I) (K)	pt(I) (Pa)	ht(I) (J/kg)	c(I) (m/s)	mP (kg/s)	v (m3/kg)
TE	1639.0	1365.8	1596290	1614938	8774	1647.6	1634416	1626339	151	368.7	0.302
2	781.9	508.8	1120973	506312	7697	851.0	1552329	582880	391	10.8	0.201
3	1487.9	1214.8	1120973	1411089	8736	1600.3	1551373	1558330	542	390.3	0.390
4	729.0	455.9	882602	448490	7690	748.4	974736	469625	205	13.1	0.238
5	1379.2	1106.1	882602	1266342	8694	1402.6	950088	1296398	245	412.1	0.458
7	742.9	469.7	680393	463532	7785	819.7	990390	548009	411	13.1	0.315
8	1283.0	1009.8	680393	1141178	8669	1375.3	920227	1258766	484	428.5	0.553
9	685.1	412.0	465745	400987	7807	706.7	523211	424307	215	12.9	0.424
10	1166.1	892.9	465745	992932	8654	1193.2	513623	1026744	260	441.4	0.733
12	689.1	416.0	371201	405306	7878	779.5	591206	503678	443	7.6	0.535
13	1100.3	827.1	371201	910767	8645	1183.0	504170	1013096	452	449.0	0.868
14	621.0	347.9	222439	332507	7915	650.1	263401	363458	248	6.0	0.805
15	976.4	703.3	222439	759629	8647	1007.1	252679	796643	272	455.1	1.285
17	685.0	411.9	168614	400859	8099	758.5	247482	480598	399	2.4	1.171
18	914.3	641.1	168614	685146	8648	1004.3	247639	793033	464	457.4	1.587
19	578.7	305.5	85097	287779	8117	639.6	122902	352256	359	1.4	1.960
TA	779.9	506.8	85097	527866	8662	828.5	108088	584160	335	458.8	2.683

```
=====================================================
   1 = Turbine inlet (TE)
   2 = Convection cooling air stator outlet 1st stage
   3 = Stator outlet/rotor inlet  1st stage
   4 = Convection cooling air rotor outlet 1st stage
   5 = Outlet 1st stage
   6 = Inlet 2nd stage
   7 = Convection cooling air stator outlet 2nd stage
   8 = Stator outlet/rotor inlet  2nd stage
   9 = Convection cooling air rotor outlet 2nd stage
  10 = Outlet 2nd stage
  11 = Inlet 3rd stage
  12 = Convection cooling air stator outlet 3rd stage
  13 = Stator outlet/rotor inlet  3rd stage
  14 = Convection cooling air rotor outlet 3rd stage
  15 = Outlet 3rd stage
  16 = Inlet 4th stage
  17 = Convection cooling air stator outlet 4th stage
  18 = Stator outlet/rotor inlet  4th stage
  19 = Convection cooling air rotor outlet 4th stage
  20 = Turbine outlet (TA)
```

Die Zahlen sind direkt der Ergebnisdatei entnommen und die Legende enthält englische Bezeichnungen.

ISO-Werte der Turbine

Da sich Turbinen mit unterschiedlicher Kühlintensität nur schwer vergleichen lassen, wurden die ISO-Zustände am Turbineneintritt definiert.

$$p_{T_A-ISO} = p_{T_A}$$

$$
\begin{aligned}
T_{T_A-ISO} &= T_{T_A} \\
c_{T_A-ISO} &= c_{T_A} \\
p_{t_{T_A-ISO}} &= p_{t_{T_A}} \\
T_{t_{T_A-ISO}} &= T_{t_{T_A}} \\
h_{t_{T_A-ISO}} &= h_{t_{T_A}} \\
\dot{m}_{T-ISO} &= \dot{m}_{T_A} \\
P_{T-ISO} &= P_T \\
p_{t_{T_E-ISO}} &= p_{t_{T_E}} \\
c_{T_E-ISO} &= c_{T_E} \\
\psi_{T_i-ISO} &= \psi_{T_{A_i}}
\end{aligned} \tag{8.97}
$$

Mit der spezifischen technischen Turbinenarbeit werden die spezifische Eintrittsenthalpie und die Eintrittstemperatur berechnet.

$$
\begin{aligned}
w_{t_{T-ISO}} &= \frac{P_{T-ISO}}{\dot{m}_{T-ISO}} \\
h_{t_{T_E-ISO}} &= h_{t_{T_A-ISO}} - w_{t_{T-ISO}} \\
T_{t_{T_E-ISO}} &= T(T_{t_{T_E-ISO}}, p_{t_{T_E-ISO}}) \quad \text{(Verbrennungsgas mit } \psi_{Ti-ISO}\text{)} \\
h_{T_E-ISO} &= h_{t_{T_E-ISO}} - \frac{c_{T_E-ISO}}{2}
\end{aligned} \tag{8.98}
$$

$$(T_{T_E-ISO} = Isentrope(h_{t_{T_E-ISO}}, h_{T_E-ISO}) \quad \text{(Verbrennungsgas mit } \psi_{T_i-ISO}\text{))}$$

$$(p_{T_E-ISO} = Isentrope(h_{t_{T_E}-ISO}, h_{T_E-ISO}) \quad \text{(Verbrennungsgas mit } \psi_{T_i-ISO}\text{))}$$

Das Polytropenverhältnis ν_{T-ISO} wird aus einer polytropen Zustandsänderung mit den Ein- und Austrittszuständen der ISO-Turbine (p_{T_E-ISO}, T_{T_E-ISO} und p_{T_A-ISO}, T_{T_A-ISO}) berechnet. Damit ist der ISO-Turbinenwirkungsgrad gegeben.

$$\eta_{T-ISO} = \nu_{T-ISO} \tag{8.99}$$

Die ISO-Werte der Referenzturbine sind in Tabelle 8.11 zusammengestellt.

