Diplomarbeit

Das Potential der Dampfkühlung bei Gasturbinen und Kombianlagen

ausgeführt am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN VIENNA UNIVERSITY OF

durchgeführt bei

ALSTOM Power

unter der Anleitung von

o. Univ. Prof. Dr. Hermann Haselbacher, TU Wien Hans-Ulrich Frutschi, Alstom Power Baden

von

Christoph Bernd König Liebenstein 9, 4252 Liebenau

Wien, am 05.07.2002

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich dem Institutsvorstand Herrn o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hermann Haselbacher meinen Dank für die Vermittlung dieser Diplomarbeit bei der Firma ALSTOM Power in Baden, Schweiz, und die gebotene Möglichkeit zur Fertigstellung der schriftlichen Fassung der Arbeit an diesem Institut aussprechen.

Bei Herrn Dipl.-Ing. SIA Hans-Ulrich Frutschi und der Firma ALSTOM Power Schweiz möchte ich mich für die bestmögliche Betreuung, das Bereitstellen aller notwendigen Mittel und die finanzielle Unterstützung während meines Aufenthaltes in Baden bedanken.

Mein Dank gilt ferner Herrn Dr. Hans Wettstein für die Unterstützung bei der Umsetzung des Rechenmodells und Herrn Dipl.-Ing. Herbert Fuchs für die fachliche Unterstützung und Diskussionen.

Schliesslich danke ich allen weiteren Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern und den in diesem Zeitraum bei der Firma ALSTOM Power sowie am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen tätigen Diplomanden für die ausgezeichnete Zusammenarbeit und gegenseitige Unterstützung.

Diese Arbeit ist in Dankbarkeit meinen Eltern gewidmet.

"Wir wissen, dass Gott bei denen, die ihn lieben, alles zum Guten führt."

Römer 8.28

Kurzfassung

Für die Steigerung der Turbineneintrittstemperatur über die Temperaturgrenze der eingesetzten Werkstoffe ist es notwendig, Bauteile zu kühlen, welche mit der heissen Gasströmung in Berührung kommen. Dies geschieht heute bei den meisten Gasturbinen durch Kühlluft. Die Kühlluft verringert beim Eintritt in die heisse Gasströmung durch Mischungsverluste den Wirkungsgrad der Turbine.

Bei Kombianlagen besteht die Möglichkeit, den im Abhitzekessel erzeugten Dampf zu Kühlzwecken zu verwenden. Dieser kann der Kühlluft beigemischt werden oder sie völlig ersetzen. Der notwendige Kühldampf kann auch durch einen Teil der Turbinenabgase erzeugt werden. Der für einen Dampfprozess verfügbare Abgasmassenstrom verringert sich dadurch.

Die geschlossene Dampfkühlung führt aus dem Gasturbinenprozess Energie in Form von Wärme, welche bei der Kühlung der Komponenten anfällt, ab. Diese Wärmemenge fehlt bei der Arbeitsleistung der Turbine der Gasturbine. Die abgeführte Wärmemenge aus der Turbine kann im Dampfprozess der Kombianlage zur Überhitzung eines Teiles des Dampfmassenstromes verwendet werden.

Mit einem einfachen Wärmeübergangsmodell und einer Auslegungsrechnung der Turbine wurde die abgeführte Wärme ermittelt. Zusätzlich wurde ein Dampfprozess hinzugefügt. Der Wirkungsgrad des Dampfprozesses wurde in Abhängigkeit von der Turbinenaustrittstemperatur einer Studie [8] entnommen. Als die dem Dampfprozess zugeführte Energiemenge wurde die im Rauchgas enthaltene Wärme zwischen Abgastemperatur und der Kamintemperatur betrachtet.

Für die Berechnung der offenen Dampfkühlung und Luftkühlung wurde, vom Modell der geschlossenen Dampfkühlung ausgehend, der Mischvorgang des Kühlmediums mit dem Rauchgas hinter dem Turbinengitter hinzugefügt. Die Beeinflussung der Strömung durch das einströmende Kühlmittel berücksichtigt ein Abschlag vom polytropen Turbinenwirkungsgrad. Die parametrische Studie der Prozesse wurde mit Rücksicht auf die begrenzten Nabenverhältnisse für einwellige Gasturbinen in einem eingeschränkten Bereich des Druckverhältnisses berechnet. Für die Berechnung der spezifischen Arbeiten wurde die Leistung auf verschiedene Massenströme bezogen. Als Bezugsmassenstrom wird der Verdichtereintritts-, Brennkammereintritts- und Turbinenaustrittsmassenstrom gewählt.

Die offene Dampfkühlung verspricht gegenüber der Luftkühlung beim Einsatz in der Gasturbine einen hohen Gewinn an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit. Im Einsatz als Kombianlage bewegt sich die offene Dampfkühlung im Bereich der spezifischen Arbeit der luftgekühlten Anlage. Beim Wirkungsgrad fällt die offene Dampfkühlung aufgrund der im Abgasstrom verlorengehenden Verdampfungswärme hinter die Luftkühlung zurück.

Die geschlossene Dampfkühlung kann die offen mit Luft gekühlte Gasturbine an spezifischer Arbeit und Wirkungsgrad übertreffen. Die abgeführte Wärme ist in allen berechneten Fällen kleiner als der Mischungsverlust mit der Kühlluft in der Turbine. Die geschlossen dampfgekühlte Kombianlage erreicht Gewinne an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit, welche einer Steigerung der Heissgastemperatur um 200°C und mehr bei der mit Luft gekühlten Kombianlage entsprechen.

Eine vereinfachte Mischungsrechnung, wobei die gesamte Kühlluft vor der Turbine beigemischt und mit einem ideellen polytropen Turbinenwirkungsgrad entspannt wird, wurde mit empirischen Daten für Kühlluft und Turbinenwirkungsgrad ausgeführter Maschinen durchgeführt. Die Berechnungen, bei denen der Kühlluftbedarf über die abgeführte Wärmemenge pro Turbinengitter und anschliessender Beimischung zur Hauptströmung ermittelt wurde, liegen im Bereich der Ergebnisse ausgeführter Maschinen. Dadurch wurde die Berechnung der offenen und der geschlossenen Dampfkühlung verifiziert.

Eine Sensitivitätsanalyse zeigt das Potential und die Empfindlichkeit der Kühlmethoden auf die variierten Parameter auf. Abschliessend wurde ein Wärmetransportkoeffizient berechnet, welcher die geometrischen Verhältnisse und die Intensität des Wärmtransportes zusammenfassend beschreibt. Mit diesem ist eine thermodynamische Berechnung der gekühlten Gasturbine ohne Berechnung der Geometrie und des Wärmeüberganges möglich.

Inhaltsverzeichnis

	DANKSAGUNG	I
	KURZFASSUNG	П
	INHALTSVERZEICHNIS	Ш
	INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	V
1 I	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung	2
1.2	Vorgangsweise	2
2 7	Theoretische Grundlagen	4
2.1 2.1. 2.1.	Grundlagen der Thermodynamik1Zustandsänderung idealer Gase2Einfache Kreisprozesse	4 4 4
2.2	Gasturbine	6
2.3 2.3. 2.3. 2.3. 2.3. 2.3.	 Erweiterungen des einfachen Gasturbinenkreislaufes Gasturbine mit Zwischenerhitzung Gasturbinen mit Dampfeindüsung Der Abhitzedampfprozess Entwicklung der Dampfprozesse Gegenüberstellung von Dampf- und Gasturbinenprozessen 	8 8 9 10 12 13
2.4	Kombianlage	14
2.5 2.5.	Prozessoptimierung1Thermodynamische Mischungsrechnung	15 17
2.6 2.6. 2.6.	Kühlmethoden1Luftgekühlte Turbine2Wasserkühlung	21 21 23
2.7 2.7. 2.7. 2.7. 2.7.	Prozessschaltungen1Geschlossen dampfgekühlte Gasturbine2Teilstufenkonzept der Gasturbine3Dampfgekühlte Kombianlage4Partielle Dampfkühlung	25 26 27 28 29
3 I	Prozessrechnungen	31
3.1	Stoffwerte	31
3.2	Verdichter	33
3.3	Brennkammer	34

3.4	Turbine	34
3.4.1	Zustandsverlauf der gekühlten Turbinenstufe	35
3.4.2	2 Thermodynamik der gekühlten Turbinenstufe	36
3.4.3	B Kinematik der Turbinenstufe	39
3.4.4	Geometrie der Turbinenstufe	40
3.4.5	Wärmübergang in der Turbinenstufe	43
3.5	Leistung der Gasturbine	49
36	Frweiterung zur Kombienlege	50
361	Der Abhitzedampfprozess	50
3.6.2	Nutzhare Wärmemenge im Abgasstrom	51
3.6.3	B Leistung der Kombianlage	51
3.7	Zusammenstellung der ausgewerteten Grössen	52
3.7.1	Wirkungsgrad	52
3.7.2	2 Spezifische Arbeit	52
4 A	luswertung	53
4.1	Randbedingungen	53
4.1.1	Grundwert des polytropen Wirkungsgrad	54
4.1.2	2 Stufenzahl der Turbine	54
4.1.3	8 Nabenverhältnis	55
4.1.4	Mischungsrechnung	56
4.1.5	Ahnliche Turbomaschinen	58
4.2	Ergebnisse der stufenweisen Berechnung	59
4.2.1	Mischungsrechnung	59
4.2.2	2 Rückgekühlte Luftkühlung	60
4.2.3	B Offene Dampfkühlung	60
4.2.4	Geschlossene Dampfkühlung	63
4.2.5	5 Partielle Dampfkühlung	64
4.2.6	5 Potential der Kühlmethoden	67
5 S	ensitivitätsanalvse	69
0 0	chister readsumary se	07
5.1	Hauptparameter	69
5.1.1	Heissgastemperatur	69
5.1.2	2 Materialtemperatur	72
5.1.3	8 Kühleffizienz	74
5.2	Nebenparameter	76
5.2.1	Anteil von laminarer und turbulenter Strömung	77
5.2.2	2 Anzahl der Turbinenstufen	78
5.2.3	B Polytrope Wirkungsgrade und Druckverluste	79
53	Thermodynamische Rechnung ohne Geometrie	81
5.3.1	Wärmetransportkoeffizient C_K	81
6 Z	Zusammenfassung und Ausblick	83
61	Auchlick	85
J.1		03
7 L	iteraturverzeichnis	86
8 L	iste der Abbildungen und Tabellen	89

Indizes und Abkürzungen

Abkürzungen:				
oLK	offene Luftkühlung			
rLK	rückgekühlte Luftkühlung			
oDK	offene Dampfkühlung			
gDK	geschlossene Dampfkühlung			
Formelze	ichen:			
A	Fläche			
a	spezifische Arbeit			
b	axiale Breite eines Schaufelgitters			
С	Konstante			
С	Absolutgeschwindigkeit			
C_x	axiale Meridiangeschwindigkeit			
C_p	spezifische Wärmekapazität bei			
1	konstantem Druck			
dm	Mittelkreisdurchmesser			
D	Durchmesser			
h	spezifische Enthalpie			
H_U	unterer Heizwert			
k	Gitterabstand in % der Sehnenlänge			
l	charakteristische Länge			
l	Schaufellänge			
L	Länge der Turbine			
'n	sekundlicher Massenstrom			
n	Anzahl der Turbinengitter			
0	Wärme			
\mathfrak{L}	spezifische Wärme			
Ч Р	Leistung			
n	Druck			
P Pr	Prandtlzahl			
r_{ν}	kinematischer Reaktionsgrad			
R	Gaskonstante			
Re	Revnoldszahl			
S	Sehnenlänge			
St	Stantonzahl			
t t	Temperatur in °C			
t t	Gitterteilung			
TAT	Turbinenaustrittstemperatur			
TIT	Turbineneintrittstemperatur			
T	absolute Temperatur			
T	Freistrahltemperatur			
1_{∞}	Umfangsgeschwindigkeit			
u U	Schaufelumfang			
v	spezifisches Volumen			
<i>v</i> <i>w</i>	Relativgeschwindigkeit			
142	relative vektorielle Mittelgeschw			
W_{∞}	technische Arbeit			
\mathbf{v}_t	Laufvariable			
л V	Wanddicke			
л v	Massenstrom			
л 7	Schaufelzahl			
<u></u>				
()	Mittlwertbildung			
,	Leitrad			
,,	Laufrad			

Griechis	che Formelzeichen:
α	Wärmeübergangszahl
α	absoluter An- oder Abstömwinkel des Gitters
в	relativer An- oder Abströmwinkel
P	des Gitters
β_{st}	Staffelungswinkel
β_{x}	Winkel von w_{α}
δ	Grenzschichtdicke
\mathcal{E}_K	Kühleffektivität
ϕ	Durchflusszahl
v	Nabenverhältnis
$\eta_{\scriptscriptstyle Keff}$	Kühleffizienz
η_n	polytroper Wirkungsgrad
η^{P}	Wirkungsgrad
η	kinematische Viskosität
à	Wärmeleitzahl
λ	Luftzahl in der Brennkammer
μ	relativer Kühlfluidmassenstrom
Γ	Druckverhältnis
ρ	Dichte
ζ_{κ}	relativer Kühlbeiwert
ζ	Druckverlustbeiwert
ω	Winkelgeschwindigkeit
Indizasi	5 5
R	Brennstoff
D BK	Brennkammer
D	Dampf
DP	Dampfprozess
el	elektrisch
G	Methangas
GT	Gasturbine
id	ideeller
i,j	Laufvariable
in	Zustand am Eintritt
irr	irreversibel
K	Kühlung, Kühlmedium
KA	Kombianlage
L	Luft
m	mechanisch
M	Nabe
ont	optimal
out	Zustand am Austritt
RG	Rauchgas
S	Snitze
stöch	stöchiometrisch
th	thermisch
Т	Turbine
V	Verdichter
W	Wand
WT	Wärmetausch

Wärmetausch Prozessrechnungspunkte

0,1,2..

1 Einleitung

Die Tatsache der Endlichkeit der Rohstoffe, ein nachhaltiges Wirtschaften und die zunehmende Bedeutung des Umweltschutzes fordern bei Gasturbinen und Kombianlagen eine immer bessere Ausnutzung des Brennstoffes. Für die Erzeugung elektrischer Energie aus den knappen Ressourcen Erdgas und Erdöl erweist sich der Einsatz von Gasturbinen mit einem nachgeschalteten Dampfprozess am günstigsten. Diese Anlagen verwerten die Primärenergieträger Erdöl und Erdgas am effizientesten. Thermische Wirkungsgrade um 55% sind heute Stand der Technik.

Um das Ziel "thermische Wirkungsgrade über 60%" bei Kombianlagen zu erreichen, werden mehrere Wege beschritten. Am nächsten liegt, die Turbineneintrittstemperatur durch konsequente Weiterentwicklung von Werkstoffen und Kühltechnik zu erhöhen. Darunter fällt die Anwendung von Wärmeschutzschichten und der Einsatz kombinierter Kühlverfahren. Wärmeschutzschichten erlauben höhere Oberflächentemperaturen und verringern durch ihre Isolierwirkung den Kühlmittelverbrauch. Nachteilig ist die geringe Haltbarkeit der Dämmschicht bei Brennstoffen, deren Verbrennungsprodukte hohen Feststoffanteil besitzen und bei hoher Luftverschmutzung.

Turbineneintrittstemperaturen, welche weit über der Warmfestigkeit der eingesetzten Turbinenwerkstoffe liegen, erfordern eine sehr intensive Kühlung der Turbinenleit- und Turbinenlaufschaufeln. Zur Kühlung der Turbinenschaufeln wird bei den heute üblichen Verfahren ein Teil der verdichteten Luft verwendet, die für die Wärmezufuhr in der Brennkammer nicht mehr zur Verfügung steht. So wird der Wirkungsgradgewinn bei einer Steigerung der Turbineneintrittstemperatur durch den erhöhten Kühlluftbedarf vermindert.

Steigt der Anteil des Luftmassenstromes für die Kühlung trotz der Entwicklungsfortschritte bei Werkstoffen und Kühltechnik weiter an, so kann keine wesentliche Verbesserung des Wirkungsgrades der Gasturbine erzielt werden. Bei gleichem Druckverhältnis und steigender Turbineneintrittstemperatur der Gasturbine nimmt der Wirkungsgrad sogar ab (Abb. 2.16).

Die Zwischenerhitzung, ähnlich der Zwischenüberhitzung beim Dampfprozess, ermöglicht hohe Wirkungsgrade des Kombiprozesses bei moderaten Turbineneintrittstemperaturen. Am intensivsten müssen die ersten Turbinenstufen gekühlt werden. Bei der Zwischenerhitzung steigt der Kühlluftverbrauch wegen der zweifach vorhandenen ersten Turbinenstufe auf die eineinalb- bis zweifache Menge an.

Bei stationären Gasturbinen bietet sich eine Kühlung der Turbine durch extern aufbereitetes Wasser oder Wasserdampf an. Hiermit lassen sich Wärmeübergangszahlen erzielen, die höher sind als mit dem Kühlmittel Luft. Bei Anlagen, welche den Exergiestrom der Gasturbinenabgase in einem nachgeschaltetem Dampfprozess nutzen, steht der Wasserdampf ohnehin zur Verfügung.

Bei Kombianlagen kann Dampf mit entsprechendem Druck und Temperatur zur Kühlung der heissen Teile, wie Brennkammer und Turbine, herangezogen werden. Der Dampf überhitzt bei der Aufnahme der Kühlwärme und kann an entsprechender Stelle dem Dampfprozess wieder zugeführt werden. Problematisch ist die Zu- und Ableitung des Dampfes in und aus den rotierenden Teilen.

Die Verdampfung des Wassers in mehreren Druckstufen und der Übergang auf überkritische Dampfparameter im Abhitzekessel, sowie integrierte Speisewasservorwärmung minimieren die Wärmeübertragungsverluste vom Rauchgas auf den Wasserdampf im Abhitzekessel. Alle Entwicklungschritte versuchen das mittlere Temperaturniveau der Wärmezufuhr anzuheben und innere Verluste zu minimieren.

1.1 Aufgabenstellung

Brennkammern, Beschaufelungen und Rotoren moderner Gasturbinen bedürfen intensiver Kühlung. Üblicherweise geschieht dies durch Kühlluft, die dem Verdichter einer Gasturbine an passenden Stellen entnommen wird.

Da Gasturbinen mit grossem Luftüberschuss arbeiten müssen, damit die zulässigen Turbineneintrittstemperaturen nicht überschritten werden, kann für die Kühlung der Brennkammern ohne weiteres ein Kühlluftstrom abgezweigt werden, der während und nach der Verbrennung dem Hauptstrom wieder beigemischt wird. Dadurch werden Leistung und Wirkungsgrad einer Gasturbine und deren allfällige Erweiterung zu einer Kombianlage nicht berührt (Abb.1-1).



Kühlluft

Abbildung 1-1: Kühlluftführung

Ferner wird üblicherweise nach dem Verdichter ein weiterer Luftstrom abgezweigt, welcher der Kühlung von Turbinenbeschaufelung und –rotor dient. Weil diese Kühlluft dem Hauptstrom teilweise erst während der Expansion wieder beigemischt werden kann, beeinflusst sie Leistung und Wirkungsgrad der Gasturbine negativ, insbesondere deshalb, weil sie die Strömung stört und Mischungsverluste verursacht.

Es besteht daher bei Gasturbinen seit langer Zeit der Wunsch, die Kühlluft durch Kühldampf zu ersetzen. Dieser Kühldampf, der vorzugsweise durch einen Teil der Turbinenabgase erzeugt wird, kann der Kühlluft beigemischt werden (partielle Dampfkühlung) oder er kann die Kühlluft gänzlich verdrängen. Ferner besteht auch die Möglichkeit, den Kühldampf in der Turbine in geschlossenem Pfad strömen zu lassen, wobei er überhitzt wird. Anschliessend kann dann dieser heisse Kühldampf entweder dem Hauptstrom vor der Brennkammer oder im Fall einer Kombianlage der Dampfturbine an geeigneter Stelle zugeführt werden.

Diese Arbeit soll einen Beitrag zur Bewertung der Dampfkühlung in Bezug auf die Luftkühlung leisten, indem sie das thermodynamische Potential für den thermischen Wirkungsgrad und die spezifische Arbeit der Dampfkühlung anhand einfacher Prozessrechnungen für die Gasturbine und die Kombianlage aufzeigt [2].

1.2 Vorgangsweise

Eine Parameterstudie zeigt über dem variierten Druckverhältnis die optimalen Kombinationen von Druck und Turbineneintrittstemperatur für maximalen thermischen Wirkungsgrad und spezifische Arbeit am besten auf. Ausgangspunkt der Untersuchung sind zwei Industriegasturbinen mittlerer Grösse, wie sie heute in mit Dampfprozessen kombinierten Anlagen zur Stromerzeugung eingesetzt werden.

Eine vereinfachte Mischungsrechnung, wobei die gesamte Kühlluft vor der Expansion beigemischt und gemeinsam mit dem Rauchgas durch einen ideellen Turbinenwirkungsgrad entspannt wird, werden zuerst konstante Verhältnisse von Turbinenwirkungsgrad und Kühlluftbedarf angenommen. Weiters werden die Daten für Kühlluftbedarf und Wirkungsgrad der Turbine von der Turbineneintrittstemperatur abhängig gewählt. Der Zusammenhang von Kühlluftbedarf und polytropen Turbinenwirkungsgrad mit der Turbineneintrittstemperatur ist aus einer Studie bekannt [8].

Eine weiterführende Berechnung bestimmt die zur Kühlung benötigte Luft- oder Dampfmenge für jedes Turbinengitter der mehrstufigen Turbine separat und mischt das beim Kühlvorgang erhitzte Kühlmittel nach dem Gitter der Hauptströmung bei. Als Randbedingungen sind die zulässige Materialtemperatur und die Kühleffizienz des Gitters vorzugeben. Der Wärmeübergang wurde durch das Modell der Strömung an der halb unendlichen turbulenten Platte errechnet. Auf diese Weise sind die offene Dampfkühlung und Luftkühlung, sowie die partielle Dampfkühlung berechnet. Der benötigte Kühldampf wird dabei von einem Teil der Turbinenabgase erzeugt. Der Rest steht für einen eventuell vorhandenen Dampfprozess zur Verfügung.

Die geschlossene Dampfkühlung wird wie die offenen Kühlmethoden berechnet. Es entfallen lediglich die Mischungsverluste hinter dem Turbinengitter. Für die Prozessrechnung ist die Kenntnis der gesamten in der Turbine getauschten Kühlwärme ausreichend. Die Berechnung der Kühldampfmenge entfällt wegen der vereinfachten Prozessrechnung des Dampfprozesses.

Der Dampfprozess der Kombianlage ist über eine Funktion des Wirkungsgrades des Dampfprozesses in Abhängigkeit der Abgastemperatur der Gasturbine und mit dem zur Verfügung stehenden Abgasmassenstrom berechnet.

Durch die vereinfachte Mischungsrechnung und die Eckdaten zweier ausgeführter Gasturbinen mittlerer Grösse wurden die Ergebnisse der stufenweise berechneten Gasturbine verifiziert. Der Prozess mit in geschlossenen Pfaden strömendem Kühldampf wird mit der konventionellen offenen mit Luft gekühlten Anlage verglichen.

2 Theoretische Grundlagen

Thermische Energieanlagen wandeln thermische Energie in Arbeit um. Das Arbeitsfluid durchläuft dabei einen Kreisprozess. Die einfachste Form ist der offene Kreisprozess mit Verdichtung, Wärmezufuhr und Expansion. Bei geschlossenen Kreisprozessen folgt noch die Wärmeabfuhr aus dem Arbeitsfluid bis zur Temperatur des Ausgangspunktes. Energie in Form von Arbeit oder Wärme wird im Verdichter und in der Brennkammer oder einem entsprechenden Wärmetauscher zugeführt. In der Turbine wird die potentielle Energie des Arbeitsmittels in Arbeit umgewandelt. Ein Teil dieser Arbeit muss für die Kompression des Arbeitsfluides aufgewandt werden. Die Differenz zwischen Verdichtungs- und Expansionsarbeit ist die Nutzarbeit. Für einen möglichst hohen Nutzen soll die Verdichtungsarbeit so klein wie möglich sein.

2.1 Grundlagen der Thermodynamik

Die Thermodynamik liefert die Voraussetzungen, um Wirkungsgrad und Leistung der Energieumwandlungsprozesse zu berechnen und zu bewerten. Die Zustandsgleichungen beschreiben in jedem Prozesspunkt die Zusammenhänge zwischen Temperatur, Druck und Dichte.

2.1.1 Zustandsänderung idealer Gase

Für ein ideales Gas gilt die kalorische Zustandsgleichung

$$p \cdot v = R \cdot T \,. \tag{2.1}$$

Aus der Definition für die spezifische Wärmekapazitäten bei konstantem Druck und Volumen

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p, \quad c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v$$
 (2.2)

folgt, dass bei einem idealem Gas die spezifische Enthalpie und die innere Energie

$$dh = c_p \cdot dT$$
, $du = c_v \cdot dT$ (2.4)

und die spezifischen Wärmekapazitäten bei konstantem Druck $c_p(T)$ und Volumen $c_v(T)$ nur von der Temperatur abhängig sind. Aus dem ersten Hauptsatz für stationäre Fliessprozesse

$$dq + dw_t = dh + dE_{pot} + dE_{kin}$$
(2.5)

und der Gibb'schen Fundamentalgleichung

$$dh = T \cdot ds + v \cdot dp = dq + dw_t \tag{2.6}$$

können alle zur Prozessrechnung notwendigen Zusammenhänge abgeleitet werden. Die differentielle Änderung der potentiellen (dE_{pol}) und kinetischen Energie (dE_{kin}) sind im Verhältnis zu den grossen Enthalpiedifferenzen in thermischen Energieanlagen sehr klein und daher vernachlässigbar. Mit der Polytropenbeziehung

$$\frac{dp}{p} + n \cdot \frac{dv}{v} = 0 \tag{2.7}$$

können alle grundlegenden Zustandsänderungen beschrieben werden.

2.1.2 Einfache Kreisprozesse

Grundlage für die Umwandlung von thermischer Energie in Arbeit und die Bereitstellung elektrischer Energie sind der erste und zweite Hauptsatz der Thermodynamik. Eine Folge von Zustandsänderungen mit gleichem Ausgangs- und Endpunkt nennt man einen Kreisprozess. Der Idealprozess mit isentroper (verlustfreier) Verdichtung und Expansion sowie Wärmezuund -abfuhr bei konstanter Temperatur ist der Carnot-Prozess.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{AB}}{T_{ZU}} \tag{2.8}$$

Der Carnot-Prozess ergibt für ein gegebenes Temperaturniveau der Wärmezu- und -abfuhr den mit einer Wärmekraftmaschine maximal erzielbaren thermischen Wirkungsgrad. Ziel ist es, die dem Carnot-Prozess eingeschriebene Fläche durch verschiedene Zustandsänderungen und Prozessführungen, wie in Abbildung 2-1 angedeutet, möglichst auszufüllen.

Der Carnot-Prozess ist in seiner Prozessführung nur im Zweiphasengebiet von Fluiden zu verwirklichen. Will man die möglichen Temperaturen der Wärmezufuhr ausschöpfen, so bewegt man sich bei den üblichen Kreislaufmedien Wasser und Luft in der Gasphase. Luft hat sich für offene Kreisprozesse und Wasser für geschlossene Kreisprozesse als einfach zu handhabendes Kühlmittel erwiesen. In gasförmigen Zuständen ist eine isotherme Wärmezufuhr schwierig zu verwirklichen, ein Carnot-Prozess kann also nur angenähert werden. Für eine Berechnung des thermischen Wirkungsgrades kann das mittlere Temperaturniveau der Wärmezu- und –abfuhr eingesetzt werden.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Tm_{AB}}{Tm_{ZU}} \tag{2.8}$$

In der Realität sind alle Zustandsänderungen verlustbehaftet. Daher ist man bestrebt, durch gute Prozessführungen die Idealprozesse so weit wie möglich anzunähern. Der Dampfprozess durchläuft in der einfachsten Form die Zustandsänderungen des Clausius-Rankine-Prozesses. Die einfache offene Gasturbine entspricht dem Joule-Prozess. Geschlossene Gasturbinen mit Zwischenkühlung und -erhitzungen nähern den Ericsson-Prozess an. Die offene Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist im Bereich der Wärmezufuhr dem Ericsson-Prozess ähnlich. Wird die Abwärme in einem Abhitzekessel genutzt und in einem Dampfprozess verwertet, erreicht man die Verhältnisse des Carnot-Prozesses bei der Wärmeabfuhr. Kombinierte Anlagen mit gestufter Wärmezufuhr erreichen daher höchste Wirkungsgrade.



