Exergetische Optimierung einfacher Gasturbinenprozesse durch den Inversen Brayton Cycle

Von der Fakultät für Maschinenwesen der
Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Bernhard Persigehl

Berichter:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Jeschke
	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Reinhold Kneer
Tag der mündlichen Prüfung:	29.06.2012

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Hochschulbibliothek online verfügbar.

Bibliografische Informationen der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Zugl.: D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2012)

Copyright Shaker Verlag 2012
Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany

ISBN 978-3-8440-1229-3
ISSN 0945-0726

Shaker Verlag GmbH · Postfach 101818 · 52018 Aachen
Telefon: 02407 / 95 96 – 0 · Telefax: 02407 / 95 96 – 9
Internet: www.shaker.de · E-Mail: info@shaker.de

meiner Familie

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen (IST) der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen. In meinem Forschungsvorhaben OXY-COAL-AC wurde von sechs Hochschulinstituten und mehreren Industriepartnern ein neuer Kraftwerksprozess entwickelt. Das Teilprojekt des IST bestand in der Vorauslegung der Turbomaschinen für diesen Prozess, das ich in enger Zusammenarbeit mit Herrn Dr.-Ing. Jan-Christoph Haag bearbeitete. Unser Projekt war ziemlich ungewöhnlich für das IST, da der Schwerpunkt der Forschungsarbeiten am Institut auf der Entwicklung von Flugtriebwerken liegt.
Gerade deswegen gilt mein besonderer Dank meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Jeschke, der mich sehr intensiv bei der Findung und der genauen Definition des Themas dieser Arbeit unterstützte. Zusätzlich möchte ich mich bei ihm für die sehr engagierte Betreuung meiner Arbeit bedanken. Nicht nur fachlich, sondern auch persönlich konnte ich sehr viel lernen. Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Reinhold Kneer bedanken, der das Koreferat meiner Arbeit übernommen hat und mir sehr hilfreiche Hinweise für die Erstellung meiner Arbeit gegeben hat. Außerdem danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christoph Broeckmann, der den Vorsitz zu meiner Promotionsprüfung übernommen hat.

Bei Holger Franz, Bernhard Ćosić und Andreas Penkner bedanke ich mich für das Korrekturlesen meiner Arbeit. Ihre Tipps und Anregungen haben die Qualität der Arbeit wesentlich erhöht.

Durch den häufigen und fachlichen Austausch mit meinen Kollegen Thorsten Pöhler, Mirko Restmeier, Phillip Waniczek und Jan Schumann erhielt ich zahlreiche Anregungen zur Ausarbeitung meiner Arbeit. Gleichzeitig konnte ich auch gut Einblick in andere Problemstellungen erhalten.

Besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mich während meiner gesamten Ausbildung bestärkt und unterstützt haben; und abschließend natürlich meiner Freundin Rosina, ohne deren Unterstützung ich die Arbeit sicherlich nicht so zügig hätte fertig stellen können.

Chieming, im Juli 2012 Bernhard Persigehl

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung 1

2. Betrachtung eines einfachen Gasturbinenprozesses bei Volllast 5

2.1 Thermodynamische Grundlagen 5
2.1.1 Exergiearten 5
2.1.2 Exergieverluste 7
2.1.3 Wirkungsgraddefinitionen 10

2.2 Simulation eines Gasturbinenprozesses 11

2.3 Auslegung eines Gasturbinenprozesses 11
2.3.1 Auslegung ohne Einschränkungen 11
2.3.2 Auslegung unter Berücksichtigung einer gekühlten Turbine 16
2.3.2.1 Vergleich ausgewählter Modelle 16
2.3.2.2 Einfluss auf den Gasturbinenprozess 19
2.3.3 Auslegung unter Berücksichtigung der Emissionen 22
2.3.4 Identifikation der Optimierungsansätze 26

3. Optimierung eines Gasturbinenprozesses durch konstruktive Umgestaltung 29

3.1 Einbau einer Zwischenkühlung in den Verdichter 29

3.2 Einsatz eines Rekuperators 35

3.3 Kombination mit einem Inversen Brayton Cycle 38

3.4 Kombination der betrachteten Variationen 43
3.4.1 Kombination von Zwischenkühlung und Rekuperation 44
3.4.2 Kombination von Rekuperation und IBC 46
3.4.3 Kombination von Zwischenkühlung und IBC 51
3.4.4 Kombination von Zwischenkühlung, Rekuperation und IBC 56

3.5 Vergleich der betrachteten Optimierungsansätze 59

4. Identifikation weiterer Einsatzmöglichkeiten des Inversen Brayton Cycles 67

4.1 Alternative zu einem Dampfkraftprozess 68

4.2 Steam Injected Gas Turbine 72

4.3 Druckluftspeicherkraftwerke 75

4.4 Ausblick auf weitere Prozessanwendungen 78

5. Teillastuntersuchungen eines Gasturbinenprozesses mit gekoppeltem IBC 81

5.1 Modellierung der Komponenten 81
5.1.1 Betriebsverhalten der Turbomaschinen 81
5.1.2 Modellierung der Turbomaschinen 84
5.1.3 Modellierung der weiteren Gasturbinenkomponenten 84

5.2 Teillastbetrachtung eines einfachen Gasturbinenprozesses 85
5.2.1 Einwellige Konfiguration 90
5.2.2 Zweiwellige Konfiguration 94
5.2.3 Vergleich der Teillastvarianten 95

5.3 Teillastbetrachtung eines einfachen Gasturbinenprozesses mit gekoppeltem IBC 99
5.3.1 Teillastverhalten bei reiner Brennstoffregelung 100
5.3.2 Auswirkungen auf das Teillastverhalten durch Einsatz weiterer Regelungsmöglichkeiten 104

5.4 Vergleich des Teillastverhaltens einer Gasturbine mit und ohne gekoppeltem IBC 106

6. Ökonomische Abschätzung des Einsatzpotentials eines Inversen Brayton Cycles 109

6.1 Darstellung des verwendeten Kostenmodells 109

6.2 Betrachtung einer einfachen Gasturbine aus ökonomischer Sicht 110

6.3 Vergleich der betrachteten Optimierungsansätze 114

7. Zusammenfassung und Ausblick 119

Symbolverzeichnis 123

Literaturverzeichnis 127

Anhang 137

1. Einleitung

Infolge des verheerenden Erdbebens in Japan am 11.03.2011 und des dadurch ausgelösten Tsunamis erlitt das Atomkraftwerk Fukushima I eine Reaktorkatastrophe von ungekanntem Ausmaß. Die vorherrschende deutsche Meinung zu diesem Zeitpunkt bestand darin, dass die westlichen Atomkraftwerke sicher seien. Ein zweites Tschernobyl könne sich nicht wiederholen. Auch wenn beide Katastrophen aufgrund ihres Ablaufs und der freiwerdenden Menge radioaktiven Materials nicht vergleichbar sind, so wurden beide von der internationalen Atomenergiebehörde IAEA auf der Internationalen Bewertungsskala für Nukleare Ereignisse in dieselbe Schadensklasse 7 – „Katastrophaler Unfall“ eingeordnet. Nach diesem Tag schwenkte die öffentliche Meinung in Bezug auf Atomkraftwerke so um, dass die Bundesregierung den Ausstieg aus der Kernkraft bis Ende 2022 beschloss [Dbu11a]. Gleichzeitig wurde ein weiterer Ausbau der erneuerbaren Energien beschlossen. Bis zum Jahr 2020 sollen 35% des Stroms in Deutschland aus Wind-, Solar- und Wasserenergie gewonnen werden [Dbu11b]. Ein Teil der neu geplanten Windparks ist offshore vorgesehen. Hier ist die Verfügbarkeit wesentlich höher als bei Onshore-Windparks. Dennoch muss für alle Windkraftanlagen eine Reserveleistung installiert sein, sollten diese wegen Flaute oder Sturm keine Leistung liefern. Als Reserveleistung werden häufig einfache Gasturbinenkraftwerke (ohne Kopplung mit einem Dampfkraftprozess) eingesetzt. Ein großer Vorteil dieser Anlagen ist ihre Schnellstartfähigkeit. Müssen die Windkraftanlagen relativ plötzlich vom Netz gehen, werden zum Beispiel Kohlekraftwerke mit der so genannten Sekundenreserve kurzfristig in Überlast gefahren. In der Zwischenzeit können die Gasturbinenkraftwerke hochgefahren werden, was innerhalb von wenigen Minuten möglich ist [Kra04]. Bei diesen Gasturbinenkraftwerken handelt es sich um Spitzenlastkraftwerke, die sich durch geringe Investitionskosten und (meist) hohe Brennstoffkosten auszeichnen.
Es werden aber auch Gasturbinen in Mittellast eingesetzt, meist in Verbindung mit einem Dampfkraftprozess. Durch diese Kombination werden Wirkungsgrade bis zu 60% erreicht. Derzeit laufen Forschungsvorhaben auch an der RWTH Aachen (Sonderforschungsbereich SFB 561), um ein kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk mit einem Wirkungsgrad von 65% zu entwickeln. Gleichzeitig gibt es unterschiedliche Anstrengungen, den einfachen Gasturbinenprozess zu optimieren. Hierzu werden in den meisten Lehrbüchern vor allem die Maßnahmen Zwischenkühlung im Verdichter, Rekuperation und Zwischenerhitzung genannt. Aber auch fortschrittliche Prozesse wie die Gasturbine mit Dampfeindüsung oder die Feuchtluftturbine werden erforscht.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine weitere Möglichkeit untersucht, Leistung und Wirkungsgrad einer einfachen Gasturbine zu steigern: die Kopplung mit einem Inversen

Brayton Cycle. Die Idee des Inversen Brayton Cycles wurde vom Dampfkraftprozess übernommen. Die Entspannung des Dampfes in einer Dampfturbine auf einen Unterdruck von z.B. 45 mbar ist hier Stand der Technik. Nach der anschließenden Kondensation wird das Wasser über die Kondensatpumpe wieder in den Speisewasserbehälter zurückgepumpt.
Analog hierzu wird in einem Inversen Brayton Cycle heißes Abgas (zum Beispiel aus einem einfachen Gasturbinenprozess) auf ein Druckniveau weit unter Umgebung entspannt. Nach einer Wärmeabfuhr wird im Anschluss das Gas auf Umgebungsdruck verdichtet, um es an die Umgebung abzuführen. Im Vergleich zu einem Dampfkraftprozess kann der Inverse Brayton Cycle (IBC) nicht so effektiv sein, da das (kompressible) Abgas nach der Wärmeabfuhr weiterhin gasförmig vorliegt und somit in einem Verdichter komprimiert werden muss. Der große Vorteil eines Dampfkraftprozesses ist, dass das Wasser dampfförmig entspannt und flüssig verdichtet wird. Da Wasser inkompressibel ist, fällt die Kompressionsarbeit in der Pumpe geringer aus als bei einem kompressiblen Fluid in einem Verdichter.
Aufgrund der Abkühlung des Abgases nach der Entspannung fällt die Verdichterleistung aber geringer aus als die Entspannungsleistung, weswegen in einem Inversen Brayton Cycle Leistung generiert werden kann. Hierzu werden in diversen Publikationen thermodynamische Simulationen diskutiert. Ein erster Teststand wurde an der Universität von Osaka aufgebaut, [Fuj01]. Eine großtechnische Umsetzung eines IBC in einem Kraftwerk wurde allerdings bisher nicht realisiert.

In dieser Arbeit soll abgeschätzt werden, unter welchen Umständen die Kombination eines Gasturbinenprozesses mit einem Inversen Brayton Cycle energetisch sinnvoll ist. Bei diesen Simulationen werden einfache Modelle der Kraftwerkskomponenten miteinander kombiniert, mit dem Ziel zu ermitteln, welche Leistung und welcher Wirkungsgrad bei einer mit einem IBC kombinierten Gasturbine aus thermodynamischer Sicht möglich wäre. Hierbei können jedoch nicht alle veröffentlichten Gasturbinenprozesse untersucht werden. Es werden nur die Prozesse genauer betrachtet, die in einer Vorstudie am meisten geeignet erscheinen.

Um abschätzen zu können, wann der Einsatz eines IBC überhaupt denkbar ist, werden Gasturbinenprozesse am Beginn dieser Arbeit allgemein exergetisch untersucht. Dabei wird das Leistungsvermögen von Gasturbinenprozessen aufgezeigt sowie die Einschränkungen, bedingt durch die Kühlung der heißgasbeaufschlagten Turbine und durch die Reduzierung von Emissionen. Diese beiden Einschränkungen sind typisch für stationäre Gasturbinen. Weitere Einschränkungen wie Gewicht oder Leistungsdichte beispielsweise sind wichtige Parameter bei der Auslegung von Flugtriebwerken, spielen bei stationären Anwendungen aber eine untergeordnete Rolle. Um die Exergieverluste zu minimieren, werden die konstruktiven Änderungsmöglichkeiten Zwischenkühlung im Verdichter, Rekuperation und Kombination mit einem Inversen Brayton Cycle (IBC) erst

einzeln und dann kombiniert miteinander untersucht. Hierbei ergeben sich 12 verschiedene Prozesse, die in Hinblick auf Leistung und Wirkungsgrad miteinander verglichen werden.
Des Weiteren wird versucht, den IBC mit anderen Prozessen zu kombinieren. Hierbei wird zuerst ein Vergleich zu einem Dampfkraftprozess als Abwärmenutzung einer beliebigen verfahrenstechnischen Anlage gezogen. Im Anschluss wird die Adaption eines IBC an eine Gasturbine mit Dampfeindüsung betrachtet, genauso wie die mögliche Erweiterung eines Druckluftspeicherkraftwerks mit einem IBC.
Da es aber in Deutschland nur ein Druckluftspeicherkraftwerk zur Abdeckung von Spitzenlasten gibt, werden einfache Gasturbinen häufig zu diesem Zweck eingesetzt. Daher schließt sich hier der Vergleich einer einfachen Gasturbine mit einer Gasturbine mit kombiniertem IBC in Teillast an. Hierzu werden beide Gasturbinen ein- und mehrwellig mit den gängigen Regelungsmöglichkeiten untersucht. So soll abgeschätzt werden, ob sich eine Gasturbine mit kombiniertem IBC für Spitzenlastkraftwerke oder für den Inselbetrieb eignet.
Um abschätzen zu können, ob die untersuchten Varianten überhaupt ökonomisch eine Einsatzchance erhalten, wird für alle Simulationen der Kapitalwert ermittelt. Über diesen einfachen Ansatz wird ein Ausblick gegeben, ob die energetischen Vorteile des IBC, die in der Literatur veröffentlicht sind und hier näher untersucht werden, überhaupt aus wirtschaftlicher Sicht sinnvoll sind. Solche ökonomischen Untersuchungen hängen immer von der Marktsituation ab, die sich aber wiederum durch äußere Einflüsse stark ändern kann, wie man durch die Reaktorkatastrophe von Fukushima feststellen musste. Monate vorher wurde noch eine Laufzeitverlängerung der deutschen Atomkraftwerke beschlossen. Daher kann es sein, dass momentan unwirtschaftliche Prozesse in einigen Jahren wirtschaftlich werden oder umgekehrt.

2. Betrachtung eines einfachen Gasturbinenprozesses bei Volllast

Zur Untersuchung der möglichen Einsatzmöglichkeiten des Inversen Brayton Cycles werden zuerst verschiedene Gasturbinenprozesse energetisch und exergetisch untersucht. Hierbei handelt es sich um einfache Gasturbinen ohne die Kombination mit einem Dampfkraftprozess.

2.1 Thermodynamische Grundlagen

Für diese energetischen und exergetischen Betrachtungen werden zuerst die thermodynamischen Grundlagen kurz aufgezeigt.

2.1.1 Exergiearten

Die technische Arbeitsfähigkeit eines Energiestromes wird als Exergiestrom E bezeichnet. Exergie ist unbeschränkt in jede andere Energieform umwandelbare Energie. Das Gegenteil von Exergie ist Anergie und dementsprechend völlig entwertete und nicht mehr umwandelbare Energie [Luc04].
Die Exergie kommt in verschiedenen Formen vor, deren Zusammenhang in Abbildung 1 dargestellt ist:

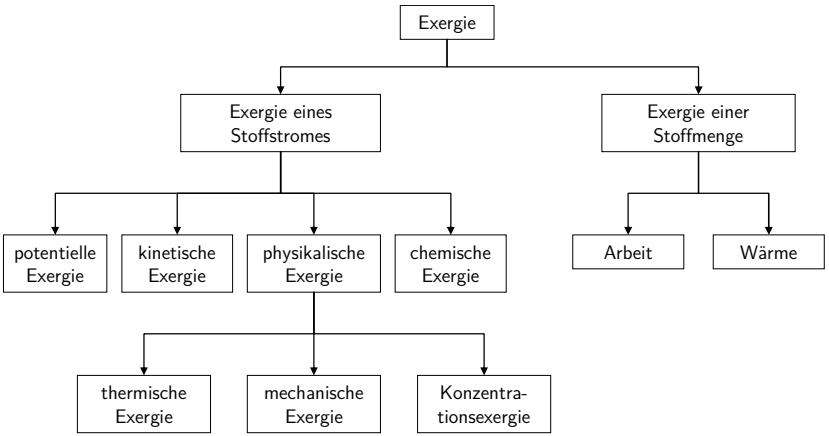


Abbildung 1: Übersicht der verschiedenen Exergiearten (gemäß [Rie06])

Grundsätzlich wird unterschieden, ob die Exergie einer Stoffmenge in einem abgeschlossenen Raum betrachtet wird oder der Stoffstrom in einem stationär durchströmten Bezugsraum. Bei der Untersuchung einer Gasturbine ist die stoffstromgebundene Exergie zu verwenden, die wiederum in vier Exergiearten unterteilt werden kann, die kinetische, die potentielle, die physikalische und die chemische Exergie.
Fluide besitzen potentielle Exergie analog zur potentiellen Energie, die bei Gasturbinen allerdings vernachlässigbar ist. Dieser Anteil der Exergie ist in der Energietechnik vornehmlich bei Wasserkraftwerken zu berücksichtigen.
Die kinetische Exergie eines Stoffstroms ist bei der eindimensionalen Betrachtung der Gasturbinenanlagen ebenfalls zu vernachlässigen. Die Luft wird hier aus der Umgebung angesaugt, das Abgas tritt ebenfalls wieder in die Umgebung aus. Bei der Untersuchung von Strahltriebwerken hingegen ist dieser Ansatz nicht zulässig, da die Differenz der Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit den Schub ergibt, die Hauptaufgabe eines Triebwerkes. Da in den hier durchgeführten eindimensionalen Prozessbetrachtungen der potentielle und kinetische Anteil der Exergie vernachlässigt werden, wird in dieser Arbeit nicht zwischen statischen und totalen Werten unterschieden.
Die physikalische Exergie wird unterschieden in die thermische, die mechanische und die Konzentrationsexergie. Die thermische Exergie stellt die Arbeitsfähigkeit eines Fluides in Folge einer im Vergleich zur Umgebung erhöhten Temperatur dar. Sie hat ihren Nullpunkt, wenn die Temperatur gleich der Umgebung ist. Analog liegt der Nullpunkt der mechanischen Exergie auf dem Druckniveau der Umgebung. Thermische und mechanische Exergie werden oft zusammengefasst als thermomechanische Exergie oder auch Exergie der Enthalpie. Die Konzentrationsexergie beinhaltet die Zusammensetzung eines Fluides. Sie hat ihren Nullpunkt, wenn dieselbe Stoffzusammensetzung wie die der Umgebung herrscht. Der Konzentrationsanteil oder auch die Mischexergie gibt an, wie viel Arbeit reversibel aufzuwenden ist, um eine Differenz der Konzentration eines Stoffstroms gegenüber der Umgebungskonzentration zu erzeugen. [Rie06].
Bei allen Bauteilen in einer Gasturbine, bei denen sich die Stoffzusammensetzung nicht ändert, zum Beispiel bei den Turbomaschinen, reicht es aus, die thermomechanische Exergie zu betrachten. Bei Komponenten wie einem isothermen und isobaren Mischer hingegen entstehen keine thermomechanischen Exergieverluste, sondern Verluste in Bezug auf den Konzentrationsanteil der Exergie. Bestehen Fluide aus Stoffen, die in der Umgebung nicht auftreten, wie zum Beispiel Kohlenwasserstoffverbindungen, spricht man nicht von der Konzentrationsexergie, sondern von der chemischen Exergie.
Die chemische Exergie eines Brennstoffs wird auch als Brennstoffexergie bezeichnet. Die Berechnung der Brennstoffexergie wird in [Fra86] detailliert beschrieben. Der in dieser Arbeit zur Simulation verwendete Brennstoff besteht aus 100% Methan (CH_4), dessen Brennstoffexergie in guter Näherung gleich dem unteren Heizwert ist, [Bae63] und [Ahr77].
Die in den untersuchten Prozessen generierte elektrische Energie stellt reine Exergie dar, mechanische Arbeit ist abzüglich der Reibungsarbeit ebenfalls reine Exergie.

2.1.2 Exergieverluste

Der Exergieverlust ist die entscheidende Größe für die thermodynamische Bewertung eines Energieumwandlungsprozesses. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik, dem Energieerhaltungssatz, bleibt die Energie stets erhalten, es findet niemals Energieverlust statt. Der Umstand der Energieentwertung, also der Umwandlung von Exergie in Anergie (Exergieverlust), wird durch den zweiten Hauptsatz beschrieben. Der erste und der zweite Hauptsatz sind voneinander unabhängige Sätze und der eine kann aus dem anderen nicht hergeleitet werden [Bos98]. Beide sind Naturgesetze, die keine Ausnahmen zulassen.
Eine Entropievernichtung ist ausgeschlossen. Damit ist die Unsymmetrie von Energieumwandlungen beschrieben. Jeder Prozess, der mit irreversibler Entropieproduktion verbunden ist, ist ohne zusätzlichen Energieaufwand nicht umkehrbar [Luc04]. Gründe für irreversible Entropieproduktion sind unter anderem Prozesse wie Wärmetransfer, Vermischung von Stoffströmen und allgemein alle reibungsbehafteten Prozesse, siehe [Klo80a] und [Klo80b]. Da der Exergieverlust Δe_V die Energieentwertung in einem Prozess beschreibt, besteht zwischen diesem und der irreversiblen Entropieproduktion Δs_{irr} folgender allgemeine Zusammenhang:

$$\Delta e_V = T_U \Delta s_{irr} \tag{2.1}$$

Manchmal wird die Exergieanalyse deshalb als Analyse nach dem zweiten Hauptsatz bezeichnet. Sie ist sehr gebräuchlich für die Untersuchung von Kraftwerksprozessen. Für die Zwecke dieser Arbeit muss die Exergie bilanziert werden. Die Exergie eines Enthalpiestromes wird vollständig freigesetzt, wenn der Enthalpiestrom in ein mechanisches und thermisches Gleichgewicht mit seiner Umgebung versetzt wird. Diese Exergie der Enthalpie wird berechnet mit:

$$e(T_1, p_1) = (h_1 - h_U) - T_U(s_1 - s_U) \tag{2.2}$$

Durch die Berechnung einzelner Exergieverluste kann evaluiert werden, an welcher Stelle im Prozess das größte Optimierungspotential steckt. Der Exergieverluststrom[1] $\Delta E_{V,Verd}$ eines Verdichters kann nach folgender Formel berechnet werden:

$$\begin{aligned} \Delta E_{V,Verd} &= \dot{m} T_U \Delta s_{irr} \\ &= \dot{m} T_U \left(c_p \ln\left(\pi^{\nu \frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) - R \ln(\pi) \right) \end{aligned} \tag{2.3}$$

Der Exergieverlust ist eine Funktion des erzielbaren Druckverhältnisses π, des Polytropenverhältnisses ν und der Eingangstemperatur. Diese wirkt allerdings nur indirekt

[1] Der Exergieverluststrom wird im Folgenden Exergieverlust genannt.

über die Temperaturabhängigkeit der mittleren spez. Gaskonstante c_p und des Isentropenexponenten κ. Analog zum Verdichter kann der Exergieverlust einer Turbine ebenfalls mit Formel (2.3) berechnet werden. Der Unterschied zwischen Verdichtung und Expansion liegt im Polytropenverhältnis ($\nu_V=1/\eta_{p,V}$ bzw. $\nu_T=\eta_{p,T}$).
In einer Brennkammer treten Verluste infolge mehrerer irreversibler Mechanismen auf (Reibung, Wärmeübertragung, Verbrennung und Mischung), [Bae68a]. In Abbildung 2 ist die thermodynamische Modellierung einer Brennkammer dargestellt, weiterentwickelt aus [Fra03]:

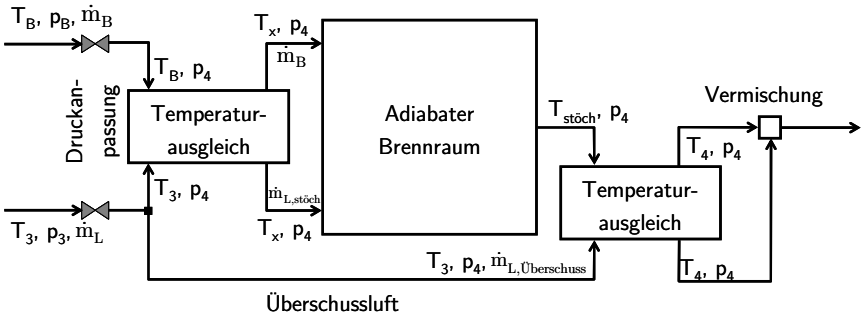


Abbildung 2: Thermodynamisches Modell einer Brennkammer

Am Eintritt in die Brennkammer unterliegen der Luft- und Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_L$ bzw. $\dot{m}_B$ einem Druckverlust bei konstanter Temperatur, sodass beide Massenströme den Brennkammeraustrittsdruck p_4 aufweisen. Hierbei entsteht ein Exergieverlust (i = L,B) gemäß [Gre65a]:

$$\Delta E_{V,\Delta p,i} = \dot{m}_i\left(e_{i2} - e_{i1}\right) = -R_i\dot{m}_i \ln\left(\frac{p_4}{p_i}\right) \tag{2.4}$$

Der Luftmassenstrom $\dot{m}_L$ wird dann aufgeteilt in einen Strom zur stöchiometrischen Verbrennung $\dot{m}_{L,stöch}$ und einen Massenstrom an Überschussluft $\dot{m}_{L,Überschuss}$. Zwischen $\dot{m}_{L,stöch}$ und $\dot{m}_B$ erfolgt im theoretischen, druckverlustfreien Wärmeübertrager ein irreversibler Temperaturausgleich auf die Mischtemperatur T_x gemäß [Gre65b].

$$\Delta E_{V,WÜ1} = T_U\left[\dot{m}_{L,stöch}c_{p,L}\ln\left(\frac{T_x}{T_L}\right) + \dot{m}_B c_{p,B}\ln\left(\frac{T_x}{T_B}\right)\right] \tag{2.5}$$

Beide Ströme reagieren dann im adiabaten Brennraum miteinander.

$$E_L + E_B = E_{RG} + \Delta E_{V,B} \tag{2.6}$$

Die Exergie des Brennstoffs setzt sich dabei aus der physikalischen und der chemischen Exergie zusammen $E_B = E_{Bphy}+E_{Bch}$. So kann nach [Fra03] unter stöchiometrischen Bedingungen ein maximaler Exergieverlust der Verbrennung bei Umgebungsbedingungen (E_L, E_{Bphy} =0) als eine Funktion des unteren Heizwertes H_U berechnet werden:

$$\Delta E_{V,Bk0} = \dot{m}_B H_U - \dot{m}_{RG} e_{RG} = \dot{m}_B H_U - EBW_0 \dot{m}_B c_{p,mL} T_0 \tag{2.7}$$

Hierbei steht EBW_0 für den exergetischen Brennwert bei Verbrennung unter Umgebungsbedingungen (Index 0) und kann mittels EBW_0=288,13·H_U/119956,3kJ/kg=120,1 berechnet werden. In Relation zur zugeführten Brennstoffexergie beträgt dies 26,9% (bei dem hier angenommenen Brennstoff Methan CH_4). Steigt die Eintrittstemperatur (bzw. der –druck) in die Brennkammer, so muss ein temperatur- bzw. druckabhängiger Korrekturterm ΔEBW zu dem exergetischen Brennwert EBW_0 addiert werden. Damit steigt der exergetische Brennwert des Brennstoffs, wodurch die im Brennraum generierten Verluste sinken. Dies wird bei Betrachtung eines T-s-Diagramms ersichtlich: Je höher die Eintrittstemperatur in die Brennkammer, umso größer ist die Steigung der Isobaren; daher nimmt die Entropiezunahme für eine gegebene Brennstoffmenge mit steigender Eintrittstemperatur ab.
Diese Berechnung des Exergieverlustes des adiabaten Brennraums als Funktion des Brennstoffes und den Eintrittsbedingungen Druck und Temperatur wird in [Fra03] als universelles exergetisches Brennstoffgesetz bezeichnet. Es kann auf Basis thermodynamischer Hauptsätze theoretisch nicht begründet werden, somit wird von einer statistischen Gesetzmäßigkeit ausgegangen.
Hinter dem Brennraum liegt dann ein Abgasgemisch mit dem Druck p_4 und der Temperatur $T_{stöch}$ vor, das mit der Überschussluft irreversibel vermischt wird. Hierzu kommt es erst zu einem Temperaturausgleich auf die Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und einem Exergieverlust der Konzentration gemäß [Gre65c]:

$$\Delta E_{V,Misch,theo} = T_U \left[\dot{m}_{RG} c_{p,RG} \ln\left(\frac{T_4}{T_{stöch}}\right) + \dot{m}_{L,Überschuss} c_{p,L} \ln\left(\frac{T_4}{T_L}\right) \right] +$$

$$T_U \dot{m}_{RG} \left[\xi_{BG} R_{BG} \ln {}^{1}\!/_{y_{BG}} + \xi_{Überschuss} R_L \ln {}^{1}\!/_{y_{Überschuss}} \right] \tag{2.8}$$

Hierbei steht ξ für den Massenanteil des Brenngases (BG) und y für den Molanteil. Der hier auftretende Exergieverlust der Konzentration wird nicht in die energetische Bilanzierung der Brennkammer mit aufgenommen, da die auftretenden Verluste in der Bilanz der Konzentrationsexergie auftauchen. Die Entmischung der Gase durch Verdünnung mit der Umgebungsluft findet in der Umgebung statt, die notwendige Entmischungsarbeit ist somit nicht Teil der Energiebilanz der Gasturbine. Daher wird im Folgenden als Exergieverlust der Mischung von Überschussluft und heißem Rauchgas lediglich der Verlust in Folge des Temperaturausgleiches aufgenommen:

$$\Delta E_{V,Misch} = T_U \left[\dot{m}_{RG} c_{p,RG} \ln\left(\frac{T_4}{T_{stöch}}\right) + \dot{m}_{L,Überschuss} c_{p,L} \ln\left(\frac{T_4}{T_L}\right) \right] \tag{2.9}$$

Im Ein- und Auslass der Gasturbine werden ausschließlich Druckverluste angenommen und folglich mittels Formel (2.4) berechnet.
Zusätzlich entstehen noch Exergieverluste in den Lagern bedingt durch die Lagerreibung sowie elektrische Verluste im Generator.

2.1.3 Wirkungsgraddefinitionen

Wirkungsgrade variieren je nach Bilanzhülle und Bilanzgröße. Da die Definition der einzelnen Wirkungsgrade in der Literatur und vor allem bei der Anwendung in der Industrie variieren, werden im Folgenden die verwendeten Wirkungsgrade definiert.
Allgemein werden Wirkungsgrade immer als Nutzen zu Aufwand definiert. Bei Gasturbinen wird unterschieden zwischen dem thermischen („th“) und dem Gesamtwirkungsgrad („ges“). Beim thermischen Wirkungsgrad η_{th} stellt die abgegebene Wellenleistung den Nutzen dar, wohingegen beim Gesamtwirkungsgrad η_{ges} die Klemmenleistung am Generator abzüglich der angeschlossenen Verbraucher den Nutzen der Gasturbine repräsentiert. Bei diesen energetischen Wirkungsgraden wird üblicherweise als Aufwand das Produkt aus Brennstoffmassenstrom und dem unteren Heizwert H_U des Brennstoffs angenommen. Eine strenge energetische Betrachtung eines Gasturbinenprozesses müsste zusätzlich die Enthalpie des Brennstoffs berücksichtigen. Bei den hier durchgeführten Simulationen wird der Brennstoff immer bei Umgebungstemperatur von 15°C zugeführt. Die Enthalpie des Brennstoffs beträgt dann lediglich 0,06% des unteren Heizwertes und wird daher bei der Berechnung energetischer Wirkungsgrade vernachlässigt. In umgesetzten Gasturbinen wird der Brennstoff oft auf 200°C vorgewärmt [Lec03] und [Kai98], um den Wirkungsgrad zu steigern. Dies wird hier allerdings nicht simuliert.
Der exergetische Wirkungsgrad setzt den zugeführten und den abgeführten Exergiestrom in Verhältnis zueinander. Er wird mit dem Zeichen ξ bezeichnet, [Bae68b]. Wenn bei der Analyse des Gesamtprozesses die Exergie des Abgases als Verlust betrachtet wird und die Bilanzierung bezüglich H_U erfolgt, ist $\xi \approx \eta_{ges}$. In diesem Fall ist der exergetische Aufwand lediglich um die mechanische Exergie des Brennstoffes größer als der „energetische“ Aufwand. Dieser Exergiegehalt geht auf den Eintrittsdruck des Brennstoffes zurück, der als das 1,5fache des Verdichteraustrittsdrucks angenommen wird [Kai98]. Ob der Brennstoff vor Eintritt in die Gasturbine in einem Gasverdichter noch auf das geforderte Druckniveau verdichtet werden muss, hängt vom Druck der Gasversorgung ab. Dieser kann zwischen 30 und 60 bar liegen [Lec03]. Zur Vereinfachung wird angenommen, dass der Druck des Brennstoffs das für den Prozess notwendige Druckniveau besitzt. Somit kann auf die Simulation eines Gasverdichters bzw. einer Druckreduzierstation verzichtet werden. Da folglich in dieser Bilanzhülle kein

Aufwand für die mechanische Exergie des Brennstoffes betrieben werden muss, wird dieser nicht in die Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades aufgenommen. Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} entspricht damit dem exergetischen Wirkungsgrad ξ. Somit ergibt eine Summe aller (auf die Brennstoffexergie bezogenen) prozentualen Exergieverluste zuzüglich des Gesamtwirkungsgrades 100 Prozent.

2.2 Simulation eines Gasturbinenprozesses

Die Berechnung der verschiedenen Gasturbinenprozesse wird in dieser Arbeit mit dem Softwarepaket IpsePro der Firma SimTech Simulation Technology durchgeführt. Dieser Software ist die Stoffwerttabelle „JANAF Thermomechanical Tables“ hinterlegt. Dadurch kann im gesamten Prozess Druck, Temperatur, Enthalpie, Entropie, Dichte und über Formel (2.2) auch die thermomechanische Exergie bestimmt werden. In den einzelnen Kraftwerkskomponenten können verschiedene Vorgaben für hinterlegte Formeln getroffen werden, mit denen die jeweilige Zustandsänderung des Fluids in der Kraftwerkskomponente charakterisiert wird, wie beispielsweise der sich im Einlass einstellende Druckverlust. Diese Vorgaben sind in Anhang A-II aufgeführt, werden zur besseren Lesbarkeit hier allerdings nicht im Detail beschrieben. Zusätzlich wird in Anhang A-II das jeweilige Teillastmodell für Kapitel 5 vorgestellt. Das daraus resultierende Teillastverhalten wurde im Vorfeld zu dieser Arbeit mit der Software GasTurb 11 validiert.

2.3 Auslegung eines Gasturbinenprozesses

Bei der Simulation eines Gasturbinenprozesses gibt es unabhängige und abhängige Variablen. So werden zum Beispiel für einen abhängigen Parameter die polytropen Wirkungsgrade der Turbomaschinen in der Literatur häufig zu 90% gesetzt. Unabhängig sind in den meisten Simulationen das Verdichtungsverhältnis und die Brennkammeraustrittstemperatur. Beide Parameter sind zwar aufgrund der sich einstellenden hohen Temperaturbelastungen ebenfalls limitiert, die Grenzen liegen allerdings weit auseinander, wie im Folgenden genauer untersucht wird.

2.3.1 Auslegung ohne Einschränkungen

Bei der Auslegung eines einfachen Gasturbinenprozesses ohne Nutzung der Abwärme gibt es thermodynamisch verschiedene Auslegungsziele, so zum Beispiel:

- Auslegung mit dem Ziel eines optimalen Wirkungsgrades
- Auslegung mit dem Ziel einer maximalen Generatorleistung

Diese beiden Auslegungsziele werden im weiteren Verlauf der Arbeit „optimale Auslegung“ und „maximale Auslegung“ genannt. Meist ist der gewählte Auslegungspunkt ein Kompromiss aus beiden Auslegungszielen. Hierzu sei zum Beispiel auf den Auslegungspunkt der Allison 501-KHs in Abbildung 43 verwiesen. In diesem Punkt werden 99% der maximalen Leistung bei 98% des maximalen Wirkungsgrades erzielt, für eine gegebene Brennkammeraustrittstemperatur. Somit kommt diese Auslegung beiden Maxima sehr nahe.
Für eine gegebene Brennkammertemperatur kann das Druckverhältnis des Prozesses so gewählt werden, dass eines der beiden Auslegungsziele erfüllt ist. Dies ist in Abbildung 3 zu erkennen, in der der Gesamtwirkungsgrad über der spezifischen Leistung aufgetragen ist. Variiert werden das Druckverhältnis und die Brennkammeraustrittstemperatur. Als konstant angenommen werden die Wirkungsgrade der Turbomaschinen sowie die prozentualen Druckverluste in allen Bauteilen. Eine genaue Beschreibung der verwendeten Modelle ist in Anhang A-II zu finden.

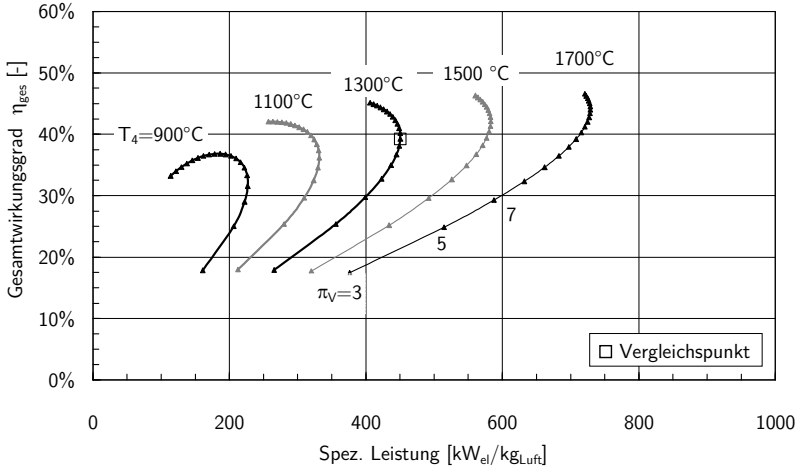


Abbildung 3: Vergleich des Wirkungsgrades und der Leistung einer einfachen (ungekühlten) Gasturbine bei Variation der Brennkammeraustrittstemperatur 900°C<T_4<1700°C und des Druckverhältnisses 3<π_V<41

Bei einer Brennkammertemperatur von T_4=900°C ist eine maximale Leistung bei einem Druckverhältnis von π_{max}=10 zu erzielen, ein optimaler Wirkungsgrad bei einem Druckverhältnis von π_{opt}=24. Der maximale Wirkungsgrad liegt vor, wenn die Summe der Exergieverluste ein Minimum erreicht. Bei Betrachtung der einzelnen Exergieverluste ergibt sich für eine Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C folgende Zusammenstellung gemäß Abbildung 4. Darin sind die relativen Exergieverluste über dem im

Verdichter gewählten Druckverhältnis aufgetragen. Die Exergieverluste können über die in Kapitel 2.1.2 aufgeführten Formeln berechnet werden. Je höher das Druckverhältnis gewählt wird, umso geringer werden die Brennkammer- und damit auch die Abgasverluste. Umgekehrt dazu steigen die Exergieverluste in den beiden Turbomaschinen mit zunehmendem Druckverhältnis an. In Summe sinken die Exergieverluste mit steigendem Druckverhältnis. Folglich steigt im gewählten Betrachtungsraum $3<\pi_V<41$ der Wirkungsgrad. Dies geht einher mit der mittleren Kurve aus Abbildung 3, in der der Wirkungsgrad für T_4=1300°C kontinuierlich steigt.

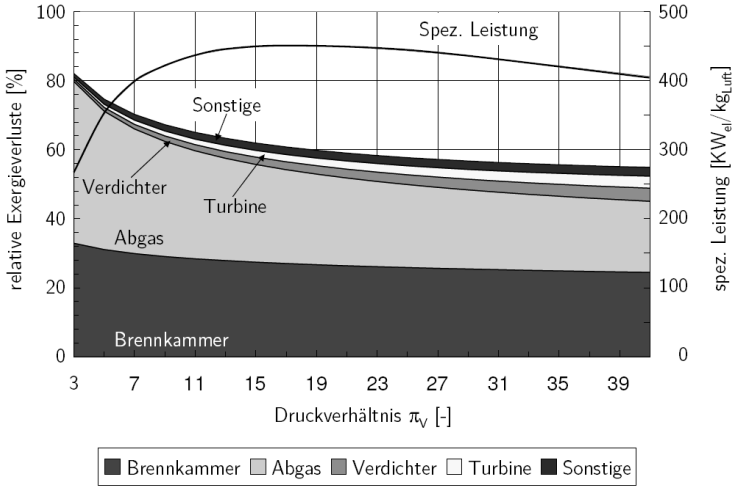


Abbildung 4: Relative Exergieverluste in Abhängigkeit des Druckverhältnisses π_V bei T_4=1300°C

Die Brennkammerverluste aus Abbildung 4 können gemäß dem thermodynamischen Brennkammermodell in Abbildung 2 aufgeteilt werden. Der in Abbildung 4 dargestellte Verlauf der Brennkammerverluste spaltet sich dann gemäß Abbildung 5 auf.
Die Exergieverluste infolge des Druckverlustes der Verbrennungsluft $\Delta E_{V,\Delta p,L}$ steigen an, da der Druckverlust gemäß Annahme bei 2% des Verdichteraustrittsdruckes liegt (siehe Anhang A-II). Analog verhält sich der Exergieverlust infolge des Druckverlustes des Brennstoffs $\Delta E_{V,\Delta p,B}$. Aufgrund der höheren Verdichteraustrittstemperatur steigen die Verluste bedingt durch den Temperaturausgleich $\Delta E_{V,W\ddot{U}}$ ebenfalls an, wohingegen durch die höhere Mischtemperatur T_x die Verluste im adiabaten Brennraum $\Delta E_{V,Bk}$ sinken, siehe hierzu Kapitel 2.1.2. Die Verluste durch Mischung $\Delta E_{V,Misch}$ sinken ebenfalls, da die Überschussluft auf einem höheren Temperaturniveau vorliegt. Da die Exergieverluste $\Delta E_{V,\Delta p,L}$, $\Delta E_{V,\Delta p,B}$ und $\Delta E_{V,W\ddot{U}}$ aber nur einen Bruchteil der Verluste

$\Delta E_{V,Bk}$ und $\Delta E_{V,Misch}$ ausmachen, sinken die Gesamtverluste in der Brennkammer mit steigendem Druckverhältnis.

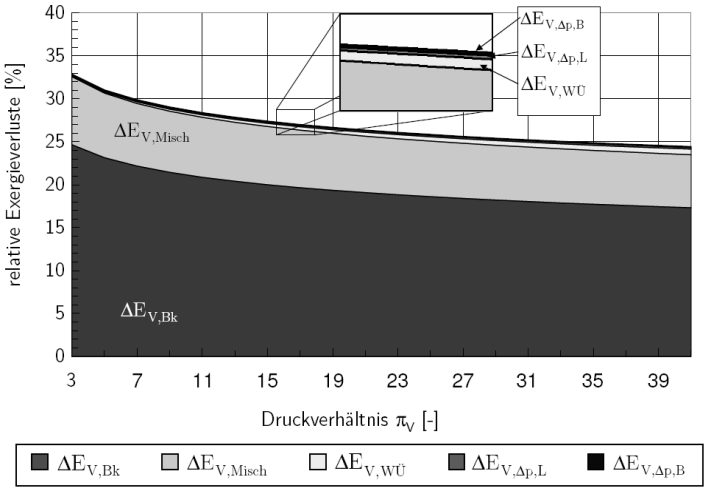


Abbildung 5: Relative Exergieverluste innerhalb der Brennkammer in Abhängigkeit des Druckverhältnisses π_V

Durch die geringeren Verluste in der Brennkammer sinkt auch die Entropie am Eintritt in die Turbine, siehe Abbildung 6. Somit kann eine geringere Austrittstemperatur $T_{5''}<T_{5'}$ aus der Gasturbine erzielt werden, wodurch die Abgasverluste sinken.