Tabelle 8.11: ISO-Werte der Referenzturbine

I	T(I)	TC	p(I)	h(I)	s(I)	Tt(I)	pt(I)	ht(I)	c(I)	mP	v
	(K)	(°C)	(Pa)	(J/kg)	(J/kgK)	(K)	(Pa)	(J/kg)	(m/s)	(kg/s)	(m3/kg)
ISO	1452.3	1179.1	1591301	1352954	8563	1461.1	1634416	1364355	151	458.8	0.267

8.1.1.5 Diffusor und Auslass

Turbinen-Diffusor

Die Verhältnisse im Diffusor nach der Turbine sind ähnlich wie beim Brennkammer-Diffusor, so dass die Berechnungsgleichungen direkt angegeben werden.

$$\begin{aligned}
\nu_{Diff} &= \frac{1}{\eta_{Diff}} \\
h_{t_{D_A}} &= h_{t_{T_A}} \\
h_{D_A} &= h_{t_{D_A}} - \frac{c_{D_A}^2}{2} \\
T_{D_A} &= T(h_{D_A}, p_{D_A}) \\
p_{D_A} &= Polytrope(\nu_{Diff}, T_{T_A}, p_{T_A}, T_{D_A})
\end{aligned} \tag{8.100}$$

Anlagen-Auslass

Das Abgas strömt nach dem Diffusor über die Schalldämpfer und den Kamin in die Umgebung. Die dabei auftretenden zusätzlichen Verluste werden in dem Auslasswirkungsgrad η_A erfasst.

$$\begin{aligned}
\nu_A &= \frac{1}{\eta_A} \\
h_{t_{A_A}} &= h_{t_{D_A}} \\
h_{A_A} &= h_{t_{A_A}} - \frac{c_{A_A}^2}{2} \\
T_{A_A} &= T(h_{A_A}, p_{A_A}) \\
p_{D_A} &= Polytrope(\nu_{Auslass}, T_{A_A}, p_{A_A}, T_{D_A})
\end{aligned} \tag{8.101}$$

In der folgenden Tabelle 8.12 sind die Daten am Diffusor- und Anlagenauslass der Referenz-Gasturbinen-Anlage [40] zusammengestellt.

Tabelle 8.12: Daten am Austritt des Diffusors und der Referenz-Gasturbinen-Anlage

I	T(I)	TC	p(I)	h(I)	s(I)	Tt(I)	pt(I)	ht(I)	c(I)	mP	v
	(K)	(°C)	(Pa)	(J/kg)	(J/kgK)	(K)	(Pa)	(J/kg)	(m/s)	(kg/s)	(m3/kg)
DA	827.0	553.8	100982	582360	8680	828.5	101735	584160	60	458.8	2.397
PA	828.3	555.2	101325	583960	8681	828.5	101408	584160	20	458.8	2.393

DA = Diffuser outlet
PA = Plant outlet

8.1.2 Gas- und Dampfturbinen-Anlage

8.1.2.1 Abhitzedampferzeuger

Die thermischen und kalorischen Zustandsgrößen werden nach [38] berechnet. Allerdings ist darauf hinzuweisen, dass die Ergebnisse der „Rückwärtsgleichungen" für die Berechnung der Temperatur aus der spezifischen Enthalpie von Wasser und Wasserdampf durch einen Nullstellensucher numerisch verbessert wurden, da sonst bei Iterationsrechnungen mit einer großen Anzahl von Iterationen grobe Fehler auftraten [14].

Dreidruck-Abhitzedampferzeuger

Zur Berechnung der optimalen Wasser-/Dampfmassenströme in den einzelnen Druckebenen wird mit den bekannten Enthalpien an den Zwickpunkten des HD- und MD-Teiles und den maximalen Frischdampftemperaturen nach Berücksichtigung der Grädigkeiten der maximale Massenstrom x_{max} für die Bereitstellung von HD- und MD-Dampf bestimmt.

$$\Delta h_{t_{G-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}} = x_{max} \cdot (\Delta h_{t_{D-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{D-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}})$$

$$x_{max} = \frac{\Delta h_{t_{G-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}}{\Delta h_{t_{D-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{D-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}}$$

Hierbei erfolgt die erste Auslegung bezüglich des Zwickpunktes des Mitteldruckteils. Es kann aber nur ein Teil dieses maximalen Dampfmassenstromes kann im HD-Strang erzeugt und der HD-Dampfturbine zugeführt werden.

$$x_1 = f_x \cdot x_{max}$$

$$\dot{m}_{D-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}} = x_1 \cdot \dot{m}_G \tag{8.102}$$

Damit liegt auch der Massenstrom des MD-Dampfes vor dem Mitteldruck-Zwischenüberhitzer, d. h. nach der Mischung des Abdampfes der Hochdruckturbine mit dem Mitteldruckdampf, fest.

$$\Delta h_{t_{G-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}} = x_1 \cdot \Delta h_{t_{D-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}}$$

$$
\begin{aligned}
& +y_1 \cdot \Delta h_{t_{D-MD_{Z\ddot{U}}}} \\
& +(y_1 - x_1) \cdot \Delta h_{t_{D-MD_{(VD+\ddot{U}H)}}} \\
y_1 &= \frac{\Delta h_{t_{G-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}}{\Delta h_{t_{D-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}} \\
& -\frac{x_1 \cdot (\Delta h_{t_{D-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} - \Delta h_{t_{D-MD_{(VD+\ddot{U}H)}}})}{\Delta h_{t_{D-MD_{(VD+\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}} \\
\dot{m}_{D-MD_{Z\ddot{U}}} &= y_1 \cdot \dot{m}_G \qquad (8.103)
\end{aligned}
$$