Abbildung 2-1: Ideale Kreisprozesse

2.2 Gasturbine

Die nach dem offenen Kreislauf arbeitende einfache Gasturbine ist sehr einfach aufgebaut. Sie besteht aus Verdichter, Brennkammer und Turbine. Die im Abgasstrom enthaltene Exergie kann relativ einfach für Heizzwecke oder Prozesswärme in einem Abhitzekessel gewonnen werden. Gasturbinen sind Maschinen mit sehr hoher Leistungsdichte. Mit wenig Einsatz an Material und Raum kann sehr viel an elektrischer Leistung erzeugt werden.

Gasturbinen werden erst seit Mitte des 20. Jahrhunderts zur Stromerzeugung verwendet. Da Gasturbinen innerhalb weniger Minuten gestartet werden können, werden sie neben den Pumpspeicherkraftwerken für die Erzeugung elektrischer Energie für die Spitzen des Tagesverbrauches eingesetzt. Das einfache Funktionsprinzip einer Gasturbine ermöglicht eine gute Regelung der Anlage. Wegen des einfachen Aufbaus haben die Komponenten einen sehr hohen Entwicklungsstand erreicht. Die Gasturbine ist in einem weiten Leistungsbereich innerhalb von Sekunden regelbar. Damit kann sie Bedarfsschwankungen im elektrischen Netz sehr gut folgen.

Mitte der 60er Jahre war ein Teil der Fachwelt davon überzeugt, dass die Gasturbine kein geeignetes Mittel für Bereitstellung von Grundlast sei [1]. Kritisch war vor allem die Beschaufelung der Turbine, deren Lebensdauer wegen der ungleichförmigen Temperaturverteilung am Brennkammeraustritt und eventueller Temperaturspitzen schwer zu prognostizieren und beherrschen war. In den letzten Jahrzehnten stiegen die Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit durch die ständige Verbesserung der Komponenten und steigende Betriebserfahrung, vor allem in Brennkammer und Turbine, auf über 95% [2]. Daher sind die Grundvoraussetzungen für den Einsatz der Gasturbine als Energiekonverter für Mittel- und Grundlast erfüllt.

Die Gasturbine erzeugt Wellenleistung, Wärme und Schub. Ungefähr zwei Drittel der von der Turbine erzeugten Wellenleistung werden für die Verdichtung der Luft benötigt. Am häufigsten ist der Einsatz als Flugtriebwerk und der Antrieb von Generatoren zur Stromerzeugung. Normalerweise werden Gasturbinen zur Stromerzeugung für grosse Leistungen einwellig ausgeführt. Die Anlage läuft mit der Netzfrequenz und treibt den Generator direkt an. Höhere Verdichtungsverhältnisse, wie sie bei den aus der Luftfahrt abgeleiteten Anlagen üblich sind, fordern eine zweiwellige Ausführung der Gasturbine.

In Ausnahmefällen werden Gasturbinen für den Antrieb von Fahrzeugen und Schiffen verwendet. Die Arbeitsleistung kann entweder von einer frei laufenden Turbine abgenommen werden oder von der Welle mit Niederdruckturbine und -verdichter. Die Abwärme der Gasturbine kann als Prozesswärme, für Heizzwecke und zur Dampferzeugung für den Antrieb von Dampfturbinen verwendet werden.

Man unterscheidet offene (Abb. 2-2) und geschlossene Gasturbinen. Bei offenen Gasturbinen wird der Kreislauf über die Umgebung geschlossen. In den 60er Jahren wurden in Konkurrenz zu den Dampfprozessen auch geschlossene Gasturbinen mit Zwischenerhitzung und -kühlung sowie mit Rekuperation gebaut. Kreislaufmittel war Luft oder bei speziellen Anlagen Helium oder CO₂. Geschlossene Gasturbinen nähern sich durch die Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung dem Ericsson-Prozess (Abb.2-1). Dieser Prozess ist dem Carnot-Prozess gleichwertig. Trotz der kleineren Abmessungen konnten sich die geschlossenen Gasturbinenanlagen nicht durchsetzen. Als Grund kann die hohe Komplexität dieser Anlagen mit mehrfacher Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung vermutet werden.



Abbildung 2-2: Offener Gasturbinenkreislauf mit Abwärmenutzung

Die aus der Umgebung (0) angesaugte Luft wird im Verdichter komprimiert (1-2). In der Brennkammer folgt dann die Wärmezufuhr (2-3) durch die Verbrennung eines hochwertigen Brennstoffes wie Erdgas oder Erdöldestillaten. Das Verbrennungsgasgemisch wird in der nachfolgenden Turbine unter Abgabe von Arbeit entspannt (3-4). Die Abgasenergie kann in einem Abhitzekessel genutzt werden (4-5).

Einfache offene Gasturbinen arbeiten nach dem Joule-Kreisprozess, wie in Abb. 2-1 und 2-3 dargestellt.



Abbildung 2-3: Kreisprozess der einfachen Gasturbine

Die Heissgastemperatur (Punkt \mathcal{J}_{HG}) wird durch die thermische Belastbarkeit der eingesetzten Materialen oder das stöchiometrische Verbrennungsverhältnis begrenzt. Bei offenen Gasturbinenkreisläufen schliesst die Umgebung den Kreisprozess. Das Rauchgas verlässt mit der Abgastemperatur die Turbine. Die Abgastemperatur ist bei Gasturbinen das niedrigste Temperaturniveau.

2.3 Erweiterungen des einfachen Gasturbinenkreislaufes

Zur Verbesserung des Gasturbinenprozesses, vor allem zur Nutzung der Abgasenergie, sowie zum Anheben des mittleren Temperaturniveaus der Wärmezufuhr gibt es unterschiedlichste Lösungsansätze.

Die einfachste Erweiterung der Gasturbine ist der Rekuperator. Der Rekuperator ist ein Wärmetauscher, in dem die Abwärme des Abgases zur Erwärmung des komprimierten Arbeitsmediums verwendet wird. Diese Technik kann nur bei kleinen Druckverhältnissen angewandt werden, da bei höheren Druckverhältnissen die Abgastemperatur kleiner als die Verdichteraustrittstemperatur wird.

Wie in Abb. 2-1 beim angenäherten Ericsson-Prozess angedeutet, senkt die Zwischenkühlung das mittlere Temperaturniveau der Wärmeabfuhr und verringert die für die Verdichtung notwendige Arbeit. Zwischenerhitzung ermöglicht ein hohes mittleres Temperaturniveau bei der Wärmezufuhr.

Der MAT, HAT und STIG Prozess oder auch die chemisch rekuperierte Gasturbine seien hier nur am Rande erwähnt. Ziel dieser Prozesse ist, die Wärme des Abgasstromes in den Gasturbinenprozess einzubinden und durch die Senkung des Niveaus der Temperatur der Wärmeabfuhr den Wirkungsgrad zu steigern, sowie durch Erhöhung des Massenstromes durch Eindüsung von Dampf in die Brennkammer (STIG) oder das Anreichern des Luftmassenstromes mit Wasserdampf (HAT, MAT) die Leistung der Anlage zu erhöhen.

2.3.1 Gasturbine mit Zwischenerhitzung

Da die Gasturbine mit der Turbineneintrittstemperatur das mittlere Temperaturniveau der Wärmezufuhr bestimmt, ist man bestrebt die Turbineneintrittstemperatur möglichst hoch zu halten. Dies gelingt durch Kühlung des Schaufelmaterials und durch Zwischenerhitzung. Abb. 2-4 zeigt das Prozessschaltbild einer Gasturbine mit Zwischenerhitzung und passend entnommener Kühlluft.



Abbildung 2-4: Gasturbine mit Zwischenerhitzung

Bei der Zwischenerhitzung, ähnlich der Zwischenüberhitzung beim Dampfprozess, wird das mittlere Temperaturniveau der Wärmezufuhr angehoben. Dabei wird nach einer Teilexpansion dem Heissgas nochmals Exergie in einer weiteren Brennkammer zugeführt. Da Gasturbi-

nen mit hohem Luftüberschuss arbeiten, enthält das Rauchgas noch genügend Sauerstoff für eine weitere Verbrennung. Abb. 2-5 zeigt, dass die Zwischenerhitzung einem überlagertem Gasturbinenprozess entspricht. Dadurch werden Arbeit und Wirkungsgrad des Prozesses erhöht. Der höchste Aufwand muss in einer Gasturbine für die Kühlung der ersten Turbinenstufe nach der Brennkammer betrieben werden. Daher verdoppelte sich bei dieser Technologie der Aufwand für die Turbinenkühlung und die aufzubringende Kühlluft.



Abbildung 2-5: Prozessverlauf für die Gasturbine mit Zwischenerhitzung

Nachteilig erweist sich bei der Kühlung der Komponenten der Turbine, dass der zur Kühlung benötigte Luftstrom verdichtet werden muss ohne an der Wärmezufuhr teilzunehmen. Zusätzlich verursacht die Kühlluft beim Austritt aus der Beschaufelung durch die Beimischung zum heissen Arbeitsgas Mischungsverluste. Dieser irreversible Mischungsvorgang verschlechtert den Wirkungsgrad einer modernen Turbine so weit, dass einfache ungekühlte Turbinen weit überlegen sind. Auch die Turbinengitter büssen durch die Zufuhr der Kühlluft aus Lochreihen in den Profilen einen Teil ihres Wirkungsgrades ein.

Der hohe Anteil an Kühlluft in der Hochdruckturbine und den ersten Stufen der Niederdruckturbine lässt den Wirkungsgrad nicht an den einer Gasturbine gleichen Druckverhältnisses mit einfacher Verbrennung heranreichen. Die hohe Abgastemperatur ermöglicht in Kombination mit einem Abhitzedampfprozess Wirkungsgrade, welche von einer einfachen Gasturbine mit Heissgastemperaturen von 1400°C nicht erreicht werden [2]. Erst Gasturbinen mit Heissgastemperaturen von etwa 1600°C erreichen so hohe Wirkungsgrade im Kombibetrieb.

Die mögliche Nutzungsdauer der Beschaufelung ist bei geringeren Heissgastemperaturen jedoch weit höher und besser vorhersehbar. Für die Zuverlässigkeit der Maschine sind kalkulierbare Nutzungszeiten notwendig.

2.3.2 Gasturbinen mit Dampfeindüsung

Um die Leistung von Gasturbinen zu erhöhen, führt die Eindüsung von Wasser oder Dampf in oder vor die Brennkammer zum Ziel. Der Dampf wird meist durch einen Teil der Turbinenabgase erzeugt. Gasturbinen mit Eindüsung von Dampf werden auch als <u>St</u>eam Injected <u>Gasturbines</u>, kurz STIG, bezeichnet (Abb. 2-6).



Abbildung 2-6: Prozessschaltbild und -verlauf beim STIG

In begrenztem Mass kann Dampf oder Wasser in konventionelle Gasturbinen eingespritzt und zur Leistungssteigerung verwendet werden. Die Wassereinspritzung in die Brennkammer dient bei der Verbrennung von Schweröl zur Kontrolle der Stickoxidemissionen (NO_X). Wenn möglichst viel der im Abgasstrom enthaltenen Wärme zur Dampferzeugung genützt werden soll, muss die Turbine aufgrund des erhöhten Massenstromes neu ausgelegt werden. Bei sehr grossen Dampfmengen ist auch die vorhandene Verbrennungsluft eine Grenze für die erreichbare Eintrittstemperatur in die Turbine [3,4]. Ein Teil des Dampfes kann auch als Ersatz für die Kühlluft dienen. Die für die Verbrennung verfügbare Luftmenge erhöht sich dabei [5,6].

2.3.3 Der Abhitzedampfprozess



Abbildung 2-7: Einfacher Eindruck-Dampfprozess

Der Clausius-Rankine-Kreisprozess ist der Idealfall der realen Dampfprozesse. Das Arbeitsmedium, meist aufbereitetes entsalztes Wasser, durchläuft einen Kreisprozess mit Phasenübergang von flüssig zu gasförmig und umgekehrt (Abb.2-7). Dem Dampfprozess wird Energie in den Speisepumpen und im Abhitzekessel zugeführt. Die Pumparbeit beim Dampfprozess macht nur wenige Prozent der abgegebenen Turbinenarbeit aus. In der Kondensatpumpe wird der Druck des Kreislaufmediums von Kondensator- auf Speisewasserbehälterdruck erhöht (0-0°). Im Speisewasserbehälter wärmt man das Wasser so weit vor, dass die Abgase im Kamin nicht kondensieren (0°-1). Die Speispumpe bringt das Kreislaufwasser auf den gewünschten Höchstdruck (1-1°). Der Prozess kann in mehreren Druckniveaus geführt werden, um die Verdampfungskurve an die Abkühlkurve der Rauchgase anzupassen. Dadurch werden die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung minimiert (siehe auch Abb. 2-8 und 2-9). Im Abhitzekessel erwärmt sich das Wasser bis auf Siedetemperatur (1°-2), verdampft vollständig (2-3) und wird bis auf die gewünschte Höchsttemperatur des Heissdampfes überhitzt (3-4). In der anschliessenden Turbine entspannt sich der Wasserdampf unter Abgabe von Arbeit bis auf Kondensatordruck (4-5). Die Arbeit der Turbine wird im Generator in elektrische Energie umgewandelt. Im Kondensator wird Wärme an die Umgebung abgegeben. Dabei kondensiert der Wasserdampf und kehrt zu seinem Ausgangszustand zurück (5-0).

Die Verluste bei der Wärmeübertragung im Abhitzekessel können durch die Führung des Dampfes in zwei oder drei Druckniveaus verringert werden. Je nach Temperaturniveau der Gasturbinenabgase kann durch Zwischenerhitzung des Dampfes der Wirkungsgrad des Dampfteiles zusätzlich gesteigert werden. Im Wärmeübertragungs-Temperatur-Diagramm lassen sich die Verluste qualitativ an den Flächen zwischen der Abkühlungskurve der Abgase und den Verdampfungskurven des Wasserdampfes erkennen (Abb. 2-8 und 2-9).



Abbildung 2-8:Vergleich von 1-Druck und 2-Druckabhitzekessel



Abbildung 2-9:Vergleich der Wärmeübertragungsverluste

Eine weitere Erhöhung der Druckstufen bringt im Vergleich zum betriebenen Aufwand nicht den gewünschten wirtschaftlichen Erfolg. Das Temperaturniveau der Wärmeabfuhr im Kondensator ist durch die Umgebungstemperatur des Flusswassers oder der Luft gegeben und von der geographischen Lage und der Jahreszeit abhängig.



2.3.4 Entwicklung der Dampfprozesse



Dampfturbogruppen haben in der thermischen Energieumwandlung lange Tradition. Eine herausragende Eigenschaft ist die Bereitstellung grosser Leistungseinheiten. Einwellige Dampfturbogruppen werden in Leistungsgrössen bis zu 1500 MW gebaut. Die Möglichkeit der Verbrennung minderwertiger Brennstoffe in Sonderkesseln ist ein weiterer Vorteil. Durch Zwischenerhitzung und den Einsatz vieler Vorwärmstufen und Luftvorwärmer sind die Verluste im Prozess schon weitgehend minimiert und erreichen beinahe den Carnotwirkungsgrad. Überkritische Dampfdrücke ermöglichen ein gutes Einfügen der Verdampfungs- und Überhitzungskurve unter die Abkühlkurve des Rauchgases. Der grosse Nachteil des Dampfprozesses ist die maximale Prozesstemperatur von etwa 600°C. Das entspricht der Abgastemperatur von modernen Industriegasturbinen. Höhere Temperaturen benötigen für die Heissdampfleitungen sehr teure Werkstoffe. Durch Zwischenerhitzung und überkritische Dampfprozess an.

Aufgrund der begrenzten Prozesstemperatur können sehr hochwertige Brennstoffe wie Erdgas und Mineralöle ihre Energie nur weit unter ihren stöchiometrischen Verbrennungstemperaturen von etwa 2000°C abgeben. Diese Wärmeübertragungsverluste lassen ein grosses Potential der Brennstoffenergie ungenutzt. Auch sind in den meisten Industrieländern Überkapazitäten vorhanden und der Bedarf an Grosskraftwerken ist weitgehend gedeckt. Daher werden heute nur mehr selten Grossprojekte zur Sicherung der Energieversorgung geplant, und man versucht Kohlekraftwerke mit schlechten Wirkungsgraden und hohen Kosten zu ersetzen. Für den Ersatz der veralteten Anlagen werden heute sehr flexible Anlagen benötigt. Hohe Investitionskosten für die Kessel und Rauchgasreinigungsanlagen bei Verbrennung von minderwertigen Energieträgern wie Braunkohle oder Restmüll tragen zur heutigen Rezession bei Dampfkraftanlagen bei.

In der Erzeugung elektrischer Energie aus fossilen Brennstoffen hat die Dampfturbine aufgrund ihrer hohen Leistungsfähigkeit eine Tradition von über 100 Jahren. Dampfturbinen sind in einem weiten Leistungsbereich erhältlich. Dieser reicht von kleinen Anlagen für Prozesse in der chemischen Industrie und Antrieben für Schiffe bis zu grossen Leistungen in Kraftwerken zur Umwandlung thermischer Energie aus der Verbrennung fossiler Brennstoffe in elektrische Energie. Abb. 2-10 zeigt die Entwicklung des Wirkungsgrades für Dampfprozesse im Laufe der Zeit.

	Dampfprozess	Gasturbinenprozess
Spezifische Investitionskosten	Hoch (600 US\$/kW)	Niedrig (200 US\$/kW)
Höchste Prozesstemperatur	Niedrig (< 600 °C)	Hoch (>1200 °C)
Niedrigste Prozesstemperatur	Kondensationstemperatur $(25 - 60 ^{\circ}\text{C})$	Abgastemperatur $(400 - 650 ^{\circ}\text{C})$
Economy of Scales	$(25 - 60^{\circ} \text{ C})^{\circ}$ 300 - 1500 MW	(400 – 050 °C) 30 – 350 MW
Brennstoffqualität	jede	hochwertig
Aufwand für die Druckerhöhung	niedrig	hoch
Thermischer Wirkungsgrad	bis 45%	bis 42%

2.3.5 Gegenüberstellung von Dampf- und Gasturbinenprozessen

Tabelle 2-1: Vergleich von Dampf- und Gasturbinenkraftwerken [10,11,12](Vergleichszeitpunkt: 2000)

Der Gasturbinenprozess ist im Gegensatz zum Dampfprozess in einem sehr weiten Leistungsbereich von wenigen bis zu einigen Hundert Megawatt zu sehr günstigen Preisen erhältlich. Kleine Gasturbinen werden in der Flugzeugindustrie in grossen Stückzahlen gebaut. Die Hersteller aus der Luftfahrt abgeleiteter Industriegasturbinen können also auf einen grossen Erfahrungsschatz zurückgreifen und ihre Anlagen zu sehr günstigen Preisen anbieten. Die klassische Industriegasturbine kommt heute erst ab einer Leistung von etwa 50MW zum Einsatz und muss im Leistungsbereich bis zu 100 MW mit Derivaten aus der Luftfahrt konkurrieren. Der grosse Vorteil der Industriegasturbine ist ihre besondere Auslegung und Eignung für den kombinierten Prozess.

Die Tabelle 2-1 zeigt einige charakteristische Unterschiede zwischen dem Gasturbinen- und Dampfprozess auf. Auffallend ist der niedrige Preis von Gasturbinenanlagen. Leider ist die Gasturbine hinsichtlich der Brennstoffqualität sehr anspruchsvoll, da es aufgrund der hohen Temperaturen bei niederen Qualitäten zu starken Korrosionserscheinungen käme. Kombiniert man nun den Gasturbinen- mit einem Dampfprozess, so kann man die Abgasenergie der Gasturbine in einem Dampfprozess optimal nutzen. Gasturbinen für grosse Leistungen sind für diesen Einsatz auch ausgelegt. Der Dampfprozess muss je nach zur Verfügung stehender Abgastemperatur und Rauchgasmenge für die mit der Gasturbine kombinierte Anlage passend entwickelt werden.

2.4 Kombianlage

Bei der Bereitstellung elektrischer Energie aus den fossilen Brennstoffen Erdöl und Erdgas erfreuen sich Kombianlagen grosser Beliebtheit. Im April 2000 waren 80% der in England und Wales geplanten Kapazitäten Kombianlagen [9].



Abbildung 2-11: Prozessschaltbild einer Kombianlage



Abbildung 2-12: Wärmekaskade[8] und Prozessverlauf einer kombinierten Anlage

Die Kombianlage besteht aus einem Gasturbinenprozess, dem ein Dampfprozess nachgeschaltet ist (Abb. 2-11). Gasturbinen nutzen die Exergie des Brennstoffes bei hohen Temperaturen. Die Turbineneintrittstemperatur liegt bei modernen Industriegasturbinen um 1500°C. Der Dampfprozess verwertet die im Abgas der Gasturbine enthaltene Exergie und führt die Wärme nahe der Umgebungstemperatur ab. Diese Kraftwerke werden im allgemeinen als Kombianlagen oder Gas- und Dampfturbinenanlagen (GuD-Anlagen) bezeichnet.

Kombinierte Anlagen verbinden, wie die Wärmekaskade und das T-s Diagramm in Abbildung 2-12 zeigen, die Vorteile von Gasturbine und Dampfkraftanlage. Gasturbinen halten mit ihrer hohen Leistungsdichte und ihrem einfachen Aufbau die Kapitalkosten niedrig. Der Dampf-

prozess führt die Wärme bei einem sehr niedrigen Temperaturniveau ab und nutzt die im Abgas der Gasturbine enthaltene Exergie. Die immer höheren Abgastemperaturen von Gasturbinen bei Erhöhung von Turbineneintrittstemperatur und Druckverhältnis ermöglichen die Nutzung des Abgasmassenstromes bei sehr guten Dampfprozesswirkungsgraden.

Das Temperaturniveau der Wärmezufuhr im kombinierten Prozess wird dem Abhitzedampfprozess durch die Turbinenaustrittstemperatur der Gasturbine, der Abkühlkurve des Rauchgases sowie einer eventuell vorhandenen Zusatzfeuerung vorgegeben. Rufli [8] hat den Zusammenhang von Kesseleintrittstemperatur und Wirkungsgrad des Dampfprozesses ausführlich untersucht. Gute Anlagenwirkungsgrade lassen sich nur ohne Zusatzfeuerung im Abhitzekessel verwirklichen.

2.5 Prozessoptimierung

Die grössten Fortschritte in der Gasturbinenentwicklung bezüglich Wirkungsgrad und Leistung konnten in der Vergangenheit durch Anhebung der Turbineneintrittstemperaturen bei einer gleichzeitigen Anhebung des Verdichterdruckverhältnisses erzielt werden. Ein Trend, der sich in Zukunft fortsetzen wird. Bei der Druckerhöhung stehen vorwiegend konstruktive Probleme (Dichtungen) im Vordergrund. Bei der Anhebung der Heissgastemperatur stösst man hauptsächlich durch die mit der Temperatur sinkenden Festigkeit der durch- und umströmten Bauteile an Grenzen. Es liegt nahe, Werkstoffe mit hoher Warmfestigkeit zu suchen. Obwohl durch die Entwicklung hochtemperaturbeständiger Legierungen und der Verwendung von oxidkeramischen Werkstoffen wesentliche Fortschritte gemacht wurden, ist den Werkstoffen nur ein Teil der Steigerung der Heissgastemperatur zu verdanken.



Abbildung 2-13: Entwicklung der Turbineneintrittstemperaturen [17]

Der andere Teil wurde durch Kühlung der Beschaufelung und des Turbinenrotors erreicht. Dadurch ist es möglich, diese Bauteile bei einer um 300 bis 400 K tieferen Temperatur als der Gastemperatur zu betreiben, so dass sich die Gastemperatur um diesen Betrag über die festigkeitstechnisch vorgegebene Grenztemperatur anheben lässt (Abb.2-13).

Die Entwicklung neuer Werkstoffe, gerichtet erstarrter Kristalle und Wärmeschutzschichten aus Zirkoniumoxid ermöglichten eine Steigerung der Oberflächentemperatur auf 930°C. Moderne Gasturbinen der letzten Generation werden jetzt schon mit Heissgastemperaturen von 1500°C betrieben. Dieser Temperatursprung wurde durch die konsequente Weiterentwicklung der Schaufelkühlung erreicht. Abb. 2-13 zeigt die Entwicklung der Materialeinsatztemperaturen und der Heissgastemperatur für Triebwerke in der Luftfahrt. Dort sind Materialeinsatztemperaturen von bis zu 1100°C möglich. Diese Triebwerke befinden sich gegenüber den Industriegasturbinen jedoch nur in der Start- und Steigflugphase im Bereich dieser hohen Belastungen. Der Grossteil des Flugzykluses absolviert das Luftfahrttriebwerk in grossen lastungen. Der Grossteil des Flugzykluses absolviert das Luftfahrttriebwerk in grossen Höhen, wo die Temperatur der Heissgasströmung aufgrund der tiefen Aussentemperaturen niedriger wird, da das Verhältnis von Verdichtereintritts- zu Heissgastemperatur des Triebwerkes in etwa konstant bleibt.



Abbildung 2-14: Filmgekühlte Turbinenstufe von Rolls Royce [17]

Stand der Technik ist die Kühlung der Beschaufelung der Turbine mit Luft. Einblick in die Komplexität der luftgekühlten Turbinenstufe gibt Abbildung 2-14.

Die Prozessoptimierung kann aus zwei verschieden Auslegungskriterien wählen. Entweder wird die Anlage für die maximale Leistung oder den maximalen thermischen Wirkungsgrad ausgelegt. Diese Punkte liegen für die Gasturbine und die Kombianlage bei bestimmten Kombinationen von Turbineneintrittstemperatur und Verdichterdruckverhältnis der Gasturbine. Bei der Errichtung einer Kombianlage ist ein möglichst hoher Brennstoffausnutzungsgrad das Ziel. Glücklicherweise fällt der Punkt für die maximale Leistung der Gasturbine in einen Bereich, wo der Wirkungsgrad der Kombianlage sein Optimum hat. Man kann also eine Gasturbine, welche im Einzelbetrieb für maximale Arbeitsleistung ausgelegt ist, in der Kombianlage im Bereich höchster Wirkungsgrade betreiben.

In den ersten Turbinenstufen muss intensiv gekühlt werden. Stand der Technik ist, Kühlluft im Kompressor zu verdichten und die hochbelasteten Bauteile der Turbine zu kühlen. Ein beträchtlicher Teil des verdichteten Luftmassenstromes wird an der Brennkammer vorbei direkt den zu kühlenden Komponenten zugeführt. Bei hohen Verdichtungsverhältnissen kann es notwendig sein, die verdichtete Luft rückzukühlen, um eine akzeptable Kühlwirkung zu erreichen. Dem steht die thermische Belastung des Materials wegen der durch die Rückkühlung höheren Temperaturdifferenzen gegenüber. Vor allem die erste Turbinenstufe benötigt einen Grossteil dieser Kühlluft. In Summe werden bei Gasturbinen mit 1400°C Turbineneintrittstemperatur etwa 20% der angesaugten Luft für Kühlzwecke verwendet und etwa die Hälfte davon in der ersten Stufe verbraucht. Die Kühlluft verursacht Mischungsverluste und drückt das Temperaturgefälle in der Turbine nach unten. Ausserdem stört die aus der Beschaufelung bei der Filmkühlung ausgeblasene Luft die Strömung und verschlechtert den ideellen polytropen Wirkungsgrad der Turbine mit zunehmender ausgeblasener Kühlluftmenge.

Um das mittlere Temperaturniveau der Wärmezufuhr zu erhöhen, kann wie beim Dampfprozess die Zwischenerhitzung eingeführt werden. Bei der Kühlung der Komponenten mit Luft kommt es zu einer starken Erhöhung des Kühlluftbedarfes. Eine weitere Möglichkeit ist das Ausweichen auf eine andere Kühltechnologie, wie zum Beispiel die Verdampfungs-, Wasser-, oder Dampfkühlung [13,14,15]. Für die Vergleichbarkeit verschiedener Gasturbinen sind im Bereich des Turbineneintritts an verschiedenen Stellen Temperaturen definiert. Die höchste in einer Gasturbine auftretende Temperatur ist die Heissgastemperatur (T_3). Sie wird am Austritt der Brennkammer gemessen. Die erste Leitreihe ist meist filmgekühlt. Die Temperatur nach der ersten Leitreihe ist die Turbineneintrittstemperatur nach ANSI B133.1. Danach erfolgt ein weiterer Temperaturabfall durch den Abbau der Enthalpie in den Leit- und Laufrädern und durch die kontinuierliche Kühlluftbeimischung [22].

2.5.1 Thermodynamische Mischungsrechnung

Für erste Rechnungen und zur Kontrolle der erzielten Ergebnisse wird die genormte Mischtemperatur TIT nach ISO 2314/1989 verwendet. Dabei wird die gesamte Kühlluftmenge vor der Expansion beigemischt und mit einem ideellen polytropen Maschinenwirkungsgrad entspannt.