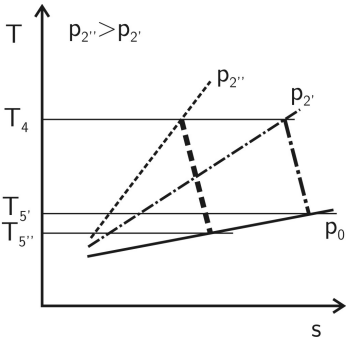


Abbildung 6: Schematischer Vergleich zweier Gasturbinenprozesse unterschiedlichen Druckniveaus im T-s-Diagramm

In Abbildung 4 ist neben den relativen Exergieverlusten zusätzlich der Verlauf der spezifischen Generatorleistung dargestellt. Die Leistung setzt sich aus der erreichbaren Turbinenleistung minus der notwendigen Verdichterleistung zusammen. Mit steigendem Druckverhältnis steigen die Leistungen beider Turbomaschinen an, analog zur

Enthalpiedifferenz der Verdichtung / Entspannung. Durch Erhöhung des Druckverhältnisses sinkt bei konstanter Brennkammertemperatur T_4 die Entropie am Eintritt in die Turbine, siehe auch Abbildung 6. Durch diese geringere Eintrittsentropie kann auch eine geringere Austrittsentropie realisiert werden, wodurch in der Turbine ein höheres Enthalpiegefälle entsteht. Gleichzeitig steigt aber auch die Enthalpiedifferenz im Verdichter. Ab einem gewissen Druckverhältnis $\pi_{max,theo}$ steigt die Enthalpiedifferenz im Verdichter stärker an als die der Turbine ($\Delta h_V/\Delta\pi_V > \Delta h_T/\Delta\pi_V$). Geringfügig oberhalb dieses Druckverhältnisses $\pi_{max,theo}$ ist das Druckverhältnis π_{max} der maximal abführbaren Leistung des Prozesses erreicht. Diese geringfügige Verschiebung hin zu höheren Druckverhältnissen liegt daran, dass in der Turbine ein um den Brennstoffmassenstrom höherer Massenstrom expandiert wird als im Verdichter verdichtet. Das Druckverhältnis der maximalen Leistung ist eine Funktion der gewählten Brennkammertemperatur T_4 und der angenommenen Turbomaschinenwirkungsgrade $\eta_{p,V}$ und $\eta_{p,T}$.
Bei Betrachtung der Kurven verschiedener Temperatur in Abbildung 3 ist der Einfluss des gewählten Druckverhältnisses und der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 zu erkennen. Das Druckverhältnis kann im Betrachtungsraum theoretisch beliebig gewählt werden.
Die Brennkammeraustrittstemperatur ist jedoch von zwei Parametern begrenzt, die thermomechanische Belastung der heißgasbeaufschlagten Bauteile (Brennkammer und Turbine) sowie die nach der 13. Bundes Immissionsschutz Vereinbarung (BImSchV) maximal erlaubt Menge an Emissionen, die ebenfalls mit der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 ansteigen.

In einer Brennkammer kommen vornehmlich Hochtemperaturwerkstoffe zum Einsatz, die aber zusätzlich konvektiv gekühlt werden müssen, um die hohe thermische Belastung zu minimieren. Hierzu wird verdichtete Luft aus dem Verdichter verwendet. Diese Kühlluft ist nach dem thermodynamischen Modell aus Abbildung 2 Teil der Überschussluft.
Nach [Sig06] kann eine maximale Metalltemperatur zwischen 800°C für austenitische Cr-Stähle und 900°C für hoch legierte Cr-Ni-Stähle in einer Turbine realisiert werden. Bei höheren Brennkammeraustrittstemperaturen ist es notwendig, eine Kühlung der Turbine vorzunehmen. Die Turbine wird ebenfalls mit Luft aus dem Verdichter gekühlt. Die Innenkühlung durch Luft ist Stand der Technik. Hierbei wird die Kühlluft in die Schaufeln geleitet und prallt innerhalb der Schaufel unter einem möglichst steilen Winkel auf die zu kühlende Oberfläche, um somit den Wärmeübergang zu optimieren. Alternativ wird der Wärmeübergang durch Turbolatoren (Rippen, Pin Fins, etc.) gesteigert. Die aufgeheizte Kühlluft wird dann an der Schaufelhinterkante der Strömung zugeleitet. Wird die Kühlluft bereits an der Schaufelvorderkante bzw. entlang des Profils in die Strömung eingeblasen, so bildet sich ein Film kühlerer Luft entlang der Schaufeloberfläche. In diesem Fall spricht man von der Filmkühlung. Diese Art der Kühlung ist effektiver als die Innenkühlung, es muss weniger Luft zur Kühlung nach

dem Verdichter abgezweigt werden. Eine weitere Steigerung der Kühleffektivität kann durch die Effusionskühlung erreicht werden, bei der die Kühlluft durch eine poröse Mantelfläche aus der Schaufel austritt. Diese Art der Kühlung ist allerdings noch nicht Stand der Technik.

Um die Kühlung einer Turbine in der Simulation der Gasturbine zu berücksichtigen, gibt es unterschiedliche Ansätze in der Literatur, die im Folgenden miteinander verglichen werden, um ein für diese Untersuchung passendes Modell zu bestimmen. Die Modellierung einer gekühlten Turbine ist essentiell, da die Ergebnisse sich stark von denen einer ungekühlten unterscheiden.

2.3.2 Auslegung unter Berücksichtigung einer gekühlten Turbine

Im Folgenden werden vier ausgewählte Literatur-Modelle miteinander verglichen:

2.3.2.1 Vergleich ausgewählter Modelle

Das Modell nach Traupel

In [Tra01a] ist der Grundgedanke der Modellierung einer gekühlten Turbine, dass die Kühlluft in der Turbine kontinuierlich beigemischt wird, in Abhängigkeit des jeweiligen Druckniveaus. Dieser Ansatz basiert darauf, dass in den ersten Turbinenstufen der Druckabbau größer ist als in den letzten und dass in den ersten Stufen auch der Kühlluftbedarf höher ist. Die durch die Kühlluft verursachten zusätzlichen Verluste werden durch eine Reduktion des polytropen Wirkungsgrad $\eta_{p,ideel}$ ($<\eta_p$) berücksichtigt. Dieser hängt ab vom polytropen Wirkungsgrad der ungekühlten Turbine, dem Ein- und Austrittsdruck sowie einer empirischen Konstante K. Ausgehend von diesem Ansatz wird in [Tra01a] gezeigt, dass die kontinuierliche Beimischung der Kühlluft energetisch gleichwertig ist mit der Mischung von Luft und Verbrennungsgas vor der Turbine und einer anschließenden polytropen ($\eta_{p,ideel}$) Entspannung dieses Gemisches von der Mischtemperatur TIT (engl.: **T**urbine **I**nlet **T**emperature) auf die Turbinenaustrittstemperatur. Der notwendige Kühlluftbedarf wird in Abhängigkeit von der Kühleffektivität ε angegeben. Diese berechnet sich aus der Brennkammeraustrittstemperatur T_4, der Verdichteraustrittstemperatur T_3 und der zulässigen Metalltemperatur T_{Metall} über folgende Formel:

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_{Metall}}{T_4 - T_3} \tag{2.10}$$

Das Modell nach El-Masri

In [Mas86] wird die gekühlte Turbine als ein Expansionspfad mit kontinuierlicher Arbeitsentnahme über die Wände modelliert. Als Kühlverfahren wird Innenkühlung, Filmkühlung und Effusionskühlung mit Luft sowie Wasserkühlung behandelt. Das jeweilige Kühlverfahren wird über einen Faktor eingestellt.
Die Turbine wird aufgeteilt in einen Teil mit und einen ohne Kühlluftzugabe. Im ersten Teil mit Kühlluft ist der Wirkungsgrad der Turbine geringer, da hier durch Mischung und irreversible Wärmeübertragung Verluste generiert werden. Dazu wird der polytrope Wirkungsgrad mittels der Kühleffektivität aus Formel (2.10) reduziert. Im zweiten Teil wird die Turbine nicht mehr gekühlt und die weitere Entspannung des Gases wird mit dem nicht-reduzierten polytropen Wirkungsgrad berechnet. Der Punkt, an dem nicht mehr gekühlt werden muss, ist in diesem Modell erreicht, wenn das zu entspannende Gas die Metalltemperatur T_{Metall} angenommen hat. Daher stellt in diesem Modell laut [Mas86] die Metalltemperatur den wichtigsten Einfluss auf die Ergebnisse der Prozessberechnung dar. Der notwendige Kühlluftbedarf berechnet sich neben den Temperaturen wie in [Tra01b] auch über das Verhältnis der Temperatur- und Arbeitsbelastung der Schaufeln. Hierin geht zusätzlich das Druckverhältnis über die Turbine ein.

Das Modell nach Young und Wilcock

In [You02] wird die gekühlte Turbine in einzelne Stufen aufgeteilt, wobei von jeder Stufe Stator, Rotor und Rotorscheiben einzeln betrachtet werden. Für alle drei werden die Kühlluftmassenströme einzeln abgeschätzt, ausgehend von einem modifizierten Modell nach [Hol80]. Hierbei sind die Einflussfaktoren die oben beschriebenen Temperaturen sowie die Wärmeübertragung zwischen der Schaufel und dem Kühlfluid. Die Verluste werden als Terme irreversibler Entropieproduktion bestimmt. Hierbei ergibt sich der Hauptverlust aus der Entspannung des Gases. Diese Entspannung wird unabhängig von der Anwesenheit der Kühlluft berechnet. Zur Berechnung der durch Kühlung auftretenden Verluste werden Berechnungsformeln angegeben. Grundlage hierfür sind unter anderem die interne Kühleffektivität, die Filmkühleffektivität, die Temperaturen von Heißgas, Kühlluft und Metalloberflächen, die relevanten Biot- und Stanton- Zahlen (zur Charakterisierung des Wärmeübergangskoeffizienten), die Machzahlen der Massenströme, die Größe der gekühlten Oberfläche sowie die Stoffwerte.

Das Modell nach Walsh

Das vierte Modell entstammt [Wal98]. Hier wird wie bei [You02] zwischen den Stufen unterschieden sowie zwischen Stator- und Rotorkühlung. Die Kühlluft im Stator wird vor der Turbinenstufe beigemischt und mittels eines reduzierten polytropen Wirkungsgrades entspannt. Diese Reduzierung ist ausschließlich abhängig von der Kühlluftmenge des Stators. Die Kühlluftmenge des Stators wird mittels einer auf Erfahrungswerten basierenden Gleichung bestimmt, in die die Statoraustrittstemperatur als Mischtempe-

ratur aus Brennkammeraustritts- und Kühllufttemperatur eingeht. Die notwendige Kühlluftmenge des Rotors wird mit einer zusätzlichen Gleichung berechnet, in die ausschließlich die Statoraustrittstemperatur eingeht. Es wird davon ausgegangen, dass die Kühlluft im Rotor keine Arbeit leistet, daher wird sie in der Simulation hinter dem Rotor beigemischt.

Vergleich der Modelle

Alle vier vorgestellten Modelle haben unterschiedliche Ansatzpunkte. Diese werden im folgenden schematischen T-s-Diagramm ersichtlich. Hierbei wird jeweils der besseren Vergleichbarkeit halber von einer einstufigen Turbine ausgegangen:

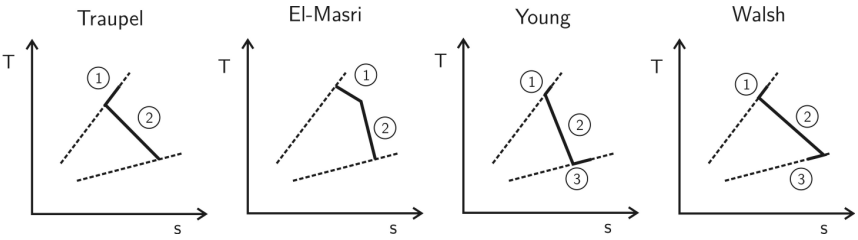


Abbildung 7: Vergleich der Expansionspfade der Turbinenmodelle im T-s-Diagramm

Bei [Tra01a], [Mas86] und [Wal98] wird ein verringerter polytroper Wirkungsgrad der Entspannung angenommen, wohingegen der Haupansatzpunkt bei [You02] ist, dass die Entspannung unabhängig von der Kühlluft stattfindet. Im Modell von El-Masri wird unterschieden zwischen einem Bereich verringerten polytropen Wirkungsgrades (1) bei Zugabe von Kühlluft und einem Bereich konstanten Wirkungsgrades ohne Kühlluft (2). Bei [Mas86] wird vor der Turbine keine Kühlluft beigemischt, wohingegen im Traupel-Modell die gesamte Kühlluft beigemischt wird (1). Bei [You02] und [Wal98] wird die Kühlluft aufgeteilt auf den Stator und den Rotor und jeweils hinter dem Leit- bzw. Laufrad dem Fluid zugeführt. Dadurch kommt es im Bereich (3) von [Wal98] durch Zumischung der Kühlluft hinter dem Rotor zu einem Sinken der Entropie. Bei [You02] ist dies ebenfalls der Fall, allerdings werden hier die Terme irreversibler Entropieerzeugung erst nach der Entspannung einberechnet. Dadurch steigt die Entropie in Bereich (3) trotz der Zumischung der Kühlluft an.
Bei der Berechnung der Verluste in der gekühlten Turbine stehen zwei Vorgehensweisen gegenüber, einerseits die Reduktion des Wirkungsgrades aus Erfahrungswerten wie in [Tra01a], [Mas86] und [Wal98]. Andererseits empfiehlt Young, die Verluste als Terme irreversibler Entropieproduktion zu berechnen statt als Totaldruckverluste oder als verringerte poytrope Wirkungsgrade, da bei Strömungen mit Wärmetransfer klar zwischen reversiblen und irreversiblen Entropieänderungen unterschieden werden müsse. Außerdem sei es durch dieses Vorgehen möglich, die Größenordnungen und die Quellen

von Irreversibilitäten zu identifizieren [You02]. Einschränkend wird in [Can06] darauf hingewiesen, dass im Modell nach [You02] der Kühlluftstrom für die Rotorscheiben ohne experimentelle Verifikation als prozentualer Anteil des Hauptmassenstroms festgelegt wird.
Liegen die Spezifikationen einer Maschine vor und sollen genaue Analysen durchgeführt werden, so ist es sinnvoll, auf das Modell von Young zurückzugreifen, da es die physikalischen Vorgänge am genauesten abbildet. Sind jedoch nur wenige oder gar keine Informationen über die Maschine erhältlich und geht es nur um überschlägige Vergleichsrechnungen, so sind die Modelle von Traupel und El-Masri ausreichend, wie dies auch in [You02] beschrieben wird.
In den durchgeführten Simulationen werden bei Gasturbinen in Teillast dieselben Prozentsätze an Massenstrom aus dem Verdichter zur Kühlung der Turbine geleitet wie in Volllast. Dies ist eine Folge der Anzapfungen im Verdichter. Diese sind über den Verdichter so verteilt, dass die Kühlluft trotz der in den Kühlkanälen auftretenden Druckverluste mit genügend Druck in die Schaufeln geleitet werden kann. Sinkt der geforderte Gegendruck (siehe Kapitel 5.) in Teillast, so stellt sich proportional ein zugehöriger Kühlluftmassenstrom ein. Vereinfacht kann somit angenommen werden, dass der Kühlluftmassenstrom proportional zum Verdichtermassenstrom abgezweigt wird.
Das Modell von Traupel eignet sich für einfache Teillastbetrachtungen am besten. Hier wird die komplette Kühlluft vor der Turbine dem Abgasstrom beigemischt. Die entstehenden Verluste werden durch eine Korrektur des polytropen Wirkungsgrades berücksichtigt. Wird nun eine Gasturbine in einem Betriebspunkt unterschiedlich zum Auslegungspunkt betrieben, so kann im Modell nach Traupel problemlos ein neuer ideeller polytroper Wirkungsgrad berechnet werden.
Da in Kapitel 5 Gasturbinenprozesse in Teillast untersucht werden, wird im Folgenden das Modell nach Traupel verwendet.

2.3.2.2 Einfluss auf den Gasturbinenprozess

In folgender Abbildung 8 sind Leistung und Wirkungsgrad einer gekühlten Gasturbine mit dem Modell nach Traupel als Funktion der Brennkammertemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V dargestellt. In allen Prozessen wird im Verdichter derselbe Massenstrom verdichtet. Die maximal erzielbaren Wirkungsgrade sowie die maximale spezifische Leistung der Gasturbine sinken hierbei im Vergleich zur ungekühlten Turbine erheblich, siehe Abbildung 3.
In [Sig06] werden maximale Metalltemperaturen T_{Metall} typischer Turbinenwerkstoffe zu 800-900°C angegeben. In dieser Arbeit wird der Mittelwert von 850°C angenommen. Da die Kühlung kaum Auswirkungen auf die Kurve für eine Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=900°C, macht sich die Kühlung in der Turbine in den Ergebnissen erst ab einer Brennkammertemperatur von T_4=1000°C signifikant bemerkbar.

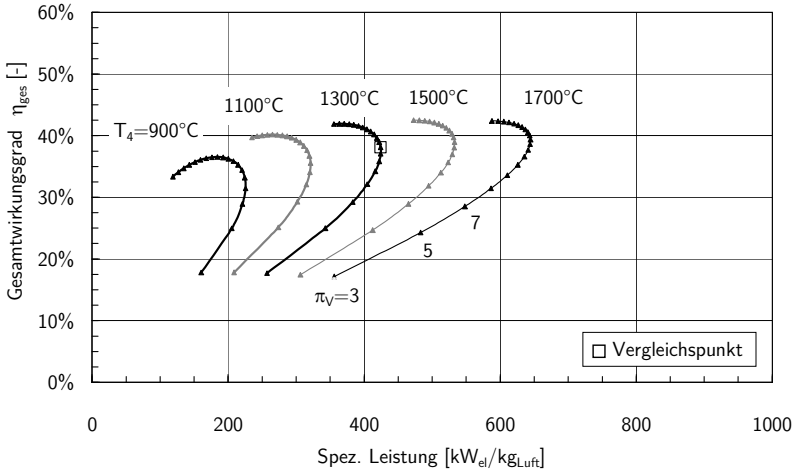


Abbildung 8: Vergleich des Wirkungsgrades und der Leistung bei Variation der Brennkammeraustrittstemperatur und des Druckverhältnisses bei einer gekühlten Turbine

Die Leistung der Gasturbine sinkt im Vergleich zu einer ungekühlten Gasturbine, da die Turbinenleistung geringer wird, die Verdichterleistung gleichzeitig jedoch konstant bleibt. In folgender Abbildung 9 sind drei Exergieflussdiagramme eines Gasturbinenprozesses bei einem Verdichterdruckverhältnis π_V=17 und einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C dargestellt:

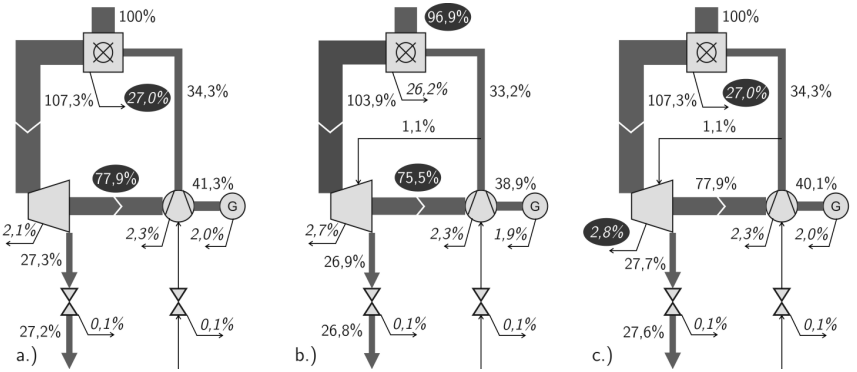


Abbildung 9: Exergieflussdiagramm eines GT-Prozesses (π_V=17, T_4=1300°C) ohne Kühlung der Turbine a.) und mit Kühlung der Turbine, b.) auf Brennstoffleistung des Prozesses a.) bezogen und c.) auf Brennstoffleistung mit Kühlung bezogen

Diagramm a.) stellt den Prozess ohne Turbinenkühlung dar, alle Exergieströme sind auf 100% der zugeführten Brennstoffexergie bezogen. Exergieflussdiagramm b.) und c.) stellen den Prozess mit Kühlung dar. Der Unterschied liegt in der Bezugsgröße, Prozess b.) ist auf 100% der Brennstoffexergie ohne Kühlung bezogen, c.) auf 100% mit Kühlung. Hintergrund dieser doppelten Darstellung des Prozesses ist die bessere Anschaulichkeit der im Folgenden dargestellten Erkenntnisse. Die Exergieverluste in den einzelnen Komponenten sind kursiv dargestellt. Im Folgenden diskutierte Werte sind mit einem schwarzen Hintergrund dargestellt.

Die Kühlluft für die Turbine wird am Ende des Verdichters abgezweigt. Folglich sinkt der Luftmassenstrom in der Brennkammer. Somit kann weniger Brennstoff (96,9%) zugeführt werden, um dieselbe Brennkammeraustrittstemperatur zu erreichen. Die Turbine kann trotz desselben Druckverhältnisses nur eine geringere Leistung erzielen (75,5% statt 77,9%), da die Entspannung des Abgases bei einer geringeren Turbineneintrittstemperatur (TIT < T_4) beginnt, die Expansion durch einen schlechteren Wirkungsgrad ($\eta_{p,ideel} < \eta_p$) charakterisiert ist und gleichzeitig weniger Massenstrom zur Verfügung steht ($\dot{m}_{Turb} = \dot{m}_{Verd}$ [konst.] + $\dot{m}_B$ [sinkt]).

Die relativen Exergieverluste in der Brennkammer bezogen auf die zugeführte Brennstoffleistung bleiben unverändert (je 27,0%), da dieselben Eintritts- und Austrittstemperaturen sowie –drücke erzielt werden. Die Exergieverluste in der Turbine steigen an, da die Expansion bei einem geringeren Wirkungsgrad abläuft und zusätzlich noch Mischungsverluste durch die Zumischung der Kühlluft vor der Turbine entstehen. Diese Mischungsverluste steigen mit Zunahme der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und sinken mit Zunahme des Verdichteraustrittsdruckes p_3. Maximal sind im gewählten Betrachtungsraum somit 44,4% der Exergieverluste in der Turbine bedingt durch die Mischung (bei T_4=1700°C und π_V=3). Im oben dargestellten Fall (π_V=17, T_4=1300°C) ist der Anteil der Mischungsverluste an den gesamten Verlusten in der Turbine geringer. Von den 2,8% (siehe Abbildung 9 c.)) betragen die Mischungsverluste 8,5% der Turbinenverluste. Grund hierfür ist die notwendige Kühlluftmenge (Formel 2.10).

Die Abhängigkeit des Gesamtwirkungsgrad η_{ges} einer theoretischen ungekühlten sowie einer gekühlten Gasturbine von Druckverhältnis π_V und Brennkammeraustrittstemperatur T_4 ist in [Kur03a] dargestellt. Um die Ergebnisse vergleichen zu können, wurde der in dieser Arbeit gewählte Betrachtungsraum (900°C<T_4<1700°C und 3<π_V<41) für Abbildung 10 erweitert. Die Ergebnisse der hier durchgeführten Variation ähneln den Ergebnissen aus [Kur03a], die Tendenzen sind vergleichbar.

Es ist zu erkennen, dass bei einer theoretischen ungekühlten Gasturbine der Wirkungsgrad mit Temperatur und Druck ansteigt. Bei einer gekühlten nimmt der Anteil der Kühlluft mit steigendem Druckverhältnis und steigender Temperatur T_4 immer mehr zu, sodass hier ein Optimum zu erkennen ist, das circa bei einer Brennkammertemperatur von T_4≈1700°C und einem Druckverhältnis von π_V≈41 liegt. In [Kur03a] liegt dieses Optimum bei einer Temperatur von circa 1900°C bei einem Druckverhältnis von 50.

Diese Verschiebung begründet sich mit der unterschiedlichen Modellierung der gekühlten Turbine.

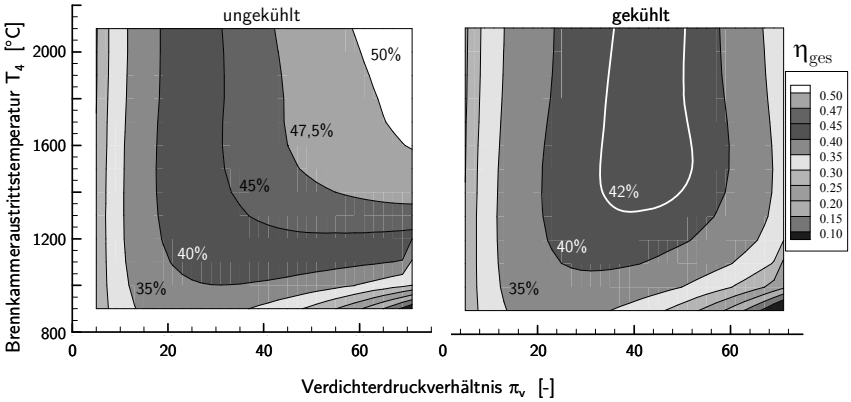


Abbildung 10: Vergleich der Wirkungsgrade einer gekühlten und ungekühlten Gasturbine bei Variation von Druckverhältnis und Brennkammeraustrittstemperatur

2.3.3 Auslegung unter Berücksichtigung der Emissionen

Eine weitere Einschränkung der Brennkammeraustrittstemperatur erfolgt durch den Einfluss der in der Gasturbine entstehenden Emissionen. Die Emissionen sind zurzeit durch die 13. Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Großfeuerungs- und Gasturbinenanlagen - 13. BImSchV) limitiert. Diese Begrenzung erfolgt in Bezug auf das sich bildende Kohlenmonoxid CO sowie auf die Stockoxide NO_x (NO und NO_2). Die Grenzwerte werden in Milligramm pro m^3 Abgas angegeben, bezogen auf einen Referenzzustand, siehe Tabelle 1. Dieses Referenzabgas entspricht einem Sauerstoffanteil von 15 Vol.-% eines trockenen Abgases bei Normzustand von 0°C und 1,013 bar. Hintergrund dieser Referenzierung ist ein einheitlicher Sauerstoffwert, sodass nicht durch Luftverdünnung des Abgases die Emissionen künstlich gesenkt werden können [Lec03].

Die Bildung der Emissionen hängt von den Eintrittsparametern der Luft in die Brennkammer sowie der Auslegung der Brennkammer selbst ab. Entscheidende Einflussfaktoren hierfür sind zum Beispiel die Verweilzeit in der Brennkammer, die Art der Strömungsführung, der Turbulenzgrad der Strömung. Diese Parameter sind aber bei allgemeinen Prozessuntersuchungen gänzlich unbekannt, solange die Bauart der Brennkammer noch nicht definiert ist. Daher werden in der Literatur nur Richtwerte angegeben, wie sich die Emissionen in Abhängigkeit von Temperatur und Druck der Luft sowie vom gewählten Luftüberschuss einstellen.

Es gibt drei Arten der Stickoxidbildung: die Bildung von thermischem NO_x, d.h. die Reaktion von Sauerstoff und Stickstoff aus der Luft, von Brennstoff-NO_x, wenn der Stickstoff ein Bestandteil des Brennstoffs ist, und von promptem NO_x.

Hierbei ist anfallende NO_x ein Zwischenprodukt der Oxidation von Kohlenwasserstoffen, siehe [War01] und [Sin90]. Alle drei Reaktionsmechanismen sind abhängig von der Flammentemperatur, wie in folgender Abbildung 11 zu erkennen ist.

Tabelle 1: Emissionsvorschriften für mit Erdgas befeuerte Gasturbinenanlagen, [Tal02]:

Emissionsart	Grenzwert
CO	100 mg /m³
NO_x	50 mg /m³ (= 25ppmv)

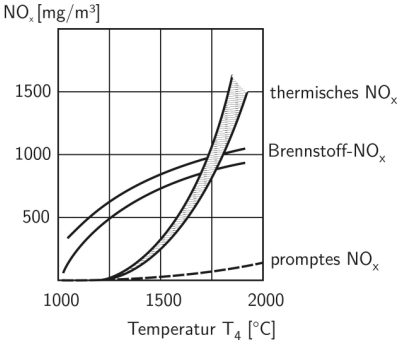


Abbildung 11: Abhängigkeit der NO_x-Bildung von der Flammentemperatur T_4 [Hei02]

Da der Brennstoff im hier betrachteten Fall aus reinem Methan (CH_4) besteht, kommt es nicht zur Bildung von Brennstoff-NO_x. Thermisches und promptes NO_x entsteht erst bei Temperaturen ab ca. 1250°C, sind aber auch vom gewählten Druckniveau der Verbrennung, dem Luftverhältnis und der Verweilzeit in der Brennkammer abhängig. Wird ein kleines Luftverhältnis ($\lambda<1$) gewählt, so spricht man von einer fetten Verbrennung. Hierbei ist mehr Brennstoff im Brennstoff-Luft-Gemisch enthalten, als mit dem zur Verfügung stehenden Sauerstoff oxidieren könnte. Daher reagiert der Sauerstoff vorzugsweise mit dem Brennstoff, anstatt mit Stickstoff. Bei einer stöchiometrischen Verbrennung ($\lambda=1$) ist die Temperatur des Abgases am höchsten, daher ist hier die NO_x-Bildung am größten. Bei Luftüberschuss $\lambda>1$ sinkt die Flammentemperatur wieder, was einerseits der NO_x-Bildung entgegen wirkt, andererseits aber ausreichend Sauerstoff für eine NO_x-Bildung bereitstellt. Die Druckabhängigkeit der NO_x-Bildung ist abhängig von dem Luftverhältnis λ [Hon07]. Demnach steigen die Emissionen nahe stöchiometrischer Verbrennung ($\lambda=1$) proportional zu $p^{0,5}$, wobei dieser Einfluss mit steigendem Luftverhältnis sinkt und ab etwa $\lambda=1{,}33$ vollständig verschwindet. Ähnliche Ergebnisse werden auch in [Cor92] beschrieben, wobei hier eine vollständige Druckunabhängigkeit der Emissionen bei $\lambda=1{,}67$ erreicht wird.

Kohlenmonoxid (CO) hingegen tritt bei einer unvollständigen Reaktion des Kohlenstoffs aus dem Brennstoff mit dem Sauerstoff auf. Dies kann zum einen durch die Wahl eines zu niedrigen Luftverhältnisses und dem damit einhergehenden Sauerstoffmangel auftreten; zum anderen durch eine zu kurze Verweilzeit in der Brennkammer, wodurch es zu einer unvollständigen Verbrennung kommt. Die Bildung von CO nimmt mit stei-

gendem Druck und steigender Temperatur ab. Ab einer Temperatur von 1800K trennt sich CO_2 wieder auf und die Bildung von CO nimmt wieder zu.
Diesen sich einstellenden, teilweise widersprüchlichen Tendenzen wird vornehmlich durch zweierlei Auslegungsarten entgegengewirkt:

- Die erste Möglichkeit besteht in einer gestuften Verbrennung (engl.: rich-lean-combustion). In die erste Brennkammerzone wird nur ein Teil der verdichteten Luft geleitet, sodass der Brennstoff fett verbrannt werden kann. Somit wird hier NO_x vermieden, es kommt allerdings zu einer vermehrten CO-Bildung. In den zweiten Teil der Brennkammer wird die restliche Luft geleitet, sodass der restliche Brennstoff mager oxidieren kann. Somit wird zum einen die Temperatur gesenkt, um der NO_x-Bildung entgegen zu wirken. Zum anderen kann in dieser Zone das CO aus der ersten Zone zu CO_2 weiter oxidiert werden. Problematisch ist hier allerdings der Übergangsbereich zwischen fetter und magerer Verbrennung, in der kurzzeitig stöchiometrische Zustände herrschen. Daher sollte die Verweilzeit in diesem Bereich möglichst gering gehalten werden [Lec03].
- Die zweite Möglichkeit, beide Emissionsgrenzen einzuhalten, wird durch eine magere, vorgemischte Verbrennung erzielt. Durch den Luftüberschuss entsteht wenig CO. Die Menge an CO kann durch Wahl einer entsprechenden Brennkammergröße und der damit einhergehenden Steigerung der Verweilzeit weiter gesenkt werden. Eine magere Verbrennung begünstigt die NO_x-Bildung und vermehrt somit die NO_x-Emissionen. Daher muss diesem Effekt entgegengewirkt werden. Durch eine Vormischung von Brennstoff und Luft kommt es zu einer relativ einheitlichen Brennkammertemperatur. Lokale Temperaturspitzen von weit über 2000K können somit umgangen werden, wodurch die NO_x-Bildung drastisch reduziert werden kann. So werden in [Cor92] NO_x-Emissionen unterhalb von 10ppm durch eine magere, vorgemischte Verbrennung und eine maximale Temperatur von T_4=1800K für erreichbar gehalten.

In den durchgeführten Simulationen werden Brennkammertemperaturen von $900°C<T_4<1700°C$ simuliert. Dabei ergeben sich theoretisch Luftverhältnisse λ zwischen 1,34 und 8,0, siehe Abbildung 12 links. Hier ist zu erwähnen, dass das maximal mögliche λ einer Verbrennung von der Art des Brenners abhängig ist. Bei einem höheren Luftverhältnis würde die Flamme erlischen. Ergibt sich aus der Simulation des Prozesses ein höheres λ, so wird davon ausgegangen, dass dieses λ nicht in der Flamme herrscht. Der kleinere Wert des berechneten Luftverhältnisses liegt über dem in [Cor92] vorgeschlagenen maximalen λ, bei dem ein Einfluss des Druckes berücksichtigt werden sollte. Daher wird davon ausgegangen, dass der Einfluss des Druckes auf die Emissionen nur indirekt über die Verdichteraustrittstemperatur T_3 eingeht. Die notwendige Brennstoffmenge ist abhängig von T_3. Mit steigender Brennstoffmenge wird mehr Sauerstoff zur Oxidation benötigt, wodurch der Sauerstoffgehalt des Abgases sinkt. Durch die oben beschriebene Referenzierung des Abgases auf einen Normzustand von 15%-

Sauerstoff im Abgas geht somit der Einfluss der Temperatur der verdichteten Luft mit in die Berechnung ein. Somit werden die NO_x-Emissionen einer stationären Gasturbine mit folgender Formel nach [Hon07] abgeschätzt:

$$NO_x = 7.5 \cdot 10^{-6} \exp\left(8.28 \cdot 10^{-3} T_4\right) \quad [\text{ppmv}] \tag{2.11}$$

Formel (2.11) eignet sich laut [Lef98] zur Voraussage von NO_x-Emissionen in magerer, vorgemischter Verbrennung, der laut [Cor92] im Jahre 1992 die Zukunft gehörte und die mittlerweile in vielen Gasturbinenbrennkammern umgesetzt ist. Dadurch lassen sich NO_x-Emissionen in Abhängigkeit von gewählter Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und Druckverhältnis π_V abschätzen.
In Abbildung 12 rechts ist zu erkennen, dass mit dieser Formel die NO_x-Emissionen den Grenzwert von 25ppmv ab einer Temperatur von ca. 1600°C überschreiten. Hierbei ist außerdem zu erkennen, dass bei einem niedrigeren Druckverhältnis mehr Emissionen auftreten. Grund hierfür ist, dass bei niedrigerer Brennkammereintrittstemperatur T_3 mehr Brennstoff benötigt wird, um eine gewählte Austrittstemperatur T_4 zu erreichen. Aufgrund der größeren Menge an Brennstoff sinkt der Sauerstoffgehalt im Abgas. Durch die oben beschriebene Referenzierung auf einen einheitlichen Sauerstoffwert, steigen somit die (auf den Referenzwert bezogenen) NO_x-Emissionen bei sinkendem Druckverhältnis.

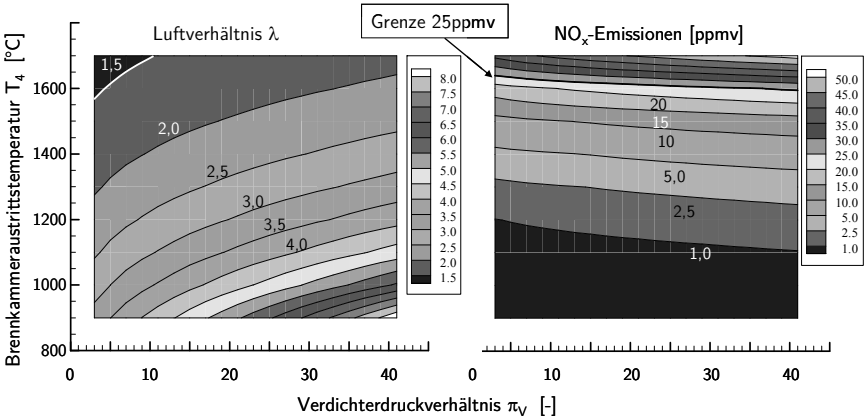


Abbildung 12: Gewähltes Luftverhältnis (links) und abgeschätzte NO_x-Emissionen (rechts) einer Gasturbine

In der Literatur sind wesentlich weniger Formeln zur Abschätzung der CO als der NO_x-Emissionen zu finden. Diese beruhen hauptsächlich auf dem Ausbrandgrad der jeweiligen Verbrennung und werden dann mit empirischen Konstanten je nach Brennkammer

validiert, zum Beispiel in [Buc03] und [Kur07a]. Auf eine Anwendung einer solchen semi-empirischen Formel wird an dieser Stelle verzichtet.
Die hier berechneten Emissionen sind nur grobe Abschätzungen für das Verhalten der Emissionen der Gasturbine. Diese Emissionen können durch unterschiedliche Maßnahmen gesenkt werden, sei es durch Primärmaßnahmen wie eine spezielle Auslegung der Brennkammer oder sei es durch Sekundärmaßnahmen wie die Eindüsung von Wasser. Eine Eindüsung von Wasser senkt die Verbrennungstemperatur, wodurch die NO_x-Emissionen gesenkt werden können. Diese Maßnahme wird bei Aeroderivaten oft eingesetzt, da in Flugtriebwerken häufig wesentlich höhere Brennkammeraustrittstemperaturen gewählt werden. Dabei wird teilweise das bis zu 1,6-fache an Wasser verglichen zur Menge an Brennstoff in die Brennkammer eingeblasen, um die NO_x-Bildung zu minimieren [Bol08].
Wie in Abbildung 10 zu erkennen ist, wäre es mit dem Ziel eines hohen Wirkungsgrades sinnvoll, eine möglichst hohe Brennkammeraustrittstemperatur von $T_4 \approx 1700°C$ zu wählen. Hierbei sollte gleichzeitig ein hohes Druckverhältnis von $\pi_V \approx 41$ gewählt werden. Dies führt jedoch zu einer starken Erhöhung der Emissionen der Gasturbine, siehe Abbildung 12. Daher sollte ein Auslegungspunkt mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad unter Einhaltung der Richtlinien der 13. BImSchV gewählt werden. Kann durch eine konstruktive Änderung des Gasturbinenprozesses der Gesamtwirkungsgrad bei einer geringeren Brennkammeraustrittstemperatur erheblich gesteigert werden, so kann ein Gesamtwirkungsgrad wie bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1700°C erzielt werden, jedoch unter Einbehaltung der Emissions-Richtlinien. Daher wird im Folgenden untersucht, wie Gasturbinenprozesse im Hinblick auf Leistung und Wirkungsgrad optimiert werden können.

2.3.4 Identifikation der Optimierungsansätze

Im Exergieflussdiagramm (Abbildung 9) ist ersichtlich, wie die Exergieflüsse in einer Gasturbine verlaufen. Hieraus ist abzuleiten, wo in einer Gasturbine diverse Optimierungsansätze sind. Dies betrifft zum einen den Wirkungsgrad der Gasturbine und zum anderen die mögliche Leistung.
Im betrachteten Bereich von π_V=3-41 und T_4=900-1700°C werden bei einer gekühlten Gasturbine circa 25% bis 85% der Turbinenleistung benötigt, um den Verdichter anzutreiben. Kann die Verdichterleistung gesenkt werden, gleichzeitig jedoch die Turbinenleistung auf einem relativ hohen Niveau verbleiben, so steht mehr Leistung für den Generator zur Verfügung. Dies wird erreicht durch den Einbau einer Zwischenkühlung in den Verdichter, siehe Kapitel 3.1. Des Weiteren ist ersichtlich, dass die größten Verluste in einer Gasturbine in der Brennkammer und am Ende der Gasturbine auftreten. Im Abgas steckt noch viel ungenutzte Exergie, die durch konstruktive Umgestaltung des Gasturbinenprozesses genutzt werden kann.

Dies ist durch Einbau eines Rekuperators möglich, wie dies in Kapitel 3.2 untersucht wird. Durch einen Rekuperator wird Exergie aus dem Abgas auf den Strom verdichteter Luft übertragen. Damit wird ein Teil der sich im Abgas befindlichen Exergie genutzt, um weniger Brennstoffexergie zu benötigen für eine gewünschte Brennkammeraustrittstemperatur. Alternativ gibt es die Möglichkeit, die Entspannung auf einen Druck unterhalb der Umgebung fortzusetzen, um so möglich viel Exergie aus dem Abgas zu nutzen und direkt in Wellenleistung umzusetzen. Dieser Inverse Brayton Cycle wird in Kapitel 3.3 genauer untersucht.
Die gerade identifizierten Optimierungsmaßnahmen wirken sich nicht nur auf die Leistung und den Wirkungsgrad der Gasturbine aus, sondern auch auf die Emissionen. Durch den Einbau einer Zwischenkühlung sinkt die Brennkammereintrittstemperatur T_3, wodurch die Emissionen ansteigen. Beim Einbau eines Rekuperators in einen Prozess wird im Rekuperator Wärme vom Abgas auf die verdichtete Luft übertragen. Dadurch steigt die Brennkammereintrittstemperatur T_3, wodurch weniger Emissionen zu erwarten sind. Durch Kombination eines einfachen Gasturbinenprozesses mit einem Inversen Brayton Cycle wird die Brennkammereintrittstemperatur nicht beeinflusst, wodurch keine Auswirkungen auf die Emissionen einstehen.
Da diese Emissionen aber durch Primär- oder Sekundärmaßnahmen reduziert werden können (siehe Kapitel 2.3.3), wird im Folgenden ausschließlich Leistung und Wirkungsgrad der untersuchten Optimierungsansätze betrachtet.

3. Optimierung eines Gasturbinenprozesses durch konstruktive Umgestaltung

In den folgenden Unterpunkten werden verschiedene konstruktive Maßnahmen untersucht, um Leistung und Wirkungsgrad einer Gasturbine zu steigern.

3.1 Einbau einer Zwischenkühlung in den Verdichter

Die Kühlung der komprimierten Luft nach einem Teilschritt der Verdichtung führt zu einer Reduktion der Verdichterarbeit, da die Isobaren im T-s Diagramm bei niedrigen Temperaturen immer enger zusammenlaufen. Bei der Auslegung eines Prozesses mit Zwischenkühlung im Verdichter gibt es als zusätzliche freie Variable das Druckniveau, auf dem die Zwischenkühlung stattfinden soll. Die Zwischenkühlung ist mit einem Druckverlust im Wärmeübertrager verbunden, der das geforderte Druckverhältnis des Verdichters $\pi_V = p_3/(p_2 \cdot \pi_{IC})$ steigert, um einen gewünschten Austrittsdruck p_3 zu erreichen. Wird auf dieselbe Eintrittstemperatur wie die der Umgebung zurückgekühlt (Suffix „ideal“ in Abbildung 13 und Formel 3.1), so kann eine minimale Verdichterleistung erzielt werden, wenn in beiden Teilverdichtungen dasselbe Druckverhältnis gewählt wird (bei identischen polytropen Wirkungsgraden).

$$\frac{dP_{V,ideal}}{d\pi_{V1}} = 0 \quad \text{bei} \qquad \pi_{V1} = \pi_V^{z=0,5} = \pi_{V2} \tag{3.1}$$

Der in Formel 3.1 auftretende Exponent z wird im Folgenden Zwischenkühlexponent genannt. Dieser Begriff ist in der Literatur nicht zu finden. Analog zu [Wal98] kann durch Variation von z das Druckniveau der Zwischenkühlung charakterisiert werden. Dies erweist sich bei Simulationen mit variierendem Verdichterdruckverhältnis als sehr hilfreich. Bei niedrigen z-Werten ist das Druckverhältnis des ersten Verdichters geringer als das des zweiten ($\pi_{V1} = \pi_V^{z<0,5} < \pi_{V2}$).
In folgender Abbildung 13 ist eine Variation des Zwischenkühlexponenten z dargestellt, bei einem Prozess ohne Berücksichtigung einer Turbinenkühlung (π_V=17, T_4=1300°C). Dabei ist zu erkennen, dass die maximale elektrische Leistung $P_{el,ideal}$ nicht bei dem Zwischenkühlexponenten der minimalen Verdichterleistung $P_{V,ideal}$ von z_{ideal}=0,5 auftritt. Grund hierfür ist die Turbine. Mit steigendem Zwischenkühlexponenten sinkt die Verdichteraustrittstemperatur T_3. Hierdurch muss mehr Brennstoff dem System zugeführt werden, um dieselbe Brennkammeraustrittstemperatur T_4 zu erzielen. Bei konstanter Temperatur T_4 und gleichem Druckverhältnis wird somit mehr Masse in der Turbine

entspannt, wodurch die Turbinenleistung ansteigt. Im Bereich um den Zwischenkühlexponenten z=0,5 hin zu größeren Werten steigt die Turbinenleistung stärker als die Verdichterleistung. Somit ist das Maximum in der elektrischen Leistung $P_{el,ideal}$ zu höheren Zwischenkühlexponenten verschoben, bei den angenommenen Parametern zu z_{max}=0,524. In [Wal98] wird dieser Effekt nicht detailliert beschrieben, hier wird eine maximale Leistung der Gasturbine bei z=0,5 angegeben.