Es ergibt sich der Massenstrom durch den Mitteldruck-Überhitzer und Mitteldruck-Verdampfer zu

$$
\begin{aligned}
y_2 &= y_1 - x_1 \\
\dot{m}_{D-MD_{(VD+\ddot{U}H)}} &= y_2 \cdot \dot{m}_G. \qquad (8.104)
\end{aligned}
$$

Für den Fall, dass die gasseitige Austrittstemperatur aus dem Hochdruckteil die minimale Temperatur $T_{t_{G-ZWP-HD}} = T_{t_{W-ZWP-HD}} + \Delta T_{ZWP-HD}$, d. h. die Verdampfungstemperatur des Hochdruckteils plus Grädigkeit, unterschreitet, wird die Berechnung des Abhitzedampferzeugers auf den Zwickpunkt des Hochdruckstranges ausgerichtet.

In Analogie zur ersten Auslegung werden wieder die optimalen Wasser-/Dampfmassenströme in den einzelnen Druckebenen über den maximalen Massenstrom x_{max} für die Bereitstellung von HD- und MD-Dampf berechnet, der mit Hilfe der bekannten Enthalpie am Zwickpunkt des HD-Teils und der maximalen Frischdampftemperaturen unter Berücksichtigung der Grädigkeiten bestimmt wird.

$$
\begin{aligned}
\Delta h_{t_{G-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}} &= x_{max} \cdot (\Delta h_{t_{D-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} \\
& +\Delta h_{t_{D-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}) \\
x_{max} &= \frac{\Delta h_{t_{G-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}}{\Delta h_{t_{D-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{D-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}}
\end{aligned}
$$

Erneut kann nur ein Teil dieses maximalen Dampfmassenstromes im HD-Strang erzeugt und der HD-Dampfturbine zugeführt werden.

$$
\begin{aligned}
x_1 &= f_x \cdot x_{max} \\
\dot{m}_{D-HD_{(VD+\ddot{U}H)}} &= x_1 \cdot \dot{m}_G \qquad (8.105)
\end{aligned}
$$

So ergibt sich der Massenstrom des MD-Dampfes vor dem Mitteldruck-Zwischenüberhitzer, also nach der Mischung des Abdampfes der Hochdruckturbine mit dem Mitteldruckdampf, zu

$$\begin{aligned}
\Delta h_{t_{G-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}} &= x_1 \cdot \Delta h_{t_{D-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} \\
&\quad + y_1 \cdot \Delta h_{t_{D-MD_{Z\ddot{U}}}} \\
&\quad + (y_1 - x_1) \cdot \Delta h_{t_{D-MD_{(\ddot{U}H)}}} \\
y_1 &= \frac{\Delta h_{t_{G-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}}{\Delta h_{t_{D-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}} \\
&\quad - \frac{x_1 \cdot (\Delta h_{t_{D-HD_{(VD+\ddot{U}H)}}} - \Delta h_{t_{D-MD_{(\ddot{U}H)}}})}{\Delta h_{t_{D-MD_{(\ddot{U}H+Z\ddot{U})}}}} \\
\dot{m}_{D-MD_{Z\ddot{U}}} &= y_1 \cdot \dot{m}_G. \qquad (8.106)
\end{aligned}$$

Damit liegt auch der Massenstrom durch den Mitteldruck-Überhitzer fest.

$$\begin{aligned}
y_2 &= y_1 - x_1 \\
\dot{m}_{D-MD_{(\ddot{U}H)}} &= y_2 \cdot \dot{m}_G \qquad (8.107)
\end{aligned}$$

Der Faktor f_x, der den Anteil des Dampfmassenstromes im HD-Teil festlegt, wird so ausgewählt, daß der Wirkungsgrad im Dampfturbinenteil maximal wird.

Da die Mitteldruck-Vorwärmung parallel zur Niederdruck-Überhitzung erfolgt, wird auch hier eine ähnliche Berechnungsweise angewandt. Der maximale Massenstrom z_{max} für die Verdampfung und Überhitzung des ND-Dampfes berechnet sich mit der bekannten Enthalpie am Zwickpunkt des ND-Teiles und der maximalen Frischdampftemperatur unter Berücksichtigung der Grädigkeit.

$$\begin{aligned}
\Delta h_{t_{G-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{VW}}} &= z_{max} \cdot \Delta h_{t_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}} \\
z_{max} &= \frac{(\Delta h_{t_{G-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{VW}}})}{\Delta h_{t_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}}}
\end{aligned}$$

Im Gegensatz zu dem separaten Verdampfen des Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckwassers erfolgt die Vorwärmung gemeinsam. Somit lässt sich der Dampfmassenstrom durch den ND-Verdampfer und -Überhitzer mit Hilfe des bekannten Massenstromes des MD-Stranges bestimmen.

$$\begin{aligned}
(\Delta h_{t_{G-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{VW}}}) &= z_1 \cdot \Delta h_{t_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}} + y_2 \cdot \Delta h_{t_{D-MD_{VW}}} \\
z_1 &= z_{max} - y_2 \cdot \frac{\Delta h_{t_{D-MD_{VW}}}}{\Delta h_{t_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}}} \\
\dot{m}_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}} &= z_1 \cdot \dot{m}_G \qquad (8.108)
\end{aligned}$$