Dieser Wirkungsgrad und die notwendige Kühlluftmenge sind abhängig von der Kühltechnik, dem eingesetzten Turbinenwerkstoff, der angestrebten Heissgastemperatur und dem Druckverhältnis. Betrachtet man eine Momentaufnahme der heute verwendeten Kühltechnologie für verschiedene Heissgastemperaturen, so ergibt sich eine starke Abhängigkeit des Kühlluftbedarfes und des polytropen Maschinenwirkungsgrades von der Heissgastemperatur.

Die thermodynamische Mischtemperatur und der ideelle polytrope Wirkungsgrad lassen sich bei bekanntem Kühlluftbedarf an realen Maschinen mit einfachen Zusammenhängen ermitteln. Bei bekannter Generator- und Verdichterleistung kann die Wellenleistung der Turbine berechnet werden. Mit der Turbinenleistung und aus der gemessenen Austrittstemperatur lässt sich die Mischtemperatur aus folgendem Zusammenhang ermitteln:

$$P_T = \dot{m}_{RG} \cdot \bar{c}_{pRG} \cdot \left(TIT - TAT\right) \tag{2.1}$$

Der ideelle polytrope Wirkungsgrad summiert die aerodynamischen Gitterverluste und die Verluste durch die Beimischung der Kühlluft. Die zusätzlichen Strömungsverluste in der Maschine durch die Kühlluftbeimischung sind im Vergleich zu den thermodynamischen Mischungsverlusten klein. Der ideelle polytrope Wirkungsgrad der Turbine errechnet sich für ausgeführte Maschine aus

$$\eta_{pT,id} = \frac{\ln\left(\frac{TAT}{TIT}\right)}{\ln(\Pi_T)} \cdot \frac{\overline{c}_{pRG}}{R_{RG}}.$$
(2.2)

Der ideelle polytrope Wirkungsgrad der ungekühlten Maschine liegt bei gut ausgelegten Maschinen bei 90% und darüber. Gekühlte Stufen verschlechtern den Wirkungsgrad der Maschine je nach Ausführung und Kühlintensität auf unter 85%. Bei der Führung des Kühldampfes in geschlossenen Pfaden wird der Wirkungsgrad der ungekühlten Maschine erreicht. Auf der anderen Seite wird nun Wärme aus dem Prozess abgeführt. Diese fehlt nun bei der Turbinenarbeit.



Abbildung 2-15: Mischungsrechnung verglichen mit offener und geschlossener Kühlung

Das Abb. 2-15 zeigt die stufenweise Berechnung einer Turbine mit vier Stufen im Vergleich mit der vereinfachten Mischungsrechnung im T-s Diagramm. Als Vergleich zu konventionellen offenen Kühlverfahren ist der Zustandsverlauf in einer geschlossen gekühlten Turbine dargestellt.

Aus der Abb. 2-15 erkennt man, dass aufgrund der fehlenden Mischungsverluste zwischen Eintrittstemperatur in die Turbine T_3 und der Turbinenaustrittstemperatur TAT das spezifische Enthalpiegefälle bei der geschlossen gekühlten Gasturbine grösser ist als bei der offenen Luftkühlung. Auch die Turbinenaustrittstemperatur liegt höher. Daher kann der Abhitzedampfprozess bei höheren Wirkungsgraden betrieben werden und ein höheres Temperaturgefälle im Abhitzekessel nutzen. Die aus der Turbine abgeführte Wärmemenge verringert jedoch die aus dem Enthalpiegefälle erreichbare technische Arbeit.

Durch die geschlossene Kühlmittelführung entfallen die Mischungsverluste. Der polytrope Wirkungsgrad der geschlossenen Dampfkühlung ist deshalb grösser als der ideelle polytrope Wirkungsgrad der offenen Luftkühlung. Daher ist das Enthalpiegefälle auch grösser. Bei der Mischungsrechnung entspricht das berechnete Gefälle der technischen Arbeit der Turbine. Im geschlossen gekühlten Fall ist das Enthalpiegefälle die Summe aus Turbinenarbeit und der Turbine entzogenen Wärmemenge.

Stellt man fest, wie gross diese abgeführte Wärmemenge im Verhältnis zur gewonnenen Arbeit ist, so kann eine erste Aussage über die Veränderung von Arbeit und Wirkungsgrad bei der geschlossenen Dampfkühlung gemacht werden.



Abbildung 2-16: Luftgekühlte Gasturbine bei konstantem Kühlluftbedarf

Abbildung 2-16 zeigt das Ergebnis einer Prozessrechnung mit vereinfachter Mischungsrechnung mit Daten für Wirkungsgrad und Kühlluftverbrauch für eine heute durchaus übliche Turbine mit 1400°C Heissgastemperatur. Der polytrope Turbinenwirkungsgrad beträgt 85%, und es wird 20% des Verdichtermassenstromes als Kühlluft verbraucht. Die Berechnung wurde für Heissgastemperaturen von 1200°C bis 1800°C durchgeführt. Die spezifische Arbeit steigt im Optimum bei höheren Heissgastemperaturen in etwa um den gleichen Betrag an. Der Wirkungsgrad nimmt in seinem Optimum degressiv zu. Abbildung 2-17 zeigt den Zusammenhang von Heissgastemperatur und Kühlluftbedarf. Die Kurven wurden zwei Arbeiten entnommen.



Abbildung 2-17: Mittlerer Kühlluftbedarf verschiedener Gasturbinen [8,16]

Baut man mit der zu einem bestimmten Zeitpunkt verfügbaren Technologie Gasturbinen mit verschiedenen Heissgastemperaturen, so ergibt sich ein stark variierender Bedarf an Kühlluft. Dieser schlägt sich auch im ideellen polytropen Turbinenwirkungsgrad nieder. Die Entwicklungen im Bereich der Werkstoffe und der Kühltechnik lassen auf einen abgeschwächt zunehmenden Kühlluftbedarf schliessen. Nach den in Abb. 2-17 dargestellten Korrelationen für den Kühlluftbedarf verschiedener Industriegasturbinen und Flugtriebwerke kann der Kühlluftbedarf für eine gewählte Heissgastemperatur abgelesen werden. In Abbildung 2-18 ist der polytrope Turbinenwirkungsgrad dem empirischen Zusammenhang

$$\eta_{pT,id} = 0.9 - \frac{t_3 - 900^{\circ}C}{10000^{\circ}C}$$
(2.3)

folgend, an die Heissgastemperatur angepasst worden. Der Kühlluftbedarf wurde aus Abbildung 2-17 entsprechen der Heissgastemperatur aus dem Verlauf nach Rufli [8] abgelesen.



Abbildung 2-18: Luftgekühlte Gasturbine bei angepasstem Kühlluftbedarf

Die spezifische Arbeit nimmt für den konstanten und angepassten Kühlluftbedarf in Abbildung 2-16 und 2-18 mit steigender Heissgastemperatur annähernd linear zu. Bei einer Steigerung der Heissgastemperatur von 1200°C auf 1800°C ist der Gewinn an spezifischer Arbeit bei an die Heissgastemperatur angepassten Verhältnissen nur mehr die Hälfte des Gewinnes bei konstantem Kühlluftverbrauch. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage erreicht bei veränderlicher Kühlluftmenge bei einer Heissgastemperatur von 1600°C und einem Druckverhältnis von 64 sein Maximum (Abb. 2-18).

Diese Ergebnisse legen den Schluss nahe, dass die Luftkühlung hinsichtlich des thermischen Wirkungsgrades an ihre Grenzen stösst. Durch stetige Verbesserung der Kühltechnik und dem Einsatz neuer Werkstoffe kann diese Grenze noch nach oben verschoben werden. Diese Verbesserungen bedürfen aber bei der heute schon sehr weit entwickelten Kühltechnik enormen theoretischen und experimentellen Entwicklungsaufwandes. Wärmeschutzschichten lassen eine Steigerung der zulässigen Oberflächentemperatur der Schaufel um bis zu 250°C erwarten (Abb. 2-13). Höhere zulässige Materialtemperaturen bedeuten einen deutlich verringerten Kühlluftbedarf. Ein Wechsel auf eine völlig neue Kühltechnologie ist ebenfalls mit hohen Kosten und Risken verbunden, bei entsprechendem Entwicklungspotential einer neuen Technologie aber durchaus überlegenswert und sinnvoll. In der Theorie und Praxis wurden mehrere Alternativen entwickelt. Abb. 2-19 zeigt einen Querschnitt durch die möglichen Ansätze.

2.6 Kühlmethoden

Die Kühlung soll die Schaufelmaterialtemperaturen auf ein für den Werkstoff erträgliches Niveau absenken und Temperaturgradienten in den Schaufelquerschnitten zur Vermeidung thermischer Spannungen abbauen.



Abbildung 2-19: Kühlmethoden in Turbinen von Gasturbinen

Prinzipiell kann zwischen vier Konzepten zur Kühlung unterschieden werden. Die offene und die geschlossene Führung des Kühlmittels und die Verwendung von Flüssigkeiten oder Gasen. Bei der geschlossenen Führung wird das Kühlmittel den zu kühlenden Teilen zugeführt, wo es die notwendige Kühlwärme aufnimmt. Die abgeführte Wärme wird ausserhalb des Gasturbinenkreislaufes an die Umgebung oder einen Prozess abgegeben. Die geschlossene Führung des Kühlmittels hat daher den Nachteil der aus der Turbine abgeführten Wärmemenge. Grundsätzlich werden Wasser, Wasserdampf oder Luft zur Kühlung der Bauteile verwendet.

2.6.1 Luftgekühlte Turbine

Als Kühlmittel steht Luft zur Verfügung, die dem Verdichter an entsprechender Stelle entnommen wird. Das Kühlmittel wird unter Umgehung der Brennkammer durch Kanäle der innen hohlen Schaufeln zugeführt. Bei Luft ist dies ein Verlust für den Gesamtprozess, da dieser Massenstrom für die Reaktionen in der Brennkammer nicht mehr zur Verfügung steht. Daher ist nicht nur die eigentliche Kühlwirkung, sondern auch die benötigte Luftmenge von besonderer Bedeutung für den Wirkungsgrad für den Gesamtprozess.

Insgesamt lassen sich vier Formen der beiden grundlegenden Kühlprinzipien unterscheiden. Die im folgenden Abschnitt beschriebenen Kühlverfahren unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Kühlwirkung zum Teil beträchtlich. In Abb. 2-20 ist die Kühleffektivität (das Verhältnis zwischen dem tatsächlich erreichten und den theoretisch maximalen Absenkungen der Wandtemperatur) über dem dimensionslosen, auf die gesamte Schaufeloberfläche bezogenem Kühlmassenstrom aufgetragen.



Abbildung 2-20: Kühleffektivität der Kühltechniken [18]

Konvektionskühlung

Bei der Konvektionskühlung strömt das Kühlmittel an der Wand der Kühlkanäle vorbei, wobei zwischen Wand und Kühlmittel ein Wärmeaustausch stattfindet. Die Kühlkanäle sind in der Regel radial gerichtet, parallel nebeneinander angeordnet und serpentinenartig miteinander verbunden.

Eine Steigerung der Kühlung lässt sich durch das Einbringen von Rippen in den Kanälen erzielen. Hierdurch werden die Oberflächen des Hohlraums vergrössert und die Turbulenz der Kühlluftströmung erhöht, womit insgesamt der Wärmetausch zunimmt. Der Kühlluftbedarf ist gross, wenn bei der Konvektionskühlung ein wesentlicher Kühleffekt erzielt werden soll.

Prallkühlung

Die Prallkühlung ist eine intensivere Art der Konvektionskühlung und führt zu einer Verringerung des spezifischen Kühlmittelverbrauchs, indem Kühlluftstrahlen auf die zu kühlende Fläche prallen. Die Kühlwirkung hängt entscheidend von der Richtung des Strahls ab und erreicht ihr Maximum in Richtung der Flächennormalen. Die Kühlluft wird durch Öffnungen in den eingesetzten Blechen im Inneren der Schaufel ausgeblasen und prallt auf die Schaufelinnenseite.

Filmkühlung

Um auch an den thermisch extrem belasteten Stellen der Schaufel eine ausreichende Kühlwirkung zu erreichen, wird die Filmkühlung eingesetzt. Dabei wird die in der Schaufel strömende Kühlluft durch das Profil in den Heissgaskanal eingeblasen. Die Kühlluft legt sich bei entsprechender Auslegung als isolierender Film auf die Schaufeloberfläche und führt zu einer Verminderung des Wärmeübergangs vom Heissgas zur Schaufelwand. Die Filmkühlung ist nur wirkungsvoll, solange die Kühlluft in der Lage ist, eine isolierende Schicht zwischen Heissgas und Schaufeloberfläche zu bilden.

Transpirationskühlung

Eine konsequente Weiterentwicklung der Filmkühlung durch Verkleinern der Bohrungsdurchmesser und –abstände führt zur Transpirations- oder Effusionskühlung. Die Vorgänge bei dieser Kühlungsart sind vergleichbar mit denen der Filmkühlung mit dem Unterschied, dass das Kühlmittel nicht durch Bohrungen, sondern durch einen porösen Werkstoff hindurch kontinuierlich auf die gesamte Profiloberfläche geleitet wird.



Abbildung 2-21: Entwicklung der Kühleffektivität [17]

Gegenwärtig ist für den industriellen Einsatz mit der Filmkühlung in Kombination mit Prallund Konvektionskühlung die grösste Kühlwirkung zu erzielen (Abb.2-21). Die Wärmeleitungs- und Wärmeausgleichsvorgänge im Schaufelmaterial leisten dabei einen nicht unerheblichen Beitrag zum Abbau der thermischen Spannungen und damit zu der letztendlich mit Hilfe der Kühlung erreichbaren Temperaturerhöhung des Heissgases am Eintritt der Turbine [18].

2.6.2 Wasserkühlung

Bei der ersten Gasturbine mit Wasserkühlung im Jahre 1904 war die dem Prozess entzogene Wärmemenge problematisch [13]. Die flüssigkeitsgekühlte Gasturbine wurde mit Wasser als Kühlmittel entwickelt. Wasser oder Wasserdampf erlauben aufgrund der Stoffwerte höhere Wärmeübergangszahlen als Luft. Der höhere Wärmeübergang ermöglicht die Schaufeln intensiver zu kühlen. Diese Möglichkeit erweitert die Werkstoffauswahl oder erlaubt höhere Turbineneintrittstemperaturen.



Kerrebrock schlägt eine Methode vor, welche die Verdampfungswärme von Flüssigkeiten nützt. Die heissen Turbinenteile werden durch die Verdampfungswärme eines passenden zweiphasigen Kühlmittels gekühlt. Dies ermöglicht eine gleichförmige Temperaturverteilung ohne genaue Kenntnis der Wärmeübergangsverhältnisse von der Heissgasströmung auf die Beschaufelung. Die ermöglichende Technologie ist die rückwärts fliessende Kaskade, welche die rotierende Beschaufelung mit der Wärmeübertragungskapazität und der Fähigkeit der Selbstregulierung der Verdampferrohre erweitert. Abbildung 2.22 skizziert die rückwärts fliessende Kaskade in der verdampfungsgekühlten Gasturbine.

Abbildung 2-22: Rückwärts fliessende Kaskade [14]

Dampfkühlung

Eine Alternative, welche sich vor allem bei Kombianlagen anbietet, ist der Einsatz von leicht überhitztem Wasserdampf als Kühlmittel. Bei stationären Gasturbinen mit nachgeschaltetem Dampfprozess bietet sich eine Kühlung mit Wasserdampf an. Die doppelte spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfes gegenüber der Luft reduziert den Kühldampfmassenstrom auf die Hälfte des Kühlluftmassenstromes. Das Verdichten des Wassers in der Speisepumpe auf hohe Drücke benötigt einen Bruchteil der Exergie, welche für die Verdichtung der Kühlluft im Kompressor aufgewendet werden muss. Die im Abgas zur Verfügung stehende Wärme kann zur Erzeugung des Kühldampfes verwendet werden. Durch die freie Wahl des Dampfdruckes kann der Kühldampf auch in geschlossenem Kreislauf geführt werden. Hohe Geschwindigkeiten in den Kühldampfbohrungen ermöglichen einen hohen Wärmeübergang. Der in der Turbine überhitzte Kühldampf kann im Dampfkreislauf in der Dampfturbine entspannt werden.

Der Kühldampf kann auch die Kühlluft ersetzen. Dabei wird er dem Rauchgasstrom beigemischt und die Verdampfungswärme geht mit dem Kühldampf im Abgasstrom verloren. Um den Wasserverbrauch zu verringern, kann der Kühldampf der Kühlluft beigemischt werden und diese teilweise ersetzen.

Partielle und offene Dampfkühlung

Die offene Dampfkühlung verwendet die Kühlkonfiguration der offenen Luftkühlung. Sie kann daher in bestehenden Gasturbinenkonstruktionen relativ einfach eingesetzt werden. Der Druck des Kühldampfes kann frei gewählt werden. Dies ermöglicht höhere Geschwindigkeiten in den Kühlkanälen als bei Kühlluft. Die gezielte intensive Kühlung ist daher leichter zu gewährleisten. Die höhere spezifische Wärmekapazität verringert den Massenstrom des Kühldampfes auf etwa die Hälfte der Kühlluft. Die partielle Dampfkühlung erfordert gleiche Drücke von Kühlluft und Kühldampf. Daher muss der Druck des Kühldampfes auf den der Kühlluft gedrosselt werden. Durch Injektoren kann die Kühlluft mit Hilfe des Kühldampfes auf höhere Drucke gebracht werden.

Geschlossene Dampfkühlung

Die geschlossene Dampfkühlung erfordert eine neue Konstruktion der Kühlkanäle. In ersten Ausführungen dampfgekühlter Leitschaufeln wurden die Kühlkanäle als Bohrungen mit 1,5 bis 2 mm Durchmesser in der Schaufelwand angeordnet. Je nach thermischer Belastung der Schaufeloberfläche wurden die Kühlkanale zu Registern zusammengefasst. In Versuchen wurde die Funktion der geschlossenen Dampfkühlung in Leitschaufeln und Brennkammern bereits nachgewiesen [15].

Die geschlossene Dampfkühlung ermöglicht das Aufbringen geschlossener Wärmeschutzschicht. Daher ist eine höhere Isolierwirkung und Haltbarkeit der Wärmeschutzschicht zu erwarten als bei luftgekühlten Turbinen mit Filmkühlung. Die Bohrungen der Filmkühlung sind ein kritischer Punkt, an dem die Abtragung der Wärmeschutzschicht beginnt.

Andere Kühlmittel

Auch andere Kühlmittel, wie zum Beispiel Metalle mit niedrigem Schmelzpunkt (Natrium), wurden untersucht. Durch die hohe spezifische Wärmekapazität von flüssigem Natrium ist der äussere Wärmeübergang nicht bestimmend für die Materialtemperatur, und die Schaufeltemperatur wird durch Temperatur der Metallschmelze im Inneren der Schaufel bestimmt.

2.7 Prozessschaltungen

Die Gasturbine wurde zum Feststellen von Wirkungsgrad und Leistung ohne Rücksicht auf den Aufwand zur Erzeugung des Kühldampfes und dessen spätere Nutzung betrachtet. Diese Vorgehensweise soll zeigen, ob die abgeführte Wärmemenge grösser oder kleiner als die durch Mischungsverluste verlorene Arbeit ist.

Bei der Kombianlage wurde das Hauptaugenmerk auf die transportierte Wärmemenge gerichtet. Die abgeführte Wärmemenge wurde bei der geschlossenen Dampfkühlung zu der im Abgas zur Verfügung stehenden Energie addiert. Nach einer Auswertung von Rufli [8] über den Wirkungsgrad von Dampfprozessen in Kombianlagen bei gegebener Abgastemperatur wurde die aus dem Dampfprozess erhaltene Leistung bestimmt.

Für den Vergleich der geschlossenen mit der offenen Dampfkühlung und der offenen Luftkühlung sollte die Gasturbine als Teil-STIG (<u>St</u>eam Injekted Cycle Gasturbine) ausgeführt werden. Daraus folgen 12 mögliche Varianten. Die in Tabelle 2-1 gekennzeichneten Prozesses wurden in dieser Arbeit berechnet. Geklammerte Kennzeichnung bedeutet, dass diese Varianten nur unbefriedigende Ergebnisse lieferten.

	Gasturbine	Teil-STIG	Kombianlage
Luftkühlung	Х		Х
Rückgekühlte Luftkühlung	Х		Х
Offene Dampf- kühlung	Х		Х
Geschlossene Dampfkühlung	Х	(X)	Х

Tabelle 2-2: Berechnete Prozesse

Die Turbine wurde in Teilstufen und jede Teilstufe als Turbinenstufe mit innerem Wärmetausch berechnet. Die Oberfläche und die vorgegebene Oberflächentemperatur der Schaufeln bestimmen den Wärmestrom. Dieser Wärmestrom muss vom Kühlmittel aufgenommen werden. Das in der Turbine erwärmte Kühlmittel wird nach der Teilstufe der Hauptströmung beigemischt. Für die geschlossene Dampfkühlung wurden nur die getauschte Wärmemenge berechnet. Diese wird von der Turbinenarbeit abgezogen. Im Dampfprozess wird die abgeführte Kühlwärme zur im Abgasstrom nutzbaren Wärmemenge hinzugezählt.

Die Kombianlage wurde unter stark vereinfachten Annahmen betrachtet. Der Dampfkreislauf wurde nicht gesondert berechnet. Die zu Verfügung stehende Wärmemenge aus der Turbinenkühlung und den Abgasen der Gasturbine wurde mit einem Dampfprozesswirkungsgrad multipliziert, welcher von Rufli [8] in Abhängigkeit von der Abgastemperatur der Gasturbine und der Druckführung des Dampfprozesses ermittelt wurde. Dabei wurde die Energiemenge für die Bereitstellung des offenen Kühldampfes von der im Abgas enthaltenen Wärmemenge abgezogen, und die bei der geschlossenen Dampfkühlung aus der Turbine abgeführte Wärmemenge dieser hinzugezählt.

2.7.1 Geschlossen dampfgekühlte Gasturbine



Abbildung 2-23: Gasturbine mit Wärmetausch in einer n-stufigen Turbine

Abbildung 2-23 zeigt die Wärmeströme, welche für die Berechnung der Kombianlage notwendig waren. Die im Abhitzekessel übertragene Nutzwärme und die der Turbine entzogene Kühlwärme stehen für den Dampfprozess zur Verfügung. Bei der Modellbildung wurde versucht, sich möglichst nur auf thermodynamische Parameter zu beziehen. Das war wegen der Bestimmung der abgeführten Wärmemenge in den Turbinengittern nicht möglich. Dafür war die ungefähre Kenntnis der Maschinengeometrie und der Geschwindigkeiten in den Turbinengittern notwendig. Bei den offenen Kühlmethoden war ausserdem noch die Kenntnis der Kühleffizienz der am Wärmetausch beteiligten Gitter für die Bestimmung der Kühlluft- oder Dampfmenge notwendig. Anhand einer einfachen Auslegungsrechnung wurden diese Grössen ermittelt. Die Parameter Verdichterdruckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur wurden variiert.

Zuerst wurde der aus der Turbine abgeleitete Wärmestrom ermittelt. Für die Gasturbine war dann eine Antwort auf die Frage der Veränderung von Leistung und Wirkungsgrad gegenüber der luftgekühlten Mischungsrechnung möglich. Eine solche Anlage ist im Einzelbetrieb ohne Nutzung der Kühlwärme im überhitzten Dampf in Hinsicht auf den für die Kühlung zu betreibenden Aufwand bei der Dampferzeugung technisch machbar aber nicht sinnvoll. Steht in einer kombinierten Schaltung ein Dampfprozess zur Verfügung, so kann dieser die aus der Gasturbine abgeführte Wärme nutzen. Für den Dampfprozess bedeutet das eine Zwischenüberhitzung eines Teilstromes des Dampfes oder die Möglichkeit eine grössere Dampfmenge zu erzeugen und zu überhitzen.

Die grössere Leistungsausbeute von Seiten des Dampfprozesses verspricht eine höhere Leistung in der kombinierten Schaltung sowie einen höheren Anlagenwirkungsgrad.

2.7.2 Teilstufenkonzept der Gasturbine

Da sich der Kühlmittelbedarf in den ersten Stufen relativ stark verändert, wird in der thermodynamischen Berechnung die Stufe der Turbine in Leit- und Laufrad unterteilt berechnet. Als Teilstufe einer Turbine versteht man ein Turbinengitter.



Abbildung 2-24: Offen gekühlte Turbinenstufe

Der Prozessverlauf in der Teilstufe der Turbine besteht aus drei grundlegenden Teilvorgängen, wobei die Expansion mit der Wärmeabfuhr zusammengefasst berechnet wird (Abb. 2-24):

- Die polytrope Expansion in den Turbinengittern
- Der Wärmetransport von der Heissgasströmung auf die Turbinenbeschaufelung und im folgenden auf das Kühlmittel (Heissdampf oder Luft)
- Die isobare Mischung des erwärmten Kühlmittels mit der Hauptströmung



Abbildung 2-25: Geschlossen gekühlte Turbinenstufe

Der Mischungsvorgang entfällt bei der geschlossenen Dampfkühlung (Abb. 2-25), da der überhitzte Kühldampf dem Dampfprozess, dem er auch entnommen ist, an entsprechender Stelle wieder zugeführt wird.

7 G D BK ко Verdichter BK Brennkamm T G D Turbine Generator Dampfturbine SP Speisepumpe AHK Abhitzekes KO Kondensator AHK

2.7.3 Dampfgekühlte Kombianlage

Abbildung 2-26: Kombiprozess mit geschlossener Dampfkühlung der Gasturbine

Die mit dem Kühldampf abgeführte Wärmemenge trägt bei der geschlossenen Dampfkühlung zum Nutzen des Kombiprozesses bei und wird der im Abgas vorhandenen nutzbaren Wärme hinzugezählt. Die Prozessschaltung in Abbildung 2-26 zeigt eine der vielen Möglichkeiten der Entnahme des Kühldampfes und die Überhitzung in der Gasturbine. Nach der Überhitzung des Kühldampfes durch die aus der Gasturbine abzuführende Kühlwärme wird der Kühldampf in der Dampfturbine entspannt.

Da der Dampfprozess vereinfacht berechnet wurde, wird auf diese Überlegungen kurz eingegangen. Grundsätzlich kann der leicht überhitzte Kühldampf beim Eindruckprozess nach der Verdampfung entnommen und der Dampfturbine an entsprechender Stelle wieder zugeführt werden. Weiters besteht die Möglichkeit den benötigten Dampfmassenstrom nach einer Teilexpansion in der Dampfturbine in der Beschaufelung der Gasturbine zwischenzuerhitzten. Dazu ist der Dampfprozess mit Zwischenüberhitzung auszuführen.



Abbildung 2-27: Kombiprozess mit offener Dampfkühlung der Gasturbine

Abbildung 2-27 zeigt ein vereinfachtes Schema für die offene Dampfkühlung mit Dampfentnahme aus der Dampftrommel. Bei der offenen Dampfkühlung wird die zur Erzeugung des Kühldampfes benötigte Energiemenge aus dem Wärmestrom des Abgas entnommen. Daher wird diese Wärmemenge von der gesamten im Abgasstrom enthaltenen Wärme abgezogen. Dieser Teil des Dampfes leistet in der Gasturbine Arbeit und verlässt die Anlage über den Kamin. Leider geht die im Kühldampf enthaltene Verdampfungswärme über den Kamin verloren. Aus diesem Grund erreichen so ausgeführte Anlagen nie den Wirkungsgrad eines einfachen Kombiprozesses.

2.7.4 Partielle Dampfkühlung



Abbildung 2-28: Prozessschaltbild einer partiell dampfgekühlten Gasturbine [2]

Abbildung 2-28 zeigt das Prozessschaltbild des thermodynamischen Rechenmodells für die partielle Dampfkühlung einer Gasturbine. Das Rechenmodell für die partielle Dampfkühlung ist aus dem Modell für die geschlossene Dampfkühlung abgeleitet.

Mit den Mischern M kann das Verhältnis von Luft- zu Dampfmassenstrom im Kühlsystem vorgegeben werden. Das Kühlgasgemisch nimmt in der Turbine Kühlwärme auf und wird anschliessend dem Arbeitsgas beigemischt. Die Turbine ist als Kreuzstromwärmetauscher mit konstanter Oberflächentemperatur modelliert. Mit einem nach Abbildung 2.20 für Filmkühlung gewähltem Wärmetauscherwirkungsgrad, der im Turbinengitter getauschten Wärmemenge und der Eintrittstemperatur des Kühlmittels lässt sich die benötigte Kühlmittelmenge berechnen. Im Abhitzekessel wird ein Teil des Rauchgasmassenstromes zum Bereitstellen des Kühldampfes abgezweigt und der Kühldampf auf die gewünschte Temperatur überhitzt. Die Speisepumpe prägt dem Kühldampf den gewählten Druck auf. Der Kühldampfdruck entspricht dem Verdichteraustrittsdruck. Ein Saugzuggebläse stellt den zur Kühldampferzeugung notwendigen Massenstrom des Rauchgases ein. In einer Kombianlage kann der benötigte Kühldampf aus dem Dampfprozess an entsprechender Stelle entnommen werden. Abbildung 2-29 zeigt die Erweiterung der partiellen Dampfkühlung zur Kombianlage.