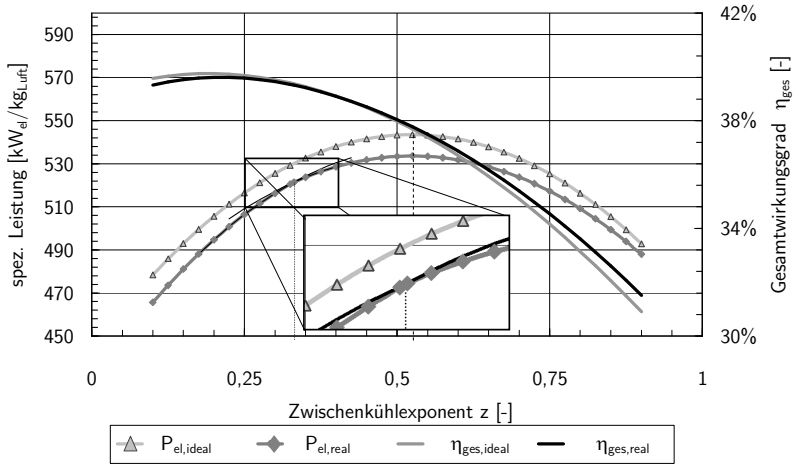


Abbildung 13: Einfluss des Zwischenkühlexponenten auf die spezifische Leistung sowie auf den Wirkungsgrad bei Rückkühlung auf Umgebung (ideal) bzw. minimaler Rückkühlung (real)

Wie beim einfachen Gasturbinenprozess bei der Betrachtung des Druckverhältnisses, so stimmt auch beim zwischengekühlten Prozess das Druckniveau der Zwischenkühlung für das Wirkungsgradoptimum nicht mit dem für das Maximum der Generatorleistung überein. Grund hierfür ist, dass durch die niedrigere Lufttemperatur T_3 am Eintritt der Brennkammer mehr Brennstoff zugeführt werden muss, um dieselbe Brennkammeraustrittstemperatur T_4 zu erzielen. Daher ist das Wirkungsgradmaximum bei einem Zwischenkühlexponenten von hier z_{opt}=0,241 zu finden. Im betrachteten Druck- und Temperaturbereich liegt dieser Wert zwischen 0,237 und 0,276 und ist somit kleiner als der Wert von 0,3 aus [Wal98].

Je niedriger die Temperatur der verdichteten Luft hinter der Zwischenkühlung ist, desto mehr Verdichterarbeit kann eingespart werden. So ist in Abbildung 13 die Leistung der Gasturbine $P_{el,ideal}$ bei „idealer“ Rückkühlung der verdichteten Luft auf Umgebungstemperatur dargestellt. Diese Leistung ist der realen ($P_{el,real}$) im gesamten Bereich überlegen. Die reale Kühlung der Luft ist abhängig von der Charakteristik des wärmeübertragenden Zwischenkühlers:

Bei ausgeführten Wärmeübertragern gibt es begrenzende Parameter. Zum einen darf oft das Kühlwasser maximal um 10K aufgewärmt werden [Lan09], [Boh84]. Zum anderen wird in [Kai98] eine minimale Grädigkeit von 10K zwischen der Wassereintritts- und der Luftaustrittstemperatur angenommen. Diese beiden Annahmen sind nicht allgemeingültig, da hier die jeweilige Frischwassertemperatur entscheidenden Einfluss hat und die maximal genehmigte Aufwärmspanne des Wassers je nach örtlicher Gegebenheit limitiert ist. Des Weiteren ist die Aufwärmspanne auch von der jahreszeitlich bedingten Wassertemperatur abhängig. Gleichzeitig wird in der Literatur eine maximale Betriebscharakteristik von Zwischenkühlern von Φ=90–95% angegeben. Die Betriebscharakteristik eines Wärmeübertragers setzt die übertragende Wärmemenge in Bezug zu der maximal übertragbaren. Diese maximale Wärmemenge würde in einem unendlich großen Gegenstromwärmeübertrager verschoben, sodass die Austrittstemperatur der Luft gleich der Eintrittstemperatur des Kühlwassers wäre. Hier wird konservativ ein Wert von Φ=90% angenommen.
Sowohl die Angabe einer Grädigkeit in einer Simulation, als auch die einer Betriebscharakteristik ist bei einem Wärmeübertrager nicht möglich, es kann nur eine der beiden Begrenzungen gewählt werden. Daher werden beide im Folgenden konservativ kombiniert, bei kleinen z-Werten wird eine minimale Grädigkeit von 10K als Grenze gewählt, bei größeren z-Werten eine maximale Betriebscharakteristik von Φ=90%. Dies ist in Abbildung 13 zu erkennen, die spezifische elektrische Leistung $P_{el,real}$ weist bei z=0,331 einen Knick auf. Zusätzlich ist der Verlauf der beiden Kurven jeweils angedeutet.
Werden diese Grenzen für den Zwischenkühler gesetzt, so ergibt sich mit der Temperatur des Kühlwassers der notwendige Wassermassenstrom durch den Zwischenkühler. Das hier verwendete Kühlwasser liegt bei einer Umgebungstemperatur von T_U=15°C vor. Der auftretende wasserseitige Druckverlust im Wärmeübertrager wird von einer Pumpe (η_p=80%) ausgeglichen, deren elektrische Leistung als Verbraucher in die Bilanzierung des Gesamtwirkungsgrades eingeht. Der Druckverlust in den Rohrleitungen zwischen Pumpe und Wasserreservoir wird nicht berücksichtigt.
Die bisher (in Abbildung 13) dargestellten Ergebnisse einer Zwischenkühlung im Verdichter wurden ohne (notwendige) Kühlung der Turbine erstellt, um den Einfluss der Zwischenkühlung auf den Prozess zu verdeutlichen. Da eine Kühlung der Turbine bei den heutzutage gewählten Brennkammeraustrittstemperaturen allerdings notwendig ist, wird im Folgenden eine zwischengekühlte Gasturbine mit Turbinenkühlung betrachtet. In Abbildung 14 ist für drei verschiedene Brennkammeraustrittstemperaturen T_4 ein Gasturbinenprozess mit und ohne Zwischenkühlung verglichen.

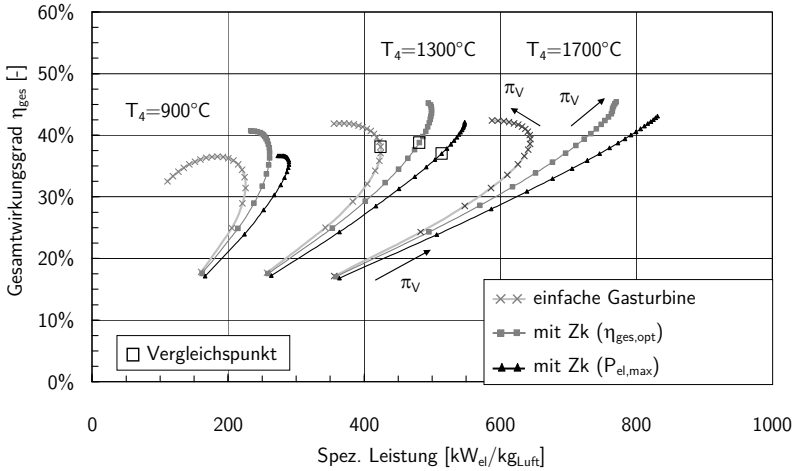


Abbildung 14: Vergleich des Wirkungsgrades und der Leistung einer Gasturbine ohne und mit Zwischenkühlung (mit optimaler / maximaler Auslegung) bei Variation der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V

Beim Prozess mit Zwischenkühlung wird unterschieden, ob ein Zwischenkühlexponent z mit dem Ziel einer maximalen Wirkungsgrades („optimale Auslegung“) oder mit dem Ziel einer maximalen Leistung („maximalen Auslegung“) gewählt wurde. Hierbei sind große Unterschiede zu erkennen, die mit Zunahme des gewählten Druckniveaus ansteigen. Eine Zwischenkühlung führt im gewählten Betrachtungsraum stets zu einer Leistungssteigerung im Vergleich zu einer einfachen Gasturbine. Der Wirkungsgrad hingegen liegt bei kleinen Druckverhältnissen (π_V<7 bei T_4=1300°C) auch bei optimaler Auslegung unter dem der einfachen Gasturbine. Bei einer maximalen Auslegung ist dies über einen Großteil des betrachteten Bereichs der Fall. Grund hierfür ist, dass durch die Zwischenkühlung die Brennkammereintrittstemperatur T_3 sinkt und somit mehr Brennstoff benötigt wird (111,4% im Vergleichspunkt bei optimaler Auslegung). Zusätzlich steigen durch die geringere Eintrittstemperatur auch die Exergieverluste in der Brennkammer selber (31,9% statt 27,0% ohne Zwischenkühlung). Diese beiden Effekte sind in Abbildung 15 dargestellt. In [Wal98] wird festgestellt, dass bei einer optimalen Auslegung im gesamten Betrachtungsraum ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden kann. Diese Aussage stimmt mit den durchgeführten Simulationen nicht überein. Grund hierfür sind das in [Wal98] verwendete unterschiedliche Kühlluftmodell sowie niedrigere Turbomaschinenwirkungsgrade. Mit den Randbedingungen aus [Wal98] kann die Aussage nachvollzogen werden.

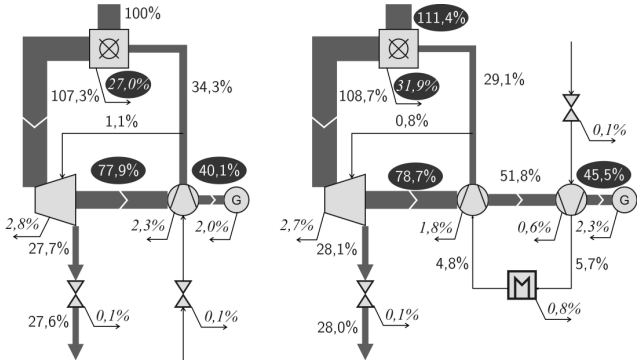


Abbildung 15: Exergieflussdiagramm eines Gasturbinenprozesses (π_V=17, T_4=1300°C) ohne (links) und mit zwischengekühltem Verdichter (rechts) bei optimaler Auslegung, bezogen auf 100% Brennstoffleistung des Prozesses ohne ZK

Die Steigerung der Leistung bzw. des Wirkungsgrades bei höheren Druckverhältnissen wird durch zwei Effekte erzielt, wie schon in [Can06] beschrieben. Zum einen sinkt die notwendige Verdichterleistung von (77,9%-40,4%=) 37,8% auf 33,2% (=78,7%-45,5%), zum anderen steigt die mögliche Turbinenleistung von 77,9% auf 78,7% der zugeführten Brennstoffleistung (bezogen auf die einfache Gasturbine ohne Zwischenkühlung). Der erste Effekt ist nahe liegend, da gerade zur Senkung der Verdichterleistung die Zwischenkühlung eingesetzt wird. Der zweite Effekt ergibt sich aus der geringeren Verdichteraustrittstemperatur T_3. Dadurch sinkt auch die Temperatur $T_{Kühl}$ der Kühlluft. Die Kühllufttemperatur wirkt sich auf die spezifische Turbinenleistung über zwei verschiedene Phänomene aus. Erstens steigt die Kühleffektivität (siehe Formel 2.10), dadurch sinkt auch der notwendige Kühlluftmassenstrom. Wie in Kapitel. 2.3.2 beschrieben, kann somit mehr verdichtete Luft in die Bennkammer geführt werden. Folglich steigt die **T**urbine **I**nlet **T**emperature (TIT). In die Berechnung der TIT gehen alle der Turbine zugeführten Massenströme ein, sodass die Mischtemperatur berechnet werden kann. In dem hier verwendeten Modell der gekühlten Turbine beginnt die Entspannung in der Turbine bei dieser Mischtemperatur, wodurch eine höhere Enthalpiedifferenz im Vergleich zu einer Gasturbine ohne Zwischenkühlung zur Verfügung steht. Zweitens sinkt durch den geringeren Kühlluftmassenstrom die Reduktion des polytropen Wirkungsgrades. Somit ist der Wirkungsgrad der Entspannung höher als ohne Zwischenkühlung.

Um die Auswirkungen der gesunkenen Verdichterleistung und der gestiegenen Turbinenleistung voneinander abgrenzen zu können, wird auf Abbildung 16 verwiesen. In diesem Diagramm ist wiederum der Wirkungsgrad über der spezifischen Generatorleistung dargestellt. Die Varianten „einfache Gasturbine“ und „mit Zk ($\eta_{ges,opt}$)“ entspre-

chen Abbildung 14. Die Kurven „mit Zk – warm“ stellen den Verlauf einer zwischengekühlten Gasturbine mit „warmer“ Kühlluft dar. Die Temperatur der Kühlluft entspricht der einer einfachen Gasturbine ohne Zwischenkühlung. Durch diese rein theoretische Gasturbine kann der Einfluss der gesenkten Verdichterleistung durch Zwischenkühlung entkoppelt werden vom Einfluss einer kühleren Kühlluft für die Turbine. Der Einfluss der geringeren Kühllufttemperatur wird umso größer, je höher die Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und je höher das gewählte Druckverhältnis π_V und damit einhergehend die Verdichteraustrittstemperatur T_3 wird. Grund hierfür ist die notwendige Kühlluftmenge, die mit der Verdichteraustrittstemperatur T_3 (infolge des Druckverhältnisses) und der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 ansteigt.

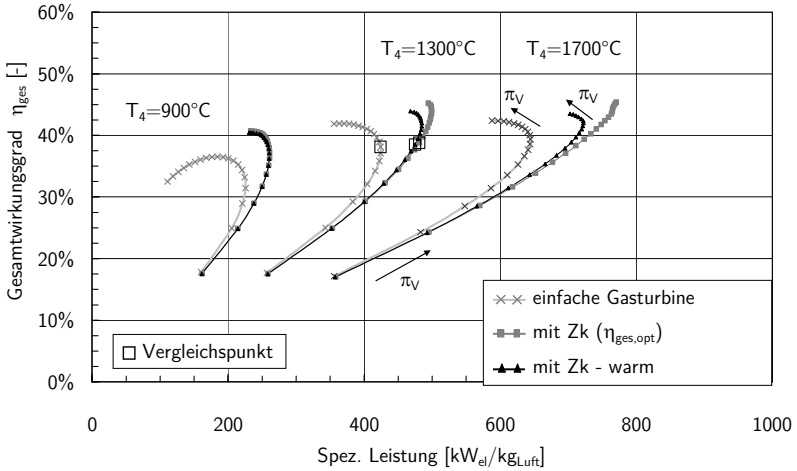


Abbildung 16: Einflussfaktoren auf Leistung und Wirkungsgrad durch Einbau einer Zwischenkühlung

Die Erkenntnisse in Bezug auf die gestiegene Turbinenleistung sind den Abbildungen A-1 bis A-3 in Anhang A-III zu entnehmen. Bei der oben dargestellten theoretischen, zwischengekühlten Gasturbine mit einer warmen Kühllufttemperatur entsprechen die Turbine Inlet Temperature und der ideele polytrope Wirkungsgrad der Gasturbine den Werten einer Gasturbine ohne Zwischenkühlung. Die spezifische Leistung der Turbine unterscheidet sich damit nur marginal, was der veränderten Gaszusammensetzung bedingt durch mehr Brennstoffmasse geschuldet ist.

Eine Zwischenkühlung in einer Industriegasturbine wird zum Beispiel in einer GE LMS100 eingesetzt, einem Aeroderivat mit einem Druckverhältnis von 42. Wie oben dargestellt, ist bei hohen Druckverhältnissen der Einsatz einer Zwischenkühlung besonders empfehlenswert. Mit einer Leistung von $100MW_{el}$ wird hier ein elektrischer Wir-

kungsgrad von 46% erzielt. Da allerdings die meisten Gasturbinen nicht im Solobetrieb arbeiten, sondern mit einem Dampfkraftprozess kombiniert sind, ist es sinnvoll, ein nicht allzu hohes Druckverhältnis in einer Gasturbine zu wählen. Analog zu Abbildung 6 resultieren aus niedrigen Druckverhältnissen hohe Abgastemperaturen, die im Dampfkraftprozess genutzt werden können. Daher sind auf dem Markt nur wenige zwischengekühlte Gasturbinen zu finden. Bei Prozessgasverdichtern für verfahrenstechnische Anlagen ist dies allerdings nicht der Fall. Hier werden teilweise so hohe Drücke gefordert, dass eine Zwischenkühlung bereits aus Gründen der thermischen Belastung der Verdichterschaufeln notwendig ist. Außerdem bietet sich eine Zwischenkühlung aus energetischen Gründen an. Des Weiteren muss in manchen verfahrenstechnischen Anlagen das verdichtete Fluid nach der Kompression wieder gekühlt werden. Bei diesen Prozessen ist eine mehrstufige Zwischenkühlungen besonders vorteilhaft. Dies ist zum Beispiel bei Getriebeverdichtern in kryogenen Luftzerlegungsanlagen der Fall.

3.2 Einsatz eines Rekuperators

Wie in Abbildung 4 und Abbildung 9 sowie folgender Abbildung 17 zu erkennen ist, sind die beiden größten Exergieverluste einer Gasturbine die Brennkammer- und Abgasverluste (27,0% bzw. 27,6% der zugeführten Brennstoffexergie im exemplarischen Auslegungspunkt von T_4=1300°C und π_V=17). Durch den Einsatz eines Rekuperators kann ein Teil der sich im Abgas befindlichen Exergie auf den Exergiestrom der verdichteten Luft übertragen werden (43,6% - 34,8% = 8,8%, relativ zum Prozess ohne Rekuperator).

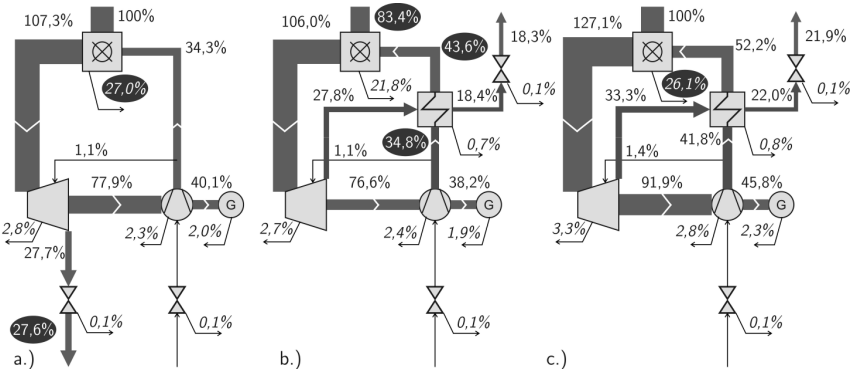


Abbildung 17: Exergieflussdiagramm eines GT-Prozesses (π_V=17, T_4=1300°C) ohne Rekuperator a.) und mit Rekuperator, b.) auf Brennstoffleistung des Prozesses a) bezogen und c) auf Brennstoffleistung mit Rekuperator bezogen

Dadurch sinken zum einen die Exergieverluste im Abgas, zum anderen muss weniger Exergie in Form von Brennstoff dem Prozess zugeführt werden (83,4%).
Laut einer Aussage des Rekuperator-Herstellers Ingersoll „Rand Industrial Technologies“ ist bei einem Rekuperator eine Betriebscharakteristik von 85-90% möglich. Höhere Werte würden zu einer unwirtschaftlichen Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche führen. In diesen Simulationen wird konservativ mit einer Betriebscharakteristik von 85% gerechnet. Durch die höhere Lufttemperatur T_3 am Eintritt in die Brennkammer sinken gleichzeitig die Exergieverluste in der Brennkammer (26,1 statt 27,0% bezogen jeweils auf 100% Brennstoffexergie).
Nachteilig wirkt sich der Einbau eines Rekuperators auf die Druckverhältnisse der Turbomaschinen aus. In der Turbine sinkt die zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz (und damit auch die Leistung) aufgrund des geringeren Druckverhältnisses. Hintergrund ist, dass die Entspannung in der Turbine auf einem höheren Druckniveau enden muss, da im Anschluss an die Turbine ein Druckverlust infolge des Rekuperators auftritt. Gleiches gilt im Verdichter. Der Verdichter muss im Vergleich zu einer einfachen Gasturbine ein höheres Druckverhältnis leisten, um einen unveränderten Eintrittsdruck p_3 in die Brennkammer zu gewährleisten. Außerdem entsteht durch den Einbau eines Rekuperators ein zusätzlicher Exergieverlust durch die Wärmeübertragung und den auftretenden Druckverlust (siehe Formel 2.5 und 2.4).
Der Einsatz eines Rekuperators ist generell nur möglich, wenn die Temperatur T_5 des Abgases über der der Luft am Verdichteraustritt T_3 liegt. Ansonsten kann keine Wärme vom Abgas auf die verdichtete Luft übertragen werden. In den folgenden Simulationen wird daher eine minimale Temperaturdifferenz von $\Delta T_{Rek,lim}=T_5-T_3=50K$ angenommen. Dies hat zur Folge, dass im Vergleich zu einer einfachen Gasturbine ein wesentlich geringes Druckverhältnis des Verdichters zu einem maximalen Wirkungsgrad führt. Dadurch ist die Temperatur am Verdichteraustritt geringer, gleichzeitig die Temperatur am Austritt aus der Turbine T_5 relativ hoch, wodurch viel Exergie übertragen werden kann. Durch das geringere Druckverhältnis in der Turbine wird weniger Exergie in Form von Wellenleistung umgesetzt, wodurch die spezifische Leistung der Gasturbine sinkt, der Wirkungsgrad jedoch stark gesteigert werden kann. Dies ist in folgender Abbildung 18 zu erkennen, in der der Wirkungsgrad und die spezifische Leistung einer einfachen Gasturbine mit einer Gasturbine mit Rekuperator verglichen sind.
Im Vergleich zur einfachen Gasturbine sind die sich einstellenden Kurven des Wirkungsgrades über der spezifischen Leistung nicht links, sondern rechts gekrümmt. Dies bedeutet, dass bei einer Steigerung des Druckverhältnisses erst der Punkt eines optimalen Wirkungsgrades erreicht wird, bevor der Punkt der maximalen Leistung erzielt wird. Dies ist bei der einfachen Gasturbine umgekehrt. Bei der einfachen Gasturbine steigt durch Erhöhung des Druckverhältnisses sowohl die Turbinenleistung, als auch die notwendige Verdichterleistung. Ab dem Punkt der maximalen Generatorleistung steigt die Verdichterleistung stärker an als die Turbinenleistung, die daraus resultierende Generatorleistung sinkt wieder. Eine weitere Erhöhung des Druckverhältnisses

führt aber zu einem besseren Wirkungsgrad, da hier die Verluste sinken, siehe auch Kapitel 2.2, Abbildung 4. Ein analoges Verhalten der Leistung mit steigendem Druckverhältnis stellt sich auch bei einer Gasturbine mit Rekuperator ein. Allerdings verhält sich der Wirkungsgrad unterschiedlich. Mit steigendem Druck steigt die Verdichter- bzw. sinkt die Turbinenaustrittstemperatur. Dadurch kann weniger Wärme im Rekuperator übertragen werden, die Brennkammer- und Abgasverluste steigen. Gleichzeitig sinken aber die Exergieverluste im Rekuperator, siehe Anhang A-IV. Dadurch stellt sich bei relativ niedrigen Druckverhältnissen ein Wirkungsgradmaximum ein.

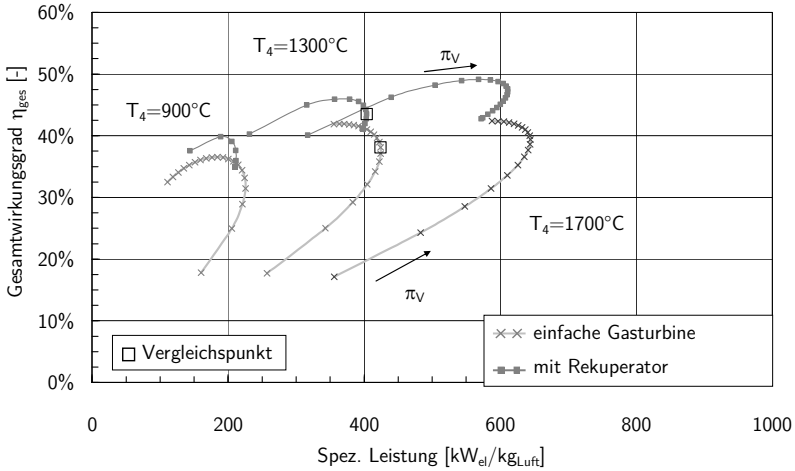


Abbildung 18: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer Gasturbine mit und ohne Rekuperator

Um dieses Druckverhältnis des Wirkungsgradmaximums herum ergibt sich somit ein sinnvoller Einsatzbereich für einen Rekuperator. Bei höheren Druckverhältnissen fällt der Wirkungsgradgewinn bedingt durch Rekuperation geringer aus. In Industriegasturbinen sind die Verdichterdruckverhältnisse und damit auch die Verdichteraustrittstemperaturen relativ hoch. Daher sind auf dem Markt derzeit keine Industriegasturbinen mit Rekuperator zu finden.

Mikrogasturbinen hingegen werden aufgrund ihrer geringen Baugröße und den damit einhergehenden geringeren polytropen Wirkungsgraden der Turbomaschinen mit einem geringeren Druckverhältnis ausgelegt. Daher kann hier Wärme vom Abgas auf die verdichtete Verbrennungsluft übertragen werden. Bei Mikrogasturbinen ist die Temperatur des Abgases hinter der Turbine allerdings nach oben begrenzt. Durch die Einfachheit der Mikroturbine bedingt durch die geringe Baugröße, kommen nur einfache Kühlverfahren und damit geringe Turbineneintrittstemperaturen zum Einsatz. Laut [Mac03] kann als Grenze eine maximale Turbineneintrittstemperatur von 1100°C bei einer Mi-

krogasturbine mit 100kW Leistung angenommen werden. Somit ergeben sich Austrittstemperaturen kommerziell verfügbarer Mirkogasturbinen von circa 560-640°C. Ein Rekuperator wird abhängig von der Abgastemperatur aus unterschiedlichen Materialien gefertigt. Laut [Mac03] wird derzeit vor allem "347 stainless steel", eine austenitische Legierung, verwendet. Dieser Werkstoff kann bis zu Temperaturen von 675°C verwendet werden. Seltener kommt auch "Inconel 625" zum Einsatz, eine Nickelbasislegierung. "Inconel 625" ist allerdings auch circa fünfmal so teuer wie "347 stainless steel", eignet sich aber für einen Betrieb bei Rekuperatoreintrittstemperaturen von bis zu 800°C. Eine weitere Erhöhung der Rekuperatoreintrittstemperatur ist nur durch die Verwendung von hochlegierten Nickelbasislegierungen wie zum Beispiel "Haynes 214" möglich, das bis zu Temperaturen von 900°C verwendet werden kann. Ausgeführte Maschinen mit Rekuperation sind verschiedene Mikrogasturbinen der Hersteller Ingersoll Rand, Elliott oder Turbec mit Leistungen von unter 250 kW und Capstone mit Leistungen bis zu 1 MW. Außerdem verwendet die Solar Mercury 50 mit einer für Rekuperation relativ hohen Leistung von 4,6 MW einen Rekuperator, was diese Gasturbine mit einem Wirkungsgrad von 38,5% zur effektivsten in dieser Größenordnung macht.

Anmerkung: Die Wahl des Vergleichspunktes für die in dieser Arbeit dargestellten Exergieflussdiagramme wurde aufgrund der Gasturbine mit Rekuperator getroffen. 1300°C ist die Mitte des betrachteten Temperaturbereichs für T_4. Das Druckverhältnis darf aber nicht allzu hoch gewählt werden, da ansonsten der Einsatz eines Rekuperators aufgrund der Temperatur von verdichteter Luft und Abgas nicht möglich ist.

3.3 Kombination mit einem Inversen Brayton Cycle

Eine andere Möglichkeit, die im Abgas verbliebene Exergie zur Erzeugung elektrischer Energie zu nutzen, ist der Anschluss eines Inversen Brayton Cycles (IBC). Ein normaler Brayton-Prozess (oder Joule-Prozess) besteht aus einer Verdichtung, einer Wärmezufuhr und einer Entspannung. Der Inverse Brayton Cycle ist der umgekehrte oder gespiegelte Prozess. Hier wird ein heißes Abgas auf ein Druckniveau unter Umgebung entspannt.[2] Dem Abgas wird in einem Kühler im Anschluss Wärme entzogen, bevor in einem Verdichter[3] das Fluid auf Umgebungsdruck verdichtet wird. Dabei ist es aus energetischer Sicht sinnvoll, das Abgas möglichst stark zu kühlen, um die notwendige IBC-Verdichterleistung klein zu halten. Diese Abkühlung wird in einem Gas-Wasser-Wärmeübertrager analog zu Zwischenkühlern in einem Verdichter realisiert. Da allerdings die Eintrittstemperaturen des Abgases wesentlich höher als die der teilverdichte-

[2] Dieses Druckniveau wird im folgenden Unterdruck genannt.

[3] Um Verwechslungen zu vermeiden, wird der Verdichter des Inversen Brayton Cycles im folgenden IBC-Verdichter oder Niederdruckverdichter genannt.

ten Luft bei einem Prozess mit Zwischenkühlung ist, wird eine minimale Grädigkeit von 50K zwischen Wassereintritts- und Abgasaustrittstemperatur T_{5b} angenommen bzw. eine maximale Betriebscharakteristik von 90%, analog zur Zwischenkühlung. Gleichzeitig wird wiederum eine maximale Temperaturerhöhung des Wassers von 10 K als Randbedingung gesetzt. Die Werte aus der Literatur berücksichtigen keine Variation der Turbinenaustrittstemperatur T_5, was aber einen Einfluss auf die Betriebscharakteristik des Kühlers hat.
In der Literatur werden unterschiedliche Angaben über die Eintrittstemperatur in den IBC-Verdichter gemacht, diese reichen von T_{5b}=50°C [Bia05a], über 60°C [Ala06b] bis 65°C [Ala06a]. Die minimale Grädigkeit von 50K entspricht dem höchsten Wert aus der Literatur und ist somit eine konservative Annahme. Prinzipiell kann der IBC an jede Gasturbine angeschlossen werden, sodass die ursprüngliche Gasturbine nicht bzw. nur leicht verändert werden muss. In [Bia05b] wird versucht, verschiedenen Gasturbinen sechs verschiedene Standard-IBC als Add-on (siehe Abbildung 19) nachzuschalten, die je nach Massenstrom skaliert sind. Dabei besteht der IBC aus einer einstufigen Turbine und einem 5 stufigen Axialverdichter. Dies ist bei 17 der untersuchten 23 Gasturbinenprozesse möglich und führt zu einer Leistungssteigerung von 10-30%.

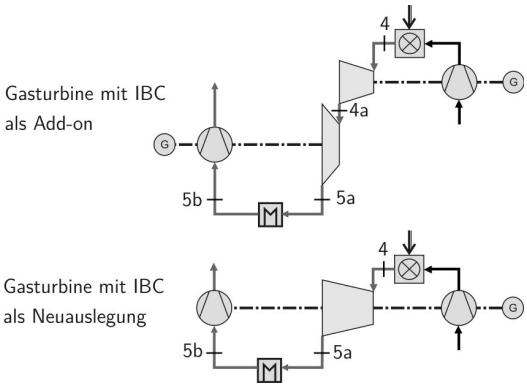


Abbildung 19: Aufbau eines Gasturbinenprozesses mit kombiniertem IBC als Add-on und als Neuauslegung

Nachteilig bei einem einfachen Anschluss des IBC an eine bestehende Gasturbine ist, dass zum einen ein zweiter Generator benötigt wird, der die entstehende Wellenleistung in elektrische Leistung umwandelt. Werden die Turbomaschinen des IBC auf dieselbe Welle gesetzt, kann dieser Generator eingespart werden. Zum anderen ist durch den Anschluss des IBC der Eintrittsdruck in die Niederdruckturbine festgelegt. Es ist davon auszugehen, dass durch diese Festlegung keine optimale Aufteilung der Stufendruckverhältnisse über der gesamten Entspannung realisiert wird. Bei einer kompletten Neukonstruktion eines Gasturbinenprozesses mit IBC hingegen wird die Entspannung in

der Turbine bis auf den gewünschten Unterdruck eingeplant, somit können die Stufendruckverhältnisse aller Stufen optimal gewählt werden. Unter Annahme einer solchen Neuauslegung der Turbine wird auch weiterhin von einem polytropen Wirkungsgrad der Entspannung von $\eta_{p,T}$=90% ausgegangen. Ob die elektrische Leistung in einem oder zwei Generatoren erzeugt wird, ist bei den durchgeführten thermodynamischen Volllastuntersuchungen irrelevant.

Als freier zusätzlicher Parameter bei der Auslegung eines Prozesses mit Inversem Brayton Cycle ergibt sich das Druckniveau p_{5a}, auf dem die Entspannung des Abgases enden soll. Je niedriger der gewählte Austrittsdruck ist, umso mehr Leistung kann in der Turbine generiert werden, aber umso mehr Leistung ist für die sich anschließende Verdichtung notwendig.

Für eine gegebene Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und einen gegebenes Druckverhältnis π_V ergibt sich eine konstante Temperatur T_{4a} vor der Niederdruckturbine. Daher ist die im IBC generierte Wellenleistung ausschließlich eine Funktion des gewählten Unterdruckes p_{5a}. Der Unterdruck für die maximale IBC-Leistung stellt damit auch den Wert für die maximale Gesamtleistung für eine gegebene Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und einen gegebenes Druckverhältnis π_V dar. Da hiervon die notwendige Brennstoffmenge unabhängig ist, stellt sich bei diesem Unterdruck auch das Wirkungsgradmaximum ein. Die Wahl dieses optimalen Unterdruckniveaus ist abhängig von mehreren Faktoren und variiert mit den oben genannten (teilweise) freien Variablen Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und Verdichterdruckverhältnis π_V. Je höher das gewählte Druckverhältnis π_V ist, umso größer sollte hierbei auch der gewählte Unterdruck p_{5a} sein, siehe hierzu auch nachfolgende Abbildung 20.

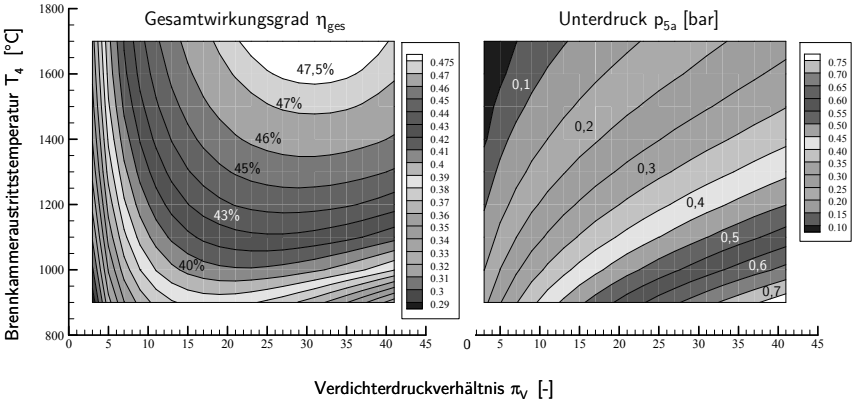


Abbildung 20: Erzielbarer Wirkungsgrad und dazugehöriger Unterdruck eines Gasturbinenprozesses mit kombiniertem IBC in Abhängigkeit von Brennkammeraustrittstemperatur und Druckverhältnis

Der zu wählende Unterdruck p_{5a} sinkt mit steigender Brennkammeraustrittstemperatur T_4. Grund hierfür ist die Spreizung der Isobaren im T-s-Diagramm. Je größer die Temperatur in der Brennkammer ist, desto größer ist die Entropie am Eintritt in die Turbine bei einem gegebenen Druck. Dadurch kann in der Turbine ein höheres Druckverhältnis gewählt werden. Dieses höhere Druckverhältnis resultiert in einem geringen Unterdruck p_{5a}.
In [Agn03] wird eine Variation des Unterdruckes sowie des Verdichterdruckverhältnisses bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C durchgeführt. Die hierbei ermittelten Ergebnisse konnten mit dem aufgestellten Modell nachvollzogen werden. Die Ergebnisse sind allerdings nicht kongruent, da hierin die Kühlung der Turbine nicht berücksichtigt wurde sowie polytrope Verdichterwirkungsgrade von 85% angesetzt wurden.
Im Vergleichspunkt (π_V=17, T_4=1300°C) mit den anderen konstruktiven Verbesserungen ergibt sich eine relative Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung auf 116,5% verglichen zur einfachen Gasturbine ohne IBC, siehe nachfolgende Abbildung 21:

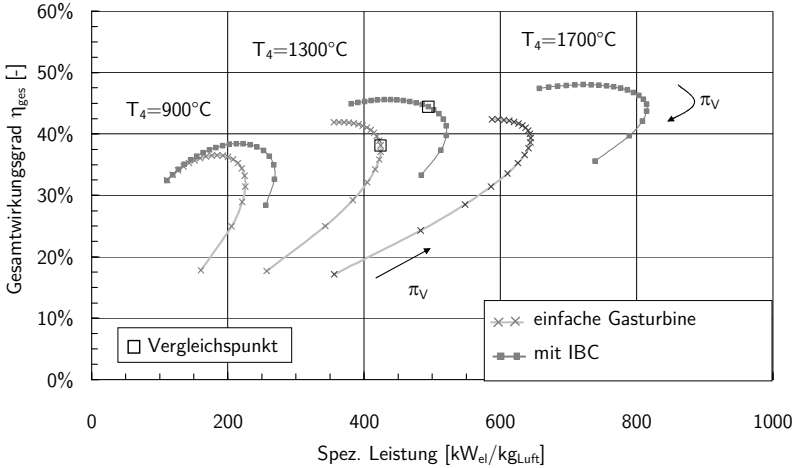


Abbildung 21: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer Gasturbine mit und ohne Inversem Brayton Cycle

In diesem Auslegungspunkt wird ein theoretisches Gesamtdruckverhältnis von $\pi_{ges,theo}=\pi_V \cdot \pi_{IBC}=63{,}3$ erreicht. Hier steht π_{IBC} für das Druckverhältnis, das vom IBC-Verdichter gefordert ist. Durch diese starke Erhöhung des Druckverhältnisses liegt die benötigte Verdichterarbeit (beider Verdichter summiert) inklusive der anfallenden Exergieverluste bei 54,7% der zugeführten Brennstoffexergie ((84,6%-46,8%)+16,9%, siehe Abbildung 22 rechts). Ohne IBC liegt die notwendige Verdichterleistung bei 37,8% (77,9%-40,1%, Abbildung 22 links).

Neben dieser Steigerung der notwendigen Verdichterleistung erhöht sich auch die in der Turbine abgegebene Wellenleistung auf 101,5% (16,9%+84,6%) der Brennstoffexergie (im Vergleich zu 77,9% ohne IBC). Das aus der Turbine austretende Fluid weist lediglich einen geringen Exergiewert von 2,9% auf. Grund hierfür ist der geringe Druck, somit liegt hier eine negative mechanische Exergie vor. Wird dann im Kühler noch die Temperatur gesenkt, so liegt hier eine negative Exergie von -9,8% vor, die durch Verdichtung dem Fluid wieder zugeführt werden muss.
Durch den Einbau des IBC wird das theoretische Gesamtdruckverhältnis des Prozesses im Vergleich zu einer Gasturbine ohne IBC erheblich gesteigert. Diese Steigerung erhöht die Turbinenleistung stark, wohingegen die Verdichterleistung nicht so stark ansteigt. Grund ist, dass die im Prozess durchgeführte Verdichtung auf 2 Teilverdichtungen aufgespalten ist, die Eintrittstemperaturen liegen bei T_2=15°C bzw. minimal T_{5b}=65°C. Somit entspricht dies quasi einer Zwischenkühlung im Verdichter. Bei Betrachtung des Prozesses mit Zwischenkühlung (Abbildung 16) ist auch zu erkennen, dass die Leistung mit dem Druckverhältnis ansteigt. Ab einem gewissen Druckverhältnis ist bei Zwischenkühlung jedoch keine weitere Steigerung des Wirkungsgrades mehr zu erzielen. Ein analoges Verhalten ist bei einer Gasturbine mit kombiniertem IBC zu finden.

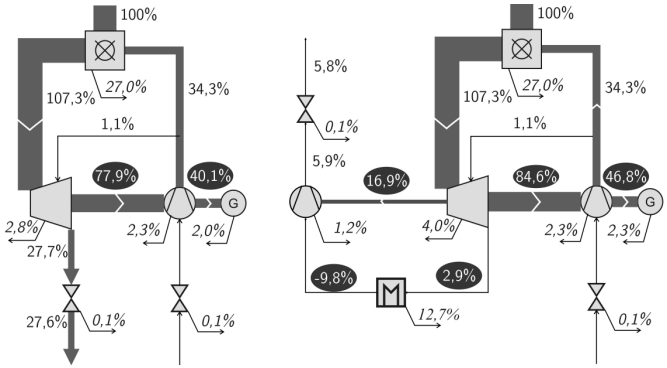


Abbildung 22: Exergieflussdiagramm eines Gasturbinenprozesses (π_V=17, T_4=1300°C) ohne (links) und mit kombiniertem Inversem Brayton Cycle (rechts)

Das Fluid kann theoretisch bis zu einem Druckniveau entspannt werden, sodass nach der Turbine Umgebungstemperatur vorliegt. Dadurch kann der nachfolgende Kühler eingespart werden. Wird dann im Anschluss ein isothermer Verdichter angeschlossen, kann viel notwendige Verdichtungsarbeit eingespart werden. Dieser von einem IBC abgeleitete Prozess wird in der Literatur Ericsson Cycle genannt. Wird dieser Ericsson Cycle mit einem normalen Brayton Cycle kombiniert, so spricht man von einem Brayson Cycle (**Bray**ton + Erics**son**). In [Fro03] wird zur isothermen Verdichtung ein Kon-

zept untersucht, das vorsieht, die Statorschaufeln des Verdichters mit Wasser innen zu kühlen. Diese Untersuchung basiert auf [Fro97], in der die mögliche Leistung eines solchen Prozesses abgeschätzt wird. Die viel versprechenden Ergebnisse dieser Untersuchung (Wirkungsgrade bis 60%) führten zur Anmeldung eines UK-Patentes (No. 9625303.4). Es wird allerdings darauf hingewiesen, dass noch viel Forschungsarbeit für den gekühlten Verdichter bestehe.

3.4 Kombination der betrachteten Variationen

Die bisher betrachteten drei konstruktiven Optimierungsansätze eines Gasturbinenprozesses bewirken teilweise eine Leistungssteigerung bzw. eine Wirkungsgraderhöhung. Zur besseren Übersichtlichkeit werden in folgender Tabelle 2 die Prozesse miteinander verglichen:

Tabelle 2: Grobe Tendenz der Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen auf Leistung und Wirkungsgrad

Druckverhältnis	Wirkungsgrad			Leistung
	gering	mittel	hoch	
Zwischenkühlung („Zk“)				
optimale Auslegung	sinkt	steigt	steigt	steigt
maximale Auslegung	sinkt	sinkt	steigt	steigt
Rekuperation („Rek“)	Steigt			sinkt
Inverse Brayton Cycle („IBC“)	Steigt			steigt

Die Aufteilung der zwischengekühlten Gasturbine in drei Bereiche des gewählten Verdichterdruckverhältnisses soll verdeutlichen, dass eine Wirkungsgraderhöhung erst mit hohen Druckverhältnissen eintritt. Die Zuordnung der Druckverhältnisse „gering“, „mittel“ und „hoch“ zu konkreten Werten ist vornehmlich abhängig von der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 sowie den gewählten polytropen Wirkungsgraden der Turbomaschinen.