Anschließend lassen sich mit den Verhältnissen der Massenströme Dampf/Gas und den bekannten Enthalpien an den Zwickpunkten die Gasenthalpien berechnen.

$$\begin{aligned}
\dot{m}_G \cdot (h_{t_{G-HD_A}} - h_{t_{G-ZWP-HD}}) &= \dot{m}_{D-HD} \cdot (h_{t_{W-ZWP-HD}} - h_{t_{W-HD_E}}) \\
&\quad + \dot{m}_{D-MD} \cdot (h_{t_{D-ZWP-MD}} - h_{t_{W-ZWP-MD}}) \\
\frac{\dot{m}_{D-HD}}{\dot{m}_G} &= x_1 \\
\frac{\dot{m}_{D-MD}}{\dot{m}_G} &= y_1 - x_1 = y_2 \\
h_{t_{G-HD_A}} &= h_{t_{G-ZWP-HD}} - x_1 \cdot (h_{t_{W-ZWP-HD}} - h_{t_{W-HD_E}}) \\
&\quad - y_2 \cdot (h_{t_{D-ZWP-MD}} - h_{t_{W-ZWP-MD}}) \qquad (8.109)
\end{aligned}$$

$$h_{t_{G-ND_E}} = h_{t_{G-HD_A}} \qquad (8.110)$$

$$\begin{aligned}
\dot{m}_G \cdot (h_{t_{AHDE_A}} - h_{t_{G_{ZWP-ND}}}) &= \dot{m}_D \cdot (h_{t_{W_{AHDE_E}}} - h_{t_{W-ZWP-ND}}) \\
\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_G} &= \frac{\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD} + \dot{m}_{D-ND}}{\dot{m}_G} = x_1 + y_2 + z_1 \\
h_{t_{G_{AHDE_A}}} &= h_{t_{G_{ZWP-ND}}} - (x_1 + y_2 + z_1) \cdot (h_{t_{W_{ZWP-ND}}} - h_{t_{W_{AHDE_E}}})
\end{aligned} \qquad (8.111)$$

Für den Fall, dass die gasseitige Austrittstemperatur aus dem Abhitzedampferzeuger die minimale Temperatur am Anlagenaustritt unterschreitet, wird die Berechnung des ND-Teils des Abhitzedampferzeugers auf den erforderlichen Zustand am Anlagenaustritt ausgerichtet.

$$\begin{aligned}
(\Delta h_{t_{G-ND_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{VW}}}) &= z_1 \cdot \Delta h_{t_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}} \\
&\quad + (z_1 + x_1 + y_2) \cdot \Delta h_{t_{D-ND_{VW}}} \\
&\quad + y_2 \cdot \Delta h_{t_{D-MD_{VW}}} \\
z_1 &= \frac{\Delta h_{t_{G-ND_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} + \Delta h_{t_{G-MD_{VW}}}}{\Delta h_{t_{D-ND_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}}} \\
&\quad - \frac{x_1 \cdot \Delta h_{t_{D-ND_{VW}}} + y_2 \cdot (\Delta h_{t_{D-ND_{VW}}} + \Delta h_{t_{D-MD_{VW}}})}{\Delta h_{t_{D-ND_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}}} \\
\dot{m}_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}} &= z_1 \cdot \dot{m}_G \qquad (8.112)
\end{aligned}$$

In der folgenden Tabelle 8.13 sind die Zustandsdaten des Abhitzedampferzeugers der Referenz-GuD-Anlage angegeben.

Tabelle 8.13: Zustandsdaten im Abhitzedampferzeuger der Referenz-GuD-Anlage

I	T(I) (K)	TC (°C)	p(I) (Pa)	h(I) (J/kg)	s(I) (J/kgK)	Tt(I) (K)	pt(I) (Pa)	ht(I) (J/kg)	c(I) (m/s)	mP (kg/s)	v (m3/kg)
DA	827.0	553.8	102948	582360	8674	828.5	103716	584160	60	458.8	0.000
28	767.9	494.8	103111	514041	8588	768.1	103203	514241	20	458.8	2.180
29	714.5	441.4	102892	453006	8506	714.6	102947	453118	15	458.8	2.033
30	523.1	249.9	102189	240636	8163	523.2	102239	240708	12	458.8	1.498
31	523.1	249.9	102189	240636	8163	523.2	102239	240708	12	458.8	1.498
32	499.6	226.4	102054	215206	8113	499.6	102083	215246	9	458.8	1.433
33	456.9	183.7	101860	169315	8018	456.9	101885	169347	8	458.8	1.313
DEA	371.3	98.1	101410	78431	7799	371.3	101430	78452	6	458.8	1.072
AA	371.1	98.0	101325	78252	7799	371.3	101511	78452	20	458.8	1.072

```
=====================================================
  DA = Diffusor outlet ( = inlet to steam generator )
  28 = Saturated steam point in HP part of steam generator
  29 = Boiling point in high pressure part of steam generator
  30 = Outlet HP part of heat recovery steam generator=inlet middle pressure part
  31 = Inlet to low pressure part of steam generator
  32 = Saturated steam point in LP part of steam generator
  33 = Boiling point in low pressure part of steam generator
 DEA = Outlet steam generator
  AA = Plant outlet
```

8.1.2.2 Dampfturbine

Im Gegensatz zum überhitzten Dampfgebiet gelten im Nassdampfgebiet andere Beziehungen. [11]

$$\begin{aligned}
h(x,p) &= h'(p) + x \cdot r_D(p) \\
dh &= \left[\frac{dh'}{dp}(p) + x \cdot \frac{dr_D}{dp}(p) + r_D \cdot \frac{dx}{dp}(p)\right] \cdot dp \\
\frac{dx}{dp}(x,p) &= \frac{1}{r_D}\left[\nu_{pol} \cdot v - \frac{dh'}{dp}(p) - x \cdot \frac{dr_D}{dp}(p)\right] \\
v(x,p) &= v'(p) + x \cdot [v''(p) - v'(p)]
\end{aligned} \tag{8.113}$$