Abbildung 2-29: Prozessschaltbild einer partiell dampfgekühlten Kombianlage
3 Prozessrechnungen

Neben der geschlossenen Dampfkühlung wurde der Gasturbinenprozess für eine offene Dampfkühlung, eine offene Luftkühlung und eine rückgekühlte Luftkühlung berechnet.

Bei den Prozessrechnungen wurden die Parameter Verdichterdruckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur variiert. Aus der Fläche der Turbinengitter, der mittleren Wärmeübergangszahl vom Rauchgas auf das Profil und der mittleren treibenden Temperaturdifferenz wurde die durch das Turbinengitter getauschte Wärmemenge berechnet. Die Veränderung des Verlaufes der Polytropen im Turbinengitter durch die abgeführte Kühlwärme wurde durch eine Kühlziffer berücksichtigt. Die Kühlziffer wurde durch Iteration über ein Turbinengitter berechnet und zum polytropen Gitterwirkungsgrad addiert. Der Zustandsverlauf im Turbinengitter besteht aus einer Expansion entlang einer Polytropen. Im Falle der offenen Kühlsysteme folgt ein isobarer Mischvorgang.

Zur Kontrolle der Ergebnisse der stufenweise berechneten Turbine mit innerem Wärmetausch und anschliessender Beimischung des erwärmten Kühlmittel wurde die Prozessrechnung für die luftgekühlte Gasturbine vereinfacht durchgeführt. Bei der "vereinfachten" Mischungsrechnung wird die gesamte Kühlluftmenge nach der Brennkammer mit der Verdichteraustrittstemperatur der Strömung beigemischt und mit einem ideellen polytropen Turbinenwirkungsgrad entspannt.

Der Dampfprozess der Kombianlage wurde als "Black Box" in die Berechnung eingebunden. Mit den Ergebnissen für die Turbinenaustrittstemperatur der Gasturbinenprozessrechnung konnten aus einem Diagramm von Rufli [8] die Dampfprozesswirkungsgrade von 1-Druck und 2-Druckprozessen mit und ohne Zwischenüberhitzung in Abhängigkeit der Kesseleintrittstemperatur für den Bereich von 400°C bis 1000°C abgelesen werden.



3.1 Stoffwerte



Die Quelle für die dynamische Viskosität und die spezifische Wärmekapazität bei unendlicher Verdünnung von Methan und Luft ist ein russisches Tabellenwerk von Vargaftik [20]. Die Stoffwerte für Wasserdampf stammen aus dem Tabellenwerk von Schmidt [21]. Abb. 3-1 und 3-2 zeigen den graphischen Verlauf der Stoffwerte über der Temperatur und sollen eine Möglichkeit zur Überprüfung der Daten bieten.



Abbildung 3-2: Spezifische Wärmekapazität bei unendlicher Verdünnung [20,21]

Beim Vergleich der Daten mit anderen Quellen konnte für die Werte von Wasserdampf und Luft eine gute Übereinstimmung gefunden werden. Bei der spezifischen Wärmekapazität von Methan wurden Abweichungen zwischen den Datenquellen von $\pm 25\%$ im Bereich der Umgebungstemperaturen festgestellt. Welche der Quellen nun die zuverlässigere Datenbasis bietet, wird nicht festgestellt. Da die Auswertung auf vergleichender Basis durchgeführt wurde, hat diese Unsicherheit auf die Ergebnisse geringen Einfluss.



Abbildung 3-3: Spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf [21]

In Abb. 3-3 ist die Druckabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität für Wasserdampf über der Temperatur aufgetragen. Die Rechnungen wurden mit der spezifischen Wärmekapazität bei unendlicher Verdünnung durchgeführt. Die spezifischen Stoffwerte für Wasserdampf haben gegenüber Methan und Luft die höhere Druckabhängigkeit, da Wasser die höhere Siedetemperatur aufweist. Folgende Überlegungen gelten daher auch für ein Gemisch aus Luft, Wasserdampf und Methan. Nach der Verdichtung der Luft im Kompressor und nach der Wärmezufuhr in der Brennkammer startet die Expansion in der Turbine bei höheren Temperaturen (1200°C bis 1600°C) und Drücken (5 bis 50bar). Die Isobaren der Stoffwerte liegen im oberen Temperaturbereich sehr knapp beisammen. Bei der Expansion fallen Druck und Temperatur bis auf Umgebungsdruck und Turbinenaustrittstemperatur ab. Die Turbinenaustrittstemperatur liegt bei Gasturbinen je nach Turbinendruckverhältnis und –eintrittstemperatur zwischen 400 und 700°C. Zeichnet man nun die Prozesspunkte von Turbineneintritt und –austritt in Abb. 3-3 ein und nähert den Expansionsverlauf durch eine Gerade zwischen den Prozesspunkten an, so ist die Gerade beinahe deckungsgleich mit der Isobaren für 0 Bar.

Dieses Gedankenmodell lässt sich mit ähnlichem Ergebnis auch bei der Verdichtung der Luft durchführen. Man bewegt sich aufgrund der Zunahme von Temperatur und Druck bei der Verdichtung der Luft in der Nähe der Isobaren der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck für Umgebungsdruck. Die Vernachlässigung der Druckabhängigkeit der Stoffwerte ist für Kompressoren ohne Zwischenkühlung und die Expansion in Turbinen für Prozessrechnungen daher zulässig. Man bezeichnet Gase, deren Stoffwerte nur von der Temperatur abhängen als halbideale Gase.

Mäckle [22] hat in Prozessrechnungen nachgewiesen, dass bei gleicher Anzahl der Moleküle vor und nach der Verbrennungsreaktion die Stoffströme der Einzelgase die Turbine parallel durchströmend berechnet werden dürfen. Die geringe Abweichung der mit den Massenanteilen gewichteten Stoffwerte

$$c_p(T) = \sum x_i c_{p_i}(T) \tag{3.1}$$

aus dem Brennstoff-Luft-Wasserdampf-Gemisch von den gewichteten Stoffwerten der Verbrennungsprodukte wird daher vernachlässigt.

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O \tag{3.2}$$

Wie aus Gleichung 3.2 ersichtlich, ist diese Voraussetzung bei der Verwendung von reinem Methangas als Brennstoff erfüllt.

3.2 Verdichter

Der Verdichter legt mit seinen Abmessungen das Druckverhältnis und den Massenstrom durch die Gasturbine fest. Einwellige Verdichter liefern ein maximales Druckverhältnis von etwa 30. Darüber werden die Schaufeln der Endstufen so kurz, dass die Verluste durch Randeffekte den Wirkungsgrad stark verringern.

Die spezifische Arbeit des Verdichters errechnet sich aus der Polytropenbeziehung, dem Verdichterdruckverhältnis und der Eintrittstemperatur.

$$T_2 = T_1 \cdot \Pi^{\frac{1}{\eta_{pV}} \cdot \overline{c}_{pL}}$$
(3.3)

$$h_2 - h_1 = \bar{c}_{pL} \cdot (T_2 - T_1) = w_{t12V} \tag{3.4}$$

Gleichung 3.3 in 3.4 eingesetzt und multipliziert mit dem Massenstrom des Verdichters ergibt die spezifische Verdichtungsarbeit

$$w_{t12V} = \overline{c}_{pL} \cdot T_1 \cdot (\Pi_V \frac{1}{\eta_{pV}} \cdot \frac{R}{\overline{c}_{pL}} - 1).$$
(3.5)

3.3 Brennkammer

In der Brennkammer wird durch die Reaktion des Brennstoffes mit dem Luftsauerstoff thermische Energie frei und dem Prozess zugeführt. Die Brennstoffzufuhr ist begrenzt durch die vom Verdichter bereitgestellte Verbrennungsluft und deren Sauerstoffgehalt.

Zieht man die Energiemenge zur Eigenerwärmung des in die Brennkammer mit Umgebungstemperatur eingebrachten Brennstoffes von dessen Heizwert ab, so erhält man einen Nettoheizwert

$$H_{Netto} = H_U - \int_{T_U}^{T_3} c_{pB}(T) dT, \qquad (3.6)$$

mit dem der Brennstoffanteil

$$u_B = \frac{\int_{T_2}^{T_3} c_{pL}(T) dT}{H_{Netto}}$$
(3.7)

für die Erhitzung von 1 kg Luft errechnet werden kann. Die Brennstoffmenge zur Erwärmung des Luftmassenstromes durch die Brennkammer ist dann

$$\dot{m}_B = \mu_B \cdot \dot{m} \,. \tag{3.8}$$

Der Luftmassenstrom durch die Brennkammer \dot{m} wird im folgenden Teil als Kernmassenstrom bezeichnet. Die zugeführte Wärmemenge

$$\dot{Q}_{ZU} = \dot{m}_B \cdot H_{Netto} \tag{3.9}$$

errechnet sich aus dem Brennstoffmassenstrom multipliziert mit dem Nettoheizwert.

In realen Brennkammern entstehen durch die Mischung von Brennstoff und Luft sowie die Strömungsführung Druckverluste. Der Brennstoff kann nur im Idealfall vollkommen verbrannt werden. Durch die Wände der Brennkammer geht Wärme in Form von Strahlung an die Umgebung verloren. Die Strahlungs- und Ausbrandverluste werden nicht berücksichtigt. Der Arbeitsaufwand zur Verdichtung des Methangases auf Brennkammerdruck wird unter Annahme genügend hoher Drücke in den Leitungen der Brennstoffzufuhr vernachlässigt.

3.4 Turbine

Für die thermodynamische Rechnung ist die Kenntnis definierter Zustandsgrössen am Turbineneintritt und -austritt notwendig. Zwischen diesen Orten stellen die Gesetze der Thermodynamik die Zusammenhänge her. Die reale Maschine besteht aus einem komplexen System gekühlter Komponenten. Die Modellierung der Kühlluftkanäle und der Strömungs- und Wärmeübergangsverhältnisse an der Beschaufelung ist nur mit grossem Rechen- und Zeitaufwand möglich. Daher wurden folgende Vereinfachungen getroffen.

- Berechnung mittlerer Grössen für ein Turbinengitter für die Ermittlung der durchschnittlichen Wärmeübergangszahl und Annahme des konvektiven Wärmeüberganges an der Profiloberfläche sowie bei der Strömung der turbulenten Platte
- Annahme der Turbinengitter als Wärmetauscher mit konstanter Oberflächentemperatur sowie der Abnahme der Oberflächentemperatur um einen konstanten Betrag pro Turbinengitter
- Berechnung der Fläche der Turbinengitter durch eine einfache Auslegungsrechnung der Turbine, wobei zwischen totalen und statischen Grössen von Druck und Tempera-

tur nicht unterschieden wird. Die für die Bestimmung der Ringquerschnitte relevante Geschwindigkeit ist die axiale Geschwindigkeitskomponente. Aufgrund der hohen Temperaturen in der Turbine sind die Machzahlen der Axialgeschwindigkeit klein und die Vereinfachung zulässig.

- Der Unterschied zwischen der Axialgeschwindigkeit und der Meridiangeschwindigkeit wird vernachlässigt. Die Axialgeschwindigkeit durch die Turbine ist konstant angenommen.
- Die Turbine ist mit konstantem Nabendurchmesser ausgeführt.



3.4.1 Zustandsverlauf der gekühlten Turbinenstufe

Abbildung 3-4: Zustandsverlauf der gekühlten Turbinenstufe [16]

Die Kühlluft wird entlang des Expansionspfades vor allem in den ersten Stufen beigemischt. Für die erste Stufe werden in ausgeführten Anlagen über 10 Prozent der verdichteten Luft benötigt. Der hohe Kühlluftbedarf entsteht durch die hohe Differenz zwischen Heissgastemperatur T_3 und der höchsten zulässigen Materialtemperatur für eine gewählte Zeitfestigkeit der Turbinenschaufel. Kombinierte Kühlverfahren aus Prall-, Konvektions- und Filmkühlung sorgen für die gewünschte Kühlwirkung. Moderne Kühlkonfigurationen nähern sich schon heute der Transpirations- oder Schwitzkühlung. Die übrigen Stufen werden meist konvektiv innen gekühlt, und der Kühlluftmassenstrom wird an der Profilhinterkante dem Heissgas beigemischt. Daher modelliert man den Expansionsvorgang bei genaueren Überlegungen aus einer polytropen Expansion und einem isobaren Mischvorgang (Abb. 3-4). Die kinetische Energie des ausströmenden Kühlgases und der Ausgleich des Impulses mit dem Arbeitsgas in einem Mischbereich werden vernachlässigt.

Bei der Führung des Kühlmediums in geschlossenen Pfaden entfällt der Bereich der Mischungsverluste (Punkt 1 nach 1M und Punkt 2 nach 2M in Abb. 3-4). Die bei der Expansion entzogene Wärme wird bei den offenen Kühlmethoden durch Beimischen des Kühlmittels auf niedrigerem Temperaturniveau wieder zugeführt. Bei der geschlossenen Kühlung entzieht das Kühlmittel die Kühlwärme dem Expansionsprozess. Diese Wärmemenge ist entweder verloren oder kann von anderen Prozessen, wie einem nachgeschalteten Dampfprozess genutzt werden.

3.4.2 Thermodynamik der gekühlten Turbinenstufe

Für einen unendlich kleinen Abschnitt des Zustandsverlaufes in der gekühlten Turbinenstufe gilt die Gibb´sche Fundamentalgleichung in der Form:

$$dh = c_p \cdot dT = v \cdot dp + dq_{irr} - dq_K \tag{3.10}$$

Das Enthalpiegefälle entspricht der Summe aus abgeführter technischen Arbeit, transportierter Wärme und den Irreversibilitäten. Die Irreversibilitäten

$$dq_{irr} = (1 - \eta_P) \cdot v \cdot dp \tag{3.11}$$

werden durch den Polytropenwirkungsgrad berücksichtigt.

Aus der Auslegung der Kühlung der Beschaufelung ist die abgeführte Wärmemenge bekannt. Daraus wird in eine Kühlziffer ζ_K berechnet. Aus dem Zusammenhang

$$dq_K = -\zeta_K \cdot v \cdot dp \tag{3.12}$$

wird die Kühlziffer ermittelt [29]. Setzt man nun 3.10 und 3.11 in Gleichung 3.12 ein, und ersetzt man das spezifische Volumen v durch die kalorische Zustandsgleichung (2.1), so erhält man

$$\frac{dT}{T} = (\eta_P + \zeta_K) \cdot \frac{R}{c_P} \cdot \frac{dp}{p}.$$
(3.13)

In einem kleinen Teilabschnitt der Turbine, wie dem Turbinengitter, verändern sich die Kühlziffer und der polytrope Wirkungsgrad kaum und werden als konstant angenommen. Daher kann Gleichung 3.13 integriert werden. Aus der polytropen Expansion errechnet sich die Gitteraustrittstemperatur

$$T_0 = T_1 \cdot \prod_{Gitter} \frac{R_{RG}}{\bar{c}_{pRG}} (\eta_{pT} + \zeta_K) \left(T_2 = T_{1M} \cdot \prod_{Gitter} \frac{R_{RG}}{\bar{c}_{pRG}} (\eta_{pT} + \zeta_K) \right).$$
(3.14)

Das Druckverhältnis eines Turbinengitters

$$\Pi_{Gitter} = \sqrt[n]{\Pi_T} \tag{3.15}$$

berechnet sich aus der *n*-ten Wurzel des Turbinendruckverhältnisses. Die Ganze Zahl n ist die Anzahl der Turbinengitter. Das Druckverhältnis der Turbinengitter ist durch die Turbine hindurch konstant angenommen. Das Turbinendruckverhältnis

$$\Pi_T = \Pi_V \cdot \prod \zeta$$

ist das Verdichterdruckverhältnis multipliziert mit dem Produkt aus den Druckverlusten. Das Enthalpiegefälle

$$\Delta h' = \bar{c}_{pRG} \cdot (T_1 - T_0) \ \left(\Delta h'' = \bar{c}_{pRG} \cdot (T_2 - T_{1M}) \right). \tag{3.16}$$

der Gitter der Turbinenstufe nimmt vom Eintritt bis zum Austritt der Turbine bei konstantem Gitterdruckverhältnis leicht ab. Näherungsweise gilt für das Enthalpiegefälle in Leit- und Laufrad einer Turbinenstufe

$$\Delta h' \approx \Delta h'' \,. \tag{3.17}$$

Aus der Definition

$$r_K = \frac{\Delta h''}{\Delta h' + \Delta h''} \tag{3.18}$$

für den kinematischen Reaktionsgrad folgt $r_K \approx 50\%$.

Gitterwirkungsgrade sind als isentrope Strömungswirkungsgrade definiert. Der polytrope Wirkungsgrad wird beim Grenzübergang zu unendlich vielen Stufen gleich dem isentropen Wirkungsgrad. Daher gilt für die Gitterwirkungsgrade und den polytropen Wirkungsgrad des Turbinengitters annähernd

$$\eta_P \approx \eta' \approx \eta'' \,. \tag{3.19}$$

Bei der isentropen Expansion entfallen Kühlziffer und polytroper Wirkungsgrad. Gleichung 3.14 wird zu

$$T_{1s} = T_0 \cdot \prod_{Gitter} \frac{R_{RG}}{\bar{c}_{pRG}} \left(T_{2s} = T_{1M} \cdot \prod_{Gitter} \frac{R_{RG}}{\bar{c}_{pRG}} \right).$$
(3.20)

Das isentrope Enthalpiegefälle ist

$$\Delta h'_{s} = \bar{c}_{pRG} \cdot (T_{1s} - T_{0}) \ \left(\Delta h''_{s} = \bar{c}_{pRG} \cdot (T_{2s} - T_{1M}) \right). \tag{3.21}$$

Näherungsweise kann für die Kühlziffer

$$\zeta'_{K} = \frac{-q'_{K}}{\int v \cdot dp} \approx \frac{-q'_{K}}{\Delta h'_{S}}, \quad \left(\zeta''_{K} \approx \frac{-q''_{K}}{\Delta h''_{S}}\right)$$
(3.22)

gesetzt werden. Aus der vereinfachten Auslegungsrechnung erhält man Flächen und charakteristische Längen und Geschwindigkeiten für die Berechnung des Turbinengitters als Wärmetauscher. Das Berechnungsergebnis aus dem konvektiven Wärmestrom von der Heissgasströmung auf die Beschaufelung ist die benötigte Kühlleistung des Turbinengitters

$$Q_K = A_{WT} \cdot \alpha_m \cdot \Delta T_m \,. \tag{3.23}$$

Die benötigte Kühlleistung bezogen auf den Kernmassenstrom (Luftmassenstrom durch die Brennkammer) ist die spezifische Kühlwärme

$$q_K = \frac{Q_K}{\dot{m}}.$$
(3.24)

Setzt man Gleichung 3.20 und 3.21 in 3.22 ein, so kann die Kühlziffer

$$\zeta_K'(\zeta_K'') = -\frac{\overline{c}_{pRG}}{R_{RG} \cdot \ln(\Pi_{Gitter})} \cdot \ln\left(\frac{q_K'(q_K'')}{\overline{c}_{pRG} \cdot T_0(1_M)} + 1\right)$$
(3.25)

berechnet werden.

Die thermodynamische Berechnung der Turbine erfolgt iterativ über ein Turbinengitter. Mit den Daten aus der Prozessrechnung wird zunächst die im Turbinengitter abgeführte Kühlwärme berechnet. Die Kühlwärme wird durch Gleichung 3.25 in die Kühlziffer umgerechnet und in die Prozessrechnung eingebunden. Liegt die Differenz der Kühlziffer zwischen zwei Iterationen unter der Konvergenzbedingung

$$\frac{\left|\frac{\zeta_K^{neu} - \zeta_K^{alt}}{\zeta_K^{neu}}\right| \le 10^{-4}, \qquad (3.26)$$

so wird mit der Rechnung fortgefahren.

Aus dem ersten Hauptsatz berechnet sich nun die abgegebene technische Arbeit der Turbinenstufe

$$w_{t02T} = \Delta h' - q'_K + \Delta h'' - q''_K.$$
(3.27)

Bei der Berechnung der technischen Arbeit und der abgeführten Wärmemenge wird iterativ vorgegangen. Die Verhältnisse für die Stoffwerte und die abgeführte Wärmemenge werden für jedes Turbinengitter (Teilstufe) einzeln ermittelt.

Für die offenen Kühlmethoden wird für das Turbinengitter eine Kühleffizienz

$$\eta_{Keff} = \frac{T_{Kout} - T_{Kin}}{T_W - T_{Kin}}$$
(3.28)

ähnlich einem Wärmetauscherwirkungsgrad angenommen. Die Kühleffizienz ermöglicht die Austrittstemperatur des Kühlmittels

$$T_{Kout} = T_{Kin} + \eta_{Keff} \cdot (T_W - T_{Kin})$$
(3.29)

zu berechnen, nachdem es die zur Kühlung des Turbinengitters benötigte Wärmeleistung

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_K \cdot \bar{c}_{pK} \cdot (T_{Kout} - T_{Kin}) = A_{WT} \cdot \alpha_m \cdot \Delta T_m$$
(3.30)

aufgenommen hat.

Mit der Austrittstemperatur des Kühlmittels lässt sich nun mit Hilfe von Gleichung 3.30 der spezifische Kühlmittelbedarf

$$\mu = \frac{q_K}{\bar{c}_{pK} \cdot (T_{Kout} - T_{Kin})} = \frac{\dot{m}_K}{\dot{m}}$$
(3.31)

eines Turbinengitters bestimmen. Für den spezifischen Kühlmittelbedarf gilt der Kernmassenstrom (Massenstrom der Luft durch die Brennkammer) als Bezugsgrösse. Die spezifische Wärme des Kühlmittels

$$c_{pK} = c_{pL} \cdot x_L + c_{pD} \cdot x_D \tag{3.32}$$

setzt sich bei der partiellen Dampfkühlung aus den Anteilen

$$x_L + x_D = 1 \ (x_D = 0..1) \tag{3.33}$$

für Kühlluft und Kühldampf zusammen. Für offene Dampfkühlung wird $x_D = 1$ und für die offene Luftkühlung $x_D = 0$ gesetzt.

Anschliessend wird das aufgeheizte Kühlmedium der Hauptströmung beigemischt und die Mischtemperatur $T_{M1(2)}$ aus der Enthalpiebilanz

$$\dot{m}_{RG} \cdot h_{RG} + \mu \cdot \dot{m} \cdot h_K = (\dot{m}_{RG} + \mu \cdot \dot{m}) \cdot h_M \tag{3.34}$$

$$\frac{\dot{m}_{RG} \cdot \bar{c}_{pRG} \cdot T_{1(2)} + \mu \cdot \dot{m} \cdot \bar{c}_{pK} \cdot T_{Kout}}{\left(\dot{m}_{RG} + \mu \cdot \dot{m}\right) \cdot \bar{c}_{pM}} = T_{M1(2)}$$
(3.35)

berechnet. Der Ausgleich des Impulses der Stoffströme wird vernachlässigt, da der Durchflussbeiwert der Profile nicht bekannt ist. Eine Kontrollrechnung mit vernachlässigter Geschwindigkeit des Kühlmittelstromes zeigt, dass der Ausgleich des Impulses der Stoffströme kaum Einfluss auf das Ergebnis für Wirkungsgrad und Leistung der Anlagen hat. Berechnungen über filmgekühlte Beschaufelungen, zeigen in einigen Fällen sogar eine Zunahme des Impulses aufgrund des eintretenden Kühlmittelmassenstromes [18].

Die Mischtemperatur $T_{M1(2)}$ ist die Eintrittstemperatur in das nächste Turbinengitter. Die Rechnung fährt bei Gleichung 3.14 fort bis die spezifischen Arbeiten und getauschten Wärmen für jedes Turbinengitter berechnet sind.

3.4.3 Kinematik der Turbinenstufe



Abbildung 3-5: Geschwindigkeiten der gekühlten Turbinenstufe im h-s Diagramm

Die Austrittsgeschwindigkeiten erhält man, wie in Abb.3-5 ersichtlich, aus den Beziehungen

$$c_1^2 = 2 \cdot (\Delta h' - q'_K) + c_0^2 \text{ und } w_2^2 = 2 \cdot (\Delta h'' - q''_K) + w_1^2.$$
 (3.36)

Auf Grundlage der 2-dimensionalen Geschwindigkeitsdreiecke lassen sich die Geschwindigkeiten in der Turbine berechnen (Abb.3-6).



Abbildung 3-6: Geschwindigkeitsdreiecke für 50% Reaktionsgrad

Die Gitterabströmwinkel

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_x}{c_1} \text{ und } \sin \beta_2^+ = \frac{c_x}{w_2}$$
 (3.37)

sind aus dem Verhältnis der Axialgeschwindigkeit zur Gitterabströmgeschwindigkeit berechnet.

Mit Hilfe des Kosinussatzes erhält man die Eintrittsgeschwindigkeiten

$$w_1^2 = c_1^2 + u_m^2 - 2 \cdot u_m \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$$
 und $c_0^2 = c_2^2 = w_2^2 + u_m^2 - 2 \cdot u_m \cdot w_2 \cdot \cos \alpha_1$

in das nächste Turbinengitter am Mittelschnitt. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Gitters folgt mit dem mittleren Durchmesser und der Kreisfrequenz der Maschine aus

$$u_m = \omega \cdot \frac{dm}{2}. \tag{3.38}$$

Die Kreisfrequenz der Maschine berechnet sich aus

$$\omega = 2 \cdot \frac{u_N}{D_N}.$$
(3.39)

Aus Gleichung 3.18 folgt, dass der kinematische Reaktionsgrad 50% beträgt. Daher sind die Geschwindigkeitsdreiecke symmetrisch und für die Geschwindigkeiten und Winkel im Relativsystem des Turbinenläufers und des Leitrades gelten folgende Zusammenhänge:

$$w_2 = c_1 \text{ und } c_2 = w_1$$
 (3.40)

$$\alpha_1 = 180^\circ - \beta_2 = \beta_2^+ \text{ und } \beta_1 = 180^\circ - \alpha_2 = \alpha_2^+.$$
 (3.41)

Die mittlere Geschwindigkeit für die Berechnung der Wärmeübergangszahl

$$w_m = \frac{w_2 + w_1}{2} = \frac{c_1 + c_2}{2}$$
(3.42)

wird durch den arithmetischen Mittelwert der Geschwindigkeiten am Gittereintritt und Gitteraustritt angenähert.

3.4.4 Geometrie der Turbinenstufe

Die Hauptabmessungen in der axial durchströmten Turbine sind durch die Stufenzahl, axiale Sehnenlänge und Gitterabstand, die Dichteänderung des Arbeitsmittels, die Axialgeschwindigkeit und den Massenstrom bestimmt.



Abbildung 3-7: Kinematik und Geometrie der Turbine

Die Umfangsgeschwindigkeit der Nabe entspricht ausgeführten Industriegasturbinen. Die Durchflusszahl an der Nabe ist definiert durch

$$\phi_N = \frac{c_x}{u_N}.\tag{3.43}$$

In der ersten Turbinenstufe wird die Strömung von Brennkammeraustrittsgeschwindigkeit

$$c_{BK} \approx 0.15 \cdot \sqrt{\frac{c_{pRG}}{c_{pRG} - R_{RG}}} \cdot R_{RG} \cdot T_3$$
(3.44)

(etwa 15% der Schallgeschwindigkeit am Austritt der Brennkammer) auf die Axialgeschwindigkeit

$$c_x = \phi_N \cdot u_N \tag{3.45}$$

der Turbine beschleunigt. Die Nabenumfangsgeschwindigkeit u_N und die Durchflusszahl an der Nabe ϕ_N werden entlang dem Expansionsweg der Turbine konstant angenommen.

Aus der Ringquerschnittfläche der Turbine

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D_N^2 \cdot \left(v^2 - 1\right)$$
(3.46)

und der Beziehung für den Massenstrom durch die Maschine

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot c_x \tag{3.47}$$

werden die Nabenverhältnisse vor und nach dem Turbinengitter, sowie der Nabendurchmesser am Turbineneintritt berechnet.



Abbildung 3-8: Hauptabmessungen einer 4-stufigen Turbine

Das Nabenverhältnis

$$\nu = \frac{D_s}{D_N} \tag{3.48}$$

ist das Verhältnis von Spitzendurchmesser zu Nabendurchmesser der Turbine.