Da die Optimierungsansätze verschiedene Hauptansatzpunkte haben (Senkung der Verdichterleistung in der Variante „Zk“, Verkleinerung der notwendigen Brennstoffmenge bei „Rek“ bzw. Steigerung der Turbinenleistung im „IBC“), ist es denkbar, alle drei miteinander zu kombinieren. Dies wird in den folgenden Variationen durchgeführt. Hierbei kommt es teilweise zu Verläufen in den Ergebnisdiagrammen, die mathematisch nicht differenzierbar sind, sollte eine Rekuperator und ein IBC kombiniert werden. Diese Knicke sind eine Folge der jeweils gesetzten Randbedingungen, wie im Folgenden beschrieben wird. Um alle Diagramme aber miteinander vergleichen zu können, werden die Verläufe an diesen Knicken nicht abgeschnitten.

3.4.1 Kombination von Zwischenkühlung und Rekuperation

Der Einbau einer Zwischenkühlung bringt eine Steigerung der Gasturbinenleistung sowie bei Wahl eines hohen Druckniveaus auch eine Erhöhung des erzielbaren Wirkungsgrades. Der Einsatz eines Rekuperators senkt die Gasturbinenleistung, gleichzeitig wird der Wirkungsgrad der Gasturbine erheblich gesteigert. Dies ist allerdings nur möglich bei niedrigen Druckverhältnissen, da ansonsten die Temperatur am Verdichteraustritt über der am Turbinenaustritt liegt. Daher ist es nahe liegend, diese beiden konstruktiven Änderungen miteinander zu kombinieren. Durch Einsatz einer Zwischenkühlung kann auch bei hohen Druckverhältnissen eine relativ niedrige Verdichteraustrittstemperatur erreicht werden, was den Einsatz eines Rekuperators sinnvoll macht. Die Kombination erbringt eine gleichzeitige Steigerung von Wirkungsgrad und Leistung, siehe Abbildung 23.

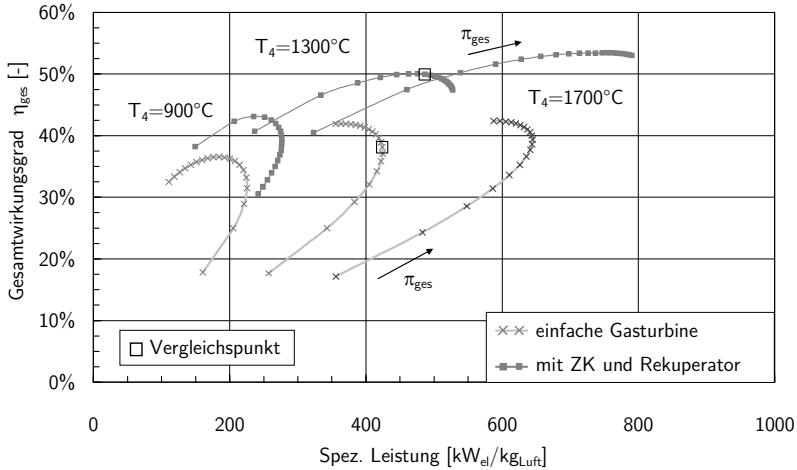


Abbildung 23: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen mit einer zwischengekühlten, rekuperativen Gasturbine

In Abbildung A-5 in Anhang A-V ist die Prozessvariante mit Zwischenkühlung und kombinierter Rekuperation mit den jeweiligen konstruktiven Einzeloptimierungen verglichen anhand der jeweiligen Exergieflussdiagramme. In einem zwischengekühlten Prozess ohne Rekuperator muss dem Prozess im Vergleich zu einer zwischengekühlten, rekuperierten Gasturbine wesentlich mehr Brennstoff zugeführt werden, da die verdichtete Luft auf einem wesentlich geringeren Temperaturniveau in die Brennkammer geführt wird (127,3% der Brennstoffexergie der Variante „Rek + Zk“). Analog dazu muss in einem rein rekuperativen Prozess weniger Brennstoff zugeführt werden, da ohne Zwischenkühlung die Luft heißer in den Rekuperator eintritt und somit auf ein höheres

Temperaturniveau vorgewärmt werden kann (95,3%). Analog zu der zugeführten Brennstoffmenge verhalten sich die jeweiligen Brennkammerverluste.
Die notwendige Verdichterarbeit ist in der zwischengekühlten, rekuperativen Variante am geringsten (35,8% der Brennstoffleistung im Vergleich zu 37,9% bei „ZK“, bzw. 43,9% bei „Rek“). Einerseits erscheint diese Tendenz fraglich, da der Verdichter in der Variante „Rek+Zk“ ein um $1/\pi_{Rek}$ höheres Druckverhältnis als ohne Rekuperator leisten muss, um trotz der Druckverluste im Rekuperator denselben Brennkammereintrittsdruck herzustellen. Andererseits ist es bei optimaler Auslegung sinnvoller, in der Variante „Rek+Zk“ auf einem wesentlich höheren Druckniveau zwischen zu kühlen als ohne Rekuperator. Wie in Formel (3.1) dargestellt, ist eine minimale Verdichterleistung bei einem Zwischenkühlexponenten von ungefähr $z_{max}\approx 0{,}5$ zu erzielen. Mit dem Ziel eines maximalen Wirkungsgrades ist es ohne Rekuperator aber sinnvoll, auf einem niedrigeren Druckniveau ($z_{opt}\approx 0{,}25$) zwischenzukühlen, da durch die höhere Verdichteraustrittstemperatur Brennstoff eingespart werden kann. Durch den zusätzlichen Einsatz eines Rekuperators kann im Druckbereich der minimalen Verdichterleistung zwischengekühlt werden ($z_{max}\approx 0{,}5$), da durch den Rekuperator die Brennkammereintrittstemperatur relativ hoch ist. Gleichzeitig kann aufgrund der geringeren Verdichteraustrittstemperatur mehr Wärme im Rekuperator übertragen werden. Somit ist die Verdichterleistung trotz des um $1/\pi_{Rek}$ höheren Druckverhältnisses geringer. Aufgrund dieser Einsparung der Verdichterleistung (im Vergleich zur Variante „Zk“) kann auch die gesunkene Turbinenleistung kompensiert werden. Die Turbinenleistung sinkt aufgrund des um $1/\pi_{Rek}$ geringeren Druckverhältnisses in der Turbine. Die resultierende Wellenleistung liegt dann geringfügig (um 0,5%) über der ohne Rekuperator.
Beim Vergleich eines rekuperativen Prozesses mit und ohne Zwischenkühlung kann aufgrund der Zwischenkühlung wesentlich mehr Abgasexergie genutzt werden, um die verdichtete Luft vorzuwärmen. Im Vergleichspunkt kann 19% der zugeführten Exergie im Rekuperator genutzt werden, anstelle von 10% ohne Zwischenkühlung. Grund hierfür ist die geringere Temperatur am Verdichteraustritt bedingt durch die Zwischenkühlung.
Eine weitere Steigerung von Leistung und Wirkungsgrad in der Variante „Rek + Zk“ im Vergleich zu „Zk“ und „Rek“ wird erzielt durch die niedrigere Kühllufttemperatur der Turbine, wodurch der notwendige Kühlluftmassenstrom sinkt.
Bei der Wahl des Auslegungspunktes eines zwischengekühlten Prozesses ohne Rekuperator kann pro Kombination aus Druckverhältnis und Brennkammeraustrittstemperatur ein optimaler bzw. ein maximaler Auslegungspunkt gewählt werden, da das Druckniveau der Zwischenkühlung variabel ist, siehe Kapitel 3.1. Durch den zusätzlichen Einbau eines Rekuperators und der damit einhergehenden Vorwärmung der verdichteten Luft kann das Druckniveau der Zwischenkühlung auf einem ähnlich hohen Niveau bei optimaler Auslegung gewählt werden wie bei der maximalen Auslegung ohne Rekuperator. Dadurch fallen in der Variante „Rek + Zk“ der optimale und der maximale

Auslegungspunkt übereinander, vergleiche hierzu auch die Abbildungen A-13 und A-14 in Anhang A-VII.
Die Kombination aus Zwischenkühlung und Rekuperation wird in der Gasturbine Heron H1 angewendet, einer Mikrogasturbine mit 1,4 MW Leistung und einem Wirkungsgrad von 42,6%. Als Beispiel einer Industriegasturbine sei eine Rolls Royce WR-21 mit einer Leistung von 25,2 MW genannt, die vornehmlich zum Schiffsantrieb eingesetzt wird.

3.4.2 Kombination von Rekuperation und IBC

Der Einbau eines Rekuperators in einen Gasturbinenprozess hat zum einen den Vorteil, dass die Abgasverluste sinken und zum anderen dass weniger Brennstoff benötigt wird. Ein Inverser Brayton Cycle steigert die Turbinenleistung bei gleichzeitigem Sinken der Abgasverluste. Beide konstrukiven Optimierungsmaßnahmen nutzen die Restexergie des Abgases. Daher sind beide nach der Turbine angeordnet.
Wie in Kapitel 3.2 gezeigt, liegt bei einem Gasturbinenprozess mit hohem Druckverhältnis die Verdichteraustrittstemperatur T_3 über der Turbinenaustrittstemperatur T_4. Somit ist hier kein Einsatz eines Rekuperators möglich. Endet die Entspannung aber nicht auf Umgebungsdruck p_U, sondern ist dieser Druck variabel (nach oben) wählbar, so liegt die Temperatur des Abgases hinter der Turbine auf einem höheren Niveau. Somit kann auch bei hohen Verdichteraustrittstemperaturen T_{3a} ein Turbinenaustrittsdruck p_{4a} gewählt werden, sodass die Turbinenaustrittstemperatur T_{4a} über der Verdichteraustrittstemperatur T_{3a} liegt und folglich ein Rekuperator eingesetzt werden kann. Analog zu Kapitel 3.2 wird im Folgenden eine minimale Temperaturdifferenz des Rekuperators von $\Delta T_{Rek,lim}=T_{4a}-T_{3a}=50K$ angenommen. Gleichzeitig gilt weiterhin die Annahme einer Betriebscharakteristik von $\Phi_{Rek}=85\%$.
Mit diesen beiden Vorgaben wurde eine Simulation aufgebaut, in der der Austrittsdruck p_{4a} aus der Turbine zwar variabel, jedoch nach unten so eingeschränkt ist, dass im gesamten Betrachtungsraum ein Rekuperator eingesetzt werden kann. Im Anschluss an den Rekuperator ist die Niederdruckturbine angeordnet, siehe Abbildung 24 links. Das Druckverhältnis dieser Turbine ist variabel und kann in dieser Simulation auch gleich Eins sein. Dies ist jedoch nur der Fall, sollte im Hinblick auf eine optimale bzw. maximale Auslegung eine weitere Entspannung hinter dem Rekuperator ungünstig sein. Um diese Randbedingungen deutlich zu machen, wird in Abbildung 24 (rechts) der Verlauf des Gasturbinenprozesses im T-s-Diagramm für zwei unterschiedliche Verdichterdruckverhältnisse skizziert.

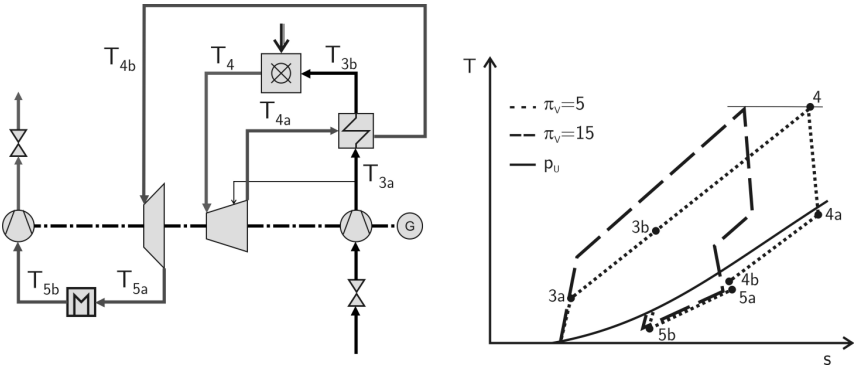


Abbildung 24: Schematische Darstellung des Modells eines rekuperierten Prozesses mit gekoppeltem IBC (links) und dazugehöriger schematischer Verlauf im T-s-Diagramm für zwei verschiedene Druckverhältnisse π_V bei einer Brennkammertemperatur von T_4=1000°C [4] (rechts)

Im T-s-Diagramm werden zwei mögliche Expansionsverläufe ersichtlich. Bei einem Verdichterdruckverhältnis von π_V=5 wird in der Hochdruckturbine auf ein Druckniveau entspannt, das unter Umgebung liegt ($p_{4a}<p_U$). In der Niederdruckturbine wird ein geringes Druckverhältnis (π_{NDT}=1,2 << π_{HDT}) realisiert. Im Gegensatz dazu endet bei einem Druckverhältnis von π_V=15 die Entspannung in der Hochdruckturbine auf einem Druckniveau über Umgebung ($p_{4a}>p_U$). Grund hierfür ist die minimale Temperaturdifferenz des Rekuperators von $\Delta T_{Rek,lim}=T_{4a}-T_{3a}$=50K. In der Niederdruckturbine hingegen wird dann ein vergleichsweise großes Druckverhältnis umgesetzt. Um diese unterschiedlichen Tendenzen einordnen zu können, wurde für eine Brennkammertemperatur von T_4=1000°C [4] der betrachtete Druckbereich in drei Abschnitte unterteilt. Die im Folgenden beschriebenen Tendenzen sind in Abbildung 25 dargestellt. Es sind für unterschiedliche Fälle je drei Kurven dargestellt: der Druck am Austritt aus der Hochdruckturbine p_{4a} und am Austritt p_{5a} aus der Niederdruckturbine sowie das Druckverhältnis der Niederdruckturbine π_{NDT}. Diese Kurven gelten für die optimale (links) bzw. maximale Auslegung (rechts). Zusätzlich ist in beiden Diagrammen eine theoretische Entspannung des Abgases in der Hochdruckturbine auf das Druckniveau dargestellt, sodass exakt die Vorgabe der minimalen Temperaturdifferenz $\Delta T_{Rek,lim}$ des Rekuperators erfüllt wird.

Druckbereich A ($3<\pi_V<9$)

Bei einem geringen Druckverhältnis ($3<\pi_V<5{,}98$) wird bei optimaler Auslegung in der Hochdruckturbine auf ein Druckniveau entspannt, das unter Umgebung liegt ($p_{4a}<p_U$).

[4] Hier wird abweichend zu den anderen Kapiteln eine Temperatur von T_4=1000°C untersucht, da hier alle im Folgenden beschriebenen Effekte auftreten.

Im Anschluss wird ein Teil der im Abgas verbliebenen Wärme im Rekuperator auf die verdichtete Luft übertragen. Bei optimaler Auslegung endet die Entspannung in der Hochdruckturbine auf einem höheren Druckniveau als bei maximaler, um somit die verdichtete Luft stärker vorwärmen zu können (Druck $p_{5a,opt} \approx 0{,}55\text{bar} > p_{5a,max} \approx 0{,}25\text{bar}$ bei $\pi_V=5$). Das Abgas liegt dann hinter dem Rekuperator auf einem Temperatur- und Druckniveau vor, dass es möglich macht, im Anschluss an den Rekuperator das Abgas weiter zu entspannen und somit noch die generierte Wellenleistung zu steigern. Ab einem Verdichterdruckverhältnis von $\pi_V>5{,}98$ endet die Entspannung in der Hochdruckturbine bei optimaler Auslegung auf einem Druckniveau über Umgebung ($p_{4b}>p_U$).

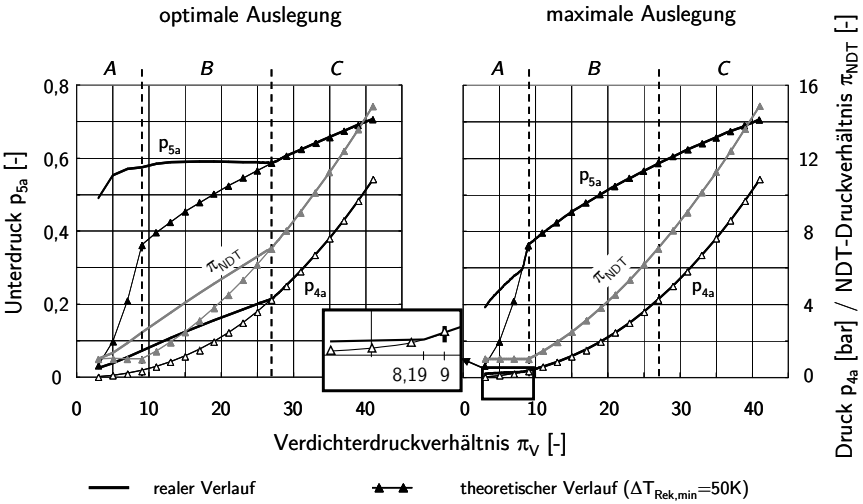


Abbildung 25: Verlauf der Drücke p_{4a}, p_{5b} und des NDT-Druckverhältnisses π_{NDT} über dem Verdichterdruckverhältnis π_V bei optimaler und maximaler Auslegung (T_4=1000°C)

Bei maximaler Auslegung hingegen wird das Abgas in der Hochdruckturbine auf ein niedrigeres Druckniveau entspannt, um somit mehr Leistung in der Hochdruckturbine zu erzeugen. Mit dem Ziel einer maximalen Wellenleistung ist es hier nicht zielführend, viel Wärme auf die verdichtete Luft zu übertragen. Da aber der Einsatz eines Rekuperators in der durchgeführten Variation eine Vorgabe ist, wird hinter der Turbine Wärme auf die verdichtete Luft übertragen. Hierbei sind zwei Bereiche zu unterschieden: Bei einem hohen Druckverhältnis ($8{,}19<\pi_V<9$) wirkt die angenommene Begrenzung durch Vorgabe einer minimalen Temperaturdifferenz des Rekuperators von $\Delta T_{Rek,lim}$=50K. In diesem Bereich wäre es aus energetischer Sicht sinnvoll, das Abgas weiter zu entspannen, um somit die Wellenleistung zu steigern. Durch die Vorgabe des Druckniveaus infolge der Rekuperatorbegrenzung ist dies allerdings nicht möglich. Im

Anschluss an den Rekuperator liegt das Abgas dann auf einem ungünstigen Temperatur- und Druckniveau vor. Eine weitere Entspannung in der Niederdruckturbine hätte eine negative Energiebilanz zur Folge, da die notwendige Verdichtung im Niederdruckverdichter mehr Leistung fordern würde. Daher ist hier das Druckverhältnis der Niederdruckturbine gleich Eins. Dieses Verhalten ist auch bei einem geringen Druckverhältnis ($3<\pi_V<8{,}19$) zu beobachten. Allerdings wirkt sich diese negative Energiebilanz bereits auf den Austrittsdruck aus der Hochdruckturbine p_{4a} aus. Eine Entspannung auf einen Druck $p_{4a}=p_{4a,lim}$ gemäß der Temperaturlimitierung des Rekuperators hätte bereits eine negative Energiebilanz. Daher ist es hier mit dem Ziel einer maximalen Wellenleistung sinnvoller, die Expansion in der Hochdruckturbine auf einem höheren Druckniveau zu beenden ($p_{4a}>p_{4a,lim}$).
Mit dem Ziel einer maximalen Auslegung stellt sich im gesamten Bereich A in der Simulation ein Druckverhältnis der Niederdruckturbine von Eins ein, d.h. die Niederdruckturbine leistet keine Arbeit.

Druckbereich B ($9<\pi_V<27$)

Druckbereich B unterscheidet sich bei optimaler Auslegung nicht von Druckbereich A. Bei maximaler Auslegung hingegen ergibt sich der Austrittsdruck p_{4a} aus der Hochdruckturbine durch die Vorgabe der minimalen Temperaturdifferenz des Rekuperators von $\Delta T_{Rek,lim}=50K$, siehe oben. Dieser Austrittsdruck p_{4a} steigt im gesamten Druckbereich an, bei einem Druckverhältnis von ca. $\pi_V=14$ endet die Entspannung bei Umgebungsdruck p_U. Durch eine weitere Entspannung in der Niederdruckturbine kann die Leistung gesteigert werden. Daher steigt im Vergleich zu Druckbereich A das Druckverhältnis der Niederdruckturbine an ($\pi_{NDT}>1$).

Druckbereich C ($27<\pi_V<41$)

Diese gerade beschriebene Begrenzung des Austrittsdruckes infolge des Einsatz des Rekuperators, die bei maximaler Auslegung bereits in den Druckbereichen B wirkt, ist bei optimaler Auslegung ab einem Druckverhältnis von $\pi_V>27{,}02$ ersichtlich. In diesem Bereich kann bei der Auslegung nur der Austrittsdruck p_{5a} aus der Niederdruckturbine gewählt werden. Da hierdurch kein Einfluss auf die Brennstoffmenge genommen werden kann, fallen in diesem Bereich die optimale und maximale Auslegung zusammen.

Aufgrund der hier dargestellten Tendenzen und Zusammenhänge ergeben sich im Vergleich zu den bisher durchgeführten Simulationen stark verschiedene Verläufe im Diagramm des Wirkungsgrades über der spezifischen Leistung, siehe Abbildung 26.
Bei Betrachtung der Kurve für maximale Auslegung bei 1700°C ist zu erkennen, dass mit dem Anstieg des Druckverhältnisses anfangs auch Leistung und Wirkungsgrad ansteigen. In diesem Bereich wird die komplette Turbinenleistung in der Hochdruckturbine generiert. Ab einem Druckverhältnis von ca. $\pi_V=9$ sinken Leistung und Wirkungs-

grad wieder bis zu einem Druckverhältnis von π_V=17. Hier wird die oben beschriebene Grenze durch den Einsatz des Rekuperators erreicht. Bei einer weiteren Steigerung des Druckverhältnisses steigt der Wirkungsgrad erst wieder an, wohingegen die Leistung kontinuierlich sinkt. Dieses Verhalten ist bei einer einfachen Gasturbine auch zu beobachten. Grund hierfür ist die sinkende Brennstoffmenge mit Steigen der Verdichteraustrittstemperatur T_3, siehe Kapitel 2.3. Eine ähnliche Tendenz ist auch bei den Kurven geringerer Brennkammeraustrittstemperatur zu beobachten. Allerdings greift hier die Beschränkung durch den Einsatz des Rekuperators bei geringeren Druckverhältnissen. Dies ist eine Folge der Turbinenaustrittstemperatur T_{4a}, die mit der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 sinkt. Somit wirkt die Begrenzung durch die minimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{Rek,lim}$ des Rekuperators bereits bei niedrigeren Druckverhältnissen und damit auch niedrigeren Verdichteraustrittstemperaturen.

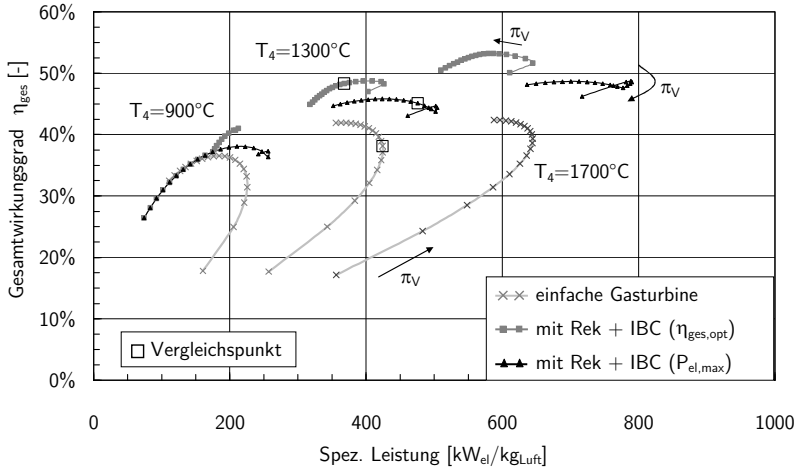


Abbildung 26: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen mit einer rekuperierten Gasturbine mit kombiniertem IBC

Bei optimaler Auslegung steigen bei einem niedrigen Druckverhältnis Wirkungsgrad und Leistung ebenfalls mit Erhöhung des Druckverhältnisses an. Hierbei wird der Punkt der maximalen Leistung bereits bei einem Druckverhältnis von π_V=5 erreicht, bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1700°C. Bei Betrachtung einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=900°C ist ein Knick in der Kurve bei einem Druckverhältnis von π_V=19 zu erkennen. Ab diesem Knick hin zu höheren Druckverhältnissen wirkt die oben beschriebene Rekuperator-Limitierung, daher ergibt sich hier kein Unterschied zwischen optimaler und maximaler Auslegung. Dieser Knick ist bei höheren Brennkammeraustrittstemperaturen T_4 nicht zu finden, da es aus wirkungs-

gradtechnischer Sicht besser ist, auf einem hohen Druckniveau die Entspannung in der Hochdruckturbine zu beenden, um somit mehr Wärme auf die verdichtete Luft übertragen zu können. Gleichzeitig kann durch die höhere Brennkammeraustrittstemperatur bereits viel Wellenleistung in der Hochdruckturbine umgesetzt werden.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass bei maximaler Auslegung ein geringes Druckverhältnis zu wählen ist. Bei optimaler Auslegung ist dieses Druckverhältnis höher. Diese Tendenz unterscheidet sich ganz eindeutig von den Ergebnissen einer rekuperierten Gasturbine ohne kombinierten IBC (siehe Kapitel 3.2.). Bei der rekuperierten Gasturbine werden bei Anstieg des Druckverhältnisses erst das Wirkungsgradoptimum und dann das Leistungsmaximum erreicht. Diese unterschiedlichen Ergebnisse resultieren aus der Kombination mit einem IBC.

3.4.3 Kombination von Zwischenkühlung und IBC

Bei Kombination der konstruktiven Optimierungsmaßnahmen Zwischenkühlung im Verdichter und Einbau eines Inversen Brayton Cycles sind mehrere Kombinationen denkbar. Die Zwischenkühlung kann im Hochdruckverdichter oder im Niederdruckverdichter eingebaut werden sowie in beiden Verdichtern. Ein Einsatz einer ein- oder mehrstufigen Zwischenkühlung des Niederdruckverdichters ist in [Tsu99] beschrieben. Hierbei werden Wirkungsgrade zwischen 50% (bei T_4=1000°C) bis zu 62,5% (T_4=1700°C) erzielt. Hierbei ist allerdings nicht angegeben, ob eine Kühlung der Turbine simuliert wurde. Außerdem wird von einer Betriebscharakteristik der Wärmeübertrager von $\Phi_{Kühler}$=95% ausgegangen (hier $\Phi_{Kühler}$=90%). Weitere Arbeiten in Bezug auf einen zwischengekühlten Niederdruckverdichter sind nicht bekannt.
Im Folgenden wird zuerst eine Zwischenkühlung des Hochdruckverdichters untersucht, dann die des Niederdruckverdichters, bevor beide kombiniert werden.

Zwischenkühlung des Hochdruckverdichters

Analog zu Kapitel 3.1 lässt sich bei Kombination eines zwischengekühlten Gasturbinenprozesses mit einem IBC durch Wahl des Druckniveaus der Zwischenkühlung wiederum ein optimaler bzw. ein maximaler Auslegungspunkt finden. Im Vergleich zu einer einfachen Gasturbine lassen sich Leistung und Wirkungsgrad der Gasturbine erheblich steigern, siehe Abbildung 27:

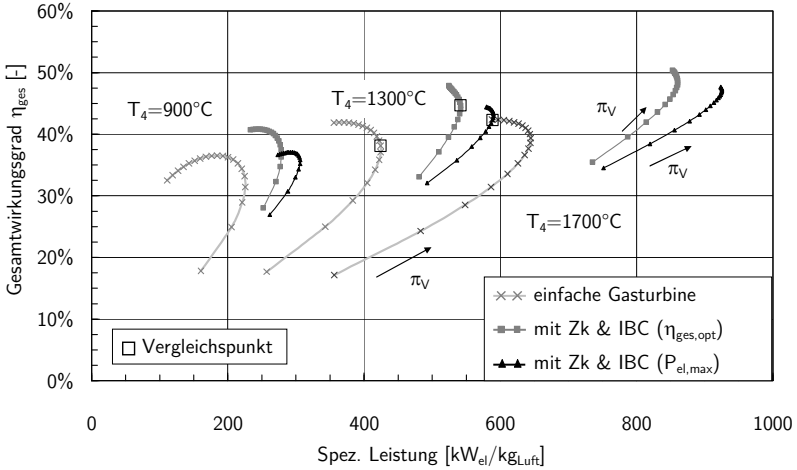


Abbildung 27: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen mit einer zwischengekühlten Gasturbine mit kombiniertem IBC

Auch wenn beide konstruktive Maßnahmen an unterschiedlichen Stellen im Prozess angreifen, wirken sie nicht unabhängig voneinander. So wirkt sich das gewählte Druckniveau der Zwischenkühlung auf die Verdichteraustrittstemperatur und damit auf den notwendigen Brennstoffmassenstrom aus. Der daraus resultierende Turbinenmassenstrom wirkt im sich anschließenden IBC. Die Zwischenkühlung im kombinierten Prozess erfolgt bei optimaler Auslegung auf einem niedrigeren Druckniveau als ohne kombinierten IBC (Abbildung 28 und Abbildung 29). Dadurch steigt zwar die notwendige Verdichterleistung auf (76,6%-46,4%=) 30,6% von (70,6%-40,8%=) 29,8% der zugeführten Brennstoffexergie ohne IBC. Gleichzeitig steigt aber auch die Exergie der Luft am Eintritt in die Brennkammer (27,1% statt 26,2%). Dadurch sinken sowohl die Brennkammerverluste (27,6% statt 28,6%), als auch die notwendige Brennstoffexergie auf 97,8% des Prozesses ohne Zwischenkühlung im IBC-Verdichter, wodurch der Wirkungsgrad steigt.

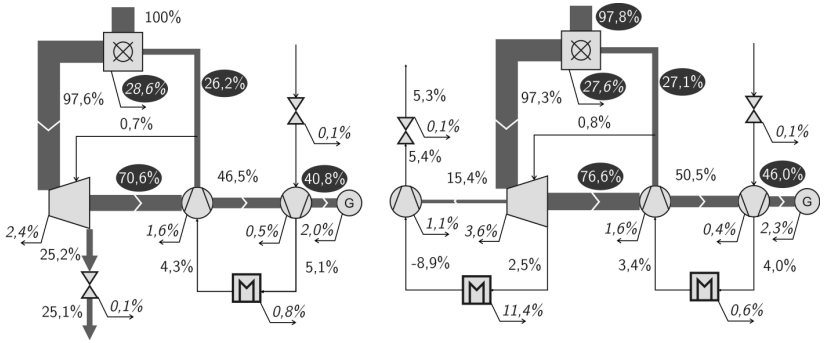


Abbildung 28: Exergieflussdiagramm eines zwischengekühlten Gasturbinenprozesses ohne (links) und mit kombiniertem Inversen Brayton Cycle (rechts) in optimaler Auslegung

Die in einer zwischengekühlten Gasturbine auftretenden Verluste in Brennkammer und Verdichter sind unabhängig von einer möglichen Kopplung mit einem IBC, sie sind aber vom gewählten Zwischenkühlexponenten abhängig, wie in Abbildung 29 zu erkennen ist. Die Exergieverluste im Zwischenkühler, bedingt durch Reibung und Wärmeübertragung, inklusive der an das Kühlwasser abgeführten Exergie werden zum Verdichter bilanziert.

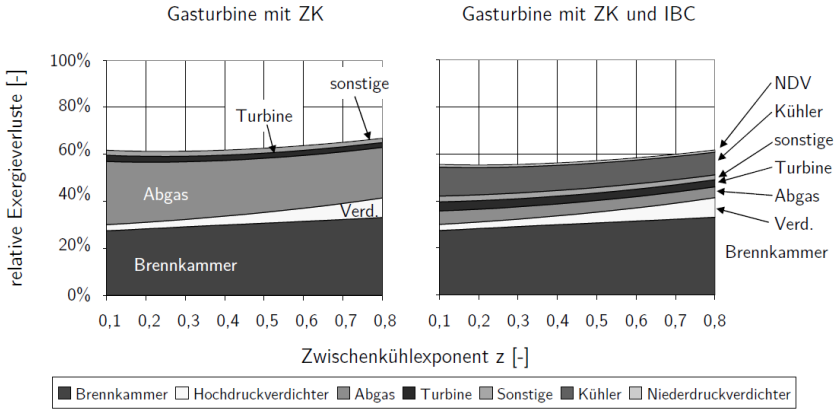


Abbildung 29: Vergleich der Exergieverluste einer zwischengekühlten Gasturbine ohne (links) und mit gekoppeltem IBC (rechts) in Abhängigkeit des Zwischenkühlexponenten z (gemäß Formel 3.1) bei optimaler Auslegung (T_4=1300°C, π_V=17)

Bei einem Prozess ohne IBC ist der Abgasverlust wesentlich größer als bei Kopplung mit einem IBC. Umgekehrt dazu verhalten sich die Exergieverluste in der Turbine, bedingt durch das größere Druckverhältnis durch Entspannung in den (jeweils optimal gewählten) Unterdruck. Bei Kopplung mit einem IBC ergeben sich zusätzlich Exergieverluste im Kühler und IBC-Verdichter. Außerdem wird Exergie im Kühler abgeführt, die hier als Verlust angesehen und dem Kühler zugerechnet wird. Die Summe der Einzelverluste liegt in der durchgeführten Variation des Zwischenkühlexponenten unter dem ohne IBC. Daher sind hier größere Wirkungsgrade erzielbar. Das Minimum der Summe aller Einzelverluste liegt bei Kopplung mit einem IBC bei einem geringeren Zwischenkühlexponenten als ohne Kopplung, wie oben beschrieben.
Bei maximaler Auslegung steigt der Zwischenkühlexponent geringfügig durch Kopplung mit einem IBC an. Der Grund hierfür ist analog zu Kapitel 3.1 zu finden. Durch eine Erhöhung des Zwischenkühlexponenten über den z-Wert der minimalen Verdichterleistung von z≈0,5 hinaus, sinkt bei einem zwischengekühlten Prozess die Verdichteraustrittstemperatur. Dadurch steigt die notwendige Brennstoffmenge, wodurch der Massenstrom durch die Turbine ansteigt. Gleichzeitig sinkt die Kühlluftmenge infolge der geringeren Kühllufttemperatur. Dadurch steigt die Turbine Inlet Temperature. Dies bewirkt eine Leistungssteigerung in der Turbine. Durch Kopplung mit einem IBC wird dieser Effekt noch verstärkt, wodurch der Zwischenkühlexponent bei maximaler Auslegung noch höher gewählt werden kann.

Zwischenkühlung des Niederdruckverdichters

Durch eine Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter kann analog zu Kapitel 3.3 nicht zwischen einer optimalen und einer maximalen Auslegung unterschieden werden, da der IBC nach der Brennkammer angeordnet ist. Durch den Einbau dieser Zwischenkühlung kann ein Teil der Exergie eingespart werden, die zum Antrieb des IBC-Verdichters benötigt wird. Wie in Abbildung 22 zu erkennen ist, beträgt dies im Vergleichspunkt 16,9% der zugeführten Brennstoffexergie. Diese Antriebsleistung kann durch den Einsatz der Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter auf 16,5% gesenkt werden. Es ist jedoch energetisch günstiger, in einem zwischengekühlten IBC einen niedrigeren Unterdruck zu wählen. Dadurch steigen das Druckverhältnis der Turbine und des IBC-Verdichters. Damit einhergehend erhöhen sich die mögliche Entspannungs- und notwendige Verdichtungsarbeit. Durch die Zwischenkühlung steigt die IBC-Verdichterleistung nicht so stark wie die Turbinenleistung an, daher stellt sich für die im zwischengekühlten IBC zusätzlich zur einfachen Gasturbine generierten Wellenleistung das Maximum bei einem niedrigeren Druckniveau ein. Im Vergleichspunkt liegt dieser Unterdruck im IBC-Prozess bei 0,282 bar, im zwischengekühlten IBC-Prozess bei 0,156bar. Dadurch steigt zwar die Verdichterleistung auf 21,9% an. Diese Steigerung der notwendigen Antriebsleistung um 5% der zugeführten Brennstoffexergie kann aber durch eine Steigerung der Turbinenleistung um 8,4% mehr als kompensiert werden.

Daher können Leistung und Wirkungsgrad einer Gasturbine mit gekoppeltem IBC durch Einbau einer Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter erheblich gesteigert werden, wie in Abbildung 30 zu erkennen ist.

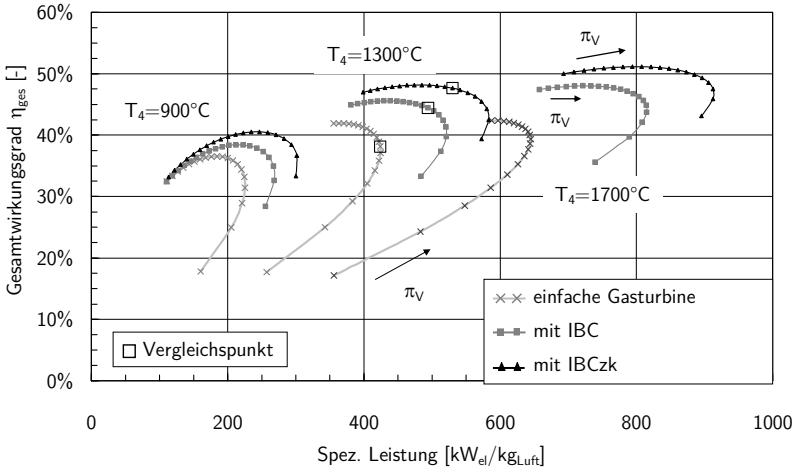


Abbildung 30: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen Gasturbine mit einer mit einem IBC gekoppelten Gasturbine (mit und ohne Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter)

Zwischenkühlung von Nieder- und Hochdruckverdichter

Analog zu der gerade dargestellten Erhöhung von Wirkungsgrad und Leistung durch Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter kann auch der oben untersuchte (im Hochdruckverdichter) zwischengekühlte Prozess mit kombiniertem IBC durch zusätzliche Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter weiter optimiert werden. Hierbei ist zu erkennen, dass bei einem Gasturbinenprozess mit einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C durch Einsatz einer Zwischenkühlung sowie eines zwischengekühlten IBC fast die Leistung eines einfachen Prozesses mit einer Temperatur T_4=1700°C erreicht wird, bei maximaler Auslegung. Gleichzeitig kann der Wirkungsgrad erheblich gesteigert werden, siehe Abbildung 31.

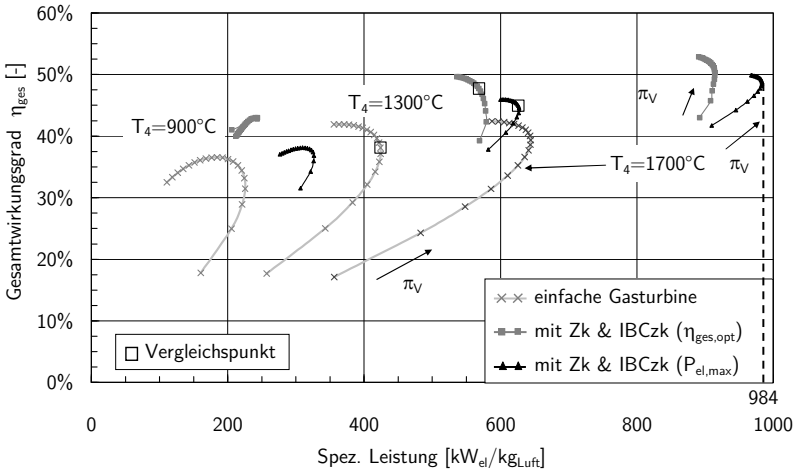


Abbildung 31: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen mit einer mit einem IBC kombiniertem Gasturbine mit Zwischenkühlung im Hoch- und Niederdruckverdichter

3.4.4 Kombination von Zwischenkühlung, Rekuperation und IBC

Werden die Optimierungsmaßnahmen Zwischenkühlung, Rekuperation und Inverser Brayton Cycle alle miteinander kombiniert, so ergeben sich analog zu Kapitel 3.4.3 mehrere Varianten. Die Zwischenkühlung kann ebenfalls im Hoch- oder im Niederdruckverdichter erfolgen sowie in beiden.

Zwischenkühlung des Niederdruckverdichters

Eine reine Zwischenkühlung des Niederdruckverdichters ist vergleichbar zu den in Kapitel 3.4.2 dargestellten Ergebnissen. Bei optimaler Auslegung ist analog zu Abbildung 26 bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=900°C bei einem Druckverhältnis von π_V=19 ein Knick zu erkennen. Dieser Knick wird verursacht durch die Vorgabe der minimalen Grädigkeit des Rekuperators. Weiterhin ist zu erkennen, dass bei maximaler Auslegung bei kleinen Druckverhältnissen mehr Leistung erzielt werden kann als bei hohen. Dieses in Kapitel 3.4.2 beschriebene Verhalten wird durch Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter verstärkt. Das Druckverhältnis der maximalen Leistung steigt mit der gewählten Brennkammertemperatur an.

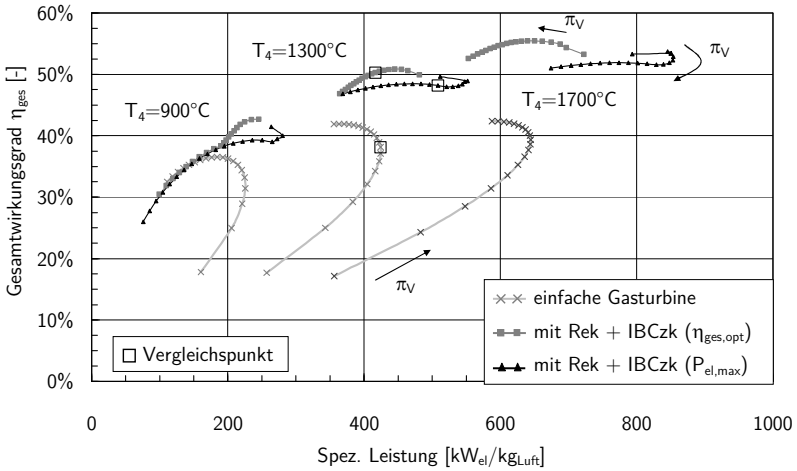


Abbildung 32: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen Gasturbine mit einer rekuperierten Gasturbine, die mit einem zwischengekühlten IBC gekoppelt ist

Zwischenkühlung des Hochdruckverdichters

Durch zusätzliche Kopplung einer rekupertierten, zwischengekühlten Gasturbine mit einem Inversen Brayton Cycle lassen sich Leistung und Wirkungsgrad im Vergleich zu einer rekuperierten zwischengekühlten weiter steigern, vergleiche hierzu Abbildung 33.

Zwischenkühlung von Nieder- und Hochdruckverdichter

Die dargestellten Ergebnisse lassen sich weiter steigern, wird der Inverse Brayton Cycle zusätzlich im Niederdruckverdichter zwischengekühlt, siehe Abbildung 34.