Die im Abhitzedampferzeuger übertragene Wärmemenge ist verschieden in Abhängigkeit von der untersuchten Modifikation der Gasturbine und folglich ist auch der Teilwirkungsgrad des Dampfteils η_{DT} veränderlich.

$$\dot{Q}_{AHDE} = \dot{Q}_{D-HD} + \dot{Q}_{D-MD} + \dot{Q}_{D-MD} \tag{8.114}$$

$$\dot{Q}_{D-HD} = \dot{m}_{D-HD} \cdot \Delta h_{t_{D-HD}}$$

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{D-MD} &= \dot{m}_{D-MD} \cdot \Delta h_{t_{D-HD_{(VW+VD+\ddot{U}H)}}} \\
&\quad + (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD}) \cdot \Delta h_{t_{D-HD_{Z\ddot{U}}}} \\
\dot{Q}_{D-ND} &= \dot{m}_{D-ND} \cdot \Delta h_{t_{D-ND_{(VD+\ddot{U}H)}}} \\
&\quad + (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD} + \dot{m}_{D-ND}) \cdot \Delta h_{t_{D-ND_{VW}}} \\
\eta_{DT} &=_{def} \frac{P_{DT_{eff}}}{\dot{Q}_{AHDE}} \qquad (8.115)
\end{aligned}$$

Mit den Massenströmen und Dampftemperaturen werden die Leistungen der Teilturbinen, der Pumpen und schließlich die Gesamtleistung des Dampfteils berechnet.

$$\begin{aligned}
P_{DT} &= P_{DT-HD} + P_{DT-MD} + P_{DT-ND} \qquad (8.116) \\
h_{t_{DT-HD_E}} &= h_{t_{D-HD_A}} \\
P_{DT-HD} &= \dot{m}_{D-HD} \cdot \Delta h_{t_{DT-HD}} \\
h_{t_{DT-MD_E}} &= h_{t_{D-MD_A}} \\
P_{DT-MD} &= (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD}) \cdot \Delta h_{t_{DT-MD}} \\
h_{t_{DT-ND_E}} &= \frac{(\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD}) \cdot h_{t_{DT-MD_A}} + \dot{m}_{D-ND} \cdot h_{t_{D-ND-AHDE_A}}}{\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD} + \dot{m}_{D-ND}} \\
P_{DT-ND} &= (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD} + \dot{m}_{D-ND}) \cdot \Delta h_{t_{DT-ND}} \\
P_P &= P_{P-HD} + P_{P-MD} + P_{P-ND} \qquad (8.117) \\
P_{P-HD} &= \dot{m}_{D-HD} \cdot (h_{t_{W-HD_E}} - h_{t_{W-MD_E}}) \\
P_{P-MD} &= (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD}) \cdot (h_{t_{W-MD_E}} - h_{t_{W-ZWP-ND}}) \\
P_{P-ND} &= (\dot{m}_{D-HD} + \dot{m}_{D-MD} + \dot{m}_{D-ND}) \cdot (h_{t_{W-AHDE_E}} - h_{t_{W-KO_A}}) \\
P_{P_{mech}} &= \frac{P_P}{\eta_{m_P} \cdot \eta_{Mot_P} \cdot \eta_{Gen} \cdot \eta_{m_{DT}}} \\
P_{DT_{eff}} &= P_{DT} - P_{P_{mech}} \qquad (8.118)
\end{aligned}$$

Die Zustandsdaten des Dampfturbinenteils der Referenz-GuD-Anlage sind in Tabelle 8.14 aufgeführt.

Tabelle 8.14: Zustandsdaten des Dampfturbinenteils der Referenz-GuD-Anlage

I	T(I) (K)	TC (°C)	p(I) (Pa)	h(I) (J/kg)	s(I) (J/kgK)	Tt(I) (K)	pt(I) (Pa)	ht(I) (J/kg)	c(I) (m/s)	mP (kg/s)	v (m3/kg)
1	302.1	29.0	4000	121411	422	329.1	16450	121424	5	69.1	0.001
2	444.9	171.8	826128	726796	2058	444.9	842247	726814	5	58.8	0.001
3	445.4	172.2	3053071	730112	2060	445.4	3064277	730125	5	58.8	0.001
4	445.4	172.2	3053071	730112	2060	445.4	3064277	730125	5	19.6	0.001
5	445.4	172.2	3053071	730112	2060	445.4	3064277	730125	5	39.2	0.001
6	503.8	230.6	2830780	993290	2616	504.1	2845656	993308	6	39.2	0.001
7	503.5	230.4	2817217	2802017	6208	504.0	2828510	2802817	40	39.2	0.071
8	649.2	376.0	2776113	3182099	6882	650.0	2790796	3183612	40	39.2	0.103
9	649.2	376.0	2776113	3182099	6882	650.0	2790796	3183612	40	58.8	0.103
10	787.0	513.8	2750000	3489691	7316	788.2	2769027	3492141	70	58.8	0.129
11	649.2	376.0	2776113	3182099	6882	650.0	2790796	3183612	55	19.6	0.103
12	610.3	337.2	800000	3135522	7367	613.1	816025	3141035	105	58.8	0.347
13	592.8	319.7	800000	3098792	7305	596.5	821645	3105992	120	69.1	0.336
14	0.9	29.0	4000	2257425	7492	0.9	5256	2291225	260	69.1	30.553
DDA	802.9	529.7	8000000	3470880	6817	803.5	8028745	3472130	50	19.6	0.044
28	568.8	295.6	8077432	2758773	5741	569.3	8111876	2759573	40	19.6	0.023
29	569.8	296.7	8197063	1326501	3223	569.9	8210005	1326519	6	19.6	0.001
30	446.6	173.4	8624292	738398	2065	446.6	8635527	738411	5	19.6	0.001
31	502.5	229.3	800000	2905038	6951	503.1	804710	2906288	50	10.3	0.280
32	443.8	170.6	803842	2767655	6657	444.2	807192	2768455	40	10.3	0.239
33	444.9	171.8	826128	726796	2058	445.7	842247	726814	6	10.3	0.001
DEA	302.3	29.1	1372082	123243	423	302.3	1384540	123255	5	69.1	0.001