Aus der thermodynamischen Kreisprozessrechnung und der idealen Gasgleichung ist die Dichte $\rho_0 \sim \rho_{3t}$ am Turbineneintritt bekannt. Die Dichte am Turbineneintritt ist eine Funktion von Druckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur. Wegen der hohen Temperaturen in der Turbine ist die Machzahl der Axialgeschwindigkeit klein. Daher dürfen die statischen Grössen durch die totalen Grössen aus der Kreisprozessrechnung angenähert werden. Aus dem Verdichtermassenstrom errechnet sich abzüglich der Leckverluste und der Kühlluftmenge, erhöht um die zugeführte Brennstoffmenge, der Massenstrom am Turbineneintritt. Mit Hilfe des Nabenverhältnisses und der Brennkammeraustrittsgeschwindigkeit lässt sich der Nabendurchmesser für eine Maschine mit konstanter Nabe aus

$$D_N \approx \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}_0}{\rho_0 \cdot c_{BK}} \cdot \frac{1}{(\nu_0^2 - 1)}}$$
(3.49)

ermitteln.

Mit D_N und v_0 berechnet sich die Schaufelhöhe am Eintritt des ersten Leitgitters zu

$$l_0 = \frac{D_N}{2} \cdot (\nu_0 - 1). \tag{3.50}$$

Am Eintritt in das erste Leitgitter stehen Schaufelhöhe und Sehnenlänge im Verhältnis [2]

$$\frac{l_0}{s_0} \approx 1.2 \,. \tag{3.51}$$

Daraus erhält man die Profilsehnenlänge, welche durch die Turbine unverändert bleibt. Bei kleinen Nabenverhältnissen sind die Randverluste massgeblich für die Gitterverluste. In der Turbine soll das minimale Nabenverhältnis $v_{min} > 1.1$ nicht unterschreiten. Das Nabenverhältnis am Eintritt der Turbine wird so gewählt, dass das minimale Nabenverhältnis entlang des Expansionsverlaufes nicht unterschritten wird.

Entlang des Expansionsweges lassen sich durch die Polytropenbeziehung und die Massenbilanzen für Arbeitsmedium und Kühlmassenströme die Dichten und Massenströme zur Berechnung des Nabenverhältnisses zwischen den Turbinengittern berechnen.

$$v_i = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}_i}{D_N^2 \cdot \rho_i \cdot c_x}} + 1 \tag{3.52}$$

Die mittlere Schaufelhöhe des Turbinengitters

$$l_m = \frac{D_N}{2} \cdot (\nu_m - 1)$$
 (3.53)

errechnet sich aus dem Mittel des Nabenverhältnisses

$$v_{m} = \frac{v_{out} + v_{in}}{2}$$
(3.54)

am Eintritt und Austritt des jeweiligen Turbinengitters und dem Nabendurchmesser.

Der Staffelungswinkel β_{st} ist ein konstruktiver Winkel der Beschaufelung der Turbine. Statistische Daten ausgeführter Turbinengitter von *Kacker* und *Okapuu* 1982 ergeben gute Übereinstimmung mit dem mittleren Strömungswinkel β_{∞} [34]. Daher kann der Staffelungswinkel mit dem mittleren Strömungswinkel

$$\tan \beta_{st} \approx \tan \beta_{\infty} = \frac{2}{\cot \beta_1 + \cot \beta_2}$$
(3.55)

angenähert werden. Die axiale Sehnenlänge der Profilgitter

$$b = s \cdot \sin \beta_{st} \tag{3.56}$$

wird durch den Staffelungswinkel festgelegt.

Eine Abschätzung der Anzahl der Schaufeln oder der Sehnenlänge erhält man nach dem Verfahren von *Zweifel* 1945 [19, 28]. Das Verfahren liefert ein optimales Verhältnis von Gitterteilung zu Gitterbreite

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{opt} = \frac{0.8}{2} \cdot \frac{1}{\sin^2 \beta_2 \cdot (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)}.$$
(3.57)

Diese Gleichung gilt unter der Voraussetzung gleicher axialer Zu- und Abströmgeschwindigkeit. Durch die Erweiterung des Strömungskanals entlang dem Expansionsweg ist diese Voraussetzung zumindest nach der ersten Turbinenstufe hinreichend genau erfüllt. Eine Kontrolle der gewählten Schaufelzahl

$$z \ge \frac{dm}{t_{Zweifel}} \tag{3.58}$$

errechnet sich nun mit dem mittleren Durchmesser des Strömungskanals

$$dm = D_N \cdot \sqrt{\frac{(\nu_m^2 + 1)}{2}}$$
(3.59)

dividiert durch die Gitterteilung nach Zweifel

$$t_{Zweifel} = \left(\frac{t}{b}\right)_{opt} \cdot b .$$
(3.60)

Der Umfang der Schaufel kann für durchschnittliche Turbinenprofile mit

$$U \approx 2.5 \cdot s \tag{3.61}$$

angenommen werden [13].

Der sekundliche Massenstrom durch die Turbine, das Druckverhältnis und die mittlere Durchflutungsgeschwindigkeit der Turbine sind die Haupteinflussgrössen für die am Wärmetausch beteiligte Fläche im Turbinengitter

$$A_{WT} = z \cdot U \cdot l_m + D_N \cdot (\nu_m + 1) \cdot (b + s \cdot k), \qquad (3.62)$$

welche sich aus dem Schaufelumfang, der mittleren Schaufelhöhe multipliziert mit der Anzahl der Schaufeln (z = 55) und der Begrenzungsfläche am inneren und äusseren Durchmesser errechnet. Der Gitterabstand k wird in Prozent der Schnenlänge angegeben und beträgt 20%.

3.4.5 Wärmübergang in der Turbinenstufe



Abbildung 3-9: Wärmeübergangsverteilung am Profil [24]

Abbildung 3-9 zeigt eine typische Verteilung der Wärmeübergangszahl an einem Turbinenprofil. Die Verteilung der Wärmeübergangszahl entlang der Schaufeloberfläche wurde in Experimenten für ausgewählte Turbinenprofile ermittelt. Theoretische Berechnungen koppeln verschiedene grundlegende Wärmeübergangsmodelle aneinander. Der Bereich der Profilvorderkante wird durch die Staupunktströmung am querangeströmten Zylinder angenähert. Teilbereiche werden anhand der Strömung der laminaren und turbulenten Platte berechnet. Der Wärmeübergang ist von der Lage des Umschlagpunktes von laminarer zu turbulenter Strömung abhängig. Die Bestimmung des Übergangs von laminarer zu turbulenter Strömung bereitet grosse Schwierigkeiten. Bei experimentellen Untersuchungen von Schulz und Dullenkopf zum Wärmeübergang an der Beschaufelung der Turbine wird die Theorie der turbulenten Grenzschicht an der ebenen Platte als obere und die laminare als untere Grenze der Werte des Wärmeüberganges angegeben [17, 25]. Nur bei überkritisch ausgelegten Turbinengittern liegen die Wärmeübergangszahlen über jenen der turbulenten Platte. Hier kommt ein intensivierter Wärmeübergang durch molekulare Stossvorgänge zustande [26].

Die thermische Belastung der Leit- und Laufschaufel einer Gasturbine wird in erster Linie vom konvektiven Wärmeübergang bestimmt. Mit steigender Eintrittstemperatur und steigendem Druckniveau gewinnt im Hochdruckteil der Turbine der Strahlungsanteil zunehmend an Bedeutung. Der Wärmetransport durch die Grenzschicht ist entsprechend der Definition

$$\dot{Q}_K = A_{WT} \cdot \alpha_{RG} \cdot (T_{RG} - T_W) \tag{3.63}$$

vom lokalen Wärmeübergangskoeffizienten, von der treibenden Temperaturdifferenz und der überströmten Oberfläche des Bauteiles abhängig.

Wärmetausch durch die Beschaufelung

Die am Wärmetausch im Turbinengitter beteiligte Fläche und die mittlere Strömgeschwindigkeit w_m und die charakteristische Länge für die Berechnung der Wärmeübergangszahl erhält man aus einer einfachen Mittelschnittrechnung der Maschine, wobei aus den Grössen am Gittereintritt und –austritt die Mittelwerte gebildet werden.



Abbildung 3-10: Wärmeleitung durch die Schaufelwand

Abbildung 3-10 zeigt den Aufbau einer Schaufelwand mit Wärmeschutzschicht zum Schutz des Trägermaterials vor dem Kontakt mit der heissen Gasströmung. An der Innenseite der mit Kühlkanälen ausgestatteten Schaufel befinden sich Rippen, welche die Oberfläche vergrössern und den Wärmeübergang durch das Auslösen turbulenter Strömungsverhältnisse intensivieren. Rau [32] hat gezeigt, dass bei gerippten Kühlkanälen der Wärmeübergang gegenüber ungerippten Kanälen doppelt so hoch ist.

Der Wärmetausch durch die Schaufelwand setzt sich aus konvektiver Wärmeübertragung und Wärmeleitung zusammen. Dabei muss die differentielle Energiebilanz

$$dQ_{K} = \alpha_{RG} \cdot (T_{RG} - T_{W_{RG}}) \cdot dA$$

$$= \frac{1}{\sum \frac{x_{i}}{\lambda_{i}}} \cdot (T_{W_{RG}} - T_{W_{K}}) \cdot dA$$

$$= \alpha_{K} \cdot (T_{W_{K}} - T_{K}) \cdot dA$$
 (3.64)

erfüllt sein. Aufgrund der von Metallen wesentlich höheren Wärmeleitzahlen und den nur wenige zehntel Millimeter dicken Beschichtungen folgt für die Metalltemperatur

$$T_{W_{RG}} \approx T_{W_K} \approx T_W \,. \tag{3.65}$$

Die Kombination aus Schaufelbelastung, Material und Lebensdaueranforderungen legt die zulässige Metalltemperatur T_W fest. Der Kühlmittelfluss wird so lange angepasst, bis die gewünschte Metalltemperatur erreicht ist. Daher vereinfacht sich die Berechnung des Wärmestromes durch die Schaufelwand zu

$$d\dot{Q}_K = \alpha_{RG} \cdot (T_{RG} - T_{W_{RG}}) \cdot dA.$$
(3.66)

Für die Erwärmung des Kühlmittelmassenstromes gilt

$$dQ_K = \dot{m}_K \cdot \bar{c}_{pK} \cdot (dT_K) \,. \tag{3.67}$$

Meist ist die Erwärmung des Kühlmittels durch die Gestaltung der Kühlkanäle und den Stoffwerten des Kühlmittels gegeben und kann durch die Kühleffizienz

$$\eta_{Keff} = \frac{T_{Kout} - T_{Kin}}{T_W - T_{Kin}},\tag{3.68}$$

ähnlich einem Wärmetauscherwirkungsgrad, beschrieben werden. Setzt man das Ergebnis für die Kühlmittelerwärmung in Gleichung 3.68 ein, so folgt

$$dQ_K = d\dot{m}_K \cdot \bar{c}_{pK} \cdot \eta_{Keff} \cdot (T_W - T_{Kin})$$
(3.69)

Da nun die Aufwärmspanne des Kühlmittels konstant ist, muss der Kühlmittelstrom variiert werden. Wird das Ergebnis nun mit dem ersten Teil aus Gleichung 3.64 gleichgesetzt, so kann der differentielle relative Kühlmittelmassenstrom

$$d\dot{m}_{K} = \frac{\alpha_{RG} \cdot dA}{\overline{c}_{pK} \cdot \eta_{Keff}} \cdot \frac{T_{RG} - T_{W}}{T_{W} - T_{Kin}}$$
(3.70)

angeschrieben werden. Mit dem Oberflächenintegral des Turbinengitters und auf den Kernmassenstrom \dot{m} bezogen kann der spezifische Kühlmittelbedarf

$$\mu = \frac{q_K}{\overline{c}_{pK} \cdot (T_{Kout} - T_{Kin})} = \frac{m_K}{\dot{m}}$$
(3.71)

des Turbinengitters bestimmt werden.

Mittlere treibende Temperaturdifferenz

Bei einer filmgekühlten Turbinenschaufel tritt das Kühlmittel in der Mitte der Schaufel ein. In Schlangenlinien angeordneten Kühlkanälen strömt ein Teil des Kühlmittels zur Schaufelvorderkante, wo er aus der Schaufel durch Bohrungen austritt und einen Kühlschleier über den Staupunkt des Schaufelprofils legt. Der andere Teil wird ebenfalls in Schlangenlinien zur Schaufelhinterkante geführt, wo er das Profil verlässt. Der vordere Bereich der Schaufel ist daher im Gegenstrom und der Endbereich der Schaufel im Gleichstrom gekühlt [15]. Bei rein konvektiv gekühlten Schaufeln verlässt das Kühlmittel die Schaufel an der Hinterkante. Diese in den mittleren Turbinenstufen eingesetzten Schaufeln funktionieren ähnlich einem Gleichstromwärmetauscher (Abb. 3-11).



Abbildung 3-11: Grundformen von Wärmetauschern

Ziel der Kühlmittelführung ist, die Schaufel auf eine möglichst gleichförmige Temperaturverteilung unter der zulässigen Materialtemperatur zu kühlen. Geringfügige Temperaturspitzen haben einen dramatischen Einbruch der Lebensdauer der Beschaufelung zur Folge. Bei 930°C zulässiger Materialtemperatur führen lokale Temperaturspitzen, welche die zulässige Materialtemperatur um nur 30°C überschreiten, zu einer Abnahme der Lebensdauer der Beschaufelung auf die Hälfte [10].

Mit der Randbedingung konstanter Wandtemperaturen ist die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Gegenstrom- gleich der des Gleichstromwärmetauschers. Die mittlere arithmetische Temperaturdifferenz entspricht bei kleinen Unterschieden der Temperaturdifferenzen am Eintritt und Austritt des Wärmetauschers näherungsweise der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz und wird daher als treibende Temperaturdifferenz für den Wärmetausch gewählt.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{gr} - \Delta T_{kl}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{gr}}{\Delta T_{kl}}\right)} \approx \frac{T_{out} + T_{in}}{2} - T_W.$$
(3.72)

T in entspricht der Eintrittstemperatur in das Turbinengitter und T out der Austrittstemperatur.

Aus diesen Ergebnissen sind die wärmetauschende Fläche A_{WT} und die Temperaturdifferenz ΔT_m bekannt. Die spezifische abgeführte Wärmemenge folgt aus

$$q_K = \frac{A_{WT}}{\dot{m}} \cdot \alpha_m \cdot \Delta T_m.$$
(3.73)

Diese wird in eine thermodynamische Kühlziffer umgerechnet. Die spezifisch abgeführte Wärmemenge wird vom Enthalpiegefälle der Turbine zur Berechnung der spezifischen Arbeit abgezogen.

Der Wärmeübergangszahl α_m wird im folgenden Abschnitt ermittelt.



Abbildung 3-12: Heissgas- und Materialtemperaturverlauf, sowie die arithmetische Temperaturdifferenz im Expansionverlauf einer 4-stufigen Turbine

Die Materialtemperatur T_W wird über die Schaufeloberfläche konstant angenommen. Bei stufenweiser Berechnung wird die durchschnittliche Höchsttemperatur der Schaufeloberfläche pro Turbinengitter um einen konstanten Betrag (Δt) verringert. Abbildung 3-12 zeigt den angenommenen Verlauf der Materialtemperatur für eine luftgekühlte Gasturbine mit 1200°C Heissgastemperatur und einem Verdichterdruckverhältnis von 15. Die errechnete treibende Temperaturdifferenz von der Strömung auf die Beschaufelung ist in der untersten Kurve dargestellt.

Wärmeübergangszahl

Um die vielen Einflussgrössen, die beim Wärmeübergang von Bedeutung sind, auf eine übersichtliche Anzahl von Parametern zu reduzieren, fand man mit Hilfe der Dimensionsanalyse für Strömungs- und Wärmeübergangsverhältnisse eine Reihe von charakteristischen Kennzahlen.

Zwei für den konvektiven Wärmeübergang in erzwungener Strömung bestimmende Kennzahlen sind die Reynolds-, und die Prandtlzahl.

$$Re = \frac{\rho \cdot w \cdot l}{\eta}, \ Pr = \frac{\eta \cdot c_p \cdot g}{\lambda}$$
(3.74), (3.75)

Ähnliche Geometrien und Strömungsverhältnisse werden durch den empirischen Ansatz

$$St_x = C \cdot Re_x^{a-1} \cdot Pr^{b-1} \tag{3.76}$$

beschrieben. Die Konstanten *a*, *b* und *C* werden im Experiment ermittelt. Für einfachere Problemstellungen, wie der Strömung an der halb unendlichen Platte, dem Keil oder dem quer angeströmten Zylinder, wurden die Konstanten hergeleitet [27].

Für die Druckseite des Profils kann die ebene Staupunktströmung, dem Grenzfall der Keilströmung für den Keilwinkel von 180°, angegeben werden [17]. Grossen Einfluss auf den Wärmeübergang in der Turbine hat der Turbulenzgrad der Strömung, welcher die Mechanismen des Wärmeübergangs erheblich intensiviert [25]. Ausschlaggebend dafür ist ein durch die Turbulenz ausgelöster Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung.



Abbildung 3-13: Ergebnisse der Kennzahlenglg. für den lokalen Wärmeübergang

Abbildung 3-13 gibt eine Übersicht der Grössenordnung für die lokale dimensionslose Wärmeübergangszahl der Kennzahlengleichungen aus einfachen Problemstellungen und im Experiment gefundenen Kennzahlen für den konvektiven Wärmeübergang an Turbinenlauf und -leitgittern. Eine Abschätzung des Minimums und des Maximums der dimensionslosen Wärmeübergangszahl an der Turbinenschaufel geben die analytisch abgeleiteten Gleichungen für den Wärmeübergang an der laminaren und turbulenten Grenzschicht an der halb unendlichen Platte [27].

Von *Andrews* ist eine dimensionslose Kennzahlengleichung für das Leitgitter bekannt. *Bodnow* und *Wilson/Pope* stellten durch Versuche einen empirischen Zusammenhang für das Laufgitter her [13]. Die Gleichungen für das Laufgitter liegen im oberen Drittel zwischen turbulenter und laminarer Plattentheorie. Der Zusammenhang für das Leitgitter lässt auf einen hohen Wärmeübergang an der Profilvorderkante schliessen, der dann rascher als bei den Laufgittern abfällt.

Die Berechnungen gingen von der Annahme turbulenter Grenzschichten an allen Flächen in der Turbine aus. Diese Arbeit beschränkt sich auf Wärmeübergangsmodelle, welche aus den Beziehungen der laminaren und turbulenten Plattengrenzschicht unter der Randbedingung der konstanten Freistromgeschwindigkeit u_{α} hergeleitet wurden.

Für die Berechnung der dimensionslosen Wärmübergangszahl

$$St = \int_{0}^{x=s} C \cdot Re_x^{a-1} \cdot Pr^{b-1} \cdot dx$$
(3.77)

wird über die Sehnenlänge *s* integriert. Die lokalen Wärmeübergangsspitzen am Staupunkt werden für den Wärmetransport nicht berücksichtigt, weil der kurze Bereich mit laminarer Strömung und niedrigerem Wärmeübergang vernachlässigt wird.

Die Stantonzahl

$$St = \frac{\alpha}{\rho \cdot w \cdot c_p} \tag{3.78}$$

setzt die charakteristischen Werte einer Kanalströmung in Beziehung zur Wärmeübergangszahl. Die mittlere Wärmeübergangszahl kann durch Einsetzen der Gleichungen 3.74 bis 3.76 in Gleichung 3.78 auch direkt angeschrieben werden:

$$\alpha = C \cdot (\rho \cdot w)^a \cdot l^{a-1} \cdot \eta^{b-a} \cdot (c_p \cdot g)^b \cdot \lambda^{1-b}$$
(3.79)

Setzt man jetzt die Prandtlzahl für Verbrennungsgase mit Pr = 0,7 [13] konstant, folgt

$$\alpha = const \cdot (\rho \cdot w)^a \cdot l^{a-1} \cdot \eta^{1-a} \cdot c_p.$$
(3.80)

Die Dichte und die Stoffwerte sind aus der thermodynamischen Berechnung bekannt. Die Strömungsgeschwindigkeit *w* und die charakteristische Länge *l* werden durch eine einfache Auslegungsrechnung der Turbine ermittelt. Die charakteristische Länge entspricht bei Turbinenprofilen der Sehnenlänge der Turbinenschaufel.

3.5 Leistung der Gasturbine

Für die Massenbilanzen wird der Kühlmittelstrom in seine Bestandteile

$$\mu_L = x_L \cdot \mu \quad \text{und} \quad \mu_D = x_D \cdot \mu \tag{3.81} \text{ und } (3.82)$$

aufgetrennt. Der Bedarf an Kühlluft und Kühldampf berechnet sich demnach aus der Summe des spezifischen Kühlmittelverbrauches der Turbinengitter multipliziert mit dem Massenstrom der Luft durch die Brennkammer

$$\dot{m}_{K_L} = \dot{m} \cdot \sum \mu_L \quad \text{und} \quad \dot{m}_{K_D} = \dot{m} \cdot \sum \mu_D .$$
 (3.83)

Der Verdichtermassenstrom

$$\dot{m}_V = \dot{m} \cdot \left(1 + \sum \mu_L\right) \tag{3.84}$$

errechnet sich aus der Summe des Luftmassenstromes durch die Brennkammer und der benötigten Kühlluft. Der Rauchgasmassenstrom in der Turbine vor dem Teilabschnitt *i*

$$\dot{m}_{RG_i} = \dot{m} \cdot \left(1 + \mu_B + \sum_{0}^{i} \mu_L + \sum_{0}^{i} \mu_D \right)$$
(3.85)

ist die Summe der Teilmassenströme, welche in den vorhergehenden Abschnitten beigemischt wurden.

Die Leistung der Turbine errechnet sich aus der Summe der spezifischen Arbeiten der Teilabschnitte der Turbine multipliziert mit den Rauchgasmassenströmen durch diese Abschnitte.

$$P_T = \sum_{i=1}^{n} \dot{m}_{RG_i} \cdot w_{t02T_i} \,. \tag{3.86}$$

Die Verdichterleistung

$$P_V = \dot{m}_V \cdot w_{t12V} \tag{3.87}$$

errechnet sich aus dem gesamten Luftmassenstrom multipliziert mit der spezifischen Verdichtungsarbeit. Mit den nun bekannten Leistungen für Verdichter und Turbine lässt sich die Wellenleistung der Gasturbine

$$P_{GT} = P_V + P_T \tag{3.88}$$

berechnen. Die Grösse des Verdichters bestimmt den angesaugten Luftmassenstrom, welcher für den Prozess zur Verfügung steht. Die Wellenleistung der Turbine wird bis zu zwei Drittel vom Verdichter konsumiert. Der Rest steht für den Generator zur Verfügung. Kleine Verbesserungen im Wirkungsgrad von Verdichter und Turbine, sowie das Vermeiden von Druckverlusten haben daher grosse Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad und die Leistung der Anlage.

3.6 Erweiterung zur Kombianlage

Um die Effizienz des Gasturbinenprozesses zu steigern, werden die Abgase der Gasturbine zur Dampferzeugung genutzt und in einem nachgeschalteten Dampfprozess verwertet. Bei einer solchen kombinierten Anlage soll die Exergie der Abgase möglichst gut genutzt werden. Die Abkühlspanne ist durch das Erreichen des Taupunktes der Abgase begrenzt. Die kleinste Abgastemperatur liegt für schwefelige Brennstoffe wie Erdöl bei etwa 160°C. Schwefelarme Brennstoffe, wie Erdgas können auf unter 100°C abgekühlt werden. Hier wird die Rauchgastemperatur durch die Kondensationstemperatur des Wasserdampfes bei dessen Partialdruck im Rauchgas begrenzt. Kondensation an den Schornsteinwänden soll grundsätzlich vermieden werden, da diese Korrosion verursacht.

3.6.1 Der Abhitzedampfprozess



Abbildung 3-14: Dampfprozesswirkungsgrad über der Kesseleintrittstemperatur [8]

Als Grundlage für die Berechnung des Dampfturbinenteils dient die Studie von Rufli [8]. Bei der systematischen Berechnung von Kombikraftwerken wurde der im Dampfprozess erreichbare Wirkungsgrad als Funktion der Kesseleintrittsstemperatur bestimmt. Bei Kombianlagen entspricht die Abgastemperatur der Turbine der Kesseleintrittstemperatur.

In Abb. 3-14 sind für verschiedene Dampfprozesse die erreichbaren thermischen Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Kesseleintrittstemperatur aufgetragen. Das Rauchgas wird auf bis zu 100°C abgekühlt. Untersucht wurden 1-Druck- und 2-Druckprozesse mit und ohne Zwischenüberhitzung. Bei diesem Diagramm ist zu beachten, dass die Wirkungsgrade mit den im Abhitzekessel übertragenen Wärmen berechnet wurden. Das heisst die fühlbare Wärme zwischen Kesseleintritts- und Kesselaustrittstemperatur. Das bedeutet für die Berechnung der Kombischaltungen, dass zuerst untersucht werden muss, mit welcher Schaltung ein höherer Kombiwirkungsgrad erreicht werden kann. Der 2-Druckprozess kann bei niedrigen Kesseleintrittstemperaturen nicht den Wirkungsgrad eines 1-Druckprozesses erreichen. Das erscheint zunächst unlogisch. Bei den Eindruckprozessen werden Abgastemperaturen grösser als 160°C erreicht. Der Abgasverlust wurde in Abb. 3-14 nicht berücksichtigt. Die 2-Druckprozesse kühlen die Abgase bis auf 100°C ab. Daher ist die zugeführte Wärmeleistung und in folge die Prozessleistung grösser als beim 1-Druckprozess. Der 1-Druckprozess wird bei der Studie der Kombischaltungen deshalb nicht weiter berücksichtigt und aus dem Diagramm gestrichen.

Betrachtet man nun die Hüllkurve für bestmögliche Dampfprozesswirkungsgrade, so fällt auf, dass im Bereich zwischen 520-640°C eine Unstetigkeit zu erkennen ist. Beispiele von realisierten Anlagen zeigen, dass in diesem Bereich 3-Druckprozesse verwendet werden, welche in Abb.3-14 jedoch nicht berücksichtigt wurden.

$$\eta_{thDP} = f(TAT) \tag{3.89}$$

Mit dieser Funktion steht nun eine konsistente Grundlage zur Verfügung, mit der die Dampfturbinenleistung für die Parameterstudie auf einfache Weise berechnet werden kann [8, 22].

3.6.2 Nutzbare Wärmemenge im Abgasstrom

Der im Dampfprozess nutzbare Wärmestrom errechnet sich aus der Enthalpiedifferenz zwischen Turbinenaustrittstemperatur (*TAT*) und der Kamintemperatur (*T_{Stack}*). Die Prozesse im Diagramm Abb. 3-13 wurden für eine Kamintemperatur von 100°C berechnet. Der verfügbare Wärmestrom

$$\dot{Q}_{Nutz} = \dot{Q}_{ab} + \dot{Q}_K - \dot{Q}_D \tag{3.90}$$

berechnet sich aus der Summe von im Rauchgasstrom enthaltener Wärme

$$\bar{Q}_{ab} = \dot{m}_{RG} \cdot (h_{TAT} - h_{Stack}) = \dot{m}_{RG} \cdot \bar{c}_{pRG} \cdot (T_{TAT} - T_{Stack})$$
(3.91)

und der aus der Turbine abgeführten Wärmemenge

$$Q_K = \dot{m} \cdot q_K \tag{3.92}$$

für die geschlossene Dampfkühlung. Im Fall einer offen dampfgekühlten Turbine wird die für die Kühldampferzeugung notwendige Wärmemenge

$$\dot{Q}_D = \mu_D \cdot \dot{m} \cdot (\Delta h_D) \tag{3.93}$$

abgezogen, jedoch keine Wärme aus der Turbine abgeführt.

3.6.3 Leistung der Kombianlage

Die erzielte Nutzleistung des Dampfprozesses errechnet sich mit der nutzbaren Wärmeleistung

$$P_{DP} = \eta_{DP} \cdot \dot{Q}_{Nutz} \,. \tag{3.94}$$

Mit der Summe aus Gasturbinen- und Dampfprozessleistung

$$P_{KA} = P_{GT} + P_{DP} \tag{3.95}$$

ist die Leistung der Kombianlage bekannt. Damit sind alle Grössen für die Ermittlung von Leistung und Wirkungsgrad sowie der erforderlichen Kühlmittelmenge bekannt.

3.7 Zusammenstellung der ausgewerteten Grössen

Die Hauptergebnisse der thermodynamischen Prozessrechnung sind die zugeführte Wärme in der Brennkammer, die in der Turbine getauschte Wärme und die Welleneistung der Gasturbine und der Kombianlage. Damit können Wirkungsgrade und spezifische Arbeiten der Gasturbinen und der Kombianlagen berechnet und eine Bewertung der Alternativen vorgenommen werden.