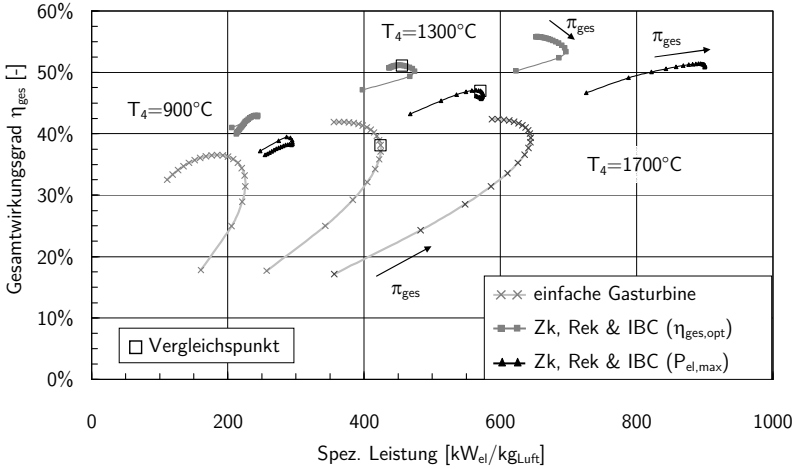


Abbildung 33: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen Gasturbine mit einer zwischengekühlten, rekuperierten Gasturbine, die mit einem IBC gekoppelt ist

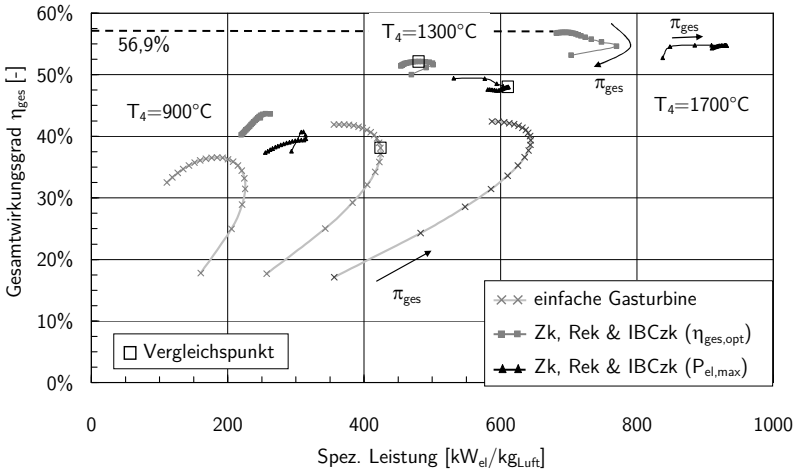


Abbildung 34: Vergleich des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung einer einfachen Gasturbine mit einer zwischengekühlten, rekuperierten Gasturbine, die mit einem zwischengekühlten IBC gekoppelt ist

Bei Kombination aller in Kapitel 3 untersuchten Optimierungsansätze fällt auf, dass Leistung und Wirkungsgrad hauptsächlich eine Funktion der Brennkammeraustritts-

temperatur sind. Durch Variation des gewählten Verdichterdruckverhältnisses sind im Vergleich zur einfachen Gasturbine nur geringe Unterschiede in Leistung und Wirkungsgrad zu erzielen. Dies ist bei einer einfachen Gasturbine nicht der Fall. Hier ist beispielsweise durch Wahl eines unterschiedlichen Druckniveaus eine Steigerung der Gesamtwirkungsgrades von 17,1% auf 42,4% möglich bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1700°C. Bei einer Gasturbine mit Kombination aller untersuchten Optimierungsansätze werden bei T_4=1700°C im gesamten betrachteten Druckbereich Wirkungsgrade über 55% erreicht.

3.5 Vergleich der betrachteten Optimierungsansätze

Die in Kapitel 3. untersuchten Optimierungsansätze sind aus energetischer Sicht in einem großen Teil des Betrachtungsraums viel versprechend und werden im Folgenden miteinander verglichen. Dazu wird zuerst Bezug auf die veröffentlichten Ergebnisse genommen.

In [Wal98] ist der Verlauf des Wirkungsgrades und der spezifischen Leistung in Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnisses für eine einfache Gasturbine, eine zwischengekühlte, eine rekuperierte sowie eine mit Zwischenkühlung und Rekuperation dargestellt (für eine Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1600K). Die Tendenzen sind identisch zu den hier ermittelten Ergebnissen, siehe Abbildung A-7 in Anhang A-VI. Da es jedoch einige Unterschiede in der Simulation der Prozesse gibt, sind die Ergebnisse nicht kongruent. Bei diesen Unterschieden handelt es sich hauptsächlich um die Modellierung der gekühlten Turbine sowie den jeweils angenommenen Zwischenkühlexponent. In [Wal98] wird bei optimaler Auslegung von einem konstanten z-Wert von z_{opt}=0,3 ausgegangen, bei maximaler Auslegung von z_{max}=0,5. In den hier durchgeführten Simulationen sind diese beiden Werte nicht festgelegt, es wird für jede Parametervariation der z-Wert im Hinblick auf das jeweilige Auslegungsziel optimiert.

Ein einfacher Gasturbinenprozess mit kombiniertem IBC ist in [Agn03] beschrieben. Hierin wurden Leistung und Wirkungsgrad für verschiedene Unterdrücke simuliert. Die Ergebnisse können mit dem aufgebauten Modell nachvollzogen werden. In [Ala06a] ist ein rekuperativer Prozess mit einem IBC simuliert. Durch Rekuperation sei der Wirkungsgrad eines Gasturbinenprozesses mit kombiniertem IBC weiter steigerbar. Die Ergebnisse können aber nicht validiert werden, da detaillierte Angaben zur Simulation des Rekuperators fehlen.

Zu den untersuchten Varianten „Zk + IBC“, „Zk + Rek + IBC“ sowie zu den vier Varianten mit zwischengekühltem Niederdruckverdichter (siehe Tabelle 3) sind in der Literatur keine Ergebnisse zu finden.

Die maximale Leistung aller in Kapitel 3. untersuchten Variationen liegt bei P_{max}=984 kW_{el}/kg_{Luft} (siehe Abbildung 31). Diese Leistung stellt sich bei einer zwischengekühlten Gasturbine mit zwischengekühltem IBC ein. Hierbei handelt es sich um eine Gasturbinenvariante ohne Rekuperator. Ein Rekuperator wird zur Senkung des Brennstoffmassenstroms und der Verluste eingesetzt. Hierdurch kann die Leistung nicht erhöht werden. Gleichzeitig ist es nahe liegend, dass der beste Wirkungsgrad von η_{opt}=56,9% bei einer rekuperierten Gasturbine erzielt wird (siehe Abbildung 34). Dieses Optimum wird erzielt bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1700°C bei einem Druckverhältnis von π_V=29 bei einer zwischengekühlten, rekuperierten Gasturbine, die mit einem zwischengekühlten IBC kombiniert ist. Durch Zwischenkühlung im Hochdruckverdichter kann eine Verdichteraustrittstemperatur erzielt werden, die einen hohen Wärmeübergang im Rekuperator möglich macht. Durch den weiteren Einsatz eines Zwischenkühlers im Niederdruckverdichter kann der Unterdruck hinter der Niederdruckturbine niedriger gewählt werden und somit mehr Turbinenleistung generiert werden. Der jeweils zu wählende Unterdruck ist auch in Tabelle 3 dargestellt, in der die spezifische Leistung und der Wirkungsgrad für alle durchgeführten Simulationen für den Vergleichspunkt (T_4=1300°C und π_V=17) aufgelistet sind. Bei dem Wirkungsgrad handelt es sich um den absoluten Wert, bei der Leistung um den auf die einfache Gasturbine bezogenen.

Wird an eine einfache Gasturbine ein Inverser Brayton Cycle angekoppelt (IBC oder IBCzk), gibt es für eine gewählte Kombination aus Verdichterdruckverhältnis π_V und Brennkammeraustrittstemperatur T_4 keinen Unterschied zwischen einer optimalen und einer maximalen Auslegung. Durch Wahl des Unterdruckes wird kein Einfluss auf die Brennstoffmenge genommen. Somit verhalten sich Wirkungsgrad und Leistung identisch bei Variation des Unterdruckes.

Bei einem rein rekuperativen Prozess kann ebenfalls keine Unterscheidung getroffen werden, da es hierbei keinen frei zu wählenden Parameter gibt.

Bei einem zwischengekühlten, rekuperativen Prozess kann durch Wahl des Druckniveaus der Zwischenkühlung theoretisch zwischen einer optimalen und maximalen Auslegung unterschieden werden. Die Unterschiede sind aber marginal, vergleiche die Abbildungen A-13 und A-14 in Anhang A-VII. Grund hierfür ist die Leistungsbilanz. Sowohl bei maximaler, als auch bei optimaler Auslegung wird die Zwischenkühlung im Bereich des Zwischenkühlexponent von z≈0,5 durchgeführt. Dadurch wird ein Minimum an Verdichterleistung benötigt. Gleichzeitig kann aber ein sehr hoher Wirkungsgrad erzielt werden, da durch die relativ geringe Verdichteraustrittstemperatur T_{3a} viel Wärme im Rekuperator übertragen werden kann.

Tabelle 3: Übersicht über Wirkungsgrad und spez. Leistung aller untersuchten Varianten im Vergleichspunkt (T_4=1300°C und π_V=17):

Variante	Wirkungsgrad	spez. Leistung	Unterdruck p_{5a} [bar]
Einfache Gasturbine	38,1%	100 %	-
Zwischenkühlung („Zk“)			
optimale Auslegung	38,8%	113,4%	-
maximale Auslegung	37,0%	121,2%	-
Rekuperation („Rek“)	43,5%	95,2%	-
Inverse Brayton Cycle („IBC“)	44,4%	116,5%	0,282
Zk + Rek	49,9%	114,7%	-
Rek + IBC			
optimale Auslegung	48,3%	86,7%	0,502
maximale Auslegung	45,1%	112,2%	0,301
Zk + IBC			
optimale Auslegung	44,7%	127,7%	0,278
maximale Auslegung	42,3%	138,8%	0,272
Zwischengekühlter IBC („IBCzk“)	47,6%	125,0%	0,156
Zk + IBCzk			
optimale Auslegung	47,7%	134,0%	0,154
maximale Auslegung	44,9%	147,6%	0,148
Zk + Rek + IBC			
optimale Auslegung	51,1%	107,4%	0,606
maximale Auslegung	46,9%	134,6%	0,252
Rek + IBCzk			
optimale Auslegung	50,3%	98,2%	0,281
maximale Auslegung	48,2%	119,9%	0,171
Zk + Rek + IBCzk			
optimale Auslegung	52,1%	113,2%	0,361
maximale Auslegung	48,0%	144,0%	0,165

Bei allen anderen untersuchten Prozessen kann zwischen einer optimalen und maximalen Auslegung unterschieden werden. Bei diesen Prozessen mit kombiniertem IBC ist der zu wählende Unterdruck am Austritt aus der Niederdruckturbine bei maximaler Auslegung immer geringer als der bei optimaler Auslegung. Diese Tendenz ist bei Prozessen mit einem Rekuperator stärker ausgeprägt als bei Prozessen mit einer Zwischenkühlung im Hochdruckverdichter. Bei einer optimalen Auslegung ist es energetisch sinnvoller, die Entspannung in der Hochdruckturbine auf einem höheren Druckniveau enden zu lassen, um somit mehr Wärme im Rekuperator übertragen zu können. Bei

maximaler Auslegung hingegen wird das Abgas auf ein niedrigeres Druckniveau entspannt, um somit mehr Wellenleistung zu generieren. Dadurch wird weniger Wärme im Rekuperator übertragen, gleichzeitig steht mehr Exergie zur Entspannung in der Niederdruckturbine zu verfügen.
Bei einem Prozess mit Zwischenkühlung im Hochdruckverdichter und IBC fällt der Unterschied zwischen optimalem und maximalem Unterdruck geringer aus. Hier wirkt sich der gewählte Unterdruck nicht auf die benötigte Brennstoffmenge und damit den Wirkungsgrad aus. Der Unterschied ist eine direkte Folge des gewählten Zwischenkühlexponenten z. Die Wahl beeinflusst die Verdichteraustrittstemperatur T_3 und damit die notwendige Brennstoffmenge. Durch den daraus resultierenden Turbinenmassenstrom kann im IBC auf einen maximalen bzw. optimalen Unterdruck entspannt werden. Diese beiden unterscheiden sich geringfügig ($p_{5a,Zk + IBCzk, opt}$=0,154bar verglichen zu $p_{5a,Zk + IBCzk\ max}$=0,148bar).

Wird der IBC zusätzlich zwischengekühlt, kann ein noch wesentlich geringerer Unterdruck gewählt werden. Somit steigen Turbinen- und IBC-Verdichterleistung. Durch die Zwischenkühlung im Niederdruckverdichter erhöht sich die IBC-Verdichterleistung aber geringer als die der Turbine. Daher stellt sich ein Maximum an IBC-Leistung bei einem niedrigeren Unterdruck ein.

Im Folgenden werden die untersuchten 19 Varianten miteinander verglichen. Wird der Fokus auf die erzielbare Leistung gelegt, wird bei den Varianten mit beiden möglichen Auslegungszielen jeweils die maximale Auslegung betrachtet. Bei Untersuchung des erreichbaren Wirkungsgrades wird jeweils die Variation optimale Auslegung herangezogen. Damit reduziert sich die Zahl der zu vergleichenden Simulationen jeweils auf 12 Prozesse. Diese Prozesse können weiter aufgeteilt werden in drei Gruppen. Die erste Gruppe sind die Prozesse ohne IBC. Es handelt sich um die auch in [Wal98] untersuchten Varianten einfache Gasturbine („GT“), Zk, Rek sowie Zk+Rek. Diese vier Variationen können jeweils entweder mit einem IBC kombiniert werden (2. Gruppe) oder mit einem zwischengekühlten IBC (3. Gruppe). Zuerst wird die mögliche Leistung der verschiedenen Varianten untersucht. In Abbildung 35 ist für die ersten beiden Gruppen die spezifische Leistung über dem Druckverhältnis für eine Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C dargestellt:

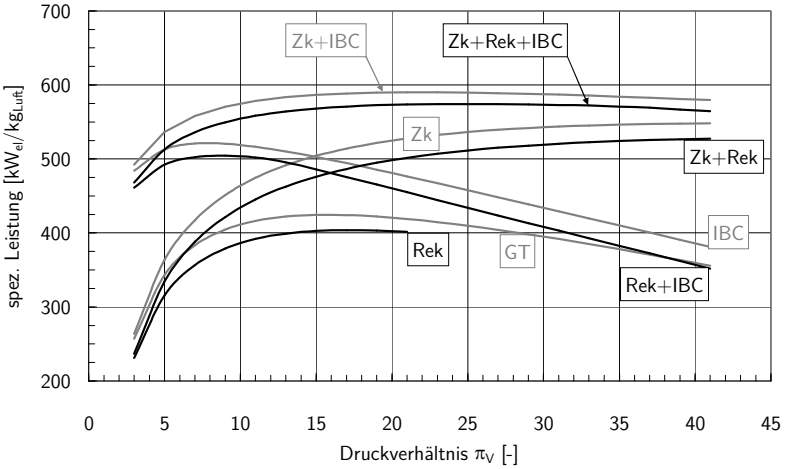


Abbildung 35: Vergleich der spez. Leistung ausgewählter Prozesse als Funktion des Druckverhältnisses bei maximaler Auslegung

In allen Gasturbinenprozessen steigt die Leistung mit dem Druckverhältnis bis zu dem Punkt an, bei dem die Verdichterleistung stärker zunimmt als die Turbinenleistung. An diesem Punkt ist das Leistungsmaximum erreicht. Um die Generatorleistung zu steigern, kann entweder versucht werden, die Verdichterleistung zu senken oder die Turbinenleistung anzuheben. Durch Zwischenkühlung wird die Verdichterleistung gesenkt, gleichzeitig steigt die Turbinenleistung leicht an. Mit ansteigendem Druckverhältnis wird somit die Verdichterleistung künstlich klein gehalten, sodass ein Maximum der Generatorleistung erst bei viel höheren Druckverhältnissen zu finden ist, siehe hierzu Varianten Zk und Zk+Rek in Abbildung 35. Die Kurve Zk+Rek verläuft ähnlich wie die Kurve Zk, allerdings bei einer geringeren Leistung. Bei rekuperierten Prozessen sinkt die Leistung im Vergleich zu den Prozessen ohne Rekuperator, da hier bedingt durch die Druckverluste im Rekuperator das Verdichterdruckverhältnis ansteigt, wohingegen das Druckverhältnis in der Turbine sinkt. Dies ist auch bei den anderen Kurven der rekuperierten Prozesse in Abbildung 35 zu erkennen, zum Beispiel bei der Kurve Zk+IBC verglichen mit Zk+Rek+IBC. Es ergibt also bei maximaler Auslegung eines Prozesses keinen Sinn, einen Rekuperator einzusetzen.
Bei Prozessen mit einem kombinierten IBC wird die Turbinenleistung durch Entspannung in den Unterdruck gesteigert. Zusätzlich steigt aber auch die Verdichterleistung, da eine zweite Verdichtung notwendig wird. Beide Verdichtungsprozesse haben vergleichsweise geringe Eintrittstemperaturen (15°C bzw. minimal 65°C). Somit ähnelt dies einer Zwischenkühlung, folglich steigt die Turbinenleistung stärker als die Verdichterleistung. Insgesamt wird durch diese Entspannung in den Unterdruck das theoreti-

sche Gesamtdruckverhältnis $\pi_{ges,theo}=\pi_V \cdot \pi_{IBC}$ erheblich gesteigert. Der Prozess wird quasi künstlich in Abbildung 35 zu höheren Druckverhältnissen verlagert.

Analog zu Abbildung 35 sind in Abbildung 36 die Verläufe des Wirkungsgrades über dem Druckverhältnis der ersten beiden Gruppen dargestellt. Hier ist eindeutig zu erkennen, dass alle Optimierungsansätze zu positiven Resultaten führen. Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass in diesem Vergleich jeweils die Kurven für eine optimale Auslegung herangezogen werden. Daher ergeben sich hier unterschiedliche Tendenzen zu den oben betrachteten Leistungskurven.

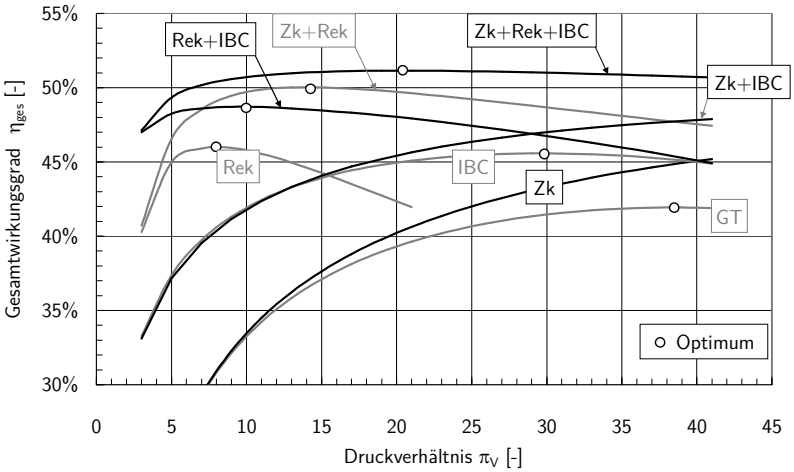


Abbildung 36: Vergleich des Wirkungsgrades ausgewählter Prozesse über dem Druckverhältnis bei optimaler Auslegung

Hierbei fällt besonders auf, dass die Prozesse mit Rekuperator ihr Wirkungsgradmaximum bei niedrigeren Druckverhältnissen haben als die Prozesse ohne Rekuperator. Hintergrund ist, dass bei rekuperativen Prozessen die Verdichteraustrittstemperatur bei geringen Druckverhältnissen niedrig ist und somit viel Wärme vom Abgas übertragen werden kann, wodurch der notwendige Brennstoffmassenstrom sinkt. Des Weiteren fällt auf, dass durch den Einsatz eines IBC alle Kurven hin zu höheren Wirkungsgraden verschoben werden.
Da der Bestpunkt aller 8 Kurven in Abbildung 36 (markiert mit einem Kreis) bei unterschiedlichen Druckverhältnissen liegt, sind diese Bestpunkte (plus der 3. Gruppe der zwischengekühlen IBC-Prozesse) in folgender Tabelle für eine Brennkammertemperatur von T_4=1300°C miteinander verglichen.

Tabelle 4: Vergleich des Wirkungsgrades und der Druckverhältnisse aller Varianten im jeweiligen Wirkungsgradoptimum bei einer Brennkammertemperatur von T_4=1300°C

Variante	η_{ges}	π_V	π_{IBC}	$\pi_{ges,theo}$
GT	41,9%	38,8	-	38,8
Zk	47,5%	93	-	93
Rek	46,0%	7,9	-	7,9
Zk + Rek	50,0%	14,1	-	14,1
IBC	45,6%	29,4	2,9	86,3
Zk + IBC	48,5%	67	2,1	141,7
Rek + IBC	48,7%	9,4	2,4	22,5
Zk + Rek + IBC	51,1%	20,5	1,7	35,7
IBCzk	48,2%	25,5	5,3	136,3
Zk + IBCzk	49,8%	53,1	3,6	192,1
Rek + IBCzk	50,8%	8,4	4,2	34,9
Zk + Rek + IBCzk	52,1%	16,4	3,0	49,7

Die Ergebnisse für die Prozesse Zk und Zk+IBC konnten nur durch mathematische Extrapolation erstellt werden, da die verwendete Software hier an ihre Grenzen stößt.
Generell ist das Druckverhältnis des IBC-Verdichters π_{IBC} in allen Prozessen gering, das Maximum ergibt sich bei einer Gasturbine mit gekoppeltem zwischengekühlten Inversen Brayton Cycle (IBCzk).
Wie bereits beschrieben, ähnelt der Einsatz eines IBC dem Einbau einer Zwischenkühlung, da hier zwei Verdichtungen mit relativ geringen Eintrittstemperaturen durchgeführt werden. Dies wird auch bei einem Vergleich der beiden Prozesse Zk und IBC deutlich. Das optimale theoretische Gesamtdruckverhältnis $\pi_{ges,theo}$ liegt auf demselben Niveau, bei keinem anderen Prozess stellt sich ein vergleichbares Niveau ein. Bei dem zwischengekühlten Prozess liegt dieses theoretische Gesamtdruckverhältnis noch geringfügig höher, da die Eintrittstemperatur in den 2. Teil des Verdichter unter der am Eintritt in den IBC-Verdichters liegt ($T_{2b,Zk}$=25°C < $T_{5b,IBC}$=65°C).
Durch Einsatz einer Zwischenkühlung im IBC kann das theoretische Gesamtdruckverhältnis $\pi_{ges,theo}$ noch weiter gesteigert werden, da durch Reduktion der IBC-Verdichterleistung ein geringerer Unterdruck p_{5a} hinter der Turbine eingestellt werden kann.

In Anhang A-VII sind für alle 20[5] durchgeführten Simulationen die Ergebnisse Wirkungsgrad und spez. Leistung in Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnisses ($3 < \pi_V < 41$) sowie der Brennkammeraustrittstemperatur (900°C < T_4 < 1700°C)

[5] Hier werden die Ergebnisse beider Auslegungsziele für die Variante Rek + Zk getrennt dargestellt.

dargestellt. Welche Kombination dieser beiden Parameter bei welchem Prozess aus ökonomischer Sicht sinnvoll ist, wird in Kapitel 6 abgeschätzt. Hier wird ein Kostenmodell aufgestellt, mit der die verschiedenen Prozesse ökonomisch abgeschätzt werden. Aufgrund sich laufend verändernder Lastanforderungen im Netz ist aber nicht nur der Volllastpunkt der jeweiligen Gasturbine wichtig für die Wirtschaftlichkeit. Auch die Teillastwirkungsgrade gehen in diese Berechnung ein. Daher werden in Kapitel 5 die Teillastwirkungsgrade eines einfachen Prozesses mit kombiniertem Inversem Brayton Cycle ermittelt. Dabei werden eine einwellige, zwei- und dreiweillige Ausführung miteinander verglichen. Die sich ergebenden Teillastwirkungsgrade zeigen das Potential einer solchen Prozessanordnung.

Neben den bisher betrachteten einfachen Gasturbinenprozessen ist auch denkbar, dass andere Gasturbinenprozesse mit einem Inversen Brayton Cycle kombiniert werden und somit Leistung und Wirkungsgrad dieser Prozesse gesteigert werden kann. Dies wird im Folgenden eingehend untersucht.

4. Identifikation weiterer Einsatzmöglichkeiten des Inversen Brayton Cycles

Wie in Kapitel 3 gezeigt wurde, ergibt es aus rein energetischer Sicht Sinn, die Abwärme eines Gasturbinenprozesses in einem Inversen Brayton Cycle zu nutzen, um damit Wirkungsgrad und Leistung einer einfachen Gasturbine zu steigern. Der Einsatz eines IBC soll aber nicht nur auf einfache Gasturbinen beschränkt werden. Im Folgenden sollen daher verschiedene denkbare Einsatzgebiete hin auf ihre Eignung untersucht werden. Dazu ist es aber notwendig, vorab zu klären, bis zu welchen Einsatztemperaturen überhaupt elektrische Energie aus einem IBC gewonnen werden kann. Diese Einsatztemperatur ist abhängig von der Stoffzusammensetzung des Fluides. Repräsentativ für unterschiedlichste Fluide wird ein IBC mit heißer Luft bei Umgebungsdruck betrieben. Die verwendeten Parameter für diese Variation entsprechen Anhang A-II. Je höher die Turbineneintrittstemperatur T_{in} ist, umso niedriger sollte der Unterdruck p_U hinter der Turbine gewählt werden, da die Spreizung der Isobaren bei höheren Temperaturen größer ist.

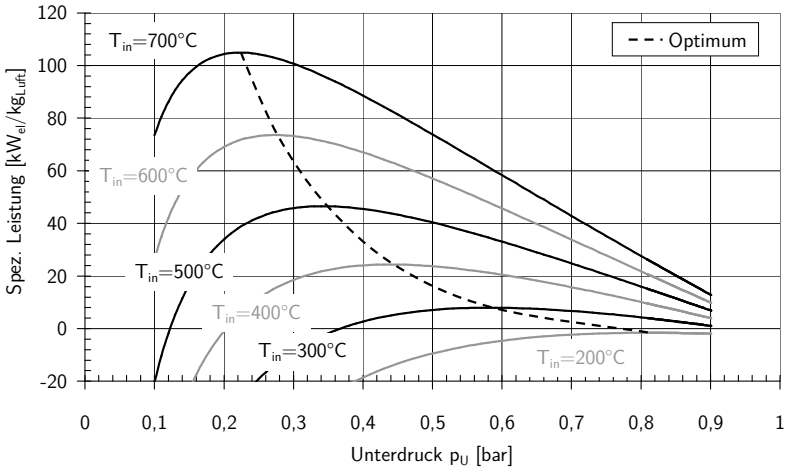


Abbildung 37: Ermittlung der spezifischen Leistung eines IBC in Abhängigkeit von Turbineneintrittstemperatur T_{in} und gewähltem Unterdruck p_U

Unterhalb von 300°C kann unter den gegebenen Randbedingungen nur wenig bis gar keine elektrische Energie erzeugt werden. Daher wird diese Temperatur im Folgenden als minimale Temperatur zum Einsatz eines IBC gesetzt.

4.1 Alternative zu einem Dampfkraftprozess

Bei heißen Abgasen wird zur Energierückgewinnung in der Verfahrenstechnik oder zur Leistungssteigerung in einem Gasturbinenkraftwerk das heiße Abgas verwendet, um in einem Abhitzedampferzeuger (AHDE) Wasser zu verdampfen und den resultierenden Dampf in einer Dampfturbine zu entspannen. Dieser Dampfkraftprozess (DKP) kann dazu als Eindruck-, Zweidruck oder als Dreidruckprozess (Standard für die Kombination mit Gasturbinenkraftwerke) ausgeführt werden, [Lec03]. In [Boh84] und [Keh91] werden diverse Auslegungskriterien eines Eindruckprozesses dargestellt, die hier simuliert werden, siehe Anhang A-VIII.
Generell gibt es einige beschränkende Parameter bei der Auslegung eines Dampfkraftprozesses. Im Abhitzedampferzeuger werden in der Simulation die obere Grädigkeit zwischen Abgaseintritt und Dampfaustritt sowie die Grädigkeit am Verdampfereintritt (engl.: Pinch Point) festgelegt, siehe Abbildung 38.

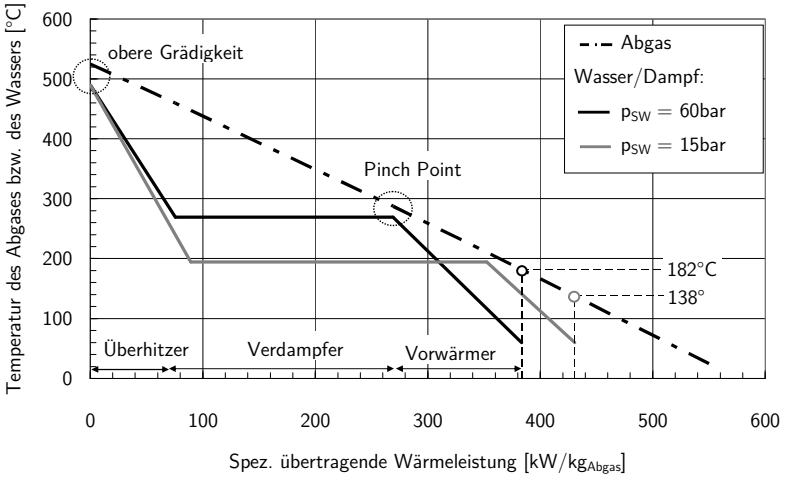


Abbildung 38: Temperatur-/Wärmediagramm eines Eindruckkessels bei verschiedenen Frischdampfdrücken

Einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad eines DKPs η_{DT} hat das gewählte Druckniveau des Speisewassers p_{SW}. Dieser Wirkungsgrad eines DKPs η_{DT} ist eine Multiplikation des Wirkungsgrades des Wasserdampfkreislaufs η_{WD} und des Energieausnutzungsgrades der Abwärme η_{AK} ($\eta_{DT}=\eta_{WD}\cdot\eta_{AK}$).
Mit steigendem Druckniveau p_{SW} kann auch in der Dampfturbine mehr Leistung umgesetzt werden. Der Wirkungsgrad des Wasserdampfkreislaufs η_{WD} berechnet sich aus dem Quotient der elektrischen Leistung und der maximal übertragbaren Wärme bei Abkühlung des Abgases auf Umgebungstemperatur ($\eta_{WD}=P_{el}/[\dot{m}_{Abgas}\cdot(h_{in}-h_{15°C})]$), siehe hierzu den Verlauf von η_{WD} als Funktion des Speisewasserdruckes p_{SW} in Abbildung 39.

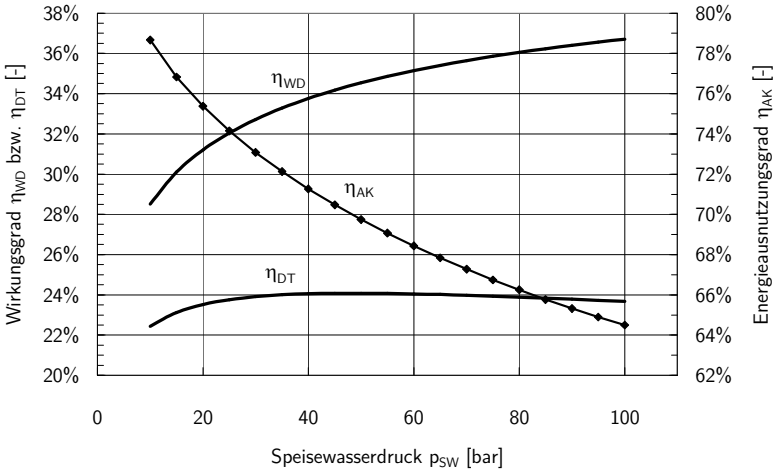


Abbildung 39: Einfluss des Frischdampfdruckes auf Dampfprozesswirkungsgrad η_{DT}, Wirkungsgrad des Wasserdampfkreislaufes η_{WD} und Energieausnutzungsgrad der Abgaswärme η_{AK}

Mit steigendem Druck des Speisewassers steigt aber auch die Verdampfungstemperatur des Wassers. Dadurch wird weniger Wärme im Verdampfer und im sich anschließenden Überhitzer übertragen. Somit liegt das Abgas zwischen Verdampfer und Vorwärmer auf einem höheren Temperaturniveau. Aufgrund der höheren Verdampfungstemperatur bei einem höheren Speisewasserdruck p_{SW} kann zwar im Vorwärmer mehr Wärme übertragen werden als bei einem geringeren Druck, in Summe wird aber im AHDE weniger Wärme übertragen. Dies ist in Abbildung 38 zu erkennen. Das Abgas verlässt den AHDE bei 182°C bei einem Speisewasserdruck von p_{SW}=60bar bzw. bei 138°C bei 15bar. Es kann somit von der im Abgas zur Verfügung stehenden Energie weniger mit steigendem Druck ausgenutzt werden. Der Energieausnutzungsgrad der Abwärme $\eta_{AK}=q_{trans}/q_{max}$ sinkt. Der Energieausnutzungsgrad kann auch direkt aus Abbildung 38 abgelesen werden: er entspricht der übertragenden Wärmemenge q_{trans} zur maximal übertragbaren q_{max} bei Abkühlung auf Umgebungstemperatur T_U=15°C. In Abbildung 39 ist die Skala für den Energieausnutzungsgrad die rechte Ordinate. Die Kennzeichnung der Kurve im Diagramm erfolgt über das Rautensymbol.

Somit ergeben sich zwei widersprüchliche Tendenzen bei steigendem Druckverhältnis: der Energieausnutzungsgrad η_{AK} sinkt, wohingegen der Wirkungsgrad des Wasserdampfkreislaufs η_{WD} steigt. Da die Multiplikation von η_{AK} und η_{WD} den Wirkungsgrad des Dampfkraftprozesses η_{DT} ergibt, liegt ein optimaler Wirkungsgrad des hier dargestellten Dampfkraftprozesses bei $\eta_{DT}\approx$45bar, siehe Abbildung 39. Dieser Wert kann al-

lerdings nicht gewählt werden, da dadurch der Dampfgehalt am Austritt aus der Dampfturbine bei 87,4% liegt. Laut [Lec03] und [Keh91] sollte ein Wert von 90% nicht unterschritten werden, um eine zu starke Erosion in der Dampfturbine als Folge des Tröpfchenschlags zu vermeiden. Daher wird im Folgenden der Dampfgehalt am Turbinenaustritt zu 90% gesetzt, womit das maximale Druckverhältnis des Prozesses definiert ist. Diese und weitere Annahmen bei der Simulation eines Dampfkraftprozesses werden in Anlage A-VIII dargestellt.
Durch Erfahrungswerte kann aus dem resultierenden Wirkungsgrad η_{DT} eines Eindruckprozesses der Wirkungsgrad eines Zweidruckprozess abgeschätzt werden (gemäß [Boh84] und [Keh91]). Dabei ist die Wahl der Anzahl der Druckstufen mit dem Ziel eines hohen Wirkungsgrades η_{DT} abhängig von der Temperatur des Abgases. Je niedriger die Temperatur des Abgases ist, desto höher ist das Potential der Zweidruckanordnung im Vergleich zum Eindruckprozess. Grund hierfür ist sowohl der Wirkungsgrad des Wasserdampfkreislaufs η_{WD}, als auch der Energieausnutzungsfaktor η_{AK}. Erstgenannter wird kleiner, da mit sinkender Temperatur die Eintrittstemperatur in die Dampfturbine und damit das anliegende Enthalpiegefälle sinkt. Außerdem kann bei einer geringeren Temperatur auch nur ein geringerer Speisewasserdruck gewählt werden. Der Energieausnutzungsgrad η_{AK} sinkt ebenfalls mit der Temperatur, wie in folgender Abbildung 40 indirekt zu erkennen ist und im Folgenden beschrieben wird.

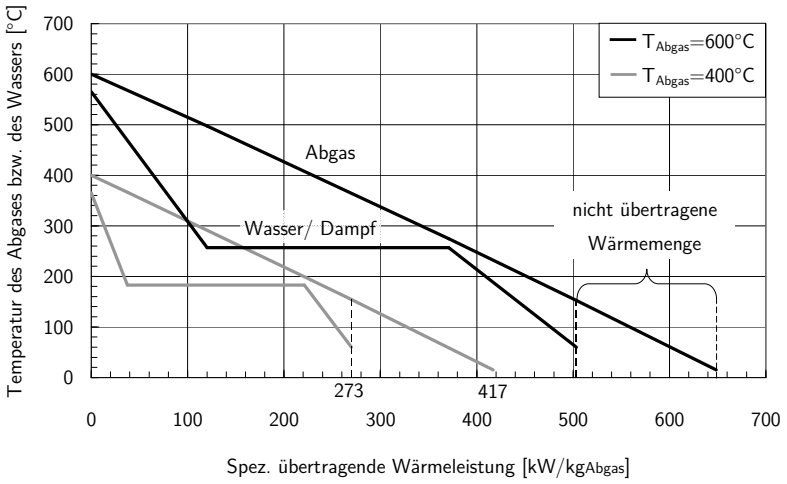


Abbildung 40: Temperatur-/Wärmediagramm eines Eindruckkessels bei verschiedenen Rauchgastemperaturen

Bei einer Eintrittstemperatur des Abgases in den AHDE von 400°C kann eine Wärmemenge von 273 kW/kg$_{Abgas}$ von maximal 417kW/kg$_{Abgas}$ übertragen werden, was einem Energieausnutzungsgrad von $\eta_{AK,400°C}$=65% entspricht. Bei einer Eintrittstemperatur

von 600°C steigt dieser Wert an auf $\eta_{AK,600°C}$=78%. Grund hierfür ist, dass die nicht übertragene Wärmemenge im vorliegenden Fall nahezu unabhängig von der Eintrittstemperatur ist. Die eintretende Wärmemenge ist aber eine Funktion der Abgastemperatur. Somit sinkt bei T_{Abgas}=600°C der prozentuale ungenutzte Teil, wodurch der Energienutzungsfaktor η_{AK} steigt. Bei einer Zweidruckanordnung wird das Wasser bei einem wesentlich geringeren Druckniveau in den AHDE geleitet. Nach der Vorwärmung wird ein Teil verdampft und direkt in die Dampfturbine geleitet, ein zweiter Teil wird durch die Hochdruckspeisepumpe komprimiert und in den Hochdruckvorwärmer geleitet werden. Somit kann wesentlich mehr Wärme aus dem Abgas gezogen und auf das Wasser übertragen werden, der Energieausnutzungsgrad η_{AK} somit gesteigert werden.

Im Folgenden wird die spezifische Leistung berechnet, die pro Sekunde aus 1 kg Abgas in einem Dampfkraftprozess in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur des Abgases generiert werden kann. Dieser Wert wird verglichen mit der spezifischen Leistung aus einem Inversen Brayton Cycle. Hierzu wird mit den oben gemachten Annahmen die Eintrittstemperatur in den Inversen Bryton Cycle und Dampfkraftprozess variiert. Beim DKP wird zusätzlich das Ergebnis eines Zweidruckprozesses abgeschätzt.

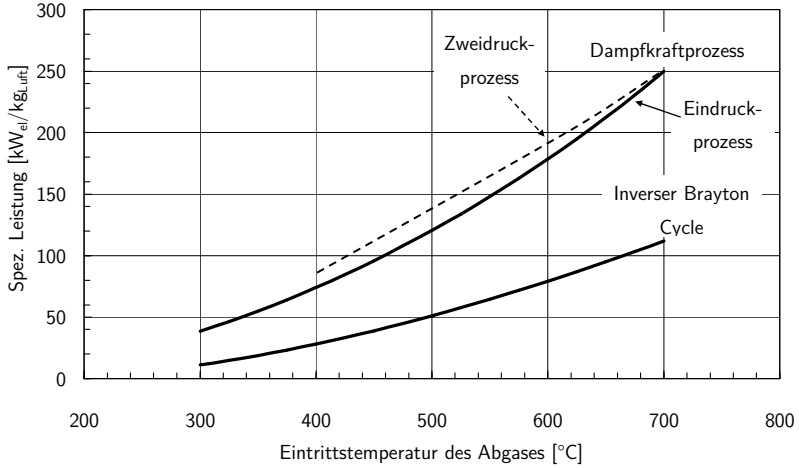


Abbildung 41: Vergleich der spezifischen Leistung eines Dampfkraftprozesses (mit einem oder zwei Druckniveaus) mit einem IBC in Abhängigkeit der Abgastemperatur

Es ist zu erkennen, dass zur Abwärmenutzung der Dampfkraftprozess dem Inversen Brayton Cycle in gesamten betrachteten Bereich überlegen ist. Es gilt also im Folgenden Prozesse zu identifizieren, in denen kein Dampfkraftprozess zur Nutzung der Abgasexergie eingesetzt wird.

Eine Betrachtung des Wirkungsgrades wird in diesem Kapitel nicht durchgeführt, da das hier betrachtete Abgas nicht zwingend aus einer Gasturbine stammen muss. Es kann genauso als Abgas eines verfahrenstechnischen Prozesses anfallen.

4.2 Steam Injected Gas Turbine

Eine Steam Injected Gas Turbine (STIG) ist eine weitere Möglichkeit, den Wirkungsgrad und die Leistung einer einfachen Gasturbine zu steigern. Die Exergie im Abgas der Gasturbine wird zum Verdampfen und Überhitzen von Wasser genutzt. Dieser Dampf wird aber nicht wie in einem Kombiprozess in einer Dampfturbine entspannt, sondern direkt in die Brennkammer eingedüst, siehe die schematische Darstellung in Abbildung 42:

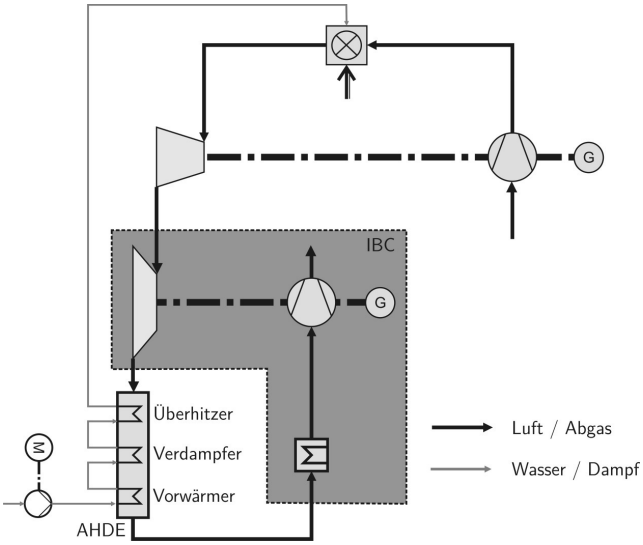


Abbildung 42: Schematischer Aufbau eines STIG-Prozesses mit Einbaumöglichkeit eines IBC

Dadurch steigt auch die spezifische Wärmekapazität des Abgases, womit zum einen dem Prozess mehr Brennstoff bei einer konstant gehaltenen Brennkammeraustrittstemperatur T_4 zugeführt werden kann. Dies bewirkt eine Leistungssteigerung. Zum anderen wird somit der Massenstrom durch die Turbine sowie die Enthalpiedifferenz aufgrund der höheren spezifischen Wärmekapazität erhöht. Dadurch steigt die Turbinenleistung bei einer konstanten Verdichterleistung an. Somit wird ein höherer Wirkungsgrad erzielt. Um die grob beschriebenen Effekte qualitativ darstellen zu können, wird der thermodynamische Prozess der 6,4 MW Turbine „Allison 501-KH5s“, einer kommerziell

verfügbaren STIG-Turbine, mit einem Prozess ohne Dampfeindüsung mit denselben Werten für Druckverhältnis, Brennkammeraustrittstemperatur und Turbomaschinenwirkungsgrade verglichen. Der gewählte Auslegungspunkt der Allison 501-KH5s liegt in einem Bereich um die maximale Leistung, knapp unter dem optimalen Wirkungsgrad, siehe Abbildung 43. Hierbei beziehen sich die Kurven mit einem Dreiecks-Symbol auf die rechte Ordinate.
Beim Vergleich der Prozesse mit und ohne Dampfeindüsung ergeben sich zwei gegenläufige Effekte. Ohne Dampfeindüsung steigen Leistung und Wirkungsgrad mit dem Druckverhältnis an, bis ein Maximum erzielt ist (analog zu Kapitel 3). Dieser Effekt ist auch bei einer Dampfeindüsung zu beobachten. Allerdings sinkt mit steigendem Druckverhältnis die Austrittstemperatur aus der Turbine. Da hiermit weniger Exergie zur Verdampfung und Überhitzung von Wasser zur Verfügung steht, kann weniger Dampf bei geringerer Temperatur in die Brennkammer eingedüst werden. Somit sinken Leistung und Wirkungsgrad. Diese beiden Effekte summiert ergeben das in Abbildung 43 auftretende Verhalten: Sowohl die maximale Leistung einer STIG-Turbine sowie deren Wirkungsgrad liegen bei einer gegebenen Brennkammeraustrittstemperatur bei einem niedrigeren Druckverhältnis als bei einer einfachen Gasturbine. Daher ist es sinnvoll, eine Dampfeindüsung bei geringen Druckverhältnissen des Prozesses durchzuführen.