1 = Low pressure pump inlet
2 = Outlet from preheat part of steam generator
3 = Intermediate pressure pump outlet
4 = High pressure feed pump inlet
5 = Intermediate pressure steam generator inlet
6 = Intermediate pressure boiling point
7 = Intermediate pressure saturated steam point
8 = Intermediate pressure intermediate point (=11)
9 = Intermediate superheating inlet (=11)
10 = Intermediate pressure turbine inlet
11 = Outlet from high pressue steam turbine
12 = Intermediate pressure turbine outlet
13 = Inlet to low pressure steam turbine
14 = Outlet from low pressure steam turbine
DDA = Outlet from high pressure part of steam generator = HP feed steam
28 = Saturated steam point in HP part of steam generator
29 = Boiling point in HP part of steam generator
30 = Inlet to high pressure part of steam generator
31 = Outlet from low pressure steam generator
32 = Saturated steam point in LP part of steam generator
33 = Boiling point in LP part of steam generator
DEA = Inlet to LP part of heat recovery steam generator

8.2 Grundlagen der wirtschaftlichen Bewertung

Die spezifischen Stromerzeugungskosten ϵ_j sind das Verhältnis der in dem Jahr j anfallenden Kosten zu der erzeugten Strommenge.

$$\epsilon_j =_{def} \frac{\text{jährliche Gesamtkosten}}{\text{gesamte Jahresstromerzeugung}} \tag{8.119}$$

Hierin teilen sich die jährlichen Gesamtkosten auf in fixe Kosten K_{fixj}, die zum größten Teil durch die Investitionskosten K_i der Anlage bedingt sind, in Brennstoffkosten K_{Bj}, die in etwa der erzeugten elektrischen Jahresarbeit W_{elj} proportional sind, und in Zusatzkosten K_{zusj} für sonstige Betriebsmittel.

$$K_{gesj} = K_{fixj} + K_{Bj} + K_{zusj} \tag{8.120}$$

8.2.1 Fixe Kosten

Für die Ermittlung der Investitionskosten K_i wird die Gesamtanlage in Komponenten zerlegt, denen entsprechend ihrer charakteristischen Größe Kosten K_{iKomp} zugeordnet werden. Durch Addition der Kosten für die einzelnen Komponenten ergeben sich die Gesamtkosten K_i.

$$K_i = \sum_{i=1}^{n} K_{iKomp} \tag{8.121}$$

Diese Investition ermöglicht eine Stromerzeugung über einen Nutzungszeitraum von n_j Jahren und so werden die Investitionskosten über diesen Nutzungszeitraum gleichmäßig verteilt berücksichtigt. Der Faktor q_j berücksichtigt die jährliche Verzinsung z_j und die Inflationsrate i_j.

$$q_j = 1 + z_j + i_j \tag{8.122}$$

Mit q_j kann der Annuitätsfaktor a_j bestimmt werden.

$$a_j = \frac{q_j^{n_j} \cdot (q_j - 1)}{q_j^{n_j} - 1} \tag{8.123}$$

Das Produkt der Investitionskosten K_i und des Annuitätsfaktors a_j ist der in einem Jahr zur Abzahlung der Investition (Tilgung + Zinsen) notwendige Betrag.

Werden die Investitionskosten mit der Summe von Annuitätsfaktor, Steuersatz und Versicherungsprämie multipliziert, so erhält man die im jeweiligen Jahr zu leistenden *fixen* Zahlungen K_{fixj}, die unabhängig von der tatsächlichen Stromerzeugung anfallen.

$$K_{fixj} = K_i \cdot (a_j + s_j + v_j) \tag{8.124}$$

Daneben kommen noch andere Festkosten (Personalkosten, Instandhaltungskosten und Kosten für Verschiedenes) zu den Ausgaben hinzu, die jedoch sehr viel kleiner als der Term (8.124) sind.
Die auf die installierte Nennleistung P_{elN} bezogenen leistungsspezifischen Gesamtkosten der Investition k_i sind folglich:

$$k_i = \frac{K_i}{P_{elN}}. \tag{8.125}$$

Die Tabellen 8.15 und 8.16 geben die spezifischen Investitionskosten der einzelnen Komponenten [40] sowie die zugehörigen charakteristischen Bezugsgrößen und Proportionalitätsfaktoren zur Berechnung der Investitionskosten der jeweiligen Komponente an.