3.7.1 Wirkungsgrad

Als Wirkungsgrad wird das Verhältnis zwischen Aufwand und Nutzen einer Anlage oder eines Prozesses bezeichnet bei dem ein Umwandlungsprozess stattfindet. Der Aufwand ist bei einer thermischen Energieanlage der Energieinhalt der zugeführten Wärmequelle. Ziel des Umwandlungsprozesses ist meist Erzeugung elektrischer Energie.

$$\eta_{th} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{ZU}} \tag{3.96}$$

Die abgegebene elektrische Leistung der Gasturbine (Kombianlage)

$$P_{el} = \eta_m \cdot \eta_{el} \cdot P - P_{Zusatz} \tag{3.97}$$

errechnet sich aus der Wellenleistung mal dem elektrischen und dem mechanischen Wirkungsgrad abzüglich der Zusatzaggregate, wie Speisepumpen oder Saugzuggebläse.

3.7.2 Spezifische Arbeit

Die Leistung der Maschine ist vom Massenstrom durch die Anlage abhängig. Um die Ergebnisse von der Maschinengrösse unabhängig zu machen, wird die spezifische Arbeit eingeführt. Dabei wird die Leistung auf den Verdichtermassenstrom bezogen. Man kann beim Verdichtermassenstrom unterteilen in einen Teil, der für Kühlzwecke, und einen weiteren, der für die Wärmezufuhr, verwendet wird. Bei der offenen und geschlossenen Dampfkühlung entfällt der Anteil für die Kühlung und der gesamte Verdichtermassenstrom steht für die Wärmezufuhr zur Verfügung.

Der Bezug der spezifischen Arbeit auf den Verdichtermassenstrom kann die Unterschiede der Kühltechnologien nicht zufriedenstellend darstellen. Das Ergebnis der Prozessrechnungen wird verschleiert, weil die Kühlluft am Verdichtereintritt und am Turbinenaustritt im Massenstrom enthalten ist, der Kühldampf bei der offenen Kühlung erst in der Massenbilanz am Ende der Turbine aufscheint. Der durch die Kühlluft oder dem Kühldampf zusätzlich in die Turbine eingebrachte Massenstrom trägt zur Arbeitsleistung in der Turbine bei. Als Alternative für die Bewertung bieten sich der Luftmassenstrom am Eintritt der Brennkammer oder der Rauchgasmassenstrom am Austritt der Turbine an.

$$a_V = \frac{P_{GT(KA)}}{\dot{m}_V}, \quad a_{BK} = \frac{P_{GT(KA)}}{\dot{m}_{BK}}, \quad a_{RG} = \frac{P_{GT(KA)}}{\dot{m}_{RG}}$$
 (3.98)

Um eine möglichst umfassende Darstellung der Ergebnisse zu bieten wurden die spezifischen Arbeiten auf Verdichtereintritt-, Brennkammereintritt- und Turbinenaustrittmassenstrom bezogen.

4 Auswertung

Die Turbine wurde gitterweise berechnet. Die Berechnungen mit Berücksichtigung der Geometrie der einzelnen Stufen wurden für die gewählte einwellige Ausführung im Druckverhältnis eingeschränkt. Um die Berechnungsergebnisse für die offene Luftkühlung zu verifizieren und zur Berechnung der offenen Dampfkühlung wurde die Turbine in Abschnitten unterteilt berechnet und das Kühlmittel nach den Turbinengittern beigemischt.

4.1 Randbedingungen

Umgebungsbedingungen:	<i>Druck:</i> $p_U = 1013$ mbar				
(ISO Standardatmosphäre)	<i>Temperatur:</i> $t_U = 15 \text{ °C}$				
	<i>Luftfeuchte:</i> $\phi = 60 \%$				
Verdichterwirkungsgrad:	$\eta_{polV} = 90\%$				
Turbinenwirkungsgrad:					
Geschlossene Kühlung	$\eta_{\scriptscriptstyle polT}=90\%$				
Offene Kühlung	$\eta_{relT} = 88\%$ (Grundwert)				
Druckverluste:					
Einlauf	$\zeta_{in} = 0.99$				
Brennkammer	$\zeta_{BK} = 0.97$				
Kamin	$\zeta_{out} = 0.99$				
Abhitzekessel	$\zeta_{AHK} = 0.96$				
Brennstoff:	Methan (CH4)				
Heizwert	$H_U = 50 \text{ MJ}$				
Parameterstudie:					
Heissgastemperatur (<i>t</i> ₃):	12001600(1800)°C				
Verdichterdruckverhältnis (<i>II</i>):	(5)1030(50)				
Kernmassenstrom <i>m</i> :	450 kg/s				
Leckmassenstrom x_L :	3% von <i>m</i>				
Eintrittstemperatur des Kühlmittels:	300°C (oder <i>t</i> ₂ nach Verdichtung)				
Umfangsgeschwindigkeit u_N :	300 m/s				
Durchflusszahl an der Nabe ϕ_N :	0.7				
Nabenverhältnis am Turbineneintritt v_0 :	1.25				
Turbinenstufen S:	4				
Schaufelzahl z:	55				

Der Leckmassenstrom x_L fliesst entlang der Welle zwischen Verdichteraustritt und der ersten Laufreihe der Turbine, weil es unmöglich ist die rotierenden Teile vollkommen abzudichten.

Hauptparameter für die Parameterstudie sind neben der Turbineneintrittstemperatur und dem Druckverhältnis des Verdichters die gewählte Wandtemperatur des Schaufelmaterials und die vorgegebene Kühleffizienz. Die Parametervariation für Wandtemperatur und Kühleffizienz wurde für Kombinationen von Druckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur durchgeführt.

In einer kleinen Sensitivitätsanalyse wurden die Parameter im Wärmeübergangsmodell (Anteil an turbulenter zu laminarer Strömung), die Anzahl der Turbinenstufen, der Turbinenwirkungsgrad, der Verdichterwirkungsgrad, sowie die Druckverluste variiert.

4.1.1 Grundwert des polytropen Wirkungsgrad

Studien über aerodynamische Verluste der Turbinengitter durch die Kühllufteinblasung berichten von keinem Einfluss der eingeblasenen Kühlluft bis zu einer Verminderung von 4% bei einem Kühlluftmassenstrom von 3% der Hauptströmung. Übereinstimmung herrscht in der Grössenordnung der aerodynamischen Verluste bezogen auf die Mischungsverluste durch das Beimischen der Kühlluft. Dabei wird den aerodynamischen Verlusten ein geringer bis vernachlässigbarer Einfluss eingeräumt.

Bei Ausblasung der Kühlluft an der Schaufelhinterkante wird eine Verbesserung der Aerodynamik durch Auffüllen der Nachlaufdelle vermutet. Auch hier schwanken die Aussagen zwischen keinem Einfluss und einer Verbesserung der Aerodynamik. Der Grund liegt in der unterschiedlichen Betrachtungsweise der Verlustmechanismen. Während einige Autoren die Mischungsverluste hinzurechnen, berücksichtigen andere Autoren nur die Druckverluste als relevante Grösse. Daraus kann für die Kühlluftausblasung an der Hinterkante auf keinen Einfluss auf die Profilverluste geschlossen werden. Ausblasungen aus Lochreihen auf der Saugseite haben negativen Einfluss auf die Profilverluste, weil sie die Grenzschicht mit Energie anreichern und den Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung begünstigen. Lochreihen an der Profilvorderkante und an der Druckseite verhalten sich jedoch neutral. Die Strömung an der Druckseite hat ohnedies schon turbulenten Charakter. An der Profilvorderkante bewirken hohe positive Druckgradienten laminare Strömungsverhältnisse.

Unter Berücksichtigung dieser Erkenntnisse wurde der polytrope Wirkungsgrad der Turbine für die Kühllufteinblasung bei der Annahme von Filmkühlung um 2% Punkte verringert [24].

4.1.2 Stufenzahl der Turbine

In dieser Studie wurden Gitterauslegungen zweier ausgeführter Industriegasturbinen betrachtet. Gasturbinen mit niedriger Gitterbelastung von $\Pi_{Gitter} = 1.35$ waren bei Modellen der letzten Generation mit moderater Turbineneintrittstemperatur und vor allem konvektiv innen gekühlten Profilen üblich. Die Parameterstudie mit $\Pi_{Gitter} = 1.45$ ist für Gasturbinen mit mittleren Turbineneintrittstemperaturen und teilweise filmgekühlten Stufen repräsentativ. Gasturbinen der letzten Generation mit hohen Heissgastemperaturen und intensiver Kühlung der Beschaufelung haben Gitterbelastungen um $\Pi_{Gitter} = 1.55$ und darüber. Dadurch wird versucht, die Anzahl der Stufen so gering wie möglich zu halten, und die Anzahl der gekühlten Stufen zu minimieren. Höhere Gitterbelastungen kommen in den Bereich der kritischen Anströmgeschwindigkeit von Profilen. Über der kritischen Anströmgeschwindigkeit bilden sich Überschallzonen an der Saugseite des Profils aus. Dort ist die thermische Belastung des Profils aufgrund der Stossvorgänge an den Grenzen zum Überschallgebiet höher als bei turbulenten Strömungsverhältnissen. Die intensive Kühlung solcher Bereiche und die schwierige Vorhersage der thermischen Beanspruchung und Lebensdauer, kann den Vorteil der geringeren Stufenzahl zunichte machen.

Erste Rechnungen wurden mit variabler Stufenzahl und $\Pi_{Gitter} = 1.35$ durchgeführt. Die Berechnung wurde dabei anhand einer Gasturbine der Leistungsklasse von 165 MW verifiziert.

Die Ergebnisse wurden wegen den Unstetigkeiten in den Ergebniskurven, aufgrund des Wechsels der Stufigkeit der Turbine, nicht angeführt. Für die Wahl einer vernünftigen Stufenzahl für die Turbine wurden die folgenden Überlegungen durchgeführt.

Aus den gewählten Werten für das Gitterdruckverhältnis der Turbine Π_{Gitter} und dem Turbinendruckverhältnis ergibt sich die erforderliche Stufenzahl

$$Z = \frac{\ln(\Pi_T)}{2 \cdot \ln(\Pi_{Gitter})}$$
(4.1)

und die Anzahl der Turbinengitter $n = 2 \cdot Z$. Der Wert Z wird auf die nächste Ganze Zahl aufgerundet.

Tabelle 4-1 ist nach Gleichung 4.1 berechnet und zeigt, dass die 4-stufige Turbine weite Bereiche von Verdichterdruckverhältnissen abdeckt.

	Verdichterdruckverhältnis										
Gitterdruckverhältnis	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
1.35	3	4	5	5	6	6	6	7	7	7	
1.45	3	4	4	5	5	5	5	5	6	6	
1.55	2	3	4	4	4	4	5	5	5	5	
1.65	2	3	3	3	4	4	4	4	4	4	

Tabelle 4-1:Stufenzahl in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Gitterbelastung

In dieser Studie wurde zugunsten glatter Ergebniskurven zwischen einer 4-stufigen und 5stufigen Turbine gewählt. Bis zu einem Verdichterdruckverhältnis von 25 verwenden die Hersteller von Industriegasturbinen 4-stufige Turbinen. Daher wurde für die Parameterstudie eine 4-stufige Turbine gewählt.

4.1.3 Nabenverhältnis

Konstruktiv sind Nabenverhältnisse kleiner als $v_{min} = 1.15$ selten ausgeführt. Es gibt jedoch Sonderausführungen bei Gasturbinen mit Zwischenerhitzung, wo $v_{min} < 1.1$ ausgeführt wurde. Die Verluste in den Randzonen versperren den Kanal, sodass die Verluste des Schaufelgitters für eine wirtschaftliche Anwendung zu gross werden. Die Schaufelspitze der letzten Stufe sollte die Schallgeschwindigkeit des dort strömenden Rauchgases nicht wesentlich überschreiten. Das kann bei einer Nabenumfangsgeschwindigkeit von etwa 300 m/s durch ein maximales Nabenverhältnis von etwa $v_{max} < 2$ erreicht werden. Diese Forderung konnte nicht immer erfüllt werden. Bei hohen Druckverhältnissen von über 30 wird die Maschine in der Praxis wegen den Randbedingungen für das Nabenverhältnis zweiwellig ausgeführt. Die Drehzahl der Hochdruckwelle stellt sich je nach Betriebspunkt frei ein.

Maschinen mit fixen an die Frequenz des Stromversorgungsnetzes angepassten Drehzahlen erfordern, wegen des minimalen Nabenverhältnisses für Verdichter und Turbine, einen Mindestmassenstrom durch die Maschine. Strömungsmechanisch ähnliche Maschinen für kleinere Leistungen laufen bei höheren Drehzahlen. Daher ist ein Getriebe oder ein Frequenzumrichter notwendig. Der Massenstrom durch die Turbine bestimmt bei gewähltem Druckverhältnis und Heissgastemperatur die Leistung und Grösse der Maschine. Die gewählte Vorgangsweise eines konstanten Kernmassenstromes bestimmte über die Auslegungsrechnung der Turbine die geometrischen Daten der Maschine. Die Kombination von Druckverhältnis und Heissgastemperatur wird bei ausgeführten Industriegasturbinen für maximale spezifische Arbeit der Gasturbine gewählt. Das ergibt für den Einsatz als Kombianlage maximalen thermischen Wirkungsgrad.

4.1.4 Mischungsrechnung

Ausgegangen wird von einer heute üblichen Heissgastemperatur von $t_3 = 1400$ °C, Kühlluftanteil von 20% des Verdichtermassenstromes und einem polytropen Wirkungsgrad der Turbine von 85%. Angelehnt an die Studie von Rufli [8] wird der Kühlluftmassenstrom abhängig von der Heissgastemperatur verändert. Ebenso wird der Wirkungsgrad der Turbine nach einem Ansatz von Traupel

$$\eta_{P,red} = \eta_P - \frac{5.76}{n} \cdot \log(\Pi_T) \cdot \frac{\mu}{\Pi} \cdot \frac{\Pi_T}{(\Pi_T - 1)}$$
(4.1)

oder empirisch (Glg. 2.3) angepasst. Das Modell von Traupel berücksichtigt zusätzlich zum Kühlluftbedarf das Druckverhältnis und die Stufenzahl. Bei höherem Druckverhältnis steigt die erforderliche Stufenzahl. Daher kommt es über das Druckverhältnis zu einem annähernd konstanten Verlauf des Wirkungsgrades der Turbine (Abb. 4-1).

Den grössten Einfluss auf den polytropen Wirkungsgrad hat der Kühlluftbedarf. Dieser ist von Heissgastemperatur, zulässiger Oberflächentemperatur der Beschaufelung und der Kühlkonfiguration abhängig. Daraus folgt, dass der empirische Zusammenhang, welcher nur von der Heissgastemperatur abhängt, ausreichend genau ist. Der Kühlluftbedarf kann entweder über den in Abbildung 4-2 beschriebenen Zusammenhang mit der Heissgastemperatur ermittelt werden, oder über Wärmeübergang, vorgegebene Wandtemperatur und Wärmetauscherwirkungsgrad der Beschaufelung errechnet werden.



Abbildung 4-1: Polytroper Turbinewirkungsgrad nach Gleichung 4.1

Die rechte Kurve ist für diskrete Stufenzahlen ermittelt. Die kontinuierlichen Stufenzahlen ergeben einen geglätteten Verlauf. Im rechten Bild ist das empirische Ergebnis nach Gleichung 2.3 ebenfalls eingetragen (83%, 85%, 87% polytroper Turbinenwirkungsgrad).



Abbildung 4-2: Empirischer Kühlluftbedarf [8]

Heissgastemperatur	1200°C	1400°C	1600°C
Kühlluftbedarf	14%	20%	26%
Ideeller polyltroper Turbinenwir- kungsgrad nach Gleichung 2.3	87%	85%	83%

Tabelle 4-2: Randbedingungen für Mischungsrechnung

Untersucht wurden Gasturbinenkreisprozesse und der kombinierte Gas- und Dampfturbinenprozess. Berechnet wurden Ergebnisse für die offene Luftkühlung mit und ohne Rückkühlung der Kühlluft. Bei der Kühlluftrückkühlung wird die abgeführte Wärmemenge aufgrund der geringen Menge und Qualität nicht weiter im Prozess berücksichtigt.

Weiters wurde eine Gasturbine mit partieller offener Dampfkühlung der Turbine berechnet. Dabei wird der Kühldampf durch einen Teil des Rauchgasmassenstromes erzeugt und der Kühlluft in immer grösserer Menge beigemischt, bis er diese völlig verdrängt. Der Rest der Rauchgase steht für den Abhitzedampfprozess einer Kombianlage zur Verfügung.

Wirkungsgrad und spezifische Arbeiten wurden für die Gasturbine und die kombinierte Anlage berechnet. Der Dampfprozess wurde in allen berechneten Kombianlagen über den Massenstrom des Rauchgases und dessen Temperatur beim Eintritt in den Abhitzekessel ermittelt. Als Hilfsmittel diente dabei eine Untersuchung, welche den optimalen Wirkungsgrad verschiedener Dampfprozesse, als Funktion der Eintrittstemperatur in den Abhitzekessel ermittelte [8].

Für die Parametervariation geht man vom Konzept der strömungsmechanisch ähnlichen Maschine aus.

4.1.5 Ähnliche Turbomaschinen

Die Voraussetzung für die Ähnlichkeit von Turbomaschinen sind gleiche Prozessdaten sowie geometrische und strömungsmechanische Ähnlichkeit. Strömungsmechanische Ähnlichkeit besagt, dass die Geschwindigkeitsdreiecke gleich sind. Für die Stufe der Turbine bedeutet dies gleiche Lieferzahl ϕ und Arbeitszahl λ sowie ähnliche dynamische Viskosität η , Reynolds- und Machzahlen. Die Voraussetzung gleicher Reynoldszahlen lässt sich bei unterschiedlichen Massenströmen, wie Tabelle 4.2 zeigt, nicht realisieren.

	Maschine 1	Maschine 2
Leistung	1	4
Umfangsgeschwindigkeit	1	1
Drehzahl	1	1/2
Massenstrom	1	4
Volumensstrom	1	4
Durchmesser	1	2
Reynoldszahl	1	2
Machzahl	1	1
Wirkungsgrad	1	≈1
Gewicht	1	8

Tabelle 4-3: Verhältnisse bei ähnlichen Turbomaschinen [33]

Die Maschinen sind alle mit konstantem Luftmassenstrom durch die Brennkammer ausgelegt und einwellig ausgeführt. Dies ist für Druckverhältnisse über 30 nicht mehr realistisch. Ab diesen Druckverhältnissen ist eine zweiwellige Ausführung zweckmässig. Aus der Luftfahrt abgeleitete stationäre Anlagen werden bereits ab Druckverhältnissen von 20 zweiwellig ausgeführt. Sonst wird in den Endstufen die Schallgeschwindigkeit an den Blattspitzen überschritten oder das Nabenverhältnis in den ersten Stufen der Turbine und in den letzten Verdichterstufen zu klein. Die Versperrungsverluste bei zu kleinem Nabenverhältnis verschlechtern den Wirkungsgrad dieser Stufen so sehr, sodass sie den Gesamtwirkungsgrad der Turbine und des Verdichters deutlich verringern. Die Umfangsgeschwindigkeit an der Nabe ist konstant. Vorausgesetzt dass im ersten Leitgitter die Strömung auf die gewählte Axialgeschwindigkeit beschleunigt wird und der kinematische Reaktionsgrad 50% beträgt, können die darauffolgenden Stufen mit ähnlicher Beschaufelung, sogenannten Repetierstufen, ausgestattet werden.

Für die Vorgehensweise bei der Berechnung der offenen Kühlmethoden ist der Massenstrom bei Eintritt in die Brennkammer die konstante Grösse der Rechnung, welche auch zur Berechnung der spezifischen Arbeit herangezogen wird. Der effektive Kühlluft- oder Kühldampfmassenstrom ergibt sich erst im Laufe der Rechnung durch Iteration über die abgeführte Wärmemenge in den Turbinengittern. Für die offene Dampfkühlung und die rückgekühlte Luftkühlung ist die Temperatur des Kühlmediums nach Erhitzung beziehungsweise Rückkühlung von Interesse.

4.2 Ergebnisse der stufenweisen Berechnung

Ausgewiesen sind der Wirkungsgrad und die spezifische Arbeit von Gasturbine und Kombianlage. Der Massenstrom der Luft am Brennkammereintritt beträgt einheitlich 450 kg/s. Als Randbedingung für die Wärmeleitung ist die Wandtemperatur in Abhängigkeit von t_3 und der Stufe konstant angenommen. Die Wandtemperatur der ersten Leitreihe beträgt für eine Heissgastemperatur von $t_3 = 1400^{\circ}$ C zum Beispiel 850°C, und pro Turbinengitter ist eine Abnahme um 25°C vorgesehen, sodass die Schaufeltemperatur der 4. Laufreihe 700°C beträgt. Die Turbine ist 4-stufig. Die Kühleffizienz beträgt einheitlich 50% [15, 30]. Für den Wärmeübergang wurde die turbulente Plattenströmung angenommen.

Parameterbereich für die Variation von Druck und Temperatur:

•	Druckverhältnis Π :	5 - 10 - 15 - 20 - 25 - 30 - (40 - 50)
•	Turbineneintrittstemperatur t_3 :	1200 – 1400 – 1600 °C
•	Material temperatur $t_{W(t3)}$:	800 - 850 - 900 °C
•	Dampfanteil bei offener Kühlung:	0 - 25 - 50 - 100%

Der Massenstrom durch die Brennkammer ist bei allen Varianten gleich, da sich der Verdichtermassenstrom erst durch die Berechnung der notwendigen Kühlluftmenge ergibt. Der Vergleich der Leistung der Anlagen ist daher einem Bezug auf den Brennkammermassenstrom gleichwertig.

Die folgenden Diagramme sind zur Abschätzung des Potentials der unterschiedlichen Kühlmethoden auf die offene luftgekühlte stufenweise berechnete Anlagen bezogen.



4.2.1 Mischungsrechnung

Abbildung 4-3: Vergleich der Mischungsrechnung und der stufenweise berechneten Luftkühlung

In Abbildung 4-3 ist die offene Luftkühlung der Turbine mit den Ergebnissen der einfachen Mischungsrechnung gegenübergestellt. Dabei wurde die Berechnung mit einer am Markt erhältlichen Gasturbine mit 165 MW Leistung und 532 kg/s Abgasmassenstrom abgeglichen. Das ist auch aus der Deckung der Kurven im Bereich des Druckverhältnis von 15 und der Heissgastemperatur von 1200°C ersichtlich. Im Bereich niedriger und mittlerer Druckverhältnisse und Heissgastemperaturen zeigt Abb. 4-3 gute Übereinstimmung.



4.2.2 Rückgekühlte Luftkühlung

Abbildung 4-4: Stufenweise berechnete Luftkühlung mit und ohne Kühlluftrückkühlung

Die luftgekühlte Gasturbine mit Kühlluftrückkühlung (Abb. 4-4) zeigt einen Gewinn an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit im Bereich höherer Druckverhältnisse. Die Kombianlage zeigt einen Verlust an Wirkungsgrad durch die abgeführte Wärme. Der Einsatz von Einspritzkühlern, welche durch die Verdampfung des in feinsten Tröpfchen eingebrachten Wassers die Luft abkühlt, kann diesen Wirkungsgradverlust kompensieren. Der zusätzliche Massenstrom erhöht die spezifischen Leistungen von Gasturbine und Kombianlage.

4.2.3 Offene Dampfkühlung

Der Einsatz von Kühldampf bringt der Gasturbine hohe Gewinne an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit (Abb. 4-5 bis 4-7). Der Gewinn an Wirkungsgrad folgt aus der Energie des Kühldampfes, welche dem Abgasmassenstrom zu dessen Erzeugung entnommen wird. Der Gewinn an spezifischer Arbeit resultiert einerseits aus dem Ersatz der Kühlluft durch Kühldampf. Daher ist der Massenstrom durch den Verdichter geringer. Andererseits kommt durch die Beimischung des Kühldampfes in der Turbine ein zusätzlicher Massenstrom hinzu, welcher bei einer Bezugnahme der spezifischen Arbeit auf Verdichtermassenstrom nicht berücksichtigt wird. Daher wird in der Auswertung, ausser der üblichen Darstellung der spezifischen Arbeit mit Bezugnahme auf den Massenstrom durch den Verdichter, auch die auf den Rauchgasmassenstrom und die auf den Brennkammermassenstrom bezogene spezifische Arbeit dargestellt. Man kann den Gasturbinenkreislauf in einen Arbeitskreislauf und einen Kühlkreislauf unterteilen. Bei der Luftkühlung wird das Kühlmittel durch den Verdichter aufbereitet. Bei der geschlossenen Dampfkühlung nimmt das Kühlmittel am Gasturbinenkreislauf nicht teil, ist jedoch ein Bestandteil des Dampfkreislaufes der Kombianlage. Bei der offenen Dampfkühlung wird das Kühlmittel durch die Speisepumpe und einen Teil der Gasturbinenabgase erzeugt. Das Einbringen eines Teiles der Abgasenergie in den Gasturbinenkreislauf entspricht einer teilweisen Rekuperation. In der Turbine nimmt der Kühldampf in der Beschaufelung die notwendige Kühlwärme auf und leistet beim Entspannen Arbeit. Bei der Kombianlage fehlt die zur Kühldampferzeugung notwendige Wärmemenge beim Dampfkreislauf. Beachtet man die unterschiedlichen Auswirkungen der Kühlmethoden auf die Massenströme durch die Maschine, so ist ersichtlich, dass der Massenstrom durch die Brennkammer (Kernmassenstrom) als Bezugsgrösse für alle Kühlmethoden am besten anwendbar ist.



Abbildung 4-5: Vergleich von Luftkühlung und offener Dampfkühlung

Je höher das Druckverhältnis der Gasturbine desto früher wird der Kühldampf der Turbinenströmung beigemischt und desto mehr Arbeit leistet er in der Turbine. Aufgrund der im Abgasmassenstrom verlorenen Verdampfungswärme des Kühldampfes kann der maximale Wirkungsgrad der luftgekühlten Kombianlage nicht übertroffen werden. Für Heissgastemperaturen um 1400°C ist bei der Kombianlage kein Gewinn an spezifischer Arbeit vorhanden. Darüber liegt die offen Dampfkühlung etwas über der luftgekühlten Kombianlage.

Für die Kompression des Kühlwassers in der Speisepumpe ist ein verschwindend kleiner Anteil an Arbeit notwendig. Die Kompression der Verbrennungs- und Kühlluft verschlingt bis zu zwei Drittel der Turbinenarbeit. Wird die Kühlluft durch Kühldampf ersetzt, kann der Anteil an der Kühlluft am Verdichtermassenstrom bei der Verdichtungsarbeit eingespart werden.

Der Kühldampf bringt im Abgasstrom aufgenommene Wärme in die Gasturbine ein. Das entspricht einer teilweisen Rekuperation in der Gasturbine. Aufgrund der grösseren spezifischen Wärme des Kühldampfes und der freien Wahl der Kühldampftemperatur ist ein geringerer Massenstrom an Kühlmittel notwendig. Bei höheren Druckverhältnissen bringt die niedrigere Eintrittstemperatur des Kühldampfes gegenüber der Luftkühlung hohe Gewinne an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit. Der Verlust an Verdampfungswärme wird durch die höhere Turbinenleistung der Gasturbine kompensiert. Der Kühldampf wird in der Beschaufelung überhitzt und anschliessend in der Turbine der Gasturbine expandiert. Der Energieinhalt der Abgase ist beschränkt. Die Erzeugung beliebiger Kühldampfmengen ist nur durch zusätzliche Wärmezufuhr im Abhitzekessel möglich. Die maximalen Materialtemperaturen wurden den technologischen Möglichkeiten und verfügbaren Werkstoffen entsprechend möglichst hoch gewählt. Aufgrund der hohen angestrebten Materialtemperaturen und Kühleffizienzen ist die Zusätzliche Wärmezufuhr im Abhitzekessel zur Kühldampferzeugung nur in Ausnahmefällen notwendig und wird in dieser Studie nicht weiter verfolgt. Konkret tritt diese Situation in der Sensitivitätsanalyse bei niedrigen Materialtemperaturen von 700°C auf. *Louis, Hiraoka* und *Masri* haben offene Luft- und Dampfkühlungen im Vergleich zur Wasserkühlung ausgewertet. Aufgrund der niedrigen Materialtemperaturen (500°C) für die Wasserkühlung reicht der Energieinhalt der Abgase für die Erzeugung des Kühldampfes nicht vollständig aus. Daher ist eine zusätzliche Brennstoffzufuhr im Abhitzekessel vorgesehen. Die Studie zeigt bei einer zusätzlichen Brennstoffzufuhr einen Knick im Verlauf des Wirkungsgrades. Der Wirkungsgrad fällt durch die Zusatzheizung steil ab [31].

Der Massenstrom des Kühldampfes bewegt sich zwischen 5 und 10 Prozent des Kernmassenstromes und entspricht etwa der Hälfte des Luftmassenstromes der rückgekühlten Luftkühlung.