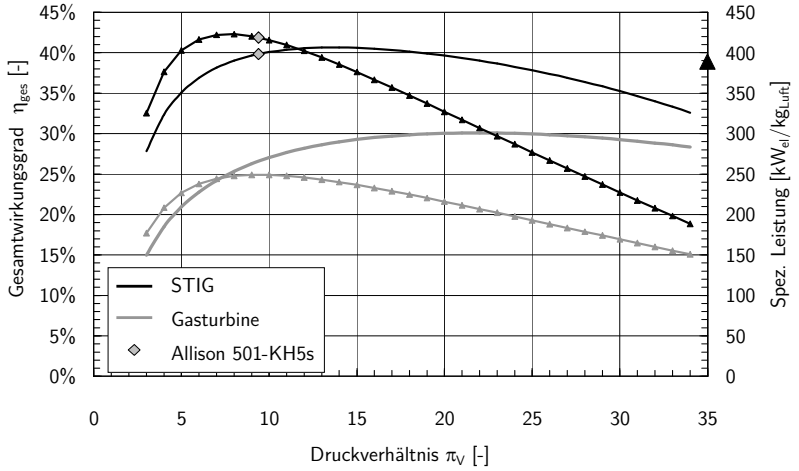


Abbildung 43: Vergleich von spez. Leistung und Wirkungsgrad eines einfachen Gasturbinen- und eines STIG-Prozesses in Abhängigkeit des Druckverhältnisses π_V

Wie in Kapitel 3.3 zu beobachten ist, können durch den Einbau des IBC ebenfalls Leistung und Wirkungsgrad einer Gasturbine gesteigert werden. Wird nun ein IBC zwischen Turbine und Abhitzedampferzeuger geschaltet, wie in Abbildung 42 dargestellt,

so wird der gerade beschriebene Effekt der Leistungssteigerung bedingt durch die Dampfeindüsung verkleinert, da die Eintrittstemperatur in den Abhitzedampferzeuger (AHDE) sinkt. Gleichzeitig kann aber aus der Turbine mehr Leistung gezogen werden, bedingt durch das größere Druckverhältnis durch Entspannung in den Unterdruckbereich. Diese beiden Effekte kombiniert ergeben das in Abbildung 44 zu findende Verhalten eines STIG-Prozesses mit kombiniertem IBC.
Durch den Abhitzedampferzeuger tritt das Abgas mit ca. 100°C in den Kühler ein. Daher kann hier davon ausgegangen werden, dass die Austrittstemperatur aus dem Kühler nicht wie bisher konservativ angenommen bei 65°C liegt. Gleichzeitig kann keine minimale Grädigkeit von 10K analog zu einem Zwischenkühler in einem Verdichter angenommen werden, da das Abgas unter einem geringeren Druck steht. Dieser Wert wird erhöht und zu 20K gesetzt bzw. eine maximale Betriebscharakteristik von 90% angenommen. Da im Abgasstrom mehr Wasser/Dampf enthalten ist als in der Atmosphäre, kondensiert Wasser in Abhängigkeit des gewählten Unterdrucks aus. Dies hat den Vorteil, dass weniger Masse im IBC-Verdichter komprimiert werden muss. Nachteilig wirkt sich hier allerdings die Tropfenerosion im IBC-Verdichter aus, auf die bei der Auslegung geachtet werden muss.

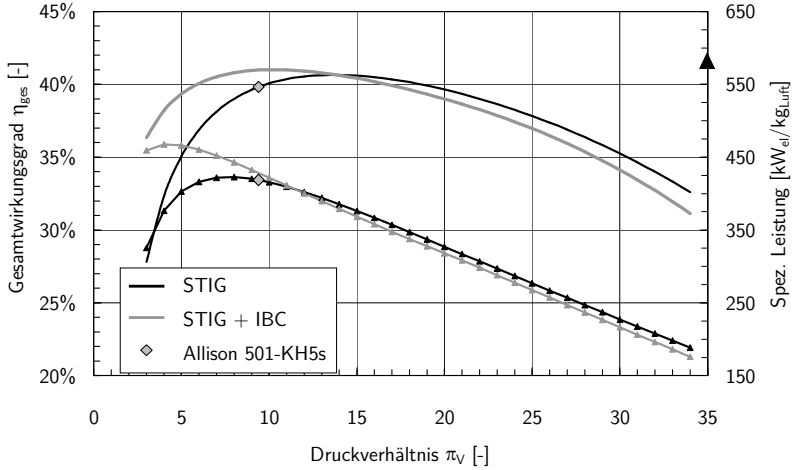


Abbildung 44: Vergleich von spez. Leistung und Wirkungsgrad eines STIG-Prozesses ohne und mit kombiniertem IBC in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

Bei geringen Druckverhältnissen können sowohl Leistung als auch Wirkungsgrad eines STIG-Prozesses durch Einbau eines IBC erhöht werden. Im Vergleichspunkt der Allison 501-KH5s steigt der Wirkungsgrad absolut um 1,15%, die spez. Leistung um 9,65 kW_{el}/kg_{Luft}. Bei Wahl eines geringeren Druckverhältnisses von $\pi_{V,STIG+IBC}$=5,65 kann bei

demselben Wirkungsgrad von $\eta_{el,Allison}=\eta_{el,STIG+IBC}=39{,}84\%$ die Leistung um 43,9 kW_{el}/kg_{Luft} im Vergleich zur Auslegung der Allison 501-KH5s gesteigert werden, was einem relativen Leistungsgewinn von 10,5% entspricht.
Eine Positionierung des IBC im Anschluss an den AHDE scheidet aus, da die Austrittstemperatur des Abgases hinter dem Dampf weit unter der minimalen Temperatur von 300°C liegt, siehe Kapitel 4.

4.3 Druckluftspeicherkraftwerke

Aufgrund des immer größer werdenden Anteils an Windenergie an der deutschen Stromversorgung steigt auch das Interesse an Speichertechnologien stark an. Neben so genannten Pumpspeicherkraftwerken, in denen Wasser bei Leistungsüberschuss im Netz in höher gelegene Speicherbecken gepumpt wird, um diese potentielle Energie bei Leistungsdefizit wieder bereit zu stellen, werden auch Druckluftspeicherkraftwerke eingesetzt. Es gibt zwei unterschiedliche Ansätze, Energie in Form von Druckluft zu speichern, ohne und mit anschließender Zufuhr von Brennstoff.
Beim Projekt „Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage“ (AA-CAES) wird Luft bei Leistungsüberschuss im Netz bis auf ca. 100 bar verdichtet, siehe [Zun09]. Diese verdichtete Luft wird in einer Kaverne gespeichert. Bei Leistungsmangel wird dann diese Luft ohne Zufuhr von Wärme wieder entspannt. Durch die Verdichtung können Kavernentemperaturen von ca. 600°C entstehen. Hierbei ist es wichtig, dass die Kaverne in einer adiabaten Gesteinsformation gefunden wird. Sollte dies nicht der Fall sein, ist zwischen Verdichter und Kaverne ein Wärmespeicher vorzusehen, der im Entladebetrieb die Wärme auf die verdichtete Luft überträgt. Bei einer Entspannung ergibt sich damit eine Turbinenaustrittstemperatur von ca. 10°C, bei einer Entspannung auf Umgebung abhängig vom Wirkungsgrad der Turbine. Diese Temperatur liegt weiter unter der in Kapitel 4. definierten minimalen Temperatur des IBC von 300°C.
Beim zweiten Typ eines Druckluftspeicherkraftwerks wird bei Leistungsüberschuss ebenfalls Energie in Form von Druckluft gespeichert. Sollte aber Leistungsmangel im Netz herrschen, so wird die verdichtete Luft aus der Kaverne in eine Brennkammer geleitet. Der Joule-Prozess ist somit nur zeitlich aufgespalten. Dieser Kraftwerkstyp wurde in Deutschland im Druckluftspeicherkraftwerk Huntorf umgesetzt, das 1978 ans Netz gegangen ist und 2007 einem Retrofit unterzogen wurde. Der Verdichterstrang ist mit drei Zwischenkühlern und einem Nachkühler aufgebaut, die Temperatur der verdichteten Luft (60bar) liegt bei 50°C. In der Turbine wird pro Zeiteinheit viermal soviel Masse entspannt, als im Verdichter verdichtet werden kann. Daher muss der Verdichter vier Speicher-Stunden für 1 Generatorstunde aufwenden. Dies wirkt sich auf die Berechnung des Wirkungsgrades aus, siehe Formel (4.1). Bei Entnahme der Luft sinkt der Druck in der Kaverne, es handelt sich hierbei um einen Gleitdruckspeicher. Um die

Turbine mit einem konstanten Eintrittsdruck zu versorgen, wird in Huntorf vor der Turbine die verdichtete Luft auf 40bar gedrosselt, siehe [Her80] und [Qua87].
Alternativ wäre hier der Umbau zu einem Gleichdruckspeicher denkbar. Hierzu müsste ein zweiter Schacht zur Kaverne gegraben werden. In diesem Schacht müsste eine Wassersäule installiert werden, sodass der Verdichterstrang gegen den Druck dieser Wassersäule arbeitet [Hun10]. Im Entladebetrieb sorgt der Wasserdruck daraufhin für einen konstanten Turbineneintrittsdruck. Durch diesen Umbau stiege auch die Speicherfähigkeit der Kaverne an.
Analog zu den Simulationen in [Rad08a] wird der Turbinenteil des Druckluftkraftwerks berechnet (Abbildung 45). Besonders augenfällig ist die veränderte Simulation der Turbinenkühlung. Leistung und Wirkungsgrad des Kraftwerkes Huntorf stimmen mit den veröffentlichten Werten in [Rad08a], [Rad08b], [Cro01] und [Cro02] überein.

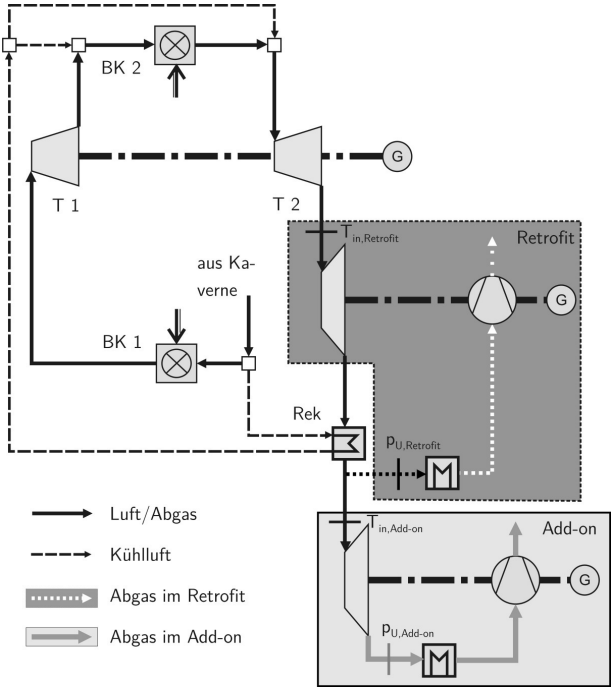


Abbildung 45: Schematischer Aufbau des Druckluftspeicherkraftwerks Huntorf mit den beiden Einbaumöglichkeiten des IBC "Retrofit" und "Add-on"

In der bisherigen Anwendung ist hinter der Turbine T2 ein Rekuperator angeordnet, der die Kühlluft für beide Turbinen T1 und T2 vorwärmt. Dadurch werden die Wärmespannungen in den Turbinenschaufeln verringert. Die Niederdruckturbine des IBC

kann entweder vor diesem Rekuperator (Variante „Retrofit“) oder danach eingebaut werden (Variante „Add-on“). Beim „Retrofit“ wird das Abgas von der bestehenden Turbine T2 ($T_{in,Retrofit}$=466°C) erst in die Niederdruckturbine geführt, bevor der Abgasstrom zurück in den Rekuperator geführt wird. In der Variante „Add-on“ kann der IBC direkt an das Ende des Rekuperators gesetzt werden ($T_{in,Add\text{-}on}$=452°C). Somit ist ein Umbau der bestehenden Prozessführung quasi nicht nötig. Eine Variation des zu wählenden Unterdruckes p_U zeigt das Potential des IBC auf, siehe Abbildung 46. Hierbei ist die spezifische Leistung jeweils mit einem Dreieck gekennzeichnet und bezieht sich auf die rechte Ordinate.

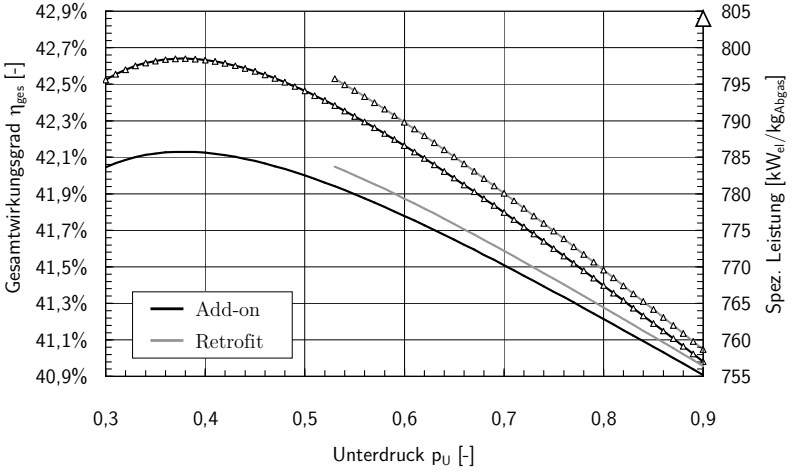


Abbildung 46: Verlauf von Wirkungsgrad und Leistung der Varianten Retrofit und Add-on in Abhängigkeit des gewählten Unterdrucks

Der Wirkungsgrad des Druckluftspeicherkraftwerks ohne IBC liegt bei 40,6%. Dieser Wirkungsgrad wird berechnet nach folgender Formel:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el,Gen}}{H_U \dot{m}_B + 4P_{el,Motor}} \tag{4.1}$$

In Formel (4.1) ergeben sich zwei Auffälligkeiten zu den bisherigen Wirkungsgraddefinitionen. Erstens muss im Nenner neben dem Brennstoffaufwand noch der Aufwand zur Verdichtung des Fluides addiert werden. Dieser Aufwand muss zweitens zusätzlich vervierfacht werden, da - wie oben beschrieben - in der Turbine pro Zeiteinheit die vierfache Menge expandiert wird, als im Verdichter komprimiert werden kann. Im Vergleich zu einer normalen Gasturbine liegt der Wirkungsgrad eines Druckluftspeicherkraftwerks bei einem sehr hohen Wert, trotz der auftretenden Verluste durch Drosse-

lung der Luft am Eintritt in die Brennkammer und der hohen Brennkammerverluste bedingt durch eine Eintrittstemperatur von 23°C. Grund hierfür ist, dass die elektrische Leistung, die zur Verdichtung der Luft aus dem Netz gezogen wurde, erst in einem anderen Kraftwerk erzeugt werden musste, hier jedoch direkt in die Formel einberechnet wird. Somit wird die elektrische Leistung als gegeben angenommen und nicht auf einen Primärenergieeinsatz ($\dot{m}_B \cdot H_U$) bezogen. Geht man von einem Wirkungsgrad der Stromerzeugung in dem anderen Kraftwerk von beispielsweise 30% aus, so fällt der Wirkungsgrad des Druckluftspeicherkraftwerks auf 23,8%.
Durch die Kopplung mit einem IBC kann der Wirkungsgrad (nach Formel 4.1) um 0,9%-Punkte in der Variante „Retrofit“ bzw. um 1,0% absolut in der Variante „Add-on“ gesteigert werden. Gleichzeitig steigt die spezifische Leistung um 35,2 kW_{el}/kg_{Abgas} in der Variante „Retrofit“ bzw. um 37,3 kW_{el}/kg_{Abgas} im „Add-on“. In der Variante „Retrofit“ ist ein weiteres Absenken des Druckniveaus p_U unter 0,53bar nicht möglich, da sonst die Austrittstemperatur aus der Turbine so weit sinken würde, dass mit der Annahme einer Rekuperator-Betriebscharakteristik von 85% nicht genug Wärme auf die Kühlluft übertragen werden könnte, um die Temperatur der Kühlluft konstant zu halten.
Eine Nachrüstung des Druckluftspeicherkraftwerks Huntorf mit einem Inversen Brayton Cycle macht somit energetisch Sinn. Ob eine solche Nachrüstung jedoch wirtschaftlich sinnvoll ist, hängt von den zusätzlichen Investitionskosten und der Betriebszeit des Kraftwerks Huntorf ab. Es wäre aus exergetischer Sicht auch möglich, Huntorf mit einem Rekuperator auszustatten, in dem die Kavernenluft durch die Abgasexergie vorgewärmt wird. Allerdings müsste so der Rekuperator bei jedem Entladebetrieb aufgeheizt werden, wohingegen der Rekuperator beim Beladen nicht durchströmt wird und somit auskühlt. Beim Einbau eines IBC fallen die Eintrittstemperaturen in den Kühler geringer aus, daher würden hier die thermischen Spannungen als Folge der Aufheizung bzw. Abkühlung geringer ausfallen.

4.4 Ausblick auf weitere Prozessanwendungen

Wie in Kapitel 4.1 bereits dargestellt, ist die Ausnutzung der Abgasexergie mittels eines Dampfkraftprozesses (DKP) wesentlich sinnvoller als durch einen Inversen Brayton Cycle. Eine Kombination aus einem IBC und einem DKP erscheint ebenfalls wenig aussichtsreich, da durch Einsatz eines IBC vor dem Abhitzedampferzeuger die Temperatur des Dampfes am Eintritt in die Dampfturbine gesenkt wird, wodurch der Wirkungsgrad des Wasser-Dampf-Kreislaufes sinkt. In [Ala04] und [Ala06b] wird versucht, eine Anwendung des IBC im Bereich des kombinierten Gas- und Dampfprozesses zu finden. In [Ala04] wird das Abgas hinter der Turbine in zwei parallele Ströme aufgeteilt. Mit einem Strom wird im Kühler das Wasser aufgeheizt und mit dem zweiten der resultierende Dampf überhitzt. Damit soll der sinkenden Dampftemperatur entge-

gengewirkt werden. Hierbei kann der Dampf aber nicht auf die Temperatur überhitzt werden wie in einem normalen Dampfkraftprozess, daher wird dieser Prozess in [Ala06b] weiter verbessert: ein Teil des Abgases wird zur Überhitzung verwendet, das nicht auf ein Druckniveau unter Umgebung entspannt wird. Somit kann eine hohe Dampftemperatur erzielt werden. Der zweite Teil des Abgases wird in einem IBC auf Unterdruck entspannt. Laut [Ala04] und [Ala06b] stellen diese beiden Varianten eine mögliche Einsatzchance für einen Inversen Brayton Cycle dar. Hierzu gilt es aber noch weitere Untersuchungen anzustellen, speziell in Bezug auf die möglichen Druckniveaus des Abhitzedampferzeugers. Eine Kombination eines IBC mit allen weiteren Gasturbinenprozessen, die mit einem Dampfturbinenprozess gekoppelt sind, wird in der Literatur nicht weiter verfolgt.

In [Bia05a] wird die Wirkungsgrad- und die Leistungssteigerung einer Mikrogasturbine mit kombiniertem IBC dargestellt. Hintergedanke ist, dass abhängig von der ökonomischen Entwicklung der Stromgestehungskosten kleine dezentrale Einheiten, wie Mikrogasturbinen, ein Potential für die Zukunft darstellen. Diese Mikrogasturbinen werden zur kombinierten Erzeugung von Strom und Wärme eingesetzt. Deren Leistung kann durch einen Einsatz eines IBC erheblich gesteigert werden. In eine ähnliche Richtung gehen weitere Arbeiten desselben Autors, [Bia01], [Bia02] und [Bia05c]. Hierin werden Gasturbinen unterschiedlicher Größenklasse betrachtet. Bei allen Anlagen wird das Potential einer Abwärmenutzung in Form von Kraft-Wärme-Kopplung abgeschätzt. Hierzu werden verschiedene Fälle der Abwärmenutzung diskutiert, Niedertemperaturabwärme [Bia02] sowie Hochtemperaturwärme [Bia01]. Zusätzlich wird untersucht [Bia05c], wie eine Gasturbine mit IBC unterschiedlichen Wärmeanforderungen gerecht werden kann.

Ob diese flexiblen Stromerzeugungseinheiten in Zukunft auch verwirklicht werden, hängt nicht nur von ihrem Wirkungsgrad und ihrer Leistung bei Volllast ab, sondern auch von den Teillastzuständen, [Mur11]. Durch die fluktuierende Einspeisung von Windenergie müssen flexible Einheiten als Regelreserve zur Verfügung stehen. Wie in Kapitel 4.3 beschrieben, gibt es in Deutschland nur das Druckluftspeicherkraftwerk Huntorf. Aufgrund der begrenzten Kapazität dieses Speichers sowie der Pumpspeicheranlagen in Deutschland, werden derzeit schon häufig einfache Gasturbinen ohne Rekuperator und Zwischenkühlung zur Abdeckung von Spitzenlasten oder als Regelreserve eingesetzt. Hintergrund ist die Schnellstartfähigkeit und die relativ niedrigen Investitionskosten dieser Anlagen. Um zu evaluieren, ob eine Gasturbine mit gekoppeltem IBC hierbei Anwendung finden kann, wurden Teillastuntersuchungen durchgeführt, die im folgenden Kapitel vorgestellt werden.

5. Teillastuntersuchungen eines Gasturbinenprozesses mit gekoppeltem IBC

Wird eine Gasturbine abweichend von ihrem Auslegungspunkt betrieben, so spricht man entweder von Teil- oder Überlast. Beide Lastzustände unterschieden sich in ihren strömungsmechanischen Effekten, werden aber durch ähnliche Regeleingriffe erzielt. Im Folgenden wird ausschließlich das Teillastverhalten von Gasturbinen untersucht. Das Verhalten ist stark abhängig von den Regelungsmöglichkeiten, die in der Gasturbine realisiert sind. Nach einer allgemeinen Beschreibung der Arbeitsweise von Gasturbinen in Teillast werden diese verschiedenen Regelungsvarianten dargestellt. Im Anschluss werden sie zuerst auf eine einfache Gasturbine ohne und anschließend auf eine mit kombiniertem IBC angewendet. Abschließend werden beide Gasturbinentypen dann in Bezug auf ihren Wirkungsgrad in Teillast verglichen.

5.1 Modellierung der Komponenten

Bevor genauer auf die durchgeführte Modellierung der Turbomaschinen eingegangen werden kann, ist es wichtig, das Betriebsverhalten von Turbomaschinen darzustellen.

5.1.1 Betriebsverhalten der Turbomaschinen

Das Betriebsverhalten von Turbomaschinen wird üblicherweise durch deren Kennfelder dargestellt. Bei Verdichtern wird hierzu meist das erzielbare Druckverhältnis über dem geförderten Massenstrom dargestellt, siehe Abbildung 48. Die durchgezogenen Linien stellen Betriebspunkte konstanter Drehzahl dar, die gestrichelten Linien einen konstanten isentropen Wirkungsgrad (die so genannten Muschelkurven). Kennfelder werden experimentell mit den vorher definierten Referenzgrößen am Eintritt ermittelt: Temperatur, Druck und Gaszusammensetzung. Da die Eintrittsgrößen in einen Verdichter aber nur in den seltensten Fällen denen bei Vermessung des Kennfeldes entsprechen, ist es üblich, die Kennfelder mit reduzierten Größen darzustellen, gemäß Tabelle 5. Die Division des Eintrittsdruckes p_1 durch den Referenzdruck $p_{1,ref}$ ist ein mathematischer Trick, um tatsächlichen und reduzierten Massenstrom mit derselben Einheit verwenden zu können. Analoges gilt für die Temperatur.
Durch diese Reduzierung kann die Mach'sche Ähnlichkeit eingehalten werden. Es kann für verschiedene Eintrittsbedingungen das erzielbare Druckverhältnis pro reduziertem Massenstrom $\dot{m}_{red}$ und reduzierter Drehzahl N_{red} aus einem Kennfeld bestimmt werden. Gleichzeitig kann aus diesen Kennfeldern der isentrope Wirkungsgrad der Verdichtung bzw. der Entspannung abgelesen werden. Dadurch kann zum einen die Temperatur des

Fluides am Austritt bestimmt werden, zum anderen die notwendige An- bzw. mögliche Abtriebsleistung. In den durchgeführten Simulationen saugt der Verdichter Luft aus der Umgebung an (Standard-Atmosphäre bei T_U=15°C und p_U=1,01325 bar), eine Reduzierung der Größen wäre eigentlich nicht notwendig, da Druck und Temperatur den Werten bei Vermessung des Kennfeldes entsprechen. Allerdings ist der sich im Einlass einstellende Druckverlust abhängig vom geförderten Massenstrom und somit abhängig vom jeweiligen Betriebspunkt. Daher ist es doch erforderlich, ein reduziertes Verdichterkennfeld zu verwenden.

Tabelle 5: Reduzierte Größen eines Verdichterkennfeldes

Parameter	Symbol	Formel	Einheit
Massenstrom	$\dot{m}_{red}$	$= \dot{m}_1 \frac{p_1 / p_{1,ref}}{\sqrt{T_1 / T_{1,ref}}}$	kg/s
Drehzahl	N_{red}	$= \frac{N}{\sqrt{T_1 / T_{1,ref}}}$	1/s

Bei Turbinen ist eine Verwendung eines Mach-ähnlichen Kenfeldes zwingend erforderlich, da Eintrittstemperatur T_4 und –druck p_4 vom gewählten Betriebspunkt abhängen. Üblicherweise wird hierzu der reduzierte Massenstrom $\dot{m}_{red}$ durch die Turbine über dem Druckverhältnis aufgetragen. In der englischsprachigen Literatur hat sich der Begriff „**T**urbine **F**low **P**arameter“ (TFP) durchgesetzt, der hier verwendet wird.

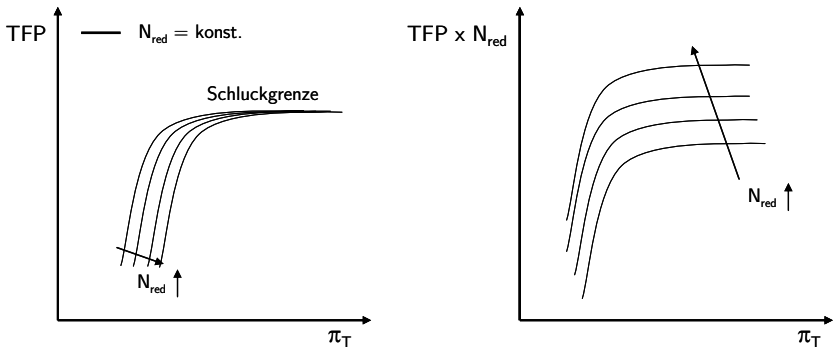


Abbildung 47: Streckung der y-Achse eines Turbinenkennfeldes mittels Multiplikation des TFP mit der reduzierten Drehzahl N_{red}

Die Berechnung des TFP erfolgt analog zum reduzierten Massenstrom des Verdichters aus Tabelle 5. Da Turbinen bei hohen Druckverhältnissen an ihrer Schluckgrenze betrieben werden, fallen in dieser Darstellung des Kennfeldes die Linien konstanter redu-

zierter Drehzahl bei hohen Druckverhältnissen übereinander (siehe Abbildung 47 links). Daher ist es ratsam, auf der y-Achse das Produkt aus TFP und der reduzierten Drehzahl N_{red} aufzutragen und somit das Kennfeld zu strecken, Abbildung 47 rechts.
Die Form eines Kennfeldes hängt von der Auslegung der jeweiligen Turbomaschine ab, was im Folgenden anhand eines Verdichters gezeigt wird, siehe hierzu Abbildung 48. Bei der Auslegung von Turbomaschinen muss vorab der geplante Einsatzort feststehen. Soll die Turbomaschine fast ausschließlich in einem Betriebspunkt laufen („1 Betriebspunkt“) oder sollen mehrere (zum Teil stark unterschiedliche) Betriebspunkte angefahren werden können („großer Betriebsbereich“)?
Mit diesen unterschiedlichen Auslegungszielen ergeben sich prinzipiell zwei unterschiedliche Tendenzen der Turbomaschinenauslegung, die über mehrere Auslegungsparameter wie die Wahl des Teilungsverhältnisses, der Stufenbelastung etc. beeinflusst werden. Vereinfacht sei dies anhand der Profilgestaltung der Schaufeln exemplarisch dargestellt. Die Profilgestaltung bei einer Turbomaschine mit einem großen Betriebsbereich lässt Fehlanströmungen der Schaufeln bis zu einem gewissen Maße zu, ohne dass die Profilverluste stark ansteigen. Gleichzeitig wird aber aufgrund dieser Profilierung im Auslegungspunkt ein vergleichsweise geringerer Wirkungsgrad erzielt, als dies theoretisch möglich wäre. Umgekehrt dazu ist die Profilgestaltung bei den Schaufeln einer Turbomaschine, die auf einen Betriebspunkt ausgelegt wird. Hier kann ein sehr hoher Wirkungsgrad im Auslegungspunkt erzielt werden. Kommt es aber bei Teillast zu einer Fehlanströmung, so fällt dieser Wirkungsgrad erheblich ab, eine solche Turbomaschine hat einen sehr engen Arbeitsbereich. Für diese beiden Anforderungen an einen Verdichter sind in Abbildung 48 zwei verschiedene Kennfelder schematisch dargestellt.

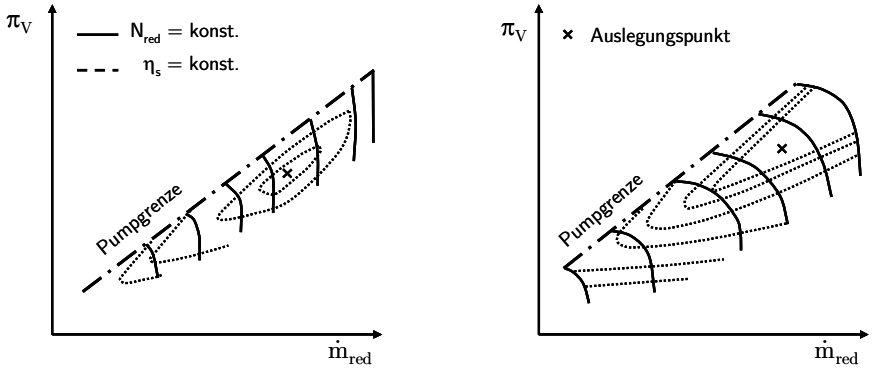


Abbildung 48: Schematische Darstellung zweier Verdichterkennfelder mit den Auslegungszielen "1 Betriebspunkt" (links) und "großer Betriebsbereich" (rechts)

5.1.2 Modellierung der Turbomaschinen

Wie gerade gezeigt, kommt der Form eines Kennfeldes bei Teillastbetrachtungen eine zentrale Bedeutung zu. In [Kur07b] und [Kur08] wird die Bedeutung der Turbomaschinen-Kennfelder bei Teillastsimulationen als wesentlich wichtiger herausgestellt, als die weiterer Teillastmodelle, zum Beispiel der Brennkammer. Wie oben beschrieben, gilt ein Kennfeld nur für den Verdichter, für den es im Teststand vermessen wurde. Dies ist allerdings bei der Vorauslegung gänzlich unbekannt, da der Verdichter noch nicht existiert. Anhand vermessener Kennfelder ähnlicher Turbomaschinen, die zum Firmenwissen der Turbomaschinenhersteller gehören, können diese vermessenen Kennfelder für die gegebene Anwendung skaliert werden. Hierzu wird ein Kennfeld ausgewählt, das im Auslegungspunkt ein möglichst ähnliches Druckverhältnis aufweist, [Kur00]. Grund hierfür ist das Betriebsverhalten jeder Stufe abseits des Auslegungspunktes. Die Verschiebung des Betriebspunktes in einer Stufe wirkt sich auf den Betriebspunkt jeder weiteren Stufe aus. Somit kann in Teillast ein ähnliches Druckverhältnis nur durch eine ähnliche Stufenzahl erzielt werden.
Der Einfluss eines veränderten Massenstroms auf Form und Lage der Wirkungsgrad-Muschelkurven und der Drehzahllinien ist von geringerer Bedeutung [Kur08]. Hierfür sind unter anderem die Profilgestaltung und Belastung der Stufen verantwortlich. Der Haupteinfluss des Massenstromes wirkt auf das Wirkungsgradniveau, da durch größere Maschinen die Durchmesser steigen und somit Sekundärverluste sinken, wie die Spaltverluste beispielsweise.
Zur Skalierung der Kennfelder wird folgende Vorgehensweise gemäß [Kur00] verwendet. Es wird aus der Kennfeldsammlung der Software GasTurb 11 ein passendes Kennfeld (ähnliches Druckverhältnis) für die Teillastsimulationen ausgewählt. Hierbei wird der Auslegungspunkt auf der 100%-Drehzahllinie so gewählt, dass der Punkt des maximalen Wirkungsgrades dieser Drehzahllinie getroffen wird. Auf diesen Punkt bezogen werden alle Informationen skaliert, die über die Turbomaschinen aus der Volllast-Simulation bekannt sind. Nur für die hier verwendeten Kennfelder mit den gewählten Auslegungspunkten gelten die folgenden Simulationen. Wird der Auslegungspunkt einer Turbomaschine verschoben, so ergeben sich bereits unterschiedliche Ergebnisse, wie im Folgenden aufgezeigt wird.

5.1.3 Modellierung der weiteren Gasturbinenkomponenten

Ein- und Auslass, Brennkammer, Wärmeübertrager sowie Generator werden vereinfacht simuliert. Dabei verhalten sich die Druckverluste gemäß fluidmechanischen Gesetzen und sind vereinfacht proportional zum reduzierten Massenstrom. Dies ist im Detail in Anhang A-II beschrieben.

5.2 Teillastbetrachtung eines einfachen Gasturbinenprozesses

Bei den bisherigen Volllastbetrachtungen einfacher Gasturbinen wurde nicht unterschieden, ob Verdichter und Turbine auf einer oder mehreren Wellen positioniert sind. Dies war nicht notwendig, da in Volllast nur die Leistungsbilanz einer Gasturbine untersucht wurde. In Teillast ist eine Aussage über die Position der Turbomaschinen zwingend erforderlich, da hier neben der Leistungsbilanz zusätzlich die Drehzahl der Maschinen in die Betrachtung aufgenommen werden muss. Ein Großteil der stationären Gasturbinen ist als einwellige Anordnung ausgeführt. Hier sind Verdichter, Turbine und Generator auf einer Welle positioniert und arbeiten somit bei gleicher Drehzahl. Durch die Kopplung des Generators mit dem elektrischen Netz entspricht diese Drehzahl einem Vielfachen der Netzfrequenz.
Daneben gibt es noch die so genannten Aeroderivate. Aeroderivate sind von Flugtriebwerken abgeleitete stationäre Gasturbinen. Die vornehmliche Aufgabe eines Flugtriebwerkes ist die Bereitstellung von Schub. Dazu wird das Fluid in der Turbine nicht auf Umgebungsdruck entspannt, sodass die im Abgas verbliebene Energie über die Schubdüse für den Schub sorgt. Wird nun an den Ausgang der Turbine eine **N**utz**l**eistungs**t**urbine (NLT) gesetzt, so kann das Abgas auf Umgebungsdruck entspannt werden. Die in dieser Nutzleistungsturbine generierte Wellenleistung treibt den Generator an. Der große Unterschied zu einer einwelligen Gasturbine liegt darin, dass der Verdichter und die Turbine auf einer Welle sitzen, die nicht an das elektrische Netz gekoppelt sind. Dadurch können Verdichter und Turbine drehzahlvariabel arbeiten, wohingegen die NLT mit konstanter Drehzahl (einem Vielfachen der Netzfrequenz) Arbeit verrichtet.

Bei Volllast arbeitet ein Verdichter in seinem Auslegungspunkt. Soll die Gasturbine in Teillast betrieben werden, so stehen dem Betreiber der Gasturbine verschiedene Regelorgane zur Verfügung. Abhängig von der Komplexität der Gasturbine können dies bis zu drei[6] verschiedene sein:

I. Regelung des Brennstoffmassenstroms („Brennstoff“)

II. Verstellung des Leitschaufelwinkels („Le-Verstellung“)

III. Anpassung der Drehzahl (durch elektrische Vorgabe), („N-Anpassung“)

Eine Regelung des Brennstoffmassenstroms ist bei jeder Gasturbine möglich. Damit kann die von der Gasturbine abgegebene Leistung geregelt werden. Wird eine zweite Regelungsmöglichkeit in der Gasturbine realisiert (II. oder III.) neben der Regelung des Brennstoffmassenstroms, kann eine Regelstrategie angewendet werden. Die naheliegendste Regelstrategie ist ein „optimaler Wirkungsgrad“. Durch Anwendung von Regelungsmöglichkeit II. oder III. kann vom Gasturbinenbetreiber eine Lastanforderung er-

[6] Die in der Literatur häufig zu findenden Regelungsarten Bypassregelung und Drosselregelung sind sehr verlustbehaftet und kommen vornehmlich in Versuchsständen, jedoch nicht bei Kraftwerken zur Anwendung.

füllt werden, unter Einstellung des optimalen Teillastwirkungsgrades. Somit kann zum einen der Lastanforderung genüge getan werden, zum anderen kann möglichst wenig Brennstoff verbraucht werden.
Weitere Regelstrategien sind unter anderem in [Ver04] und [Lec03] beschrieben. Eine „konstante Turbineneintrittstemperatur“ wird angewandt, um die Belastungen in den heißgasbelasteten Bauteilen konstant zu halten und diese nicht durch häufige Temperaturschwankungen zu steigern. Eine „konstante Turbinenaustrittstemperatur“ wird hauptsächlich bei Gasturbinenkraftwerken mit kombiniertem Dampfturbinenprozess eingehalten, um Temperaturschwankungen im AHDE zu vermeiden. Somit werden die bei der Verdampfung auftretenden Probleme bedingt durch die Siedekrise nicht in andere Bereiche des AHDE verlagert, die nicht für diese Problematik ausgelegt sind.
Bei einer Kombination aller drei oben genannten Regelungsmöglichkeiten ist auch die Kombination zweier Regelungsstrategien denkbar, zum Beispiel ein „optimaler Wirkungsgrad“ bei „konstanter Turbineneintrittstemperatur“. Hierbei ist allerdings zu erwähnen, dass sowohl der Einbau eines Verstellmechanismus für die Leitschaufeln, als auch der Einsatz eines drehzahlvariablen Generators zu einer Steigerung der Investitionskosten führt, sodass in der Realität keine Gasturbinen gefunden werden, in denen beide Regelungsmöglichkeiten realisiert werden.
Häufig hängt die Wahl der Strategie auch von der Prognose am Strommarkt ab. Muss die Gasturbine nur kurzfristig in Teillast betrieben werden, so sollte die Temperaturschwankung nicht allzu groß ausfallen, der dadurch nicht optimale Brennstoffverbrauch kann problemlos in Kauf genommen werden. Bei einem längeren Teillastbetrieb wird aber der Brennstoffverbrauch immer wichtiger, wodurch die Strategie „optimaler Wirkungsgrad“ eher angewandt wird.
Die Wirkung dieser drei Regelungsvarianten wird im Folgenden anhand einer einwelligen Gasturbine erklärt. Hierzu sei angenommen, dass vom Betreiber der Gasturbine eine gewisse Lastanforderung zu erfüllen ist. Bei der einfachen Gasturbine (mit reiner Brennstoffregelung) wird nun die zugeführte Brennstoffmenge gesenkt, bis die gewünschte Lastanforderung erfüllt ist. Durch Sinken des Brennstoffmassenstroms sinken Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und der Turbinenmassenstrom (diese Aussage bzgl. des Massenstroms ist allerdings abhängig von der Form der Drehzahllinie im Verdichter, wie folgt). Dadurch steigt die reduzierte Drehzahl der Turbine. Dies bewirkt eine Verschiebung des Betriebspunktes im Turbinenkennfeld hin zu kleineren Druckverhältnissen, siehe Abbildung 49 links. Ein Verdichter arbeitet immer gegen einen Gegendruck, d.h. der Verdichter komprimiert die Luft immer auf das Druckverhältnis, das ihm von der Anlage aufgeprägt wird. Dabei kann prinzipiell gesagt werden, je geringer das geforderte Druckverhältnis ist, umso mehr Masse kann der Verdichter fördern. In diesem Fall ergibt sich der neue Gegendruck aus der Druckverhältnis-Charakteristik aller im Prozess befindlichen Komponenten (Einlass, Brennkammer, Turbine, Auslass). Da bedingt durch die Reduzierung des Brennstoffmassenstroms der Turbine Flow Parameter sinkt, ist auch das Druckverhältnis der Turbine geringer. Folglich sinkt auch

das vom Verdichter zu leistende Druckverhältnis, wodurch der Verdichter einen größeren Massenstrom fördert. Abhängig von der Form bzw. der Neigung der Drehzahllinie fällt die Größe dieser Massenstromerhöhung aus. Bei einer relativ flachen Drehzahllinie steigt der Massenstrom so stark an, dass die Summe aus Verdichtermassenstrom und Brennstoffmassenstrom, sprich der Turbinenmassenstrom, ebenfalls ansteigt. Für das Turbinenkennfeld ist allerdings der reduzierte Massenstrom entscheidend, der aufgrund der geringeren Temperatur T_4 sinkt.

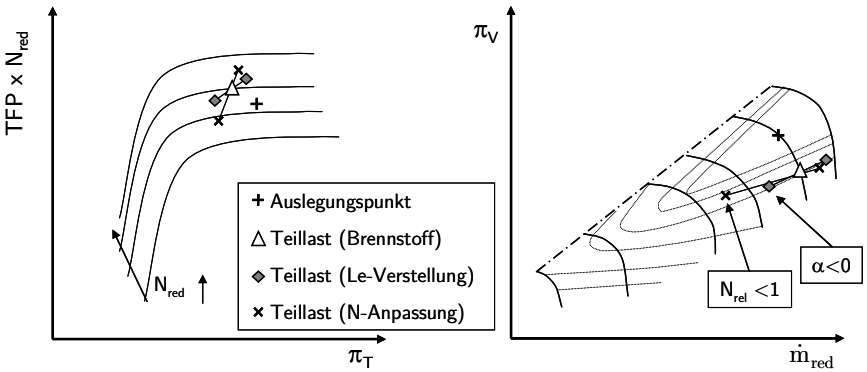


Abbildung 49: Schematische Darstellung der möglichen Teillastpunkte der drei Regelungsvarianten in den Kennfeldern

Im gewählten Teillastbetriebspunkt wird der Prozess nun durch eine geringe Brennkammeraustrittstemperatur T_4, ein geringes Prozessdruckverhältnis π_V sowie einen erhöhten Massenstrom charakterisiert. Der sich einstellende Wirkungsgrad des Prozesses ist geringer (unter Annahme konstanter Turbomaschinenwirkungsgrade), da Temperatur T_4 und Druckverhältnis sinken. Durch Wahl der Auslegungspunkte im Bestpunkt der Drehzahllinie in beiden Kennfeldern wird dieser Trend verstärkt. Dadurch sinken beide Turbomaschinenwirkungsgrade abseits des Auslegungspunktes. Es ist jedoch möglich, dass der Teillastwirkungsgrad den Volllastwirkungsgrad übersteigt, falls in einem der beiden Kennfelder ein Auslegungspunkt geschickt abseits des Bestpunktes der Drehzahllinie gewählt wird. Dadurch kann der Wirkungsgrad der Turbomaschine in Teillast ansteigen, wodurch ein erhöhter Teillastwirkungsgrad des Prozesses erzielt wird.

Durch Verstellen der Leitschaufeln kann nun gezielt Einfluss auf den vom Verdichter geförderten Massenstrom genommen werden. Durch ein Schließen der Leitschaufeln ($\alpha<0$) wird der Massenstrom verringert. Gleichzeitig wird der Strömung ein Mitdrall aufgeprägt. Durch diesen Mitdrall sinkt allerdings auch das im Verdichter mögliche Druckverhältnis. Dies ist in Abbildung 49 rechts dargestellt. Bei einem Schließen der Leitschaufeln sinken Druckverhältnis und Massenstrom. Wie stark sich die Änderungen

der Leitschaufelverstellung auswirken, hängt von der Charakteristik der Leitschaufelverstellung selber ab. Diese wird mit den Formeln aus Anhang A-II abgeschätzt, ist aber bei jeder Gasturbine unterschiedlich. Durch das Sinken des Verdichtermassenstroms bei gleichzeitiger Reduktion des Druckverhältnisses sinkt auch die notwendige Verdichterleistung. Um derselben Lastanforderung wie ohne Leitschaufelverstellung zu genügen, muss demnach auch weniger Turbinenleistung generiert werden. Das Verhalten der Turbinenleistung ist vornehmlich abhängig von dem analog sinkenden Turbinenmassenstrom, dem sinkenden Druckverhältnis sowie der Turbineneintrittstemperatur T_4. (Anmerkung: zur vereinfachten Darstellung wird diese Diskussion mit einer ungekühlten Turbine durchgeführt). Vergleicht man zwei (Volllast-) Prozesse unterschiedlichen Druckverhältnisses im T-s-Diagramm, so verhält sich die Brennkammertemperatur analog zum gewählten Druckverhältnis. Grund hierfür ist die Divergenz der Isobaren. Wird dieselbe Leistung generiert, so sinkt die Turbineneintrittstemperatur mit dem Druckverhältnis ab. Dieses grundsätzlich bekannte Verhalten gilt aber nur bei Prozessen gleichen Massenstroms. Hier verändert sich aber der Massenstrom aufgrund des Teillastbetriebs. Daher existiert hier zusätzlich eine Abhängigkeit in Folge des Massenstroms, die wiederum eine direkte Folge der Leitschaufelcharakteristik ist. Bei den hier eingestellten Parametern zur Simulation der Leitschaufelverstellung steigt die Turbineneintrittstemperatur T_4 mit Schließen der Leitschaufeln.