Tabelle 8.15: Auslegungswerte für die Wirtschaftlichkeitsrechnung der Gasturbinen-Anlage

spez. Kost. Gasturbine	$s_T =_{def} \frac{K_T}{-P_T}$	=	$933{,}92\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Turbinenkühlung	$s_{T_{Kühl}} =_{def} \frac{K_{T_{Kühl}}}{-\dot{Q}_T}$	=	$2627{,}45\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
bez.			
spez. Kost. Konvektionskühlung	$s_{T_{Konv}} =_{def} \frac{K_{K_{onv}}}{-\dot{Q}_{KM}}$	=	$1705{,}827\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Filmkühlung	$s_{T_{Film}} =_{def} \frac{K_{Film}}{\dot{m}_{Film}}$	=	$1{,}093456 \cdot 10^9\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}}$
spez. Kost. Beschichtung	$s_{T_{Besch}} =_{def} \frac{K_{Besch}}{V_{Besch}}$	=	$14{,}48195 \cdot 10^{12}\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{m}^3}$
spez. Kost. Verdichters	$s_V =_{def} \frac{K_V}{P_V}$	=	$1341{,}01\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Brennkammer	$s_{BK} =_{def} \frac{K_{BK}}{\dot{E}_{BK}}$	=	$93{,}65\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Generators	$s_{Gen} =_{def} \frac{K_{Gen}}{-P_{el}}$	=	$650{,}33\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Regelung + el. Ausr.	$s_{Regelung} =_{def} \frac{K_{Regelung}}{-P_{el}}$	=	$2560{,}65\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Geb. + äuß. Komp.	$s_{Gebäude} =_{def} \frac{K_{Gebäude}}{\dot{m}_V}$	=	$16360{,}18\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}}$
spez. Kost. AHDE-Pumpen	$s_{AHDE_{Pump}} =_{def} \frac{K_{AHDE_{Pump}}}{\dot{m}_W}$	=	$304925\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}}$
spez. Zusatzkosten	$f_{zus} =_{def} \frac{K_{zus}}{W_{el}}$	=	$0{,}2314\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kWh}}$
Bezugswerte f. d. Kostenrechnung:			
	$P_{T_{ref}}$	=	$359{,}545 \cdot 10^6$ W
	f_{K_T}	=	0,9
	$\dot{Q}_{T_{ref}}$	=	$33{,}072 \cdot 10^6$ W
	$f_{K_{\dot{Q}_T}}$	=	0,9
bzw.			
	$\dot{Q}_{Konv_{ref}}$	=	$15{,}631 \cdot 10^6$ W
	$f_{T_{Konv}}$	=	0,9
	$\dot{m}_{Film_{ref}}$	=	$22{,}81167\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$
	$f_{T_{Film}}$	=	0,9
	$V_{Besch_{ref}}$	=	$0{,}0023758\ \mathrm{m}^3$
	$f_{T_{Besch}}$	=	0,9
	$P_{V_{ref}}$	=	$178{,}408 \cdot 10^6$ W
	f_{K_V}	=	0,9
	$\dot{E}_{B_{ref}}$	=	$459{,}428 \cdot 10^6$ W
	$f_{K_{BK}}$	=	0,9
	$P_{el_{ref}}$	=	$177{,}242 \cdot 10^6$ W
	$f_{K_{Gen}}$	=	0,833
	$f_{K_{Regelung}}$	=	0,353
	$\dot{m}_{V_{ref}}$	=	$449{,}7 \cdot 10^6\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$
	$f_{K_{Gebäude}}$	=	0,9

Tabelle 8.16: Auslegungswerte für die Wirtschaftlichkeitsrechnung des Dampfteils der GuD-Anlage

spez. Kost. Dampfturbine	$s_{DT} =_{def} \frac{K_{DT}}{-P_{el_{DT}}}$	$=$	$5709{,}99\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. DT-Generator	$s_{DT_{Gen}} =_{def} \frac{K_{DT_{Gen}}}{-P_{el_{DT}}}$	$=$	$650{,}33\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Pumpen	$s_{Pump} =_{def} \frac{K_{Pump}}{\dot{m}_{Kond}}$	$=$	$247774{,}48\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}}$
spez. Kost. Kondensator	$s_{Kond} =_{def} \frac{K_{Kond}}{\dot{m}_{Kond}}$	$=$	$622744{,}81\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}}$
spez. Kost. Kühlsys	$s_{Kühlsys} =_{def} \frac{K_{Kühlsys}}{\dot{m}_{Kond}}$	$=$	$622744{,}81\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}}$
spez. Kost. AHDE-HD-Teil	$s_{AHDE_{HD}} =_{def} \frac{K_{AHDE_{HD}}}{(k{\cdot}A)_{AHDE_{HD}}}$	$=$	$114{,}81\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}}$
spez. Kost. AHDE-MD-Teil	$s_{AHDE_{MD}} =_{def} \frac{K_{AHDE_{MD}}}{(k{\cdot}A)_{AHDE_{MD}}}$	$=$	$108{,}36\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}}$
spez. Kost. AHDE-ND-Teil	$s_{AHDE_{ND}} =_{def} \frac{K_{AHDE_{ND}}}{(k{\cdot}A)_{AHDE_{ND}}}$	$=$	$61{,}87\ \frac{\mathrm{ME}}{\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}}$
spez. Kost. Regelung + el. Ausr.	$s_{Reg.el.Ausr.} =_{def} \frac{K_{Reg.el.Ausr.}}{-P_{el_{DT}}}$	$=$	$5425{,}34\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
spez. Kost. Geb. + fixe Restkost.	$s_{DT_{Geb.}} =_{def} \frac{K_{DT_{Geb.}}}{-P_{el_{DT}}}$	$=$	$27363{,}51\ \frac{\mathrm{ME}}{\mathrm{kW}}$
Bezugswerte f. d. Kostenrechnung:			
	$P_{el_{DT_{ref}}}$	$=$	$78{,}715{\cdot}10^6$ W
	$f_{K_{DT}}$	$=$	0,9
	$\dot{m}_{Kond_{ref}}$	$=$	$67{,}4\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$
	$f_{\dot{m}_{Pump}}$	$=$	0,9
	$f_{\dot{m}_{Kond}}$	$=$	0,9
	$f_{K_{Kühlsys}}$	$=$	0,9
	$(k\dot{A})_{AHDE_{HD_{ref}}}$	$=$	$846092\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}$
	$f_{AHDE_{HD}}$	$=$	0,716
	$(k\dot{A})_{AHDE_{MD_{ref}}}$	$=$	$3462347\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}$
	$f_{AHDE_{MD}}$	$=$	0,716
	$(k\dot{A})_{AHDE_{ND_{ref}}}$	$=$	$881701\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}}$
	$f_{AHDE_{ND}}$	$=$	0,716
	$f_{K_{Reg.el.Ausr.}}$	$=$	0,353
	$f_{K_{DT_{Geb.}}}$	$=$	0,1