Abbildung 4-6: Spezifische Arbeit der offenen Dampfkühlung und der Luftkühlung bezogen auf den Rauchgasmassenstrom

Bezieht man die spezifische Arbeit wie in Abb. 4-6 ersichtlich auf den Rauchgasmassenstrom, so fällt der Gewinn an spezifischer Arbeit bei der Gasturbine nicht mehr so hoch aus. Die Kombianlage ist bei der offenen Dampfkühlung bei gleichem Druckverhältnis weit hinter der luftgekühlten Anlage gelegen. Bei hohen Druckverhältnissen reicht die offen dampfgekühlte Turbine an das Wirkungsgradmaximum der offen luftgekühlten Kombianlage heran. Die Steigung der Kurven lässt bei Druckverhältnissen über 50 höhere mögliche Wirkungsgrade als bei der Luftkühlung vermuten. Die Zuverlässigkeit dieser Aussage ist jedoch zu prüfen, da die einwellige Anlage nur für Druckverhältnisse bis 30 ausführbar ist.

4.2.4 Geschlossene Dampfkühlung

Die geschlossene Dampfkühlung in den Abb. 4-7 und 4-8 zeigt einen deutlichen Gewinn an spezifischer Arbeit und Wirkungsgrad für die Gasturbine und die Kombianlage.



Abbildung 4-7: Spez. Arbeit der Luftkühlung und der geschlossenen Dampfkühlung

Die Gasturbine kann als geschlossen dampfgekühlte Anlage ohne Dampfprozessteil nicht vernünftig betrieben werden, denn wenn der Kühldampf vor der Brennkammer wieder zugeführt wird und die Gasturbine als Teil STIG betrieben wird, steigt der Bedarf an Kühldampf enorm an. Bei niedrigen Druckverhältnissen kann die Anlage nicht einmal stationär betrieben werden. Die Frage der dynamischen Regelung dieser Anlage ist dabei noch nicht einmal ansatzweise berücksichtigt. Bei hohen Turbineneintrittsemperaturen stösst die Verbrennung noch an die Grenze, der nicht mehr ausreichend vorhandenen Verbrennungsluft. Von einer weiteren Untersuchung der geschlossenen Dampfkühlung als STIG wurde im Bereich der gewählten Druckverhältnisse und Turbineneintrittstemperaturen abgesehen.

Die Werte für die Gasturbine in den Diagrammen Abb. 4-7 und 4-8 stehen daher für Gasturbinen, wo die Herkunft des Kühldampfes und dessen Verwertung nach der Überhitzung in der Turbine nicht berücksichtigt wurden. Das Bild gibt lediglich Auskunft über die Anteile, welche die Komponente Gasturbine zu Gesamtleistung und Wirkungsgrad des Kombiprozesses beiträgt. Ausserdem kann aus den Diagrammen geschlossen werden, dass die Abfuhr der Kühlwärme keinen Verlust an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit der Anlage bewirkt. Die Verluste durch die Kühlluftbeimischung sind demnach grösser, als die aus der Turbine abgeführte Wärmemenge.

Wirkungsgrad und spezifische Arbeit liegen bei gleichem Massenstrom durch die Brennkammer weit über den Werten der luftgekühlten Anlage. Die geschlossene Dampfkühlung erzielt einen Zuwachs an Leistung und Wirkungsgrad, welcher einer Erhöhung der Heissgastemperatur von 200°C und mehr bei der offenen Luftkühlung entspricht. Bezogen auf gleiche Verdichtergrösse bleibt nur mehr der Gewinn an Wirkungsgrad bemerklich. Die spezifische Arbeit wird bei zunehmendem Druckverhältnis etwas grösser als bei der Luftkühlung. Der Vorteil der geschlossenen Dampfkühlung ist grösser als mit einer Erhöhung der Heissgastemperatur um 200°C bei der Luftkühlung erzielt werden kann, und steigt mit zunehmender Turbineneintrittstemperatur weiter an.



Abbildung 4-8: Luftkühlung und geschlossene Dampfkühlung

Durch die zusätzliche Zwischenerhitzung eines Teilstromes des Dampfes in der Turbine der Gasturbine kann der Massenstrom im Dampfprozess erhöht werden. Dadurch erhöht sich auch der Wirkungsgrad und die spezifische Arbeit der Kombianlage. Aus dem Diagramm der Entwicklung der Wirkungsgrade von Dampfkraftwerken von Hohn (Abb. 2-8), lässt sich eine Wirkungsgradsteigerung von einem Prozentpunkt für eine zusätzliche Zwischenüberhitzung ablesen. Die Leistung des Dampf- zu dem des Gasturbinenprozess verhält sich in etwa eins zu zwei. Daraus kann man auf eine Verbesserung des Wirkungsgrad des Kombiprozesses von einem halben Prozentpunkt schliessen. Dies gilt für den Fall, dass der gesamte Dampfmassenstrom in der Gasturbine der Zwischenüberhitzung zugeführt werden kann. Wegen der vereinfachten Betrachtung des Dampfprozesses, war keine Berechnung der Massenströme nötig. Der Gewinn aufgrund der zusätzlichen Zwischenüberhitzung des Kühldampfes in der Gasturbine konnte daher nicht exakt bestimmt werden. Die detaillierte Berechnung des Dampfprozesses, bleibt weiterführenden Arbeiten vorbehalten.

4.2.5 Partielle Dampfkühlung

In den Diagrammen Abb. 4-9 bis 4-11 wurden die Ergebnisse für den teilweisen Ersatz der Kühlluft durch Kühldampf dargestellt und zwischen die offene Dampfkühlung und Luftkühlung eingefügt. Zum Vergleich ist auch das Ergebnis für die geschlossene Dampfkühlung angeführt. Exemplarisch wurde die Heissgastemperatur $t_3 = 1600$ °C ausgewertet, da sich bei den anderen Temperaturen ähnliche Relationen zueinander ergaben.

Das teilweise Ersetzen der Kühlluft zeigt, dass schon bei geringem Dampfanteil in der Kühlluft (25 bis 50%) hohe Zuwächse an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit bei der Gasturbine zu erwarten sind. 25% an Kühldampf ergeben 50% des möglichen Zuwachses an spezifischer Arbeit und Wirkungsgrad der offenen Dampfkühlung. Die benötigte Wassermenge zur Erzeugung des Kühldampfanteils von 50% liegt in einer Grössenordnung, wie sie auch für die Stickoxidkontrolle bei der Verbrennung von Schweröl eingespritzt wird (2–3-facher Brennstoffmassenstrom [4]). Da sich der Wasserdampf nicht in einem geschlossenen Kreislauf bewegt, sind geringere Reinheitsanforderungen für das aufbereitete Wasser als für die geschlossene Dampfkühlung zu erwarten [11].



Abbildung 4-9: Partielle und geschlossene Dampfkühlung bei t3=1600°C

Die Kombianlage kann den Wirkungsgrad der luftgekühlten Anlage jedoch nicht erreichen. Das liegt an der im Abgasstrom verloren gehenden Verdampfungswärme des Kühlmittels Dampf. Diese Verdampfungswärme fehlt nun im Dampfteil der Kombianlage.



Abbildung 4-10: Partielle und geschlossene Dampfkühlung

Bezieht man die spezifische Arbeit auf den Abgasmassenstrom (Abb. 4-10), so ist bei der Kombianlage die Beimischung von Dampf als Ersatz für Kühlluft nicht zu empfehlen, da im

Wirkungsgrad bei gleichem Druckverhältnis ein Nachteil und für die spezifische Arbeit der Anlage kein Vorteil besteht. Bei einer Bezugnahme auf den Brennkammermassenstrom (Abb. 4-11) liegt die spezifische Arbeit der offenen und offenen partiellen Dampfkühlung sogar unter jener der Luftkühlung. Je höher das Druckverhältnis desto früher wird der zugeführte Kühldampf der Turbinenströmung beigemischt und umso höher wird ein Grossteil des Kühldampfes in der Beschaufelung überhitzt. Das entspricht der Systematik eines STIG Prozesses, wobei beim echten STIG der Dampf in der Brennkammer beigemischt und dort mit dem Verbrennungsgemisch erhitzt wird. Die Überhitzung erfolgt bei der offenen Dampfkühlung in der Turbinenbeschaufelung.



Abbildung 4-11: Partielle und geschlossene Dampfkühlung

Für den Vergleich der verschiedenen Kühlmethoden untereinander wurden in den Diagrammen Abb. 4-12 bis 4-14 die offene Luft- und Dampfkühlung und die geschlossene Dampfkühlung mit unterschiedlichen Bezugsmassenströmen gegenübergestellt.


4.2.6 Potential der Kühlmethoden



Die geschlossene Dampfkühlung ist bei allen Darstellungen bei der Kombianlage über der offenen Dampfkühlung gelegen. Die geschlossene Dampfkühlung erreicht die Wirkungsgrade und spezifischen Arbeiten bei einer um etwa 200°C niedrigeren Heissgastemperatur. Nur bei der Auswertung der spezifischen Arbeit bezogen auf den Brennkammermassenstrom liegt die spezifische Leistung der Luftkühlung im Bereich jener der geschlossenen Dampfkühlung, kann diese jedoch nicht übertreffen.



Abbildung 4-13: Vergleich aller Kühlmethoden bezogen auf den Abgasmassenstrom



Abbildung 4-14: Vergleich aller Kühlmethoden bezogen auf Brennkammermassenstrom

Die Ergebnisse für die offene Luft- und Dampfkühlung lassen gegenüber der geschlossenen Dampfkühlung darauf schliessen, dass der grösste Verlust an Wirkungsgrad durch die Beimischung des Kühlmediums mit geringerer Temperatur als der des Arbeitsgases in der Turbine entsteht. Diese Einbusse an Wirkungsgrad wirkt sich auch auf die Kombianlage aus. Die offenen Kühlmethoden wurden mit einem polytropen Turbinenwirkungsgrad berechnet, dessen Grundwert um 2% geringer als der Turbinenwirkungsgrad der geschlossenen Dampfkühlung ist. Damit wurde die für die 50%ige Kühleffizienz notwendigen Filmkühlung berücksichtigt. In der Literatur finden sich Wirkungsgradeinbussen zwischen 0% und 4% für filmgekühlte Profile [24].

Die Bezugnahme auf verschiedene Massenströme durch die Turbine erleichtert die Bewertung der Alternativen. Für die Gasturbine ist zur Arbeits- und Wirkungsgradsteigerung die offene Dampfkühlung empfehlenswert. Die offene Dampfkühlung kann bei bestehenden Anlagen nachgerüstet werden und schon ein geringer Anteil an Kühldampf in der Kühlluft bringt hohe Steigerungen bei Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit der Gasturbine.

Für die Kombianlage besteht das höchste Potential für die geschlossene Dampfkühlung. Bezüglich der Steigerung des Wirkungsgrades der Kombianlage führt aufgrund dieser Ergebnisse die geschlossene Dampfkühlung oder einer noch unbekannten besseren Alternative zum Ziel.

5 Sensitivitätsanalyse

Um die Auswirkung der verschiedenen Einflussgrössen aufzuzeigen, wurde eine in Hauptund Nebenparameter unterteilte Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dabei wurden alle anderen Parameter konstant gehalten. In den vorhergegangenen Rechnungen wurde die Materialtemperatur dem Entwicklungsstand und den zulässigen Werkstoffwerten entsprechend gewählt. Die Vorgabe der Materialtemperatur für die Gitter wurde gegenüber einer detaillierte Berechnung der mittleren Materialtemperatur durch die Annahme einer Kühleffektivität [30], vorgezogen. Ausserdem limitiert die Haltbarkeit des Schaufelmaterials die Oberflächentemperatur und ist somit eine wesentliche Randbedingung. Bei Industriegasturbinen wurden erst in letzter Zeit verbesserte kombinierte Kühlverfahren eingesetzt. In [15] wird über die Entwicklung einer solchen hochentwickelten Schaufel mit einer Kühleffizienz von 57% berichtet. Im Schnitt wurde durch die Turbine hindurch eine Kühleffizenz von 50% angenommen, da die hinteren Stufen nicht auf so hohem technologischen Niveau gekühlt werden.

Das Druckverhältnis wird ausgehend von Gasturbinen mit niedrigen Heissgastemperaturen bis in den Grenzbereich der einwelligen Gasturbine variiert. Die Heissgastemperatur bewegt sich im Bereich der Werte für die 80er (1200°C), 90er (1400°C) Jahre und schliesst die Entwicklungstendenzen von Beschichtungen und Werkstoffen bis zum Ende diesen Jahrzehntes (1600°C) und bis 2020 (1800°C) für luftgekühlte Industriegasturbinen ein.

5.1 Hauptparameter

In Tabelle 5-1 werden die in den folgenden Diagrammen variierten Parameter kurz vorgestellt. Die fettgedruckten Werte, wurden in der Sensitivitätsanalyse der Nebenparameter polytroper Wirkungsgrad der Turbine und des Verdichters sowie der Druckverluste konstant gehalten (Tabelle 5-2).

П	15	20	25	30
t_3	1200	1400	1600	1800
t_W [°C]	700	900	1100	adiabat
η_{Keff} [%]	25	50	75	100

Tabelle 5-1: Hauptparameter

Das Druckverhältnis wird bei allen Rechnungen variiert. Dadurch können Punkte optimalen Wirkungsgrades und maximaler spezifischer Arbeit oder Leistung ermittelt oder aus dem Verlauf der Linien konstanter Heissgastemperatur abgeschätzt werden. Die Variation über einen weiten Bereich der Parameter wie Materialtemperatur oder Kühleffizienz zeigt die Empfindlichkeit der unterschiedlichen Kühlmethoden auf.

5.1.1 Heissgastemperatur

Die Abb. 5-1 zeigt das Potential der Kühlmethoden bei steigender Heissgastemperatur auf. Wie schon zuvor wurde die spezifische Arbeit auf Verdichter-, Rauchgas- und Brennkammermassenstrom bezogen. Der Bezug auf den Brennkammermassenstrom entspricht der Darstellung der Leistung, weil alle Maschinen mit gleichem Brennkammermassenstrom (Kernmassenstrom) berechnet wurden (450 [kg/s]).

Der Bezug auf den Brennkammermassenstrom entspricht am ehesten der Aufgabenstellung der einheitlichen Kühlkapazität, denn der auf Heissgastemperatur erhitzte Kernmassenstrom, muss in der Turbine entspannt werden. Und zwar so, dass die gegebenen Randbedingungen, wie die höchste zulässige Materialtemperatur und die Grenzen für das Nabenverhältnis eingehalten werden. Daraus ergibt sich der notwendige Kühlmittelmassenstrom.

Bezogen auf den Verdichtermassenstrom entsteht ein grosser Vorteil der geschlossenen und offenen Dampfkühlung beim Ergebnis der spezifischen Arbeit. Da die Kühlluft auch vom Verdichter verarbeitet werden muss, verringert diese die spezifischen Arbeiten der luftgekühlten Anlagen. Auch die rückgekühlte Luftkühlung zeigt bei der Gasturbine bei hohen Druckverhältnissen und Heissgastemperaturen deutlich Vorteile für Wirkungsgrad und spezifische Arbeit. Bei der Kombianlage ist für die offene Dampfkühlung nur mehr die höhere spezifische Arbeit vorhanden. Der Wirkungsgrad der Kombianlage mit Kühlluftrückkühlung und offener Dampfkühlung ist aufgrund der aus der Kühlluft abgeführten Wärme und der im Kamin verloren gehenden Verdampfungswärme geringer als jener der Luftkühlung ohne Kühlluftrückkühlung. Bei der Kühlluftrückkühlung kann dieses Manko durch die Einspritzkühlung zum Grossteil kompensiert werden.



Abbildung 5-1: Variation der Heissgastemperatur bei gleichen Randbedingungen

Abb. 5-1 und 5-2 zeigen, wie die Wahl des Bezugsmassenstromes für die spezifische Arbeit das Ergebnis verzerrt. Die Abb. 5-3 zeigt, wie sich die spezifischen Arbeiten bezogen auf den Brennkammermassenstrom der unterschiedlichen Kühlmethoden zueinander verhalten. Das höchste Potential für spezifische Arbeit und Wirkungsgrad birgt die geschlossene Dampfkühlung in sich. Hier ist das Ziel "thermische Wirkungsgrade grösser 60%" zu erreichen bei Heissgastemperaturen von 1600°C möglich. Stimmen die Prognosen des Herstellers der ersten geschlossen dampfgekühlten Gasturbine, so werden die Ergebnisse der Dampfkühlung aufgrund der vereinfachten Berechnungsmethode des Dampfteiles der Kombianlage um etwa 1% unterschätzt. Das Druckverhältnis der dampfgekühlten Anlage beträgt 23 und die Heissgastemperatur liegt bei 1430°C. Für die Kombianlage mit Dampfkühlung wird ein Gesamtwirkungsgrad von über 60% erwartet [32].



Abbildung 5-2: Variation der Heissgastemperatur bezogen auf Rauchgasmassenstrom





5.1.2 Materialtemperatur

Die Diagramme in Abb. 4-18 bis 4-20 zeigen die Ergebnisse für die Variation der Wandtemperatur von 700°C bis zur adiabaten ungekühlten Turbine. Die Heissgastemperatur beträgt 1600°C und das Verdichterdruckverhältnis wird von 15 bis 30 variiert. Die Materialtemperatur bestimmt die treibende Temperaturdifferenz für den Wärmetausch. Die Luftkühlung weist die grösste Abhängigkeit von der Materialtemperatur auf. Bei hohen treibenden Temperaturdifferenzen können durch die Kühlluftrückkühlung die Verluste an Wirkungsgrad und Leistung etwas verringert werden. Die offene Dampfkühlung kann bei der Gasturbine und fallender Materialtemperatur sogar an Wirkungsgrad zulegen. Das Anwachsen der spezifischen Arbeit ist bedingt durch die Wahl des Bezugsmassenstromes. Ist im Bezugsmassenstrom der in die Turbine eingebrachte Dampf nicht enthalten, so ergibt sich ein Zuwachs an spezifischer Arbeit mit steigendem Dampfmassenstrom.



Abbildung 5-4: Höchste Wandtemperatur in der ersten Turbinenstufe

Der Wirkungsgrad der Gasturbine steigt durch den rekuperativen Effekt, welcher durch die Erzeugung des Kühldampfes aus den Turbinenabgasen entsteht. Die Kombianlage zeigt bei allen Kühlmethoden die zu erwartenden Effekte. Wirkungsgrad und spezifische Arbeit gehen mit grösserer treibender Temperaturdifferenz, das heisst niedrigerer Materialtemperatur, mehr oder weniger zurück. Am empfindlichsten reagieren die Luftkühlungen. Bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen Heissgas und Schaufelwand können durch die Kühlluftrückkühlung bei Gasturbine und Kombianlage deutlich Verbesserungen erzielt werden. Die offene Dampfkühlung kann nur bei der Gasturbine durch den rekuperativen Effekt des Kühldampfes besser bewertet werden. Für die Kombianlage liegt die offene Dampfkühlung beim Wirkungsgrad etwa gleich auf mit der Luftkühlung. Die Druckverhältnisse müssen bei der offenen Dampfkühlung höher als bei der Luftkühlung sein, um ähnliche Werte für den Wirkungsgrad zu erreichen. Höhere Druckverhältnisse bedürfen komplexerer Anlagen. Wenn kein deutlicher Gewinn an Wirkungsgrad erzielt wird, wie dies bei offenen Dampfkühlung der Fall ist, sind Anlagen mit niedrigerem Druckverhältnis und einfacher Bauweise zu bevorzugen.

Die geschlossene Dampfkühlung zeigt die geringste Abhängigkeit von der gewählten Wandtemperatur der Beschaufelung. Die der Turbine entzogene Wärme ist gegenüber der Leistung der Turbine relativ gering. Der Wirkungsgrad der geschlossen dampfgekühlten Gasturbine reagiert empfindlich auf die abgeführte Kühlwärme. Er verliert bis zu 900°C Wandtemperatur sogar gegenüber der Luftkühlung an Boden. Bei niedrigeren Wandtemperaturen steigt der Kühlluftbedarf stark an, sodass der Wirkungsgrad und vor allem die spezifische Arbeit weit hinter der geschlossenen Dampfkühlung liegen. Die Kombianlage profitiert durch die Zwischenerhitzung in der Turbine und kann den Wirkungsgradverlust durch die Turbinenkühlung im Vergleich zu den anderen Kühlmethoden stark kompensieren.



Abbildung 5-5: Höchste Wandtemperatur in der ersten Turbinenstufe



Abbildung 5-6: Höchste Wandtemperatur in der ersten Turbinenstufe



5.1.3 Kühleffizienz

Abbildung 5-7: Mittlere Kühleffizienz der offen gekühlten Turbinenstufe

Bei der Kühleffizienz wird ein globaler Durchschnittswert durch die Turbine angenommen. Um auf die Einflüsse der Filmkühlung und der konstruktiven Gestaltung der Anlage einzugehen, sind sehr detaillierte Informationen über die Kühlluftführung und Konstruktion der einzelnen Turbinenstufen notwendig.



Abbildung 5-8: Mittlere Kühleffizienz der offen gekühlten Turbinenstufe

In den Diagrammen in Abb. 4-21 bis 4-23 wurde in einer sehr globalen Betrachtungsweise der Kühleffizienz deren durchschnittlicher Wert variiert. Auch hier zeigt sich die Auswirkung der unterschiedlichen Bezugsmassenströme und die teilweise Rekuperation aus dem Abgasmassenstrom bei den Ergebnissen der Gasturbine für die offene Dampfkühlung (STIG – Effekt). Auffallend ist die hohe Empfindlichkeit der offenen Dampfkühlung auf die Kühleffizienz bei den Ergebnissen für die Kombianlage. Die geschlossene Dampfkühlung wurde nicht berechnet, weil Kühleffizienzen bis zu 100% und darüber nur durch den Einsatz der Filmkühlung möglich sind. Bei der Vorgabe der Dampfparameter wird vereinfachend eine innere Kühleffizienz von 50% festgelegt. Durch den Einsatz von Blenden zur Kontrolle des Dampfmassenstromes durch die Kühlkanäle kann die Oberflächentemperatur der Beschaufelung eingestellt werden. Hier sei auf weiterführende Arbeiten wie [18] verwiesen.



Abbildung 5-9: Mittlere Kühleffizienz der offen gekühlten Turbinenstufe

Die Luftkühlung mit und ohne Kühlluftrückkühlung fordert für gute Ergebnisse zumindest eine Kühleffizienz, welche über 50% liegt. Moderne kombinierte Kühlverfahren können diese Forderung heute erfüllen [18].

5.2 Nebenparameter

Die Hauptparameter dieser Studie sind das Druckverhältnis, die Eintrittstemperatur in die Turbine, die Wandtemperatur der Profile und des Strömungskanals sowie die Kühleffizienz. Nebenparameter sind die Wärmeübergangszahl, die Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter sowie die Druckverluste und die Anzahl der Stufen der Turbine.

Für die Beurteilung des Einflusses der Nebenparameter in der Gasturbine ist eine kleine Sensitivitätsanalyse hinzugefügt. Der Druckverlust durch die Maschine, Anzahl der Turbinenstufen, die Verhältnisse beim Wärmeübergang und der Wirkungsgrad des Verdichters und der Turbine beeinflussen den Anlagenwirkungsgrad. Bei der Sensitivitätsanalyse für die Nebenparameter wurde die rückgekühlte Luftkühlung nicht berücksichtigt. Bei der Berechnung der Sensitivität des Wärmeüberganges und der Stufigkeit der Turbine wurde das Druckverhältnis über einen Bereich von 15 bis 30 variiert. Der Bezugsmassenstrom für die spezifische Arbeit ist der Verdichtermassenstrom. Die Stufigkeit zeigt den Einfluss der Geometrie der Turbine. Geringe Stufenzahl bedeutet auch weniger Flächen, die stark gekühlt werden müssen. Die Geometrie und die Wärmeübergangsverhältnisse können auch im Wärmetransportkoeffizienten C_K (Kapitel 5.3) zusammengefasst beschrieben werden. Nach dem Festsetzen der Profilsehnenlänge in Abhängigkeit der berechneten Schaufelhöhe für die erste Leitreihe wurde für die gesamte Turbinenbeschaufelung die gleiche Sehnenlänge gewählt. Praktisch reicht für die erste Laufreihe der Turbine aufgrund der geringeren Gitterbelastung eine kleinere Sehnenlänge oder geringere Schaufelzahl aus. Die Belastung der ersten Laufreihen beträgt etwa die Hälfte der ersten Leitreihe und wächst bis zur letzten Turbinenstufe kontinuierlich an. Berücksichtigt man diese Zusammenhänge, so kann die Fläche der Turbine wesentlich reduziert werden. Der Wärmetransportkoeffizient kann dadurch auf die Hälfte reduziert werden. Der Effekt ist einer Reduktion von turbulenter auf laminare Strömung im Turbinengitter gleichwertig.

Wärmeübergang	laminar	50%-turbulent	75%-turbulent	turbulent
Stufigkeit	3	4	5	6

Tabelle 5-2: Nebenparameter mit Variation über Π =15-30 bei t_3 = 1600°C

In Tabelle 5-2 ist die Bandbreite der Nebenparameter für die Sensitivitätsanalyse dargelegt.

5.2.1 Anteil von laminarer und turbulenter Strömung

Die Variation der Turbulenz der Strömung kann mit einer Grenzwertbetrachtung verglichen werden. Grundsätzlich sind in einem Turbinengitter Bereiche mit laminarem, transitionalem und turbulentem Charakter vorhanden. Instationäre Effekte und die gegenseitige Beieinflussung der Leit- und Laufreihen stromauf- und abwärts intensivieren den Wärmeübergang zusätzlich [17, 25].



Abbildung 5-10: Anteil der turbulenten Strömung in der Turbinenstufe

Prinzipiell bewegen sich die Werte für den Wärmeübergang etwas unter der turbulenten Plattenströmung. Der Bereich der laminaren Plattenströmung ist an den Schaufeln der Turbine nur in kleinen Abschnitten vorhanden, für die vorgenommene Grenzwertbetrachtung jedoch zulässig. Bei Turbinen mit geringer Stufenzahl und hoher Gitterbelastung ist ein Wärmeübergang um die turbulente Plattenströmung zu erwarten. Bei hoher Stufenzahl, das heisst auch geringe aerodynamische Belastung der Turbinenschaufel, sind die Wärmeübergangszahlen eher in der Mitte zwischen der turbulenten und laminaren Plattenströmung angesiedelt. Erste Rechnungen mit einem Mittelwert aus turbulenter und laminarer Plattenströmung ergaben etwas zu niedrige Werte für den Wärmeübergang im Vergleich zur vereinfachten Mischungsrechnung für eine ausgeführte Gasturbine. Eine Berechnung mit ³/₄ turbulente und ¹/₄ laminare Plattenströmung wurde überlegt. Gerechnet wurde schliesslich mit den Ergebnissen der Wärmeübergangszahl aus der turbulenten Plattenströmung.

Abb. 5-10 zeigt die geringste Abhängigkeit von der Strömungsform für die geschlossene Dampfkühlung bei Gasturbine und Kombianlage. Die offene Dampfkühlung zeigt das gleiche Verhalten wie auch zuvor schon bei den Hauptparametern beschrieben: Steigender Wirkungsgrad und spezifische Arbeit bei schlechteren physikalischen Bedingungen, aufgrund der Teilrekuperation der Wärme aus dem Abgasmassenstrom und STIG – Effekt bei der Kühldampfbeimischung.



5.2.2 Anzahl der Turbinenstufen

Abbildung 5-11: Anzahl der Turbinenstufen

Der Einfluss der Stufigkeit der Turbine zeigt ähnliche Effekte wie das Bild für den Anteil an turbulenter und laminarer Strömung.

Die offene luftgekühlte Gasturbine und die Erweiterung zu Kombianlage reagieren mit grossem Gewinn an Wirkungsgrad und Leistung bei einer Verringerung der Stufenzahl. Die dampfgekühlten Gasturbinen und die geschlossen dampfgekühlte Kombianlage sind relativ unempfindlich auf eine Veränderung der Stufenzahl der Turbine. Die offene Dampfkühlung zeigt wegen der schon erwähnten Rekuperation aus dem Abgasmassenstrom und dem STIG – Effekt bei der Gasturbine gegenläufiges Verhalten. Durch die verlorene Verdampfungswärme des Kühldampfes im Abgasstrom ist die offen dampfgekühlte Kombianlage bei Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit empfindlicher als die luftgekühlte Anlage.

5.2.3 Polytrope Wirkungsgrade und Druckverluste

In der Tabelle 5-3 sind die berechneten Werte der Nebenparameter dokumentiert. Die polytropen Wirkungsgrade wurden in 2% Schritten zwei Stufen nach oben und unten berechnet.

$\eta_{pol,T}$ [%]	84	86	88	90	92
η _{pol,V} [%]	86	88	90	92	94
(1– Π ζ) [%]	97	94	91	88	85

Die Druckverluste wurden einen Schritt nach oben und drei 3% Schritte nach unten variiert.