Will der Gasturbinenbetreiber nun die Gasturbine im Teillastbetriebspunkt mit dem besten Wirkungsgrad fahren, so müssen Brennstoffmassenstrom und Leitschaufelverstellung dementsprechend eingestellt werden. Die Position dieses Optimums ist von vielen Faktoren abhängig, wie im Folgenden beschrieben wird. Für eine geforderte Gasturbinenleistung stellt sich das Wirkungsgradoptimum bei der minimalen Brennstoffmenge ein. Diese lässt sich aus der konstanten Leistung der Gasturbine ableiten:

$$P_{gen} = \underbrace{(\dot{m}_2 + \dot{m}_B) c_{p,HG} T_4 \eta_{s,T} \left({}^{1}\!/\!_{\pi_T}^{\frac{\kappa_{HG}-1}{\kappa_{HG}}} - 1 \right)}_{P_{Turb}} \underbrace{- \dot{m}_2 c_{p,L} T_2 \, {}^{1}\!/\!_{\eta_{s,V}} \left(\pi_V^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1 \right)}_{P_{Verd}} \qquad (5.1)$$

In Gleichung (5.1) sind alle Variablen außer der geforderten Gasturbinenleistung P_{gen} und Eintrittstemperatur T_2 in den Verdichter eine direkte Folge der gewählten Leitschaufelverstellung. Verdichtermassenstrom $\dot{m}_2$, Druckverhältnis π_V sowie Wirkungsgrad des Verdichters $\eta_{s,V}$ können in einer ersten Näherung aus den Formeln aus Anhang A-II berechnet werden. Die mittlere spezifische Wärmekapazität $c_{p,L}$ sowie der Isentropenexponent κ_L der Luft sind eine Folge der veränderten Austrittstemperatur aus dem Verdichter. Die Turbineneintrittstemperatur T_4 ist einerseits eine Folge der Austrittswerte aus dem Verdichter, andererseits muss der Leistungsanforderung genüge getan werden. Das Druckverhältnis der Turbine π_T sowie der isentrope Wirkungsgrad

$\eta_{s,T}$ sind eine Folge des reduzierten Eintrittsmassenstroms TFP und der reduzierten Drehzahl N_{red}. Spezifische Wärmekapazität $c_{p,HG}$ sowie der Isentropenexponent κ_{HG} des Heißgases resultieren aus der Ein- und Austrittstemperatur der Turbine. Zusätzlich wirkt in dieser Gleichung noch die Drosselwirkung der anderen im Prozess befindlichen Bauteile. Diese Charakteristik verschiebt das Druckverhältnis und damit den Betriebspunkt im Verdichter geringfügig. Daher ergibt sich ein leicht veränderter Betriebspunkt im Vergleich zu dem, der direkt aus den Formeln aus Anhang A-II berechnet werden könnte.
Sehr ähnlich zu der Leitschaufelverstellung wirkt die Drehzahlvariation. Durch eine elektrische Anpassung der Drehzahl der Gasturbine kann ebenfalls gezielt Einfluss auf die Betriebspunkte der beiden Turbomaschinen genommen werden. Durch ein Sinken der Drehzahl kann der Verdichter weniger Masse fördern. Gleichzeitig sinkt ebenfalls das erzielbare Druckverhältnis, siehe Abbildung 49 rechts. Im Gegensatz zur Leitschaufelverstellung ändert sich in der Turbine jedoch nicht nur die reduzierte Drehzahl, sondern auch die wirkliche Drehzahl. Dadurch kommt es zu einem Kippen der Fahrlinie im Turbinenkennfeld, siehe Abbildung 49 links. Die prinzipiellen Auswirkungen auf die Gasturbine sind aber vergleichbar. Die Unterschiede in den Resultaten werden in Kapitel 5.2.1 behandelt.
Die gerade beschriebenen Regeleingriffe sind sowohl bei einer einwelligen, als auch bei einer zweiwelligen Gasturbine möglich, sodass die 8 Varianten in Abbildung 50 für eine einfache Gasturbine untersucht werden. Hierbei kann bei der zweiwelligen Gasturbine allerdings nur die Drehzahl der Nutzleistungsturbine (NLT) gewählt werden, da nur diese an den Generator gekoppelt ist.
Die im Folgenden ermittelten Ergebnisse haben nur einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich. Durch Wahl eines anderen Auslegungspunktes in den verwendeten Kennfeldern bzw. durch Wahl anderer Kennfelder können komplett unterschiedliche Ergebnisse erzielt werden. Dies gilt auch für die Simulation der Leitschaufelverstellung. Die verwendeten Formeln (Anhang A-II) sind nicht allgemeingültig für jede Leitschaufelverstellung, sondern nur vereinfachte Annahmen. So spielt hier zum Beispiel eine Rolle, wie viele Leitschaufelreihen verstellt werden oder mit welchem Verstellgesetz diese aufeinander abgestimmt werden, siehe hierzu [Hoc97] und [Rie85].
Die folgenden Simulationen werden durchgeführt, um einen Vergleich zum Teillastbetrieb einer Gasturbine mit gekoppeltem IBC durchführen zu können.

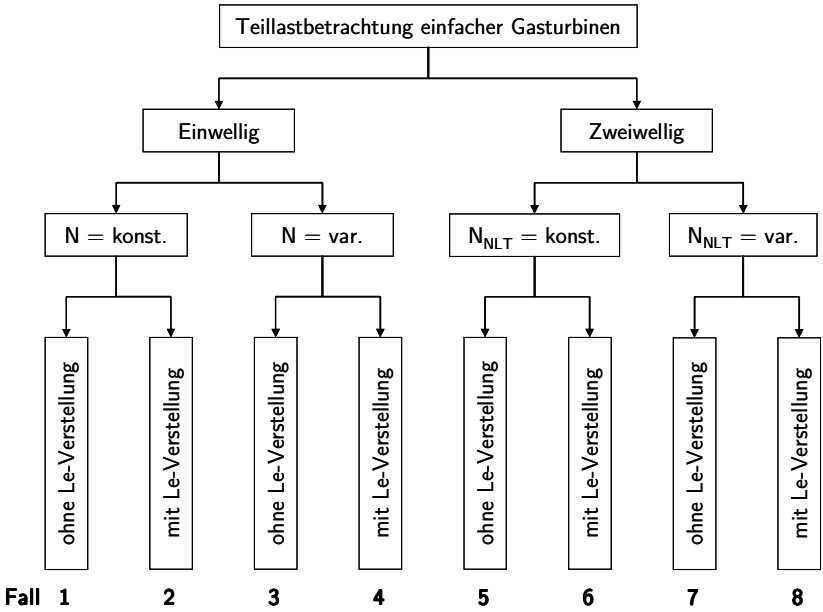


Abbildung 50: Darstellung der untersuchten Teillastfälle einer einfachen Gasturbine

5.2.1 Einwellige Konfiguration

In folgender Abbildung 51 ist der Gesamtwirkungsgrad des Prozesses über einer Lastvariation von 100% bis 20% Last für die vier Varianten 1 bis 4 aus Abbildung 50 dargestellt. Dabei ist im linken Diagramm der Wirkungsgrad der reinen Brennstoffregelung (Fall1) dargestellt, im rechten der mögliche Wirkungsgradgewinn in den Fällen durch Drehzahlanpassung (2), Leitradverstellung(3) oder der Kombination aus beiden Regelungsmöglichkeiten (4): Die 100% Last beziehen sich auf den in dieser Arbeit gewählten Vergleichspunkt (T_4=1300°C, π_V=17 und $\eta_{p,V}$=$\eta_{p,T}$=90%) mit den gewählten Auslegungspunkten im jeweiligen Kennfeld. Bei Anwendung mehrerer Regelstrategien wurde jeweils die Fahrweise „optimaler Wirkungsgrad“ gewählt.

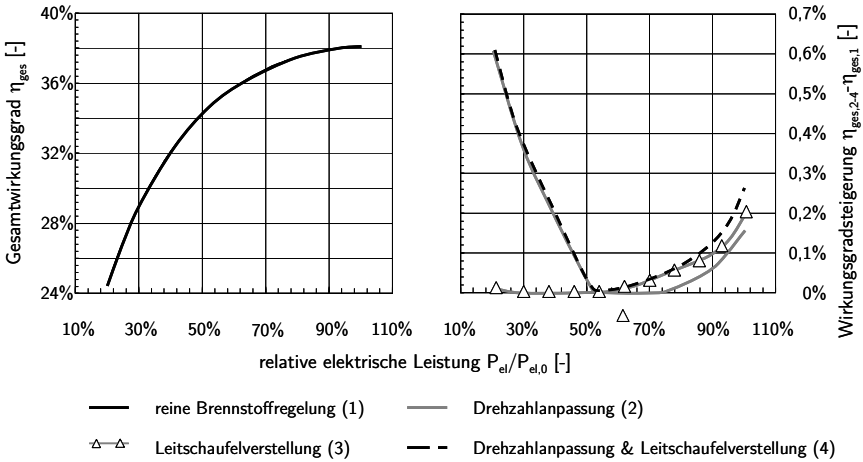


Abbildung 51: Vergleich des Gesamtwirkungsgrades der vier verschiedenen Teillastfahrweisen einer einwelligen Gasturbine über der prozentualen Last

Hierbei ist auffällig, dass es bei 100% Leistung sowohl durch Leitschaufelverstellung, als auch durch Drehzahlanpassung möglich ist, den Wirkungsgrad zu erhöhen. Bei geringeren Lastzuständen sinkt der Wirkungsgradgewinn durch Regelung (2) bis (4). Zwischen 50% und 70% Last ist kein nennenswerter Wirkungsgradgewinn durch eine Leitschaufelverstellung möglich. In diesem Bereich fällt auch der Wirkungsgradgewinn bedingt durch Drehzahlanpassung gering aus. Unterhalb von 40% Last ist durch Drehzahlanpassung wiederum eine Wirkungsgradsteigerung möglich, bei der Leitschaufelverstellung jedoch ist dieser Effekt vernachlässigbar. Der Grund hierfür liegt in Volllast-Auslegung des Prozesses, wie in folgender Abbildung 52 zu erkennen ist, in dem der Gesamtwirkungsgrad über der spezifischen Leistung dargestellt ist. Die grau mit Rauten markierte Linie zeigt den Verlauf einer Variation des Druckverhältnisses bei einer vorgegebenen Brennkammertemperatur T_4, wie dies in Kapitel 3 mehrfach durchgeführt wurde. Der Auslegungspunkt in Volllast (ALP) liegt ungefähr bei der maximalen Leistung des Prozesses. Durch eine Steigerung des (Auslegungs-) Druckverhältnisses π_0 bei konstanter Brennkammeraustrittstemperatur T_4 ist ein höherer Wirkungsgrad zu erzielen.

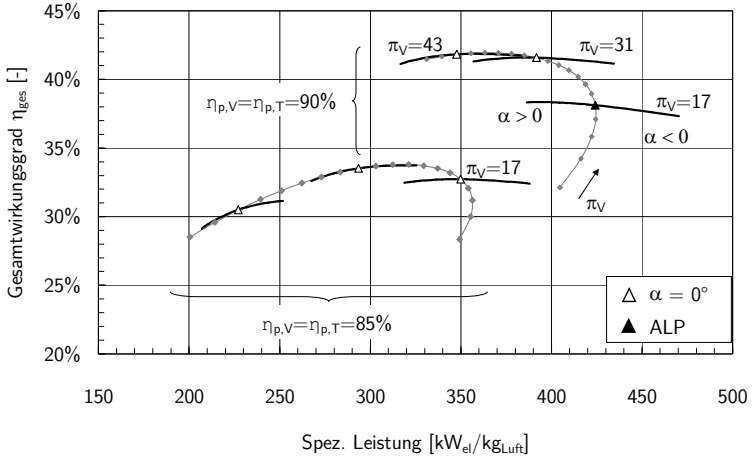


Abbildung 52: Verlauf des Wirkungsgrades und der spez. Leistung bei Leitschaufelverstellung

Durch ein Öffnen der Leitschaufeln (bzw. eine Erhöhung der Drehzahl) steigt das Druckverhältnis des Verdichters in Teillast. Analog zu der gerade beschriebenen Volllastbetrachtung steigt somit in Teillast theoretisch auch der Wirkungsgrad. Um dieselbe Leistung zu generieren, wird folglich weniger Brennstoff benötigt. Dadurch sinkt allerdings auch die Brennkammeraustrittstemperatur T_4 wieder, wodurch der Wirkungsgrad des Prozesses abnimmt. Diese zwei widersprüchlichen Effekte addieren sich. Dies ist in folgender Abbildung 53 dargestellt, in dem der Wirkungsgrad bei 100% Last bei Variation des Leitschaufelwinkels α (links) bzw. bei Variation der relativen Drehzahl N_{rel} (rechts) dargestellt ist. Bei einem Leitschaufelwinkel von α=+7,9° (bzw. bei einer Drehzahl von N_{rel}=103%) ist das Optimum für ein Auslegungsdruckverhältnis von π_0=17 zu finden. Das unterschiedliche Gewicht der beiden Effekte ist davon abhängig, wo auf der jeweiligen Kurve in Abbildung 52 der Auslegungspunkt des Prozesses liegt. Mit steigendem (Volllast-) Druckverhältnis π_0 sinkt der Einfluss der Druckverhältniserhöhung durch Leitschaufelverstellung bzw. Drehzahlanpassung, der Einfluss der Brennkammertemperatur wird größer. Daher sinkt der optimale Leitschaufelwinkel bzw. die optimale Drehzahl mit steigendem Auslegungsdruckverhältnis, siehe Abbildung 53. Bei einem Auslegungsdruckverhältnis, das größer ist als das optimale Druckverhältnis (zum Beispiel π_0=43), ist es sinnvoller, die Leitschaufeln zu schließen, um somit das Druckverhältnis zu senken und somit den Betriebspunkt zu besseren Wirkungsgraden zu verschieben.

Da Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung auch eine Funktion der Turbomaschinenwirkungsgrade ist, ist in Abbildung 52 auch die Kurve für angenommene Wir-

kungsgrade von $\eta_{p,V}=\eta_{p,T}=85\%$ dargestellt. Hier liegt das optimale Druckverhältnis bereits bei $\pi_{0,opt}=25$. Hierbei ist zu erkennen, dass eine Erhöhung des Druckverhältnisses in Volllast nur zu einer vergleichsweise geringeren Wirkungsgraderhöhung führt. Analog ist auch in Teillast durch eine Verstellung der Leitschaufeln der positive Effekt geringer.

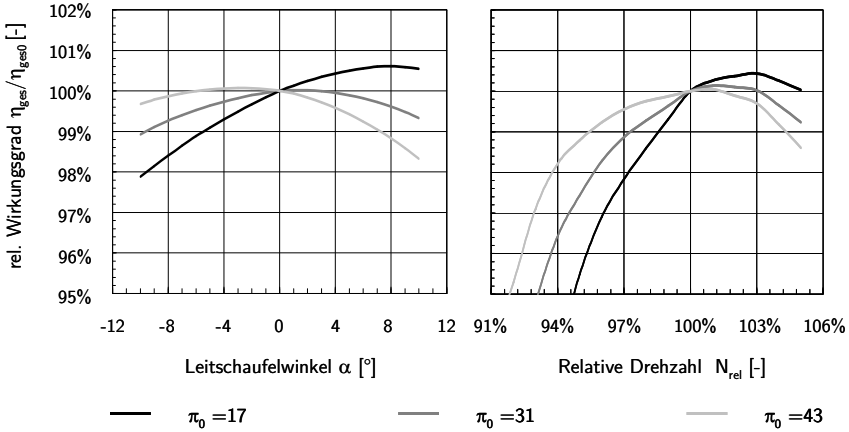


Abbildung 53: Relativer Gasamtwirkungsgrad (im Vergleich zum ALP) für verschiedene Auslegungsdruckverhältnisse π_0 bei Leitschaufelverstellung sowie Drehzahlanpassung

Das gerade dargestellte Teillastverhalten inklusive der Wirkungsgradgewinne ist auf den ersten Blick grundsätzlich verschieden zum Verhalten der in [Mur11] dargestellten Ergebnisse. In [Mur11] wird die Wirkungsgradsteigerung einer Minigasturbine (mit einer Wellenleistung von P_{Welle}=3kW) durch elektrische Anpassung der Drehzahl untersucht. In Volllast ist durch Drehzahlanpassung keine Wirkungsgradsteigerung zu erzielen. Mit abnehmender Last steigt der Wirkungsgradgewinn jedoch zunehmend an. Der Unterschied bei der Simulation in [Mur11] ist die unterschiedliche Kombination der Auslegungsparameter Brennkammeraustrittstemperatur T_4, Druckverhältnis π_V sowie Annahme der polytropen Turbomaschinenwirkungsgrade $\eta_{p,V}$ und $\eta_{p,T}$. Allein durch die niedrigere Wahl der Wirkungsgrade verschiebt sich die optimale Leitschaufelstellung in allen Lastzuständen hin zu geringeren Leitschaufelwinkeln α. In Abbildung 52 ist beispielsweise zu erkennen, dass bei einer Annahme der polytropen Wirkungsgrade von $\eta_{p0,V}=\eta_{p0,T}=85\%$ bei einem Druckverhältnis von $\pi_{V0}=17$ ein negativer Leitschaufelwinkel zu einer Wirkungsgraderhöhung führt, wohingegen dies ein positiver ist bei polytropen Wirkungsgrade von $\eta_{p0,V}=\eta_{p0,T}=90\%$.

Wie in Abbildung 51 rechts zu erkennen ist, ist in einem Bereich von 40-60% Last weder durch Leitschaufelverstellung, noch durch Drehzahlanpassung eine nennenswerte Wirkungsgradsteigerung zu erzielen. In diesem Bereich entsprechen Leitschaufelstellung

und Drehzahl ungefähr den Auslegungswerten von $\alpha=0°$ und $N_{rel}=1$. Erst unterhalb dieses Bereiches ist das in [Mur11] dargestellte Verhalten wieder zu finden. Durch Annahme unterschiedlicher Volllastparameter sowie durch Wahl verschiedener Auslegungspunkte in unterschiedlichen Kennfeldern wird das Verhalten aus [Mur11] quasi hin zu kleineren Lastzuständen verschoben.

5.2.2 Zweiwellige Konfiguration

Analog zur einwelligen Gasturbine fällt die Wirkungsgraderhöhung bei tiefen Teillastzuständen (kleiner als 50% Nennlast) durch Anpassung der Drehzahl der Nutzleistungsturbine am größten aus. Im Gegensatz zur einwelligen Gasturbine (Abbildung 51) ist jedoch bei hohen Teillastzuständen (>70%) weder durch Leitschaufelverstellung, noch durch Drehzahlanpassung eine nennenswerte Wirkungsgradsteigerung möglich.

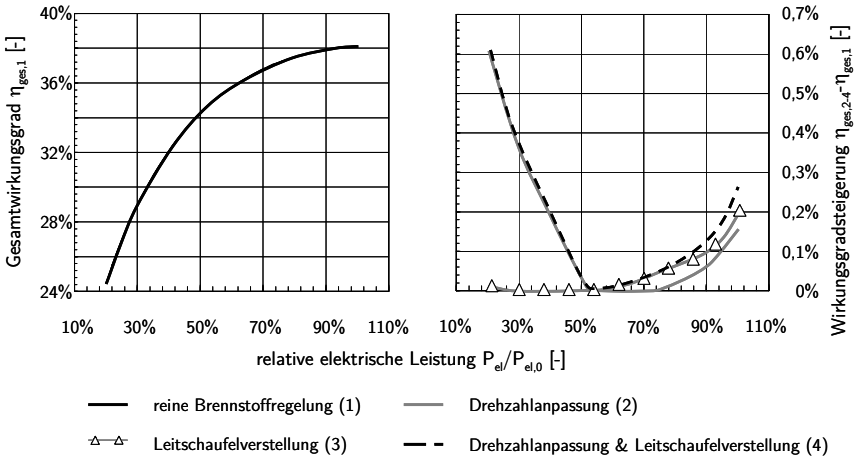


Abbildung 54: Vergleich des Gesamtwirkungsgrades der vier verschiedenen Teillastfahrweisen einer zweiwelligen Gasturbine über der relativen elektrischen Leistung (absolut links, relativ rechts)

Durch Wahl einer veränderten Drehzahl in der Nutzleistungsturbine kann direkt Einfluss auf die Betriebspunkte im Verdichter und der Hochdruckturbine genommen werden. Allerdings sind diese Auswirkungen hier nur geringfügig. Der Betriebspunkt in der Nutzleistungsturbine hat Einfluss auf die Drosselwirkung der Nutzleistungsturbine, die wiederum die Betriebspunkte der anderen beiden Turbomaschinen bestimmt. In folgender Abbildung 55 ist ein reduziertes normiertes Turbinenkennfeld dargestellt mit den darin befindlichen Fahrlinien beider Turbinen für die Regelungsmöglichkeiten „reine Brennstoffregelung“ und „Drehzahlanpassung“. Da beide Turbinen ein ähnliches Auslegungsdruckverhältnis haben, wird dasselbe Kennfeld für beide Turbinen verwendet.

Hierbei fällt auf, dass das Druckverhältnis der Hochdruckturbine nahezu konstant bleibt, wohingegen das Druckverhältnis der Nutzleistungsturbine stark sinkt. Dies geht einher mit dem Sinken des Druckverhältnisses mit der Last bei der einwelligen Gasturbine. Durch Anpassung der Drehzahl der Nutzleistungsturbine ändert sich die Fahrlinie. Sie liegt bei geringen Lastzuständen bei niedrigeren Werten des reduzierten Massenstroms TFP. Die Auswirkungen auf die Fahrlinie der Hochdruckturbine sind gering, aber sichtbar. Durch Wahl der angepassten Drehzahl kann ein höherer Turbinenwirkungsgrad der NLT erzielt werden, wodurch die Wirkungsgradsteigerung aus Abbildung 54 erklärt werden kann.

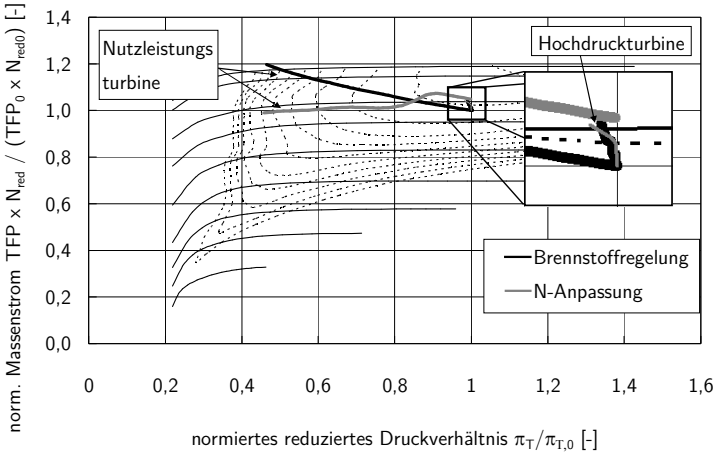


Abbildung 55: Vergleich der Fahrlinie im Turbinenkennfeld der Regelungsmöglichkeiten "Reine Brennstoffregelung" und "Drehzahlanpassung"

Sowohl bei der einwelligen, als auch bei einer zweiwelligen Gasturbine sind bei den hier dargestellten Simulationen erst merkliche Wirkungsgradsteigerungen unter 50% Last zu beobachten. Dies liegt an der Kombination der gewählten Auslegungsparameter. Ob eine ein- oder eine zweiwellige Gasturbine Vorteile im Teillastbetrieb aufweist, wird im Folgenden untersucht.

5.2.3 Vergleich der Teillastvarianten

In [Pol08] wird die Aussage getroffen, dass eine zweiwellige Gasturbine energetisch vorteilhaft ist im Teillastbetrieb. Diese Aussage kann nur teilweise bestätigt werden, siehe folgende Abbildung 56. Bei vergleichsweise niedrigen polytropen Wirkungsgraden ($\eta_{p0,V}$=$\eta_{p0,T}$=85%) weist die zweiwellige Gasturbine im gesamten betrachteten Lastbereich einen höheren Gesamtwirkungsgrad auf. Dies entspricht der Aussage in [Pol08].

Werden die Turbomaschinen allerdings mit höheren polytropen Wirkungsgraden ($\eta_{p0,V}=\eta_{p0,T}=90\%$) ausgelegt, so weist die zweiwellige Gasturbine in einem Lastbereich zwischen 30% und 100% einen geringeren Wirkungsgrad auf als die einwellige Gasturbine.

Der Grund hierfür liegt in der unterschiedlichen Fahrlinie im Verdichterkennfeld. Bei einer einwelligen Gasturbine bewegt sich der Betriebspunkt im Verdichterkennfeld entlang der Drehzahllinie, da die Drehzahl durch die Kopplung mit dem Generator fest liegt. Dadurch steigt in Teillast der Massenstrom geringfügig (je nach Form der Drehzahllinie). Bei der zweiwelligen Gasturbine hingegen wandert der Betriebspunkt in Teillast entlang der Betriebslinie im Verdichterkennfeld. Somit fördert der Verdichter wesentlich weniger Masse, diese wird auch noch auf ein geringeres Druckverhältnis (als in der einwelligen Gasturbine) verdichtet, siehe hierzu auch die Diagramme A-27 bis A-29 in Anhang A-IX. Um bei einem geringeren Druckverhältnis und einem geringen Massenstrom dieselbe Leistung wie in der einwelligen Ausführung zu erzielen, muss bei der zweiwelligen Gasturbine eine höhere Brennkammeraustrittstemperatur T_4 eingestellt werden.

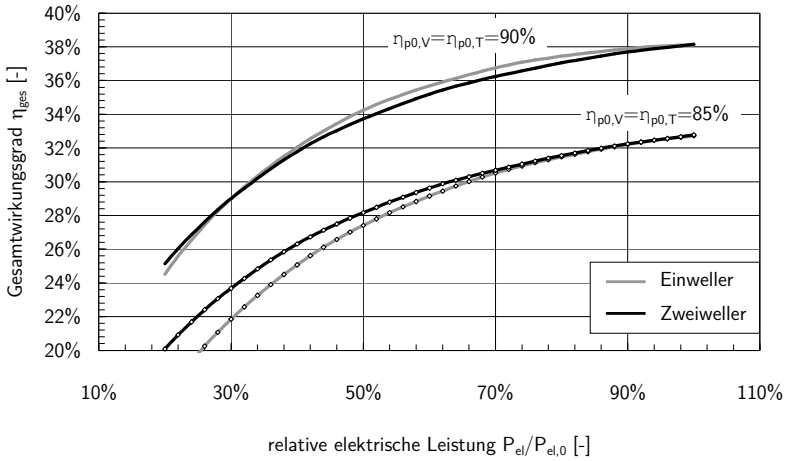


Abbildung 56: Verlauf des Gesamtwirkungsgrades über der Last für eine ein- und eine zweiwellige Gasturbine für unterschiedliche Turbomaschinenwirkungsgrade

Der sich einstellende Wirkungsgrad kann aus der Addition der Exergieverluste ermittelt werden. In Abbildung A-30 in Anhang A-IX ist dafür der Verlauf der Exergieverluste über der jeweiligen Last für eine ein- und eine zweiwellige Gasturbine für polytrope Wirkungsgrade der Turbomaschinen von η_p=85% und 90% dargestellt. Hieraus sind exemplarisch 6 Werte entnommen und in folgender Abbildung 57 aufgetragen. Hierbei

wurde aus obiger Abbildung 56 exemplarisch für η_p=90% eine Lastanforderung von 20% (links) und 50% (Mitte) Nennlast dargestellt. Bei 20% Last weist die zweiwellige Gasturbine einen höheren Wirkungsgrad auf, bei 50% die einwellige. Die beiden rechten Graphen zeigen eine 50% Lastanforderung bei η_p=85%, hier hat die zweiwellige Vorteile.

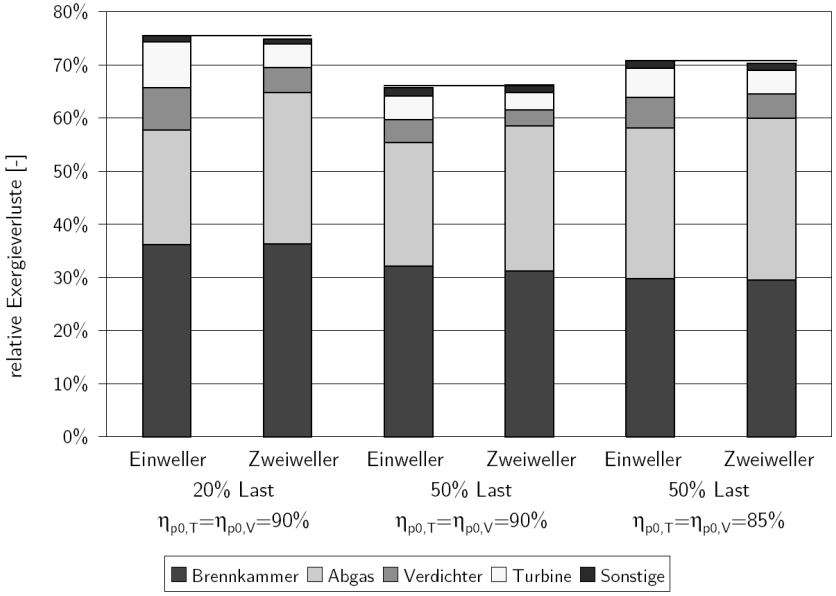


Abbildung 57: Relative Exergieverluste für eine ein- und zweiwellige Gasturbine bei verschiedenen Lastpunkten bzw. Auslegungswerten

Bei allen hier dargestellten Fällen unterscheiden sich die relativen Exergieverluste in der Brennkammer nicht nennenswert zwischen Ein- und Zweiweller. In einer zweiwelligen Gasturbine tritt zwar die verdichtete Luft bei einem geringeren Temperaturniveau ein und erfährt eine größere Temperaturerhöhung. Hierdurch müsste eigentlich ein höherer Verlust auftreten. Allerdings muss weniger verdichtete Luft erhitzt werden, wodurch die Verluste durch Vermischung von heißem Abgas und verdichteter Luft sinken (gemäß Kapitel 2.1.2).
Durch die höhere Brennkammeraustrittstemperatur T_4 bei einer zweiwelligen Gasturbine und das geringere Druckverhältnis der Turbine steigt auch die Austrittstemperatur aus der Nutzleistungsturbine T_5. Dadurch steckt im Abgas bezogen auf den Massenstrom mehr spezifische Exergie. Bei einer einwelligen Gasturbine hingegen verlässt ein wesentlich größerer Massenstrom heißen Abgases die Turbine. Dieses Abgas liegt auf einem geringeren Temperaturniveau vor, daher ist spezifische Restexergie im Abgas

geringer. Das Produkt aus Massenstrom und spezifischer Exergie ergibt die Restexergie, die im Abgas steckt. Somit ist die einwellige Gasturbine durch einen großen Massenstrom kleiner spezifischer Exergie charakterisiert, wohingegen die zweiwellige Gasturbine durch einen kleinen Massenstrom hoher spezifischer Exergie gekennzeichnet ist. Insgesamt überwiegt der Einfluss der höheren spezifischen Exergie des Zweiwellers, sodass die Abgasverluste der zweiwelligen Gasturbine höher sind.
Bei allen betrachteten Varianten fällt auf, dass die Exergieverluste in den Turbomaschinen (Turbine plus Verdichter) wesentlich größer sind bei der einwelligen Gasturbine als bei der zweiwelligen (Anmerkung: zur Vereinfachung wurden bei der zweiwelligen Gasturbine die Verluste in beiden Turbinen summiert.) Im Verdichter wird auf ein höheres Druckverhältnis verdichtet als bei der zweiwelligen Gasturbine. Der Massenstrom bleibt konstant, wohingegen der Massenstrom der zweiwelligen Gasturbine stark abnimmt (bei 20% Last nur 55% des Massenstroms). Daher steigen die Verluste in Turbine und Verdichter bei einer einwelligen Ausführung stark an.

Zusammenfassend sind zwei widersprüchliche Effekte zu erkennen. Der große Massenstrom bei einer einwelligen Gasturbine lässt die relativen Verluste in den Turbomaschinen ansteigen, umgekehrt dazu sinken die Abgasverluste. Erzielt nun die Turbine in Volllast einen schlechteren polytropen Wirkungsgrad, so steigen die Abgasverluste an. Dadurch büßt die einwellige Gasturbine hier ihren Teillastvorteil ein, die zweiwellige Gasturbine erweist sich im gesamten betrachteten Teillastzustand als überlegen.

5.3 Teillastbetrachtung eines einfachen Gasturbinenprozesses mit gekoppeltem IBC

In den Volllastsimulationen wurde eine einwellige Gasturbine mit kombiniertem IBC simuliert. Analog zur einfachen Gasturbine ist aber auch hier eine Aufteilung der Expansion auf zwei oder sogar drei Teilturbinen möglich, sodass auch eine zwei- oder eine dreiwellige Gasturbine mit kombiniertem IBC denkbar ist, siehe Abbildung 58:

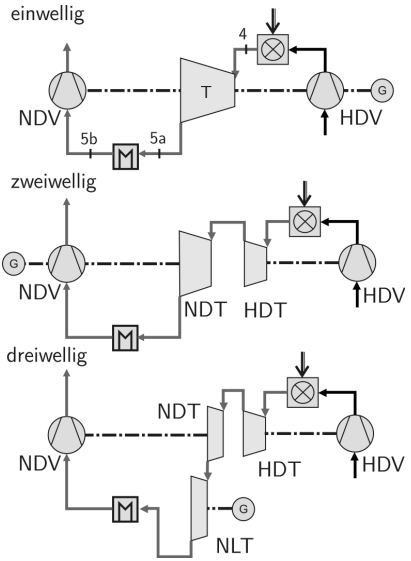


Abbildung 58: Schematische Darstellung einer ein-, zwei- und dreiwelligen Gasturbine mit kombiniertem IBC

Da bei dieser Gasturbine zwei Verdichter zum Einsatz kommen, ist auch in beiden Verdichtern eine Leitschaufelverstellung möglich. Daher ergeben sich folgende Regelungsarten:

(a) reine Brennstoffregelung
(b) Leitschaufelverstellung im Hochdruckverdichter
(c) Leitschaufelverstellung im Niederdruckverdichter
(d) Leitschaufelverstellung in beiden Verdichtern
(e) Drehzahlanpassung
(f) Drehzahlanpassung sowie Leitschaufelverstellung im Hochdruckverdichter
(g) Drehzahlanpassung sowie Leitschaufelverstellung im Niederdruckverdichter
(h) Drehzahlanpassung sowie Leitschaufelverstellung in beiden Verdichtern

Bei der Drehzahlanpassung wird jeweils die Drehzahl der Welle optimal durch eine elektrische Vorgabe an die Last angepasst. Die andere (bzw. die anderen beiden) Wellen arbeiten drehzahlvariabel.

Im Folgenden werden für alle drei Gasturbinenarten aus Abbildung 58 alle 8 Regelungsarten (a) bis (h) miteinander verglichen. Dazu wird zuerst das Teillastverhalten der einwelligen Gasturbine bei reiner Brennstoffregelung untersucht.

5.3.1 Teillastverhalten bei reiner Brennstoffregelung

Bei einer Reduktion der zugeführten Brennstoffmenge sinkt die Brennkammeraustrittstemperatur T_4 der (einwelligen) Gasturbine mit kombiniertem IBC. Dadurch steigt die reduzierte Drehzahl in der Turbine an. Gleichzeitig steigt der Turbine Flow Parameter (TFP) in der Turbine. Dies führt zu einem Sinken des Druckverhältnisses π_T. Diese veränderte Drosselwirkung der Turbine (plus die veränderte Drosselwirkung von Ein- und Auslass, Brennkammer sowie Wärmeübertrager) wirkt sich bei der Gasturbine mit kombiniertem IBC auf die Betriebspunkte des Hochdruckverdichters (HDV) und des Niederdruckverdichters (NDV) aus: Durch das Sinken der Turbineneintrittstemperatur T_4 sinkt auch die Turbinenaustrittstemperatur T_{5a}. Als direkte Folge sinkt damit auch die Austrittstemperatur aus dem Kühler T_{5b}. Damit steigen reduzierter Massenstrom und reduzierte Drehzahl im Niederdruckverdichter.

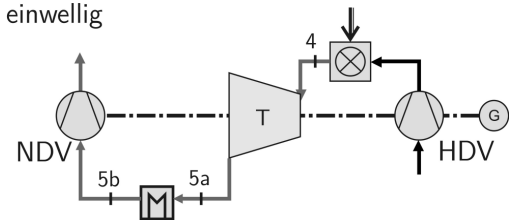


Abbildung 59: Schematische Darstellung einer einwelligen Gasturbine mit kombiniertem IBC

Wie in Kapitel 5.2 beschrieben, steigen mit der (reduzierten) Drehzahl eines Verdichters auch der (reduzierte) Massenstrom und das Druckverhältnis. Daher steigt hier das Druckverhältnis des Niederdruckverdichters an, siehe hierzu auch Abbildung 60. Da der Niederdruckverdichter aber gegen den Umgebungsdruck verdichtet, stellt sich ein geringerer Unterdruck vor dem Verdichter ein. Dieser geringere Unterdruck p_{5b} sowie das sinkende Druckverhältnis der Turbine π_T resultieren in einem geringeren Turbineneintrittsdruck p_4. Dies bedeutet einen geringeren Gegendruck für den Hochdruckverdichter. Daher verlagert sich der Betriebspunkt im Kennfeld des Hochdruckverdichters entlang der Drehzahllinie hin zu einem kleineren Druckverhältnis. Dieses gerade beschriebene Verhalten der Druckverhältnisse der Turbomaschinen stellt sich bei der Annahme eines konstanten Luftmassenstroms ein, was im drehzahlfesten Betrieb ohne Leitschaufelverstellung in grober Näherung angenommen werden kann.
Bei einer zweiwelligen Gasturbine hingegen ergibt sich ein verändertes Betriebsverhalten. Hier kann die Diskussion des sich einstellenden Betriebspunktes nicht ausschließlich über die Druckverhältnisse und die Temperaturen geführt werden. Analog zu einer einfachen Gasturbine ohne kombinierten IBC verschiebt sich der Betriebspunkt im Hochdruckverdichter entlang der Betriebslinie, d.h. in Teillast sinkt somit der Verdichtermassenstrom merklich. Um dieselbe Leistung wie bei einer einwelligen Anordnung zu

liefern, muss im Vergleich zu einer einwelligen Gasturbine bedingt durch den geringeren Luftmassenstrom eine höhere Brennkammeraustrittstemperatur T_4 erzielt werden. Damit steigt auch die Turbinenaustrittstemperatur T_{5a} an. Somit steigt die reduzierte Drehzahl im Niederdruckverdichter nicht so stark an wie in der einwelligen Ausführung. In Bezug auf den reduzierten Massenstrom des Niederdruckverdichters sinken in Teillast gleichzeitig Eintrittstemperatur T_{5a} und –druck p_{5a} sowie der Massenstrom. In Summe kommt es zu einem leichten Ansteigen des reduzierten Massenstroms $\dot{m}_{red,NDV}$. Bedingt durch den sinkenden Luftmassenstrom fällt dieser Anstieg aber gering aus (bei 70% Last: $\dot{m}_{red,NDV,2\text{-}wellig}/\dot{m}_{red,NDV,0}$=101,1% im Vergleich zu 103,3% in der einwelligen Ausführung). Im Vergleich dazu steigt die reduzierte Drehzahl stärker an (bei 70% Last 1,1% im Vergleich zu 1,7% einwellig). Die Kombination dieser beiden Verhalten resultiert in einem Betriebspunkt im Niederdruckverdichter bei einem höheren Druckverhältnis als in der einwelligen Anordnung. Somit stellt sich ein noch geringerer Unterdruck vor dem Niederdruckverdichter ein als in der einwelligen Anordnung.

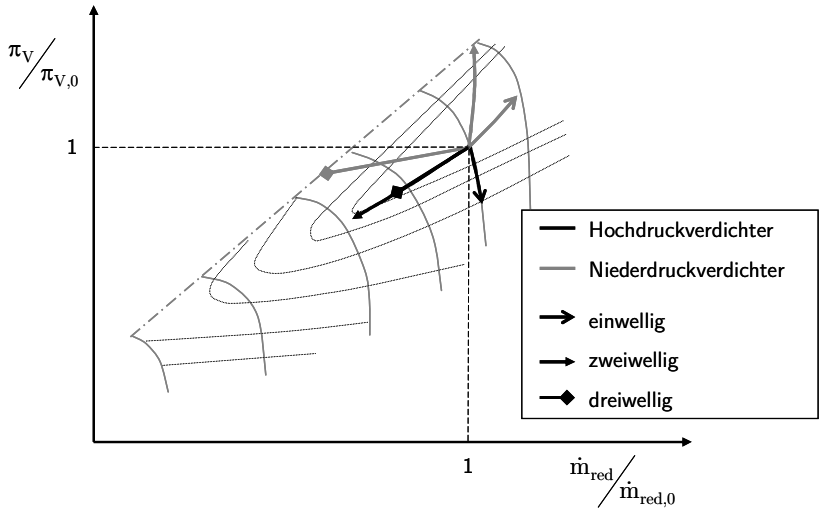


Abbildung 60: Schematischer Verlauf der Fahrlinien beider Verdichter der ein-, zwei- und dreiwelligen Ausführung (vereinfacht in einem Kennfeld dargestellt)

Bei der dreiwelligen Gasturbine mit kombiniertem IBC ergibt sich wiederum eine veränderte Fahrlinie der Turbomaschinen. Grund hierfür ist die drehzahlvariable Kopplung der Niederdruckturbine (NDT) und des Niederdruckverdichters (NDV), siehe Abbildung 58. Analog zur Kopplung der Hochdruckturbine mit dem Hochdruckverdichter sinkt auch bei der Niederdruckturbine die Drehzahl mit der Turbineneintrittstemperatur. Hintergrund ist das Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine.

Analog zur ein- und zweiwelligen Gasturbine mit kombiniertem IBC sinkt die Eintrittstemperatur in den Niederdruckverdichter im Vergleich zur Volllast. Somit müsste die reduzierte Drehzahl eigentlich ansteigen. Da jedoch gleichzeitig die absolute Drehzahl sinkt, ergeben sich zwei widersprüchliche Effekte. In Summe sinkt die reduzierte Drehzahl des Niederdruckverdichters. Als Folge sinken auch der reduzierte Massenstrom und das mögliche Druckverhältnis, das der Niederdruckverdichter leisten kann. Dadurch kommt es zu einem Anstieg des Unterdruckes vor dem Niederdruckverdichter im Vergleich zur Volllast.
Analog zur einwelligen Gasturbine ohne kombinierten IBC sind die unterschiedlichen Teillastwirkungsgrade eine Folge der Fahrlinien in den Verdichtern. In der zwei- und dreiwelligen Anordnung sinkt der geförderte Luftmassenstrom im Vergleich zur einwelligen Anordnung stark.
In der Brennkammer ergeben sich wie bei der einfachen Gasturbine ohne IBC zwei widersprüchliche Tendenzen. Einerseits resultieren die Exergieverluste aus dem vergleichsweise höheren Massenstrom, andererseits aus der geringeren Brennkammeraustrittstemperatur T_4. Bei der einfachen Gasturbine gleichen sich diese Einflussfaktoren bei den betrachteten Fällen nahezu aus, siehe Kapitel 5.2.3. Im vorliegenden Teillastpunkt der Gasturbine mit kombiniertem IBC ist der Einfluss des Massenstroms geringfügig größer. Daher sind die Exergieverluste in der Brennkammer in der einwelligen Anordnung am höchsten, siehe Abbildung 61.