8.2.2 Brennstoffkosten

Wegen veränderlicher Lastzustände des Kraftwerkes ist der Jahresenergieeinsatz der Jahresintegralwert der Brennstoffenergieströme $\dot{E}_B(\tau)$, die zur Erzeugung der elektrischen Leistung $P_{el}(\tau)$ benötigt werden.

$$E_{Bj} = \int_0^a \dot{E}_B(\tau) \cdot d\tau \tag{8.126}$$

Ebenso ist die elektrische Jahresarbeit des erzeugten Stromes das Integral der elektrischen Leistung über ein Jahr.

$$W_{elj} = \int_0^a \dot{P}_{el}(\tau) \cdot d\tau \tag{8.127}$$

Das Verhältnis von elektrischer Jahresarbeit und Jahresenergieeinsatz ist der Jahresnutzungsgrad η_{Nutzj}

$$\eta_{Nutzj} = \frac{W_{elj}}{E_{Bj}}, \tag{8.128}$$

so dass der Jahresenergieeinsatz durch die elektrische Jahresarbeit und den Jahresnutzungsgrad ausgedrückt werden können.

$$E_{Bj} = \frac{W_{elj}}{\eta_{Nutzj}} \tag{8.129}$$

Die Brennstoffkosten K_{Bj} eines Jahres ergeben sich als Produkt der spezifischen Energiepreise b_{Bj} und der Energiemenge E_{Bj}, die in dem betrachteten Jahr eingesetzt wird.

$$K_{Bj} = b_{Bj} \cdot \frac{W_{elj}}{\eta_{Nutzj}} \tag{8.130}$$

8.2.3 Spezifische Stromgestehungskosten

Nach Gleichung (9.235) erhält man für die spezifischen Stromgestehungskosten:

$$\epsilon_j = \frac{k_i \cdot P_{elN} \cdot (a_j + s_j + v_j)}{W_{elj}} + \frac{b_{Bj}}{\eta_{Nutzj}} + f_{zusj}. \tag{8.131}$$

Der Quotient W_{elj}/P_{elN} wird Jahresvolllastzeit T_j genannt, weil er der Betriebszeit in einem Jahr bei gleichbleibender Nennlast entspricht.

$$T_j =_{def} \frac{W_{elj}}{P_{elN}} \tag{8.132}$$

Somit ergibt sich für die spezifischen Stromerzeugungskosten

$$\epsilon_j = \frac{k_i \cdot (a_j + s_j + v_j)}{T_a} + \frac{b_B}{\eta_{Nutzj}} + f_{zusj}. \tag{8.133}$$

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Sabine Ausmeier geb. Krüger
Anschrift:	Distelkamp 71 44651 Herne
Geburtsdatum:	13. November 1963
Geburtsort:	Wanne-Eickel jetzt Herne
Staatsangehörigkeit:	deutsch
Familienstand:	verheiratet

Schulischer Werdegang

08/1969 - 06/1973	Südschule, Wanne-Eickel
08/1973 - 06/1979	Realschule an der Burg, Herne Abschluss: Allgemeine Oberschulreife
08/1982 - 07/1983	Städtische Gewerbliche Berufs-, Berufsfach-, Fach- und Fachoberschulen 1, Bochum Abschluss: Fachhochschulreife
10/1983 - 01/1995	Universität Essen, Essen Studium des Maschinenbaus Studienrichtung: DII Energie- und Verfahrenstechnik Schwerpunkt: Energie- und Kraftwerkstechnik, Abschluss: Diplom

Beruflicher Werdegang

09/1979 - 07/1982	GEA Luftkühlergesellschaft mbH, Herne Berufsausbildung zum Technischen Zeichner Abschluss: IHK zu Bochum
07/1983 - 08/1983	Nolte und Franz Ingenieurgesellschaft mbH, Herne Technische Zeichnerin
04/1986 - 06/1990	Universität Essen, Essen Studentische Hilfskraft im Fachbereich Mathematik
10/1987 - 03/1994	foerster und thelen Marktforschung Feldservice GmbH, Bochum Außendienstmitarbeiterin
07/1990 - 07/1994	GfS GESELLSCHAFT FÜR SIMULATORSCHULUNG MBH, Essen Werkstudent im Bereich Schulung
02/1995 - 09/1996	time power Personal-Dienstleistungen GmbH und Co. KG, Dortmund Vertriebsdisponentin für gewerbliches Personal
10/1996 - 07/2001	Universität Essen, Essen Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Lehrstuhl für Energie- und Kraftwerkstechnik
08/2001 - jetzt	RWTH Aachen, Aachen Oberingenieurin am Lehrstuhl und Institut für Dampf- und Gasturbinen