Tabelle 5-3: Nebenparameter bei Π =25 und bei t3 = 1600°C

Abbildung 4-26 zeigt die Empfindlichkeit der unterschiedlichen Kühltechniken für Gasturbinen und Kombianlagen bei der Parameterkombination $t_3 = 1600$ °C und $\Pi = 25$ für die polytropen Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter sowie die Druckverluste auf.



Abbildung 5-12: Sensitivität der polytropen Wirkungsgrade und der Druckverluste

Die kleinsten Abweichungen vom Auslegungspunkt haben die dampfgekühlten Kombianlagen. Die Abweichungen der Druckverluste decken sich mit dem Verlauf der Abweichung des polytropen Turbinenwirkungsgrades. Hohen Einfluss auf die spezifische Arbeit ist beim Verdichterwirkungsgrad bei den luftgekühlten Anlagen zu erkennen. Verbesserungen des Verdichterwirkungsgrades haben hohe positive Effekte auf die spezifische Leistung und Wirkungsgrad von Kombianlage und Gasturbine. Der Grund ist die Charakteristik der Differenzleistungsmaschine. Die zur Kompression notwendige Arbeit muss von der Turbine aufgebracht werden und macht bis zu 2/3 dieser aus.

Die Gasturbine selbst reagiert sehr empfindlich auf Verschlechterungen des Turbinenwirkungsgrades. Die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad können in der Kombianlage aufgrund der höheren Abgastemperatur der Turbine durch den Dampfprozess zur Hälfte kompensiert werden. Für den Druckverlust gelten ähnliche Zusammenhänge wie für den zuvor beschriebenen polytropen Turbinenwirkungsgrad. Die folgenden Diagramme in den Abbildungen 4-27a), b) und c) sind prozentuell ausgewertet, um eine Abschätzung der Veränderungen relativ zueinander einfacher bewerten zu können.

In den linken Diagrammen ist die relative Veränderung des Wirkungsgrades und in den rechten die der spezifischen Arbeit aufgetragen. Weiters wurden die Kühlmethoden auf die Empfindlichkeit gegenüber den polytropen Wirkungsgraden und Druckverlusten untersucht. Deutlich erkennbar ist die höhere Sensibilität der Luftkühlung gegenüber den dampfgekühlten Anlagen.



Abbildung 5-13: Relative Änderung des Wirkungsgrades und der spez. Arbeit

5.3 Thermodynamische Rechnung ohne Geometrie

Für eine möglichst einfache thermodynamische Berechnung der Turbine ohne die Bestimmung von Geometrie und Wärmeübergangsverhältnissen sowie der Kühlkonfiguration wurde ein Kühlbeiwert ermittelt. Um den Kühlbeiwert zum polytropen Wirkungsgrad zu bestimmen, wurden die Ergebnisse der Berechnung mit Kenntnis der geometrischen und von Wärmeübergang und Kühlkonfiguration abhängigen Daten herangezogen.

Die Berechnung erfolgte durch eine vereinfachte Modellbildung. Der Vorteil ist hier die Geometrie der Maschine nicht in die Rechnung einzubinden und so rein thermodynamisch zu rechnen. Abbildung 5-14 ermöglicht eine erste Abschätzung der Qualität der Vereinfachung gegenüber der stufenweise berechneten Turbine.

5.3.1 Wärmetransportkoeffizient C_K

Die Berechnungen für die einfache Gasturbine und die Gasturbine mit Zwischenerhitzung sind mit einem einfachen Ansatz nach Traupel [23] für geschlossen gekühlte Turbinen berechnet. Gleichung 3.54 kann mit der Temperaturdifferenz aus Heissgasströmung und Wand-temperatur erweitert werden zu

$$dq_{K} = -\zeta_{K} vdp = -C_{K} (T(p) - T_{W}) \cdot vdp.$$
(4.2)

Daraus folgt:

$$\zeta_{\kappa} = -C_{\kappa} \left(T(p) - T_{W} \right) \tag{4.3}$$

Der Wert für die Konstante ist aus der abgeführten Wärmemenge pro Schaufelreihe berechnet. Dies berechnet sich aus Gleichung 3.55 multipliziert mit der mittleren Temperaturdifferenz Gleichung 3.17:

$$C_K = -\frac{\overline{c}_{pRG}}{R \cdot \ln(\Pi_{Gitter})} \cdot \ln\left(\frac{q_K}{\overline{c}_{pRG} \cdot T_{in}} + 1\right) \cdot \Delta T_m^{-1}$$
(4.4)

Dabei wurde festgestellt, dass der Kühlparameter C_K etwa $2 \cdot 10^{-4} [\text{K}^{-1}]$ für eine voll turbulent umströmte Beschaufelung beträgt, und sich vom ersten bis zum letzten gekühlten Turbinengitter nur wenig ändert. Daher kann der C_K Wert relativ einfach für die Berechnung der geschlossen dampfgekühlten Turbine mit Zwischenerhitzung eingesetzt werden.

Die höchste Materialtemperatur ist durch die gewünschte Zeitfestigkeit und die Temperaturund Korrosionsbeständigkeit des verwendeten Grundmaterials und dessen Beschichtung festgelegt. Schaufelmaterialen der letzten Generation halten Oberflächentemperaturen von bis zu 930°C [10] bei ausreichender Nutzungsdauer stand. Für die Maschinen mit unterschiedlichen Höchsttemperaturen sind die zulässigen Oberflächentemperaturen der Beschaufelung dem jeweiligen Entwicklungsstand entsprechend gewählt.

Heissgastemperatur	1200°C	1400°C	1600°C
Oberflächentemperatur:	°C	°C	°C
Le1 - La1 - Le2	850-825-800	900-875-850	950-925-900
Wärmetransportkoeffizient	$2.0 \ 10^{-4} \mathrm{K}^{-1}$	$2.0 \ 10^{-4} \mathrm{K}^{-1}$	$2.0 \ 10^{-4} \mathrm{K}^{-1}$

Tabelle 5-4: Randbedingungen für die Rechnung mit dem Wärmetransportkoeffizient



Abbildung 5-14: Berechnung mit dem C_K Wert gegenüber Berechnung mit Geometrie

6 Zusammenfassung und Ausblick

Um die Leistung und den Wirkungsgrad von Gasturbinen zu steigern, wird das Niveau der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr angehoben und das Temperaturniveau der Wärmeabfuhr möglichst niedrig gehalten. Ersteres gelingt durch das Anheben der Turbineneintrittstemperatur oder durch Zwischenerhitzung. Weiters versucht man Verluste bei der Wärmeübertragung und Mischungsverluste zu vermeiden. Ein der Gasturbine angeschlossener Dampfprozess nützt die Wärme der Rauchgase und führt die Abwärme des Prozesses sehr nahe der Umgebungstemperatur ab.

Für die Steigerung der Turbineneintrittstemperatur ist es notwendig die Komponenten, welche mit der heissen Gasströmung in Berührung kommen, zu kühlen. Dies geschieht heute bei den meisten in Betrieb befindlichen Gasturbinen durch Kühlluft. Die beigemischte Kühlluft vermindert durch Mischungsverluste den Wirkungsgrad der Turbine. Dieser Verlust an Wirkungsgrad ist bei zunehmender Kühlintensität erheblich. Zur Illustration dieser Verhältnisse wurde eine einfache Mischungsrechnung mit konstanter Kühlluftmenge und ideellem polytropen Turbinenwirkungsgrad durchgeführt und mit einer erweiterten Berechnung mit von der Turbineneintrittstemperatur abhängigem Kühlluftbedarf und polytropen Turbinenwirkungsgrad verglichen. Die Kühlluftmenge wurde aus einer Korrelation entnommen, welche aus einer empirischen Untersuchung von Industriegasturbinen stammt. Die erweiterte Berechnung zeigte stark verringerten Zuwachs der spezifischen Arbeit und einen Rückgang des maximal möglichen thermischen Wirkungsgrades bei Heissgastemperaturen von über 1600°C auf.

Bei Kombianlagen besteht die Möglichkeit den im Abhitzekessel erzeugten Dampf zu Kühlzwecken zu verwenden. Dieser wurde der Kühlluft beigemischt oder ersetzte sie völlig. Dieses Konzept kann in vorhandenen Konstruktionen mit geringen Modifikationen eingesetzt werden. Ausserdem können die Vorteile der Filmkühlung genutzt werden. Es kann auch nur ein Teil des Abgasstromes zur Erzeugung des Kühldampfes herangezogen werden. Über ein Saugzuggebläse kann der Abgasstrom zur Erzeugung des Kühldampfes eingestellt werden. Diese Konzepte wurden in der Studie als offene und partielle Dampfkühlung bezeichnet.

Weiters kann leicht überhitzter Dampf in geschlossenen Pfaden in die Turbine der Gasturbine geleitet, dort durch Aufnahme der Kühlleistung weiter überhitzt und der Dampfturbine wieder zugeführt werden. Diese Art der Kühlung wurde als geschlossene Dampfkühlung bezeichnet. Die Führung des Kühldampfes im geschlossenen Kreislauf eingebunden in den Dampfprozess der Kombianlage bedarf einer völligen Neuentwicklung und Konstruktion der Turbine der Gasturbine und einer Adaption des Dampfkreislaufes.

Bei der geschlossenen Dampfkühlung wird aus dem Gasturbinenprozess Energie in Form von Wärme, welche bei der Kühlung der Komponenten anfällt, abgeführt. Diese Wärmemenge fehlt bei der Arbeitsleistung der Turbine. Mit einem einfachen Wärmeübergangsmodell und einer Auslegungsrechnung der Turbine konnte die abgeführte Wärme ermittelt werden. Der Verlust an Arbeit und Wirkungsgrad in der Turbine durch die abgeführte Kühlwärme ist jedoch kleiner als jener Verlust, welcher durch die Beimischung der Kühlluft entsteht.

Zusätzlich wird ein Dampfprozess hinzugefügt. Der Wirkungsgrad des Dampfprozesses kann in Abhängigkeit von der Turbinenaustrittstemperatur aus einer Studie [8] entnommen werden. Als die dem Dampfprozess zugeführte Energiemenge wird die im Rauchgas enthaltene Wärme zwischen Abgastemperatur und einer Kamintemperatur von 100°C betrachtet. Für die geschlossene dampfgekühlte Gasturbine wird die abgeführte Wärmemenge aus der Turbine hinzugezählt. Bei der offenen Dampfkühlung steht der zur Kühldampferzeugung notwendige Rauchgasmassenstrom für den Dampfprozess der Kombianlage nicht mehr zur Verfügung.

In einer erweiterten Modellierung wurde eine Gasturbine für offene Dampfkühlung und Luftkühlung berechnet. Diese Variante erlaubte eine Abschätzung der Vergleichbarkeit der Berechnung von offener Dampfkühlung und geschlossener Dampfkühlung mit denen der Luftkühlung mit vereinfachter Mischungsrechnung. Dabei wurde vom Modell der geschlossenen Dampfkühlung ausgehend, der Mischvorgang des Kühlmediums mit dem Rauchgas hinter dem Turbinengitter hinzugefügt. Die Beeinflussung der Strömung durch das einströmende Kühlgas wurde durch einen 2%-igen Abschlag vom polytropen Gitterwirkungsgrad berücksichtigt.

Die offene Dampfkühlung verspricht gegenüber der Luftkühlung beim Einsatz in der Gasturbine einen hohen Gewinn an Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit. Die offene dampfgekühlte Kombianlage liegt bei gleichem Abgasmassenstrom im Bereich der spezifischen Arbeit der luftgekühlten Anlage. Beim Wirkungsgrad fällt die offene Dampfkühlung aufgrund der im Abgasstrom verloren gehenden Verdampfungswärme hinter die Luftkühlung zurück.

Ein Vergleich der vereinfachten Berechnungen mit jenen, bei denen der Kühlluftbedarf über die abgeführte Wärmemenge pro Stufe und Beimischung des Kühlmediums nach dem Gitter zur Hauptströmung berechnet wird, zeigt gute Übereinstimmung. Dadurch ist auch die Berechnung der offenen Dampfkühlung und der geschlossenen Dampfkühlung verifiziert.

Aus den Ergebnissen der Parameterstudie für die Heissgastemperatur lässt die geschlossene Dampfkühlung für die Kombianlage die höchsten Zuwächse an Wirkungsgrad erwarten. Bei der Verwendung des gleichen Verdichters profitiert die geschlossene Dampfkühlung bei der Leistung von der grösseren Menge der zur Verbrennung zur Verfügung stehenden Luft. Führt man die Dampfkühlung mit gleichem Brennkammermassenstrom wie die Luftkühlung aus, bleibt von der höheren Leistung wenig übrig.

Die offene Dampfkühlung kann die luftgekühlte Kombianlage im Wirkungsgrad nicht erreichen. Der Malus der verlorenen Verdampfungswärme macht sich hier bemerkbar. Bei der Gasturbine hingegen profitiert die Anlage vom höheren Massenstrom durch die Turbine. Die aus dem Abgasstrom entzogene Wärme zu Erzeugung des Kühldampfes wirkt wie eine Rekuperation der Anlage und steigert den Wirkungsgrad. Kombinationen, welche einen höheren Massenstrom des Kühlmittels erfordern, bringen hier einen Vorteil an Leistung und Wirkungsgrad, wo sie bei anderen Kühlmethoden den Anlagenwirkungsgrad und spezifische Arbeit verschlechtern.

Die partielle offene Dampfkühlung kann zur Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung bei Gasturbinen mit vorhandener Luftkühlung eingesetzt werden. Die Anwendung bei Kombianlagen ist nicht zu empfehlen, da Wirkungsgrad und Leistung zurückgehen. Die Anreicherung der Kühlluft mit Kühldampf kann durch die Einspritzkühlung realisiert werden.

Für die Beurteilung der spezifischen Arbeit ist die Wahl des Bezugsmassenstrom von entscheidender Bedeutung für die Unterscheidung der Alternativen. Ausser auf den sonst üblichen Verdichtermassenstrom wird zur Beurteilung der Anlagen auf den Rauchgas und den Kern- bzw. Brennkammermassenstrom die spezifische Arbeit bezogen.

Kühlluftrückkühlung sowie der teilweise Ersatz der Kühlluft mit Dampf verringern den Wirkungsgrad der Kombianlage. Die abgeführte Kühlwärme sowie die im Abgasstrom verlorene Verdampfungswärme gehen negativ in die Energiebilanz ein. Zur Leistungserhöhung und in Kombination mit anderen Massnahmen können Kühlluftrückkühlung sowie offene Dampfkühlung Sinnvoll sein. Die Kühlluftkühlung durch Wassereinspritzung kann den Nachteil der aus dem Prozess entzogenen Wärme umgehen.

6.1 Ausblick

Für weitere Arbeiten bietet sich die Untersuchung der Gasturbine mit Zwischenerhitzung an. Aufbauend auf das vorhandene Modell könnte die Auslegungsrechnung der Turbine noch verfeinert werden. Das hier nur zur Kontrolle eingesetzte Verfahren von Zweifel könnte zur Berechnung der Schaufelzahl oder Sehnenlänge der Beschaufelung eingesetzt werden. So könnten unterschiedliche Auslegungskriterien wie hohe Schaufelzahl und kleine Sehnenlänge mit schlanker Schaufel und daraus folgende hohe Stufenzahlen der Turbine oder eher geringere Anzahl der Turbinenstufen und Schaufeln mit grosser Sehnenlängen und massive Schaufeln untersucht werden.

Für die Kombianlage ist eine genauere Berechnung des Dampfteiles notwendig um die Auswirkung der zusätzliche Zwischenüberhitzung auf den Wirkungsgrad der Kombianlage zu beurteilen. Hier wird ein Potential von 1 bis 2% vermutet, das in dieser Studie noch nicht verifiziert werden konnte. Für die Zwischenüberhitzung eines Teils des Dampfes aus dem Dampfprozess in der Gasturbine ist bei der geschlossenen Dampfkühlung für den Dampfteil der Kombianlage eine optimale Prozessführung zu ermitteln.

7 Literaturverzeichnis

- [1] Nebojša Gašparovic
 Die Gasturbine in der Energiewirtschaft
 Gasturbinen Probleme und Anwendungen, VDI Verlag Düsseldorf, 1967
- [2] Frutschi, H. U. Aufgabenstellung und Anregungen. Alstom Power Baden, Schweiz 2000
- [3] Eriksson, M.
 Methods for Overload and Partload Operation of Gasturbines and Combined Cycles with Sequential Combustion
 Diplomarbeit KHT Stockholm, ABB Kraftwerke Baden, 1996
- [4] Segl, R.
 Das thermodynamische Potential der Wassereinspritzung in Gasturbinen mit einfacher und sequentieller Verbrennung Diplomarbeit TU München, ABB Kraftwerke Baden, 1998
- [5] Hofstädter, A.
 Das thermodynamische Verhalten von Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung und Eindüsung von Dampf
 Diplomarbeit TU Wien, ABB Kraftwerke Baden, 1996
- [6] Fischer, A.
 Leistungssteigerung von Gasturbinen durch Wasser- oder Dampfeindüsung Diplomarbeit TU Wien, ABB Alstom Power Baden, 2002
- [7] Hohn, A.Brown Boveri KraftwerkserviceBBC Technik 72, 1985
- [8] Rufli, P.
 Systematische Berechnungen über Kombinierte Gas Dampf Kraftwerke Dissertation ETH Zürich, 1990
- [9] Burdon, I.P.Gas and the Current Generation Mix in England and Wales Power Engineering Journal Vol.14 No.2, April 2000
- [10] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) Energieforschung: Projekte mit Perspektive Broschüre des BMWi Magdeburg, 2001
- [11] Swanekamp, R. Merchant Power Projects Push for Competitive Edge Power vol.144 No.1, Jan./Feb. 2000

- [12] Haas, R. Energiewirtschaft Vorlesungsunterlagen TU Wien, 2000
- [13] Moll, W.
 Anwendung der Wasserkühlung für Leitschaufeln von Hochtemperaturgasturbinen Dissertation RWTH Aachen, 1990
- Kerrebrock, J.L. Stickler, D. B.
 Vaporization Cooling for Gas Turbines, the Return-Flow Cascade
 ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122, January 2000
- [15] Matsuzaki, H. Shimomura, K. Fukuyama, Y. Araki, T. Ishii, J. Yamamoto, M. Shibuya, S. Okuhara, I.
 New Advanced Cooling Technology and Material of the 1500°C Class Gas Turbine ASME Int. Gasturbine and Aero engine Congress and Exp. Cologne Germany, 1992
- [16] Consonni, S. Macchi, E.Gas Turbine Cycle Performance Evaluation ASME Cogen-Turbo-Power Conference, IGTI Vol. 3, 1988
- [17] Dullenkopf, K.
 Untersuchungen zum Einfluss periodisch instationärer Nachlaufströmungen auf den Wärmeübergang konvektiv gekühlter Gasturbinenschaufeln Dissertation TH Karlsruhe, 1992
- Bonhoff, B.
 Berechnung der dreidimensionalen Strömung und des Wärmeübergangs an filmgekühlten Turbinenschaufeln mit Wärmeleitung in den Wänden Dissertation RWTH Aachen, 1997
- [19] Wilson, D. G. The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines, 6. print Cambridge, Mass., 1993.
- [20] Vargaftik, I. B. Handbuch der physikalischen Eigenschaften von Gasen und Flüssigkeiten Moskau, 1963
- [21] Schmidt, E.
 Zustandsgrössen von Wasser und Wasserdampf in SI Einheiten Springer Verlag, Berlin Heidelberg München, 1982
- [22] Mäckle, F.
 Der thermodynamische Nutzen eines Rekuperators in Kombiprozessen Diplomarbeit FHT Esslingen, ABB Kraftwerke Baden, 1995
- [23] Traupel, W.
 Thermische Turbomaschinen, 3. Auflage Band 1
 Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1988

- [24] Oates, G. C.
 Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components, 3.ed 2nd print AIAA Education Series, Washington DC, 1985
- [25] Schulz, A. V.
 Zum Einfluss hoher Freistromturbulenz, intensiver Kühlung und einer Nachlaufströmung auf den äusseren Wärmeübergang einer konvektiv gekühlten Gasturbinenschaufel
 Dissertation TH Karlsruhe, 1986
- [26] Convective Heat Transfer and Film Cooling in Turbo Maschinery Garret TFE 731 HP Turbine Stage without and with Cooling Gas Injection VKI Lecture Series 86-06
- [27] Eckert, E.Wärme- und Stoffaustausch, 2. AuflageSpringer Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1959
- [28] Jericha, H. Thermische Turbomaschinen Vorlesungsunterlagen TU Graz, 1994
- [29] Müller, K. J. Grundzüge der thermischen Turbomaschinen Vorlesungsunterlagen TU Wien, 1996
- [30] Harasgama, P. Heat Transfer and Cooling in Gasturbines VKI Lecture Series 95-05
- [31] Louis, J.F. Hiraoka, K. El Masri, M. A.
 A Comperative Study of the Influence of Different Means of Turbine Cooling on Gas Turbine Performance ASME 83-GT-180, New York, 1983
- [32] Rau, G. Einfluss der Rippenanordnung auf das Strömungsfeld und den Wärmeübergang in einem Kühlkanal mit quadratischem Querschnitt Dissertation TU Darmstadt, 1998
- [33] Haselbacher, H.Grundzüge der thermischen Turbomaschinen Vorlesungsunterlagen TU Wien, 1999
- [34] Willinger, R. Haselbacher, H.On the Modeling of Tip Leakage Flow in Axial Turbine Blade Rows ASME Paper 00-GT-633

8 Liste der Abbildungen und Tabellen

Tabelle 2-1: Vergleich von Dampf- und Gasturbinenkraftwerken [10,11,12]Tabelle 2-2: Berechnete Prozesse	13 25
Tabelle 4-1: Stufenzahl in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Gitterbelastung	55
Tabelle 4-2. Randbedingungen für Mischungsrechnung	57
Tabelle 4-3: Verhältnisse bei ähnlichen Turbomaschinen [33]	58
Tabelle 5-1: Hauptparameter	69
Tabelle 5-2: Nebenparameter mit Variation über Π =15-30 bei t_3 = 1600°C	77
Tabelle 5-3: Nebenparameter bei Π =25 und bei $t3$ = 1600°C	79
Tabelle 5-4: Randbedingungen für die Rechnung mit dem Wärmetransportkoeffizient	81
Abbildung 1-1: Kühlluftführung	2
Abbildung 2 1: Ideale Kreisprozesse	2 5
Abbildung 2.2: Offener Gesturbinenkreislauf mit Abwärmenutzung	5 7
Abbildung 2.3: Kreisprozess der einfachen Gasturbine	····· / 7
Abbildung 2-4: Gasturbine mit Zwischenerbitzung	/ لا
Abbildung 2-5: Prozessverlauf für die Gasturbine mit Zwischenerhitzung	0
Abbildung 2-6: Prozesschaltbild und verlauf heim STIG	10
Abbildung 2.7: Einfacher Eindruck Dampfprozess	10
Abbildung 2.8: Vergleich von 1. Druck und 2. Druckabhitzekessel	10
Abbildung 2-9. Vergleich der Wärmeübertragungsverluste	11
Abbildung 2.10: Entwicklung des Wirkungsgrades von Dampfprozessen [7]	11
Abbildung 2, 11: Prozessschalthild einer Kombianlage	12
Abbildung 2, 12: Wärmekaskade[8] und Prozessverlauf einer kombinierten Anlage	14
Abbildung 2-12: Wallickaskade[8] und Flozessverlauf einer Kollionnerten Anlage	. 14
Abbildung 2-15. Eilmgekühlte Turbinenstufe von Bolls Bovee [17]	. 15
Abbildung 2-14. Mischungsrechnung verglichen mit offener und geschlossener Kühlung	18
Abbildung 2-15. Mischungstechnung verglichen nit offener und geschlössener Kultung	. 10
Abbildung 2-10. Lutigekunde Gasturbine bei Konstantein Kunnutbedari	. 19
Abbildung 2-17. Wittefer Kunnuttbedarf verschiedener Gasturbinen [8,10]	. 19
Abbildung 2-10. Lungekunne Gasturbine bei angepasstenn Kunnunbeuari	20
Abbildung 2-19. Kühleffektivität der Kühltechniken [18]	21
Abbildung 2-20. Kunterfektivität der Kunteeninken [16]	22
Abbildung 2-21: Ditwicklung der Kuntericktivität [1/]	23
Abbildung 2-22: Casturbing mit Wärmstausch in einer n stufigen Turbing	25
Abbildung 2-23. Offen gekühlte Turbinenstufe	20
Abbildung 2-24. Onen gekünne Futbinenstufe	27
Abbildung 2-25. Ceschlossen gekunne Turbinensture	21
Abbildung 2-20. Kombingeress mit geschlossener Dampikunnung der Gasturbine	20
Abbildung 2-27. Komolprozess mit ollener Dampikunlung der Gasturolne	29
Abbildung 2-26. Prozessschaltbild einer partiell dempfgekunnen Gasturbine [2]	29
Abbildung 2-29: Prozessschaltbild einer partiell dampigekuniten Kombianlage	30
Abbildung 3-1: Dynamische Viskosität [20,21]	31
Abbildung 3-2: Spezifische Wärmekapazität bei unendlicher Verdünnung [20,21]	32
Abbildung 3-3: Spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf [21]	32
Abbildung 3-4: Zustandsverlauf der gekühlten Turbinenstufe [16]	35
Abbildung 3-5: Geschwindigkeiten der gekühlten Turbinenstufe im h-s Diagramm	39

Abbildung 3-6: Geschwindigkeitsdreiecke für 50% Reaktionsgrad	39
Abbildung 3-7: Kinematik und Geometrie der Turbine	40
Abbildung 3-8: Hauptabmessungen einer 4-stufigen Turbine	41
Abbildung 3-9: Wärmeübergangsverteilung am Profil [24]	43
Abbildung 3-10: Wärmeleitung durch die Schaufelwand	44
Abbildung 3-11: Grundformen von Wärmetauschern	46
Abbildung 3-12: Heissgas- und Materialtemperaturverlauf, sowie die arithmetische	
Temperaturdifferenz im Expansionverlauf einer 4-stufigen Turbine	47
Abbildung 3-13: Ergebnisse der Kennzahlenglg. für den lokalen Wärmeübergang	48
Abbildung 3-14: Dampfprozesswirkungsgrad über der Kesseleintrittstemperatur [8]	50
Abbildung 4-1: Polytroper Turbinewirkungsgrad nach Gleichung 4.1	56
Abbildung 4-2: Empirischer Kühlluftbedarf [8]	57
Abbildung 4-3: Vergleich der Mischungsrechnung und der stufenweise berechneten	50
Abbildung 4-4: Stufenweise berechnete Luftkühlung mit und ohne Kühlluftrückkühlung	60
Abbildung 4-5: Vergleich von Luftkühlung und offener Dampfkühlung	00
Abbildung 4-6: Spezifische Arbeit der offenen Dampfkühlung und der Luftkühlung bezog	01 en
auf den Rauchoasmassenstrom	62
Abhildung 4-7: Spez Arbeit der Luftkühlung und der geschlossenen Dampfkühlung	63
Abbildung 4-8. Luftkühlung und geschlossene Dampfkühlung	
Abbildung 4-9. Partielle und geschlossene Dampfkühlung bei t3=1600°C	65
Abbildung 4-10 [•] Partielle und geschlossene Dampfkühlung	65
Abbildung 4-11: Partielle und geschlossene Dampfkühlung	66
Abbildung 4-12: Vergleich aller Kühlmethoden bezogen auf Verdichtermassenstrom	67
Abbildung 4-13. Vergleich aller Kühlmethoden bezogen auf den Abgasmassenstrom	67
Abbildung 4-14: Vergleich aller Kühlmethoden bezogen auf Brennkammermassenstrom	68
Abbildung 5-1: Variation der Heissgastemperatur bei gleichen Randbedingungen	70
Abbildung 5-2: Variation der Heissgastemperatur bezogen auf Rauchgasmassenstrom	71
Abbildung 5-3: Variation der Heissgastemp. bezogen auf Brennkammermassenstrom	71
Abbildung 5-4: Höchste Wandtemperatur in der ersten Turbinenstufe	72
Abbildung 5-5: Höchste Wandtemperatur in der ersten Turbinenstufe	73
Abbildung 5-6: Höchste Wandtemperatur in der ersten Turbinenstufe	74
Abbildung 5-7: Mittlere Kühleffizienz der offen gekühlten Turbinenstufe	74
Abbildung 5-8: Mittlere Kühleffizienz der offen gekühlten Turbinenstufe	75
Abbildung 5-9: Mittlere Kühleffizienz der offen gekühlten Turbinenstufe	76
Abbildung 5-10: Anteil der turbulenten Strömung in der Turbinenstufe	77
Abbildung 5-11: Anzahl der Turbinenstufen	78
Abbildung 5-12: Sensitivität der polytropen Wirkungsgrade und der Druckverluste	79
Abbildung 5-13: Relative Änderung des Wirkungsgrades und der spez. Arbeit	80
Abbildung 5-14: Berechnung mit dem C_K Wert gegenüber Berechnung mit Geometrie	82