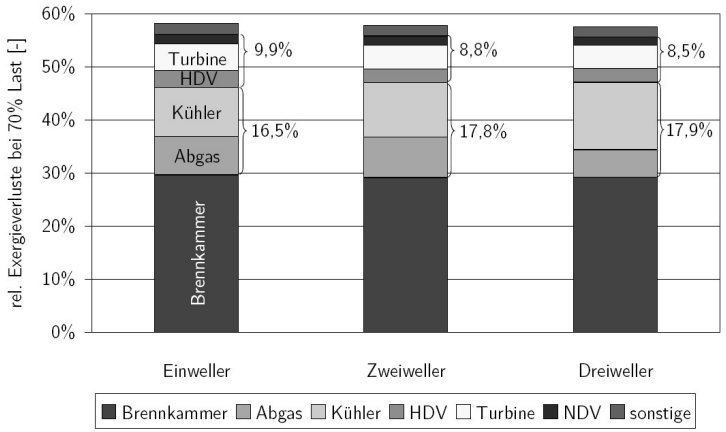


Abbildung 61: Vergleich der relativen Exergieverluste der ein-, zwei- und dreiwelligen Anordnung bei 70% Last

Aufgrund des geringeren Luftmassenstroms in der zwei- und dreiwelligen Ausführung sind die Exergieverluste in den Turbomaschinen geringer als bei der einwelligen. Auch wenn bei der zwei- und der dreiwelligen Anordnung derselbe Luftmassenstrom im

Hochdruckverdichter gefördert wird, so sind die Verluste in der Niederdruckturbine und dem Niederdruckverdichter geringer in der dreiwelligen Anordnung. Grund hierfür ist der höhere Unterdruck p_{5a}. Somit sinken die Druckverhältnisse und damit einhergehend die Verluste.
Durch dieses höhere Druckniveau liegt aber auch die Temperatur des Abgases hinter der Nutzleistungsturbine (NLT) auf einem höheren Niveau als in der ein- und der zweiwelligen Gasturbine. Daher muss mehr Wärme abgeführt werden, die Exergieverluste im Kühler steigen. Bei einer dreiwelligen Gasturbine liegt das Abgas am Eintritt in den Niederdruckverdichter zwar auf einer höheren Temperatur vor als bei einer zweiwelligen, aber bedingt durch das geringere Druckverhältnis des Niederdruckverdichters fällt die Temperaturerhöhung im Verdichter geringer aus. Daraus resultiert ein Sinken der Abgastemperatur und damit auch der Abgasverluste. In Summe sind die Abgas- und Kühlerverluste am höchsten bei der dreiwelligen Gasturbine. In Folge der geringsten Brennkammeraustrittstemperatur T_4 bei der einwelligen Gasturbine sind die Kühlungs- und Abgasverluste am geringsten in der einwelligen Gasturbine.
Wie in Abbildung 61 zu erkennen ist, ergeben sich in den verschiedenen Varianten unterschiedlich dominante Verlustterme, die hauptsächlich eine Folge des geförderten Massenstroms und der damit einzustellenden Brennkammeraustrittstemperatur sind. In Summe ergibt sich, dass die einwellige Gasturbine den niedrigsten Teillastwirkungsgrad erzielt, siehe Abbildung 62.

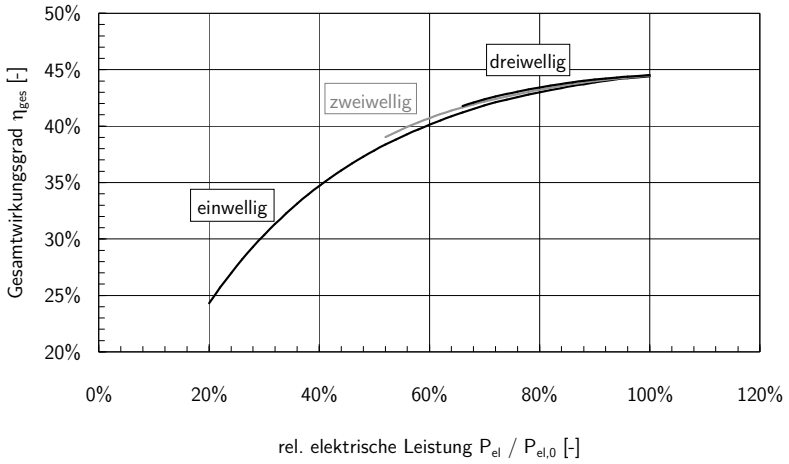


Abbildung 62: Gesamtwirkungsgrad einer ein-, zwei- und dreiwelligen Gasturbine über dem jeweiligen Lastzustand

Im Vergleich zur zwei- und dreiwelligen Gasturbine hat die einwellige Gasturbine zwar wirkungsgradtechnische Nachteile. Allerdings kann die einwellige Gasturbine in einem

wesentlich tieferen Teillastbetriebspunkt stabil betrieben werden. Bei den gewählten Kennfeldern stößt in der zwei- und dreiwelligen Anordnung jeweils der Niederdruckverdichter an seine Betriebsbereichsgrenzen. Dies ist durch die drehzahlvariable Arbeitsweise des Hochdruckverdichters bedingt. Dadurch sinkt der Luftmassenstrom, wodurch sich die Betriebspunkte im Kennfeld des Niederdruckverdichters in Richtung Pumpgrenze verschieben, siehe Abbildung 60.

5.3.2 Auswirkungen auf das Teillastverhalten durch Einsatz weiterer Regelungsmöglichkeiten

Der Einsatz der verschiedenen Regelungsmöglichkeiten hat zwei Auswirkungen auf das Teillastverhalten. Zum einen kann der Wirkungsgrad im Vergleich zur jeweiligen Variante mit reiner Brennstoffregelung erhöht werden. Zum anderen kann der stabile Betriebsbereich teilweise verbreitert werden. Zuerst wird die Wirkungsgraderhöhung untersucht:
Bei der einwelligen Gasturbine kann durch Verstellung der Leitschaufeln im Hochdruckverdichter bzw. durch Anpassung der Drehzahl der geförderte Luftmassenstrom reduziert werden. Wie in Kapitel 5.3.1 gezeigt, wirkt sich eine Reduktion des Massenstroms positiv auf den Teillastwirkungsgrad aus. Durch Anpassung der Drehzahl kann der Massenstrom noch stärker als durch Leitschaufelverstellung im Hochdruckverdichter reduziert werden. Dadurch kann ein höherer Teillastwirkungsgrad erzielt werden. Zusätzlich kann durch die Anpassung der Drehzahl gezielt Einfluss auf die Betriebspunkte in Turbine und Niederdruckverdichter genommen werden. Bei einer Leitschaufelverstellung im Hochdruckverdichter ist dieser Einfluss nur indirekt über den Massenstrom möglich, nicht jedoch zusätzlich über die Drehzahl.
Eine Verstellung der Leitschaufeln im Niederdruckverdichter bewirkt eine Verschiebung des Betriebspunktes im Kennfeld des Niederdruckverdichters. Dadurch kann der sich einstellende Unterdruck geregelt werden und somit auch indirekt die Betriebspunkte der beiden anderen Turbomaschinen. Folglich ändern sich die Exergieverluste aller Komponenten. Durch ein Schließen der Leitschaufeln im Niederdruckverdichter kann der Wirkungsgrad weniger gesteigert werden, als durch die Regelungsmöglichkeiten Verstellung der Leitschaufeln im Hochdruckverdichter sowie Anpassung der Drehzahl. Dies liegt am Wirkungsgradgewinn infolge der Reduktion des Luftmassenstroms, wie in Abbildung 63 zu sehen ist. Hierin sind die relativen Wirkungsgradsteigerungen der einwelligen Gasturbinenvariationen über der jeweiligen Last für die sieben Regelvarianten (b) bis (h) mit der reinen Brennstoffregelung (a) verglichen. Zusätzlich ist hier die Regelvariante (h) für die zwei- und dreiwellige Anordnung dargestellt.

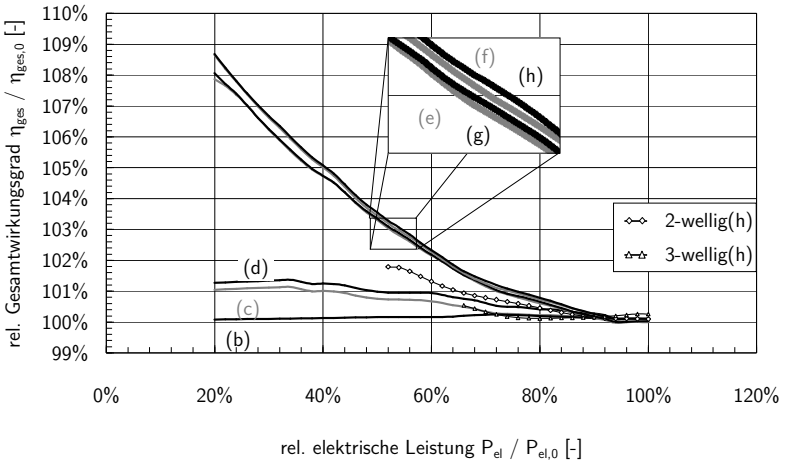


Abbildung 63: Relative Wirkungsgradsteigerung in Teillast der Regelvarianten (b) bis (h) für eine einwellige Gasturbine mit kombiniertem IBC

Bei der zwei- und dreiwelligen Gasturbine kann der Wirkungsgrad ebenfalls durch Leitschaufelverstellung im Hochdruckverdichter und Drehzahlanpassung gesteigert werden. Diese Steigerung fällt aber wesentlich geringer aus als in der einwelligen Variante. Grund hierfür ist, dass der Hochdruckverdichter bei der zwei- und dreiwelligen Gasturbine bereits drehzahlvariabel arbeitet. Dadurch nimmt der Massenstrom in Teillast ab, was, wie oben beschrieben, Vorteile hat. Durch die Leitschaufelverstellung im Hochdruckverdichter kann eine veränderte Charakteristik des Hochdruckverdichters erzielt werden, was sich geringfügig auch auf den gesamten Prozess auswirkt. Durch Anpassung der Drehzahl der Niederdruckturbine (NDT) in der zweiwelligen Gasturbine bzw. durch Anpassung der Drehzahl der Nutzleistungsturbine (NLT) in der dreiwelligen Anordnung kann ebenfalls die Charakteristik der Turbomaschinen verändert werden, sodass geringfügig höhere Wirkungsgrade erzielt werden können. Die möglichen Wirkungsgradsteigerungen für die zwei- und die dreiwellige Anordnung sind in den Abbildungen A-31 und A-32 in Anhang A-X dargestellt.

Wie in Abbildung 62 zu erkennen ist, kann eine einwellige Gasturbine mit kombiniertem IBC problemlos bis zu einer Teillast von 20% heruntergefahren werden. Bei einer zweiwelligen ist dies nur bis 52% möglich, bei einer dreiwelligen sogar nur bis 66%. Grund hierfür ist der sinkende Luftmassenstrom in der zwei- und dreiwelligen Anordnung. Dadurch stößt der Niederdruckverdichter in Teillast an seine Betriebsgrenzen. Durch Verstellen der Leitschaufeln können diese Grenzen geringfügig verschoben werden, sodass bei Anwendung von Regelvariante (b) bei der zweiwelligen Gasturbine ein stabiler

Betrieb bei 50% Last möglich ist und bei der dreiwelligen bei 60% Last, siehe Abbildung 63.

5.4 Vergleich des Teillastverhaltens einer Gasturbine mit und ohne gekoppeltem IBC

Eine einfache Gasturbine ohne kombinierten IBC weist für den gewählten Vergleichspunkt in Volllast einen schlechteren Wirkungsgrad ($\eta_{ges0,GT}$=38,12%) auf als eine mit kombiniertem IBC ($\eta_{ges0,GT+IBC}$=44,42%), siehe Abbildung 64:

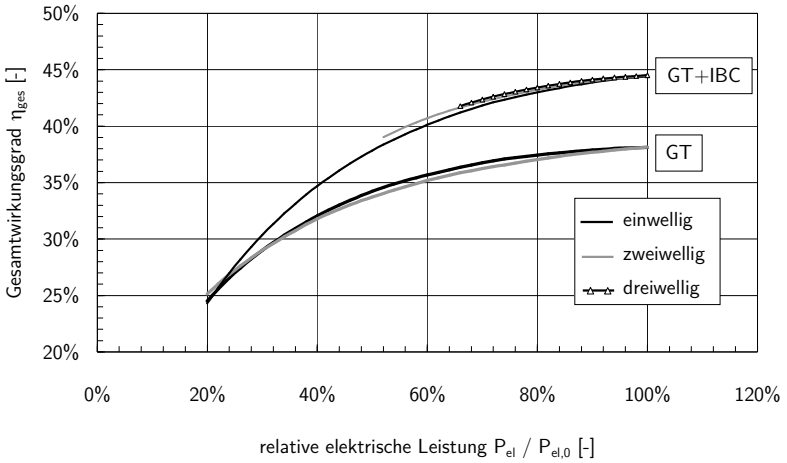


Abbildung 64: Vergleich des absoluten und relativen Gesamtwirkungsgrades in Abhängigkeit der Last

Der Wirkungsgrad der Gasturbine mit kombiniertem IBC ist bis zu einer Teillast von 25% höher als der der Gasturbine ohne IBC. In Abbildung 64 fällt weiterhin auf, dass die einwellige Gasturbine ohne kombinierten IBC über einen großen Teillastbereich der zweiwelligen überlegen ist (siehe Kapitel 5.2), wohingegen bei der Gasturbine mit IBC dies die dreiwellige Anordnung ist (Kapitel 5.3). Wie in Abbildung 56 und Abbildung 57 zu erkennen ist, hat die zweiwellige Anordnung der einfachen Gasturbine Vorteile bei niedrigeren Turbomaschinenwirkungsgraden. Dieser Trend ist auch bei der Gasturbine mit kombiniertem IBC zu erkennen, siehe Abbildung A-33 in Anhang A-X. Hier steigt der Vorteil der mehrwelligen Anordnung auch mit sinkenden Turbomaschinenwirkungsgraden.

Ob eine Gasturbine mit oder ohne kombiniertem IBC wirtschaftlicher ist, hängt von den gegebenen Randbedingungen und dem geplanten Einsatzort ab: Wird die Gasturbine in Spitzenlast gefahren oder in Mittellast? Ist die Gasturbine geplant für den Inselbetrieb zum Beispiel in einem großen Industriegebiet? Wie oft muss die Gasturbine in Teillast betrieben werden? Ab welcher Lastanforderung ist es ökonomisch sinnvoller, die Gasturbine herunter zu fahren?
Zur Beantwortung dieser Fragen ist es wichtig, das Potential der Gasturbine in Teillast zu kennen.

6. Ökonomische Abschätzung des Einsatzpotentials eines Inversen Brayton Cycles

Aus Kapitel 3, 4 und 5 wird ersichtlich, welches Potential im Hinblick auf Wirkungsgrad und Leistung eines Inversen Brayton Cycles steckt. Da allerdings ein hoher Wirkungsgrad bzw. eine große Leistung nicht gleichzeitig einen hohen ökonomischen Nutzen darstellen müssen, wird in diesem Kapitel eine ökonomische Abschätzung des Einsatzpotentials des IBC durchgeführt. Dazu wird ein in der Literatur häufig verwendete Kostenmodell der Ermittlung des Kapitalwertes verwendet. Dieses Modell hat nur einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich, da der Detaillierungsgrad wesentlich geringer ist als der der Modelle, die von Energieversorgungsunternehmen verwendet werden. Hierbei handelt es sich jedoch um Firmenwissen, das nicht publiziert und somit nicht frei zugänglich ist.

6.1 Darstellung des verwendeten Kostenmodells

Das Ziel jeder Investition ist es, einen Mehrwert zu schaffen. Über einen gewählten Betrachtungsraum sollen die summierten Einnahmen die Ausgaben übersteigen. Um dies abzuschätzen, wird der Kapitalwert einer Investition ermittelt. Diese Methode gehört zu den dynamischen Investitionsmethoden. Im Vergleich zu statischen Investitionsmethoden wird bei dynamischen Investitionsmethoden der Wert des eingesetzten Kapitals über den gesamten Nutzungszeitraum berücksichtigt, da Einnahmen und Ausgaben in der Zukunft einen anderen Wert haben als in der Gegenwart. So kann genauer auf Unwägbarkeiten, wie zum Beispiel sich ändernde Stromerlöse oder Brennstoffpreise, eingegangen werden.
Für einen Prozess setzen sich die Ausgaben aus den Investitionskosten I und den laufenden Stromgestehungskosten A zusammen. Die Stromerlöse E und die Gestehungskosten A werden über einen vorher angenommen Zeitraum (hier über 20 Jahre) abgeschätzt. Somit berechnet sich der Kapitalwert K_0 über:

$$K_0 = \sum_{a=1}^{20} \frac{1}{(1+k)^a} E - \sum_{a=1}^{20} \frac{1}{(1+k)^a} A - I \tag{6.1}$$

Ergibt sich ein positiver Kapitalwert K_0, erbringt die Investition einen Mehrwert verglichen mit einer Anlage am Kapitalmarkt zum Kalkulationszinssatz k über den betrachteten Zeitraum.

Dabei werden die Investitionskosten der Kraftwerkskomponenten nach den Formeln aus [Tra04] und [Geb02] abgeschätzt. Hierbei handelt es sich um Formeln, die die wichtigsten Auslegungsparameter der jeweiligen Komponente berücksichtigen. Beispielsweise sind die Kosten eines Verdichters eine Funktion des geförderten Volumenstroms, des Druckverhältnisses und des Wirkungsgrades. Dadurch werden die Größe der Maschine, die Anzahl der Stufen sowie die Qualität der Turbomaschine berücksichtigt. Alle Formeln zur Bestimmung der Investitionskosten sowie eine Diskussion deren Anwendbarkeit für die durchgeführten Simulationen sind in Anhang A-XI aufgelistet.
Die Stromgestehungskosten setzen sich vereinfacht aus den Brennstoffkosten, den Kosten für CO_2-Zertifikate sowie den Kosten für das Bedienpersonal zusammen. Zur Abschätzung der Stromerlöse sowie der Brennstoff- und CO_2-Zertifikat-Kosten werden die Daten der Energieprognose der Bundesregierung für die kommenden Jahre entnommen [Bmw10]. Die Kosten für das Bedienpersonal werden einer internen Quelle des Instituts entnommen und werden vereinfacht als Funktion der erzeugten elektrischen Leistung angenommen. Alle Annahmen und Formeln sind in Anhang A-XI aufgelistet.
Bei der hier angewandten Kapitalwertmethode wird davon ausgegangen, dass die Investitionskosten am Anfang des Projektes getätigt werden. Gleichzeitig wird davon ausgegangen, dass die Rendite (Differenz aus laufenden Einnahmen und Ausgaben) immer geringer wird. Gründe hierfür sind beispielsweise die Inflation oder sich verschlechternde wirtschaftliche Randbedingungen. Dies wird im Annuitätenfaktor berücksichtigt, der eine Funktion des Kalkulationszinses ist. Als Kalkulationszins k sind in der Literatur unterschiedliche Werte zu finden. In [Wis08] werden investitionsarme Kraftwerksprozesse (k=5%) und investitionsreiche (k=10%) miteinander verglichen. Gasturbinenprozesse gehören generell zu investitionsarmen Kraftwerksprozessen. Da allerdings nicht sicher ist, wie viele Extrakosten durch Einbau eines Inversen Brayton Cycles entstehen, wird hier konservativ der Wert zu k=6% erhöht.
Durch Verwendung der Kapitalwertmethode können unterschiedliche Prozesse sehr einfach miteinander verglichen werden, da hier jeweils die Investition mit einer Anlage am Kapitalmarkt verglichen wird. Dies ist auch der Grund, warum diese Methode hier angewandt wird. Nachteilig an dieser Methode ist allerdings, dass der Kalkulationszinssatz und damit die Risiken der Investition nur schwer zu erfassen sind. So würde ein zu hoch angesetzter Zins die Investition zu negativ bewerten und ein zu niedrig angesetzter Zins könnte zu einer Fehlinvestition verleiten.

6.2 Betrachtung einer einfachen Gasturbine aus ökonomischer Sicht

Wie in Kapitel 2 dargestellt, gibt es für den gewählten Betrachtungsraum von $900°C<T_4<1700°C$ und $3<\pi_V<41$ einen thermodynamisch optimalen und einen maxi-

malen Auslegungspunkt. Der optimale liegt circa bei $T_{4,opt}$=1700°C und $\pi_{V,opt}$=41, der maximale bei $T_{4,max}$=1700°C und $\pi_{V,max}$=21, siehe Abbildung 10. Da in beiden Punkten allerdings eine sehr hohe Brennkammeraustrittstemperatur T_4 gewählt werden muss, kommen in beiden Kraftwerkskomponenten heißgasbeständige Materialien zum Einsatz, zusätzlich sind Beschichtungen sowie eine massive Kühlung notwendig. Daher sind hohe Kosten für die Brennkammer sowie für die Turbine zu erwarten. Geht man gleichzeitig von einem Axialverdichter aus, was bei großen stationären Gasturbinen meist der Fall ist, so ergeben sich unter Annahme eines mittleren Stufendruckverhältnisses von π_{mittel}=1,2 (siehe [Lec03]) Stufenzahlen von z_{opt}=21 bzw. z_{max}=17. Diese hohe Stufenzahl verteuert die Anschaffung des Verdichters. Daher kann davon ausgegangen werden, dass weder bei optimaler, noch bei maximaler Auslegung des Prozesses der ökonomisch sinnvollste Auslegungspunkt gefunden wird.

Dieser ökonomisch sinnvollste Punkt wiederum ist von den wirtschaftlichen Randbedingungen sowie vom Lastfall abhängig. Die wirtschaftlichen Randbedingungen werden durch das verwendete dynamische Investitionsmodell berücksichtigt. Eine Gasturbine kann theoretisch in Grund-, Mittel- oder Spitzenlast je nach Lastanforderung eingesetzt werden. Grundlastkraftwerke (vornehmlich Laufwasser-, Braunkohle- und Kernkraftwerke) laufen durchgehend. Der produzierte Strom dieser Grundlastkraftwerke wird wochen-, monats- oder jahresweise im Vorhinein an der Europäischen Strombörse EEX (engl.: **E**uropean **E**nergy E**x**change) verkauft. Dies geschieht am so genannten Terminmarkt. Am Spotmarkt werden Energiebezüge für den kommenden Tag gehandelt, hierzu steht jeweils die Strombedarfsprognose fest. Dieser Strombedarf schwankt stark mit der Jahres- und vor allem Tageszeit. In der Zeit zwischen 8 und 20 Uhr wird der über die Grundlast hinausgehende Bedarf als Mittellast bezeichnet. Dieser wird vornehmlich von Steinkohlekraftwerken sowie von kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken bereitgestellt. Zur Abdeckung von Spitzenlasten, die hierüber hinausgehen, sowie zur Bereitstellung von Regelleistung, werden Spitzenlastkraftwerke eingesetzt. Hierbei handelt es sich vornehmlich um Pumpspeicherkraftwerke sowie einfache Gasturbinen. An der Strombörse wird der Strom aus Mittel- und Spitzenlast mit dem Spitzenlastpreis vergütet, der höher ist als der Grundlastpreis, siehe hierzu Abbildung A-34 in Anhang XI. Bei starkem Strombedarf kann der Preis für Regel- oder Spitzenlast aber erheblich ansteigen. Daher kann eine Gasturbine trotz der hohen Brennstoffkosten und des relativ geringen Wirkungsgrades hier rentabel betrieben werden. Da diese Unwägbarkeiten jedoch nur schwer vorauszusehen sind, wird im Folgenden kein Spitzenlastkraftwerk untersucht. Der Fokus wird ausschließlich auf einen Einsatz als Mittellastkraftwerk (mit einer Stundenzahl von 4000h pro Jahr) gelegt.

Der Grund für die Aufteilung der verschiedenen Kraftwerkstypen auf die Lastfälle liegt zum einen in ihrer Regelbarkeit, zum anderen in den Brennstoffkosten [Uba11]. So sind beispielsweise Uran und Braunkohle wesentlich günstiger als Steinkohle und Erdgas. Speziell bei einer Gasturbine ohne kombinierten Dampfkraftprozess wird dies deutlich. Unter Vernachlässigung der Investitionskosten, der Kosten für die CO_2-Zertifikate und

der Personalkosten benötigt eine Gasturbine mit einer Leistung von 100 MW_{el} mindestens einen Gesamtwirkungsgrad von η_{ges}=40%, um über einen Betrachtungsraum von 20 Jahren als Mittellastkraftwerk rentabel arbeiten zu können, was im Folgenden dargestellt wird. In Abbildung 65 sind die Stromerlöse pro Volllaststunde einer Gasturbine mit einer elektrischen Leistung von P_{el}=100MW für Grund- und Mittellast über den angenommenen 20 Betriebsjahren dargestellt. Neben diesen Einnahmen sind die Brennstoffkosten dargestellt für diese Gasturbine in Abhängigkeit des Wirkungsgrades. Bei einer Gasturbine (P_{el}=100MW) mit η_{ges}=30% fallen die Brennstoffkosten im gesamten Zeitraum größer aus als die möglichen Einnahmen. Ab einem Wirkungsgrad von η_{ges}=40% fallen die Brennstoffkosten geringer aus als die dadurch erzielbaren Mittellast-Einnahmen. Daher wäre diese Gasturbine (unter Vernachlässigung der Investitionskosten, der Kosten für die CO_2-Zertifikate und der Personalkosten) über 20 Jahre rentabel.

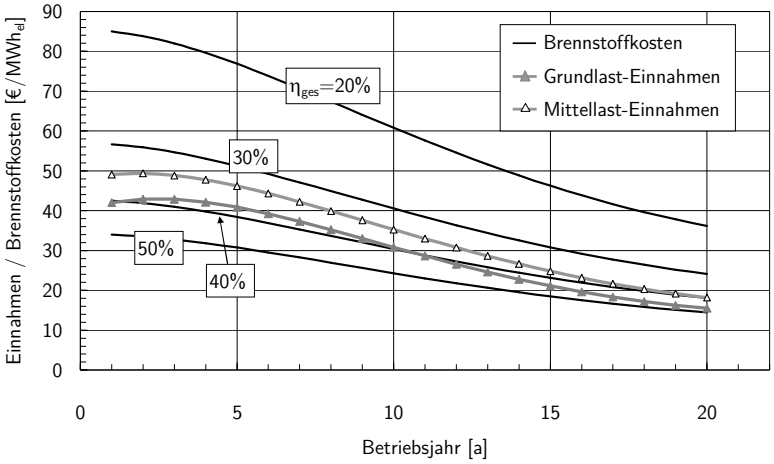


Abbildung 65: Verlauf der Einnahmen in Grund- und Mittellast sowie der Brennstoffkosten (für unterschiedlicher Wirkungsgrade) einer einfachen Gasturbine pro Volllaststunde über den Betriebsjahren bei einer Leistung von P_{el}=100MW

Der in dieser Arbeit verwendete Vergleichspunkt weist lediglich einen Wirkungsgrad von 38,12% auf. Im gesamten Betrachtungsraum sind aber höhere Wirkungsgrade von bis zu 43% erzielbar, siehe Abbildung 8, allerdings bei hohen Druckverhältnissen und Brennkammeraustrittstemperaturen. Dies wiederum führt zu hohen Investitionskosten. Die Investitionskosten einer einfachen Gasturbine mit einem Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s, die mit den Formeln (A.10) bis (A.13) aus Anhang A-XI abgeschätzt werden, verhalten sich wie in folgender Abbildung 66:

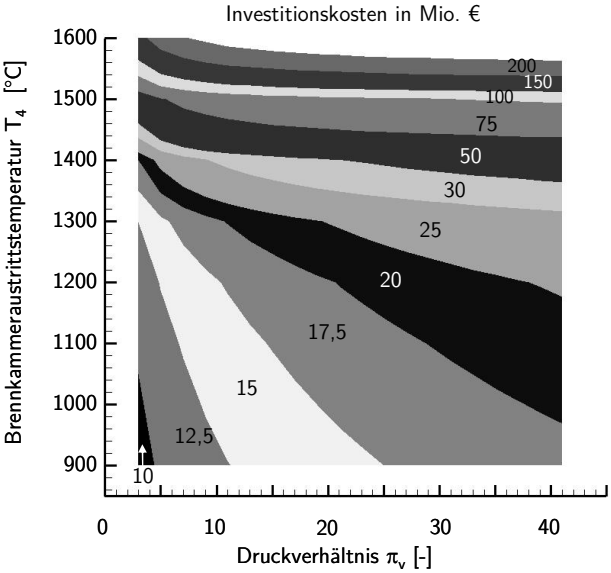


Abbildung 66: Investitionskosten einer einfachen Gasturbine bei Variation von Brennkammertemperatur und Druckverhältnis

Hierbei ist zu erkennen, dass ab einer Temperatur von circa T_4=1400°C die Investitionskosten vornehmlich eine Funktion der gewählten Brennkammeraustrittstemperatur sind. Der Einfluss des gewählten Druckverhältnisses π_V ist hier wesentlich geringer. Gasturbinen mit einer Brennkammertemperatur T_4>1500°C werden unverhältnismäßig teuer. Über 1600°C ist dies in der gewählten Skala nicht mehr gut darstellbar. Grund hierfür ist der Einfluss der Formel zur Berechnung der Kosten für Brennkammer und Turbine. Der Temperatureinfluss geht hier exponentiell ein, weswegen die Ergebnisse über 1500°C unrealistisch werden. Diese Formeln stellen laut Nachfrage bei einem der Autoren aus [Tra04] den technologischen Stand von 2004 dar und müssten für 2011 aktualisiert werden. Da dies aber aus Mangel an Informationen nicht durchgeführt werden kann, wird im Folgenden die Brennkammertemperatur auf 1500°C limitiert.
In folgender Abbildung 67 ist der Kapitalwert einer einfachen Gasturbine als Variation von Druckverhältnis π_V und Brennkammeraustrittstemperatur T_4 für den Einsatzfall in Mittellast dargestellt.

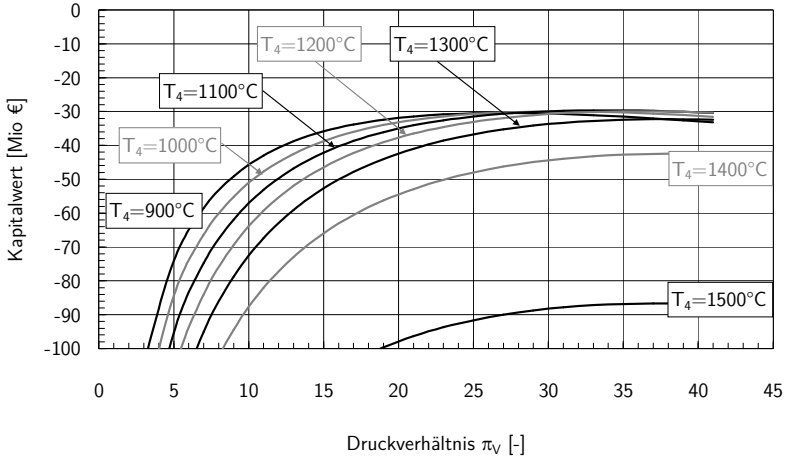


Abbildung 67: Kapitalwert einer einfachen Gasturbine (im Mittellastbetrieb) für eine Variation der Brennkammeraustrittstemperatur und des Druckverhältnisses für einen geförderten Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

Es ist zu erkennen, dass bei keiner Kombination aus Druckverhältnis und Brennkammertemperatur ein positiver Kapitalwert erzielt werden kann. Von einem Einsatz einer einfachen Gasturbine als Mittellastkraftwerk ist somit abzuraten. Grund hierfür sind die sehr hohen Brennstoffkosten bei einem vergleichsweise geringen Wirkungsgrad. Dies ist auch der Grund, warum einfache Gasturbinen in der Praxis als Mittel- oder Grundlastkraftwerk keine Anwendung finden.
Der Kapitalwert ist auch eine Funktion des geförderten Massenstroms, der sich in der Größe der Maschine äußert. Dies ist in Abbildung A-37 in Anhang XII dargestellt, in der für eine Brennkammertemperatur von T_4 =1300°C der Kapitalwert für variierende Massenströme dargestellt ist. Unter den hier angenommenen Brennstoffpreisen und Stromerlösen ist der Kapitalwert umso geringer, je größer die Maschine ist. Grund hierfür sind die Investitionskosten der Maschine, die mit dem Massenstrom ansteigen.
Im Folgenden wird für die in Kapitel 3 untersuchten Prozesse der Kapitelwert für eine Anwendung als Mittellastkraftwerk ermittelt.

6.3 Vergleich der betrachteten Optimierungsansätze

Damit die untersuchten Gasturbinenprozesse ökonomisch sinnvoll sind, muss der ermittelte Kapitalwert positiv ausfallen. Bei 10 der untersuchten 12 Prozesse aus Kapitel 3

ergibt sich für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s ein negativer Kapitalwert. Bei einer zwischengekühlten rekupierten Gasturbine mit kombiniertem IBC („Zk+Rek+IBC“) sowie bei der Variante mit zwischengekühltem IBC („Zk+Rek+IBCzk“) hingegen stellt sich ein positiver Kapitalwert ein. Alle Ergebnisse sind in den Abbildungen A-38 bis A49 in Anhang A-XII dargestellt. Stellvertretend hierfür ist der Kapitalwert für eine Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C als Funktion des Druckverhältnisses für alle 12 Varianten in Abbildung 68 dargestellt. Bei allen Varianten werden die freien Parameter mit dem Ziel eines maximalen Kapitalwertes gewählt für eine gegebene Kombination aus Druckverhältnis π_V und Brennkammeraustrittstemperatur T_4. Hierbei sind im linken Diagramm die Ergebnisse des einfachen und des rekuperierten Gasturbinenprozesses ohne IBC, mit IBC sowie zwischengekühltem IBC dargestellt, im rechten Diagramm die Ergebnisse aller drei Varianten einer zwischengekühlten sowie einer zwischengekühlten rekuperierten Gasturbine.

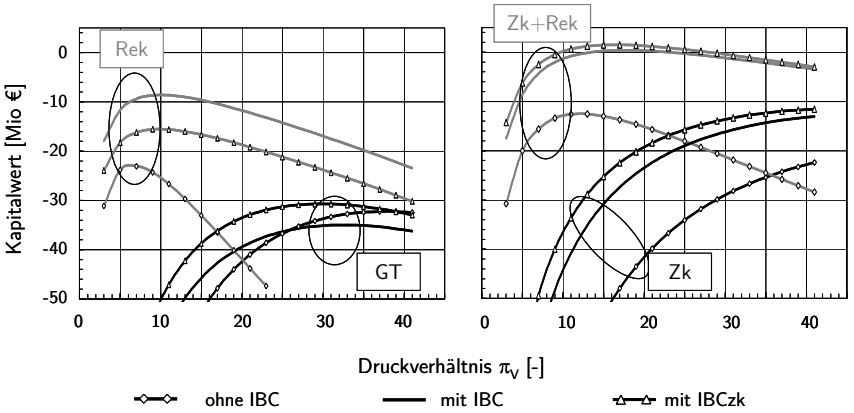


Abbildung 68: Vergleich des Kapitalwertes der simulierten Prozesse für eine Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C

Bei den Prozessen mit positivem Kapitalwert wird durch die Zwischenkühlung im Verdichter viel Verdichterleistung eingespart. Die steigende Generatorleistung erhöht die Stromerlöse. Durch die Rekuperation wird weniger Brennstoff benötigt, wodurch die Brennstoffkosten sinken. Die im Abgas verbliebene Wärme wird im Inversen Brayton Cycle verwendet, um die Generatorleistung weiter zu steigern. Somit ist die Rendite dieser Variante die höchste aller untersuchten Varianten.
Wie in Kapitel 3.5 dargestellt, ist die Leistung der Variante „Zk+Rek+IBCzk“ (Variante mit bestem Wirkungsgrad) geringer als die der Variante „ZK+IBCzk“ (maximale Leistung). Somit sind hier die erzielbaren Stromerlöse geringer. Allerdings werden durch die Rekuperation die Brennstoffkosten gesenkt, gleichzeitig sinken auch die Kosten für die CO_2-Zertifikate. Dadurch ist die Rendite der Variante „Zk+Rek+IBCzk“

höher als bei „Zk+IBCzk“. Neben diesen beiden Effekten ergeben sich auch noch Auswirkungen auf die Investitionskosten der beiden verglichenen Prozesse. Die zusätzlich anfallenden Kosten des Rekuperators werden durch geringere Kosten im IBC mehr als ausgeglichen, wie im Folgenden gezeigt wird: Durch die Rekuperation sinkt die Eintrittstemperatur in die Niederdruckturbine, siehe hierzu auch Abbildung 69. Somit sinkt der mittlere Term in Formel (A.12), der den Einfluss der Temperatur auf die Kosten widerspiegelt. Dieser Einfluss ist allerdings wesentlich geringer als der Einfluss der Eintrittstemperatur in die Niederdruckturbine auf den zu wählenden Unterdruck am Austritt aus der Niederdruckturbine. Durch die niedrigere Eintrittstemperatur sinken auch die Eintrittsenthalpie und damit auch die Eintrittsentropie. Bei einer niedrigeren Eintrittsentropie ist die Divergenz der Isobaren im T-s-Diagramm geringer ausgeprägt. Somit ist hier ein höherer Unterdruck p_{5a} zu wählen. Dies wirkt sich auf das Druckverhältnis der Turbine und damit auf die Kosten aus. Zusätzlich sinkt durch den höheren Austrittsdruck aus der Turbine der Volumenstrom, wodurch die Kosten der Turbine ebenfalls sinken. Durch diesen höheren Unterdruck fallen auch die Kosten des IBC-Verdichters geringer in der Variante „Zk+Rek+IBCzk“ als bei „Zk+IBCzk“ aus.

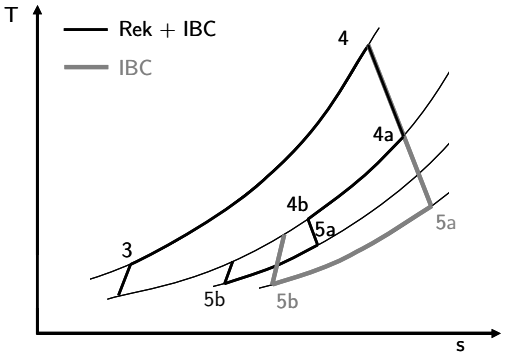


Abbildung 69: Schematischer Verlauf der Prozesse "Rek+IBC" sowie "IBC" im T-s-Diagramm

Der wirtschaftlich sinnvollste Auslegungspunkt liegt bei einem Druckverhältnis von π_V=17 bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1400°C in der Variante „Zk+Rek+IBCzk“. Dies ist bei einer wesentlich geringeren Temperatur als der thermodynamisch optimale und maximale Auslegungspunkt. Der hier gewählte Unterdruck hinter der Niederdruckturbine liegt bei $p_{5a,wirt}$=0,569 bar auf einem wesentlich höheren Niveau als bei der thermodynamisch optimalen ($p_{5a,opt}$=0,326 bar) und maximalen ($p_{5a,max}$=0,163 bar) Auslegung (jeweils bei π_V=17 und T_4=1400°C). Dadurch ergeben sich zwar Einbußen in Bezug auf den erreichbaren Wirkungsgrad und die erzielbare Leistung, allerdings sind die Investitionskosten der Gasturbine wesentlich geringer. Der

maximale Kapitalwert der untersuchten Prozesse liegt in diesem Punkt bei 2,6 Millionen €.
In der Literatur werden nur wenige Ansätze verfolgt, um das ökonomische Einsatzpotential eines IBC abzuschätzen. In [Bia01] wird für eine kombinierte Bereitstellung von Strom und Wärme eine einfache Gasturbine mit einer mit einem IBC kombinierten verglichen. Hierbei werden jedoch keine Formeln zur Abschätzung der Investitionskosten verwendet. Es wird evaluiert, welchen Prozentsatz der Gasturbinenkosten ein zusätzlicher IBC kosten darf, um die mit einem IBC kombinierte Gasturbine ökonomisch sinnvoll zu betreiben. In [Bia05a] wird eine sehr einfache Kostenfunktion für die Turbomaschinen des IBC angegeben. Da jedoch keine Herleitung dieser Funktion aufgeführt ist, kann diese Formel hier nicht angewendet werden.

Die in diesem Kapitel durchgeführten Simulationen haben nur einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich, da die Formeln zur Abschätzung der Investitionskosten von einfachen Gasturbinen übernommen werden. Unter diesen Annahmen kann aber das Potential der verschiedenen konstruktiven Optimierungsmaßnahmen aufgezeigt werden. Werden alle drei Ansätze Zwischenkühlung, Rekuperation und Inverser Brayton Cycle miteinander kombiniert, so ergibt sich ein positiver Kapitalwert für den Einsatz als Mittellastkraftwerk.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die exergetische Untersuchung eines einfachen Gasturbinenprozesses zeigt, dass die Hauptverluste im Abgas und der Brennkammer stecken. Gleichzeitig ist ein Großteil der generierten Wellenleistung notwendig, um den Verdichter anzutreiben. An diesen drei Stellen setzen die untersuchten konstruktiven Optimierungsmaßnahmen Zwischenkühlung, Rekuperation und Inverser Brayton Cycle an, die in dieser Arbeit untersucht werden. Durch die Zwischenkühlung wird die notwendige Verdichterleistung gesenkt, wodurch die Leistung der Gasturbine erhöht wird. Da gleichzeitig aber auch die notwendige Brennstoffmenge steigt, geht dies nicht automatisch mit einem Anstieg des Wirkungsgrades einher. Das Verhalten des Wirkungsgrades ist abhängig vom Druckverhältnis des Prozesses sowie dem gewählten Druckniveau der Zwischenkühlung. Durch Rekuperation werden zum einen der Abgasverlust und zum anderen der Verlust in der Brennkammer gesenkt, da die verdichtete Luft heißer in die Brennkammer eintritt. Gleichzeitig wird somit die notwendige Brennstoffmenge reduziert. Dadurch steigt der Wirkungsgrad des Prozesses, wohingegen die Leistung aufgrund der Druckverluste im Rekuperator sinkt. Durch die Kombination einer Gasturbine mit einem Inversen Brayton Cycle wird die im Abgas verbliebene Exergie genutzt, um die Wellenleistung zu erhöhen. Dadurch reduziert sich der Abgasverlust. Da die Brennstoffmenge unbeeinflusst davon ist, steigt auch der Wirkungsgrad des Prozesses an.

Eine Kombination mehrerer Optimierungsmaßnahmen führt zu einem Anstieg von Wirkungsgrad und Leistung. Da hierbei einige Parameter frei zu wählen sind, wie das Druckverhältnis der Zwischenkühlung beispielsweise, kann aus thermodynamischer Sicht für eine gegebene Kombination aus Verdichterdruckverhältnis π_V und Brennkammeraustrittstemperatur T_4 ein Auslegungspunkt gewählt werden, sodass ein optimaler Wirkungsgrad oder eine maximale Leistung erzielt wird. Im Vergleich zu einer einfachen Gasturbine kann im gewählten Vergleichspunkt (π_V=17 und T_4=1300°C) der Wirkungsgrad bei optimaler Auslegung einer zwischengekühlten, rekuperierten Gasturbine mit zwischengekühltem IBC von 38,1% auf 52,1% gesteigert werden. Alternativ kann die Leistung auf 144% der einfachen Gasturbine durch Wahl der freien Parameter mit dem Ziel einer maximalen Leistung erhöht werden.

Der ökonomisch sinnvollste Auslegungspunkt einer Gasturbine unterscheidet sich allerdings vom optimalen bzw. maximalen Auslegungspunkt. Durch einen hohen Wirkungsgrad können die Brennstoffkosten reduziert werden. Durch eine hohe Leistung steigen die Stromerlöse. Daher wäre eigentlich eine möglichst effektive Gasturbine mit viel Leistung ökonomisch am sinnvollsten. Eine hohe Leistung und einer hoher Wirkungsgrad können aber bei einer einfachen Gasturbine nur bei hohen Brennkammeraustrittstemperaturen erreicht werden. Dadurch steigen jedoch die Kosten für die Brennkammer

und die Turbine stark an, da mit steigender Temperatur mehr Aufwand getrieben werden muss, um die hohen thermischen Belastungen zu reduzieren. Alternativ können der Wirkungsgrad und die Leistung durch eine konstruktive Umgestaltung optimiert werden, zum Beispiel durch den Einsatz einer Zwischenkühlung sowie eines Rekuperators. Dies wiederum bedeutet erhöhte Investitionskosten. Daher ist ein Auslegungspunkt zu wählen, bei dem einerseits die Rendite möglichst hoch ist, andererseits sich die Investitionskosten in Grenzen halten. Die Kombination eines IBC mit einer einfachen Gasturbine ist für den Mittellastbetrieb ökonomisch nicht sinnvoll. Die aufgrund der sinkenden Brennstoffkosten und höheren Stromerlöse steigende Rendite gehen einher mit erhöhten Investitionskosten. Bei Kombination aller hier untersuchten konstruktiven Optimierungsmaßnahmen hingegen ergibt sich im verwendeten Kostenmodell ein positiver Kapitalwert. Somit stellt sich hier eine ökonomische Einsatzmöglichkeit ein. Da die in diesem Modell verwendeten Formeln nur einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich besitzen, kann hier ein Ansatzpunkt für zukünftige Arbeiten identifiziert werden. Es sollten detaillierte Formeln zur Abschätzung der Kosten evaluiert werden. Speziell bei der Turbine ist es wichtig, Ein- und Austrittdruck vorgeben zu können, um somit bei Prozessen mit einem IBC und einem Rekuperator die Kosten konkreter abschätzen zu können.

Eine weitere Einsatzmöglichkeit eines IBC liegt im so genannten Inselbetrieb einer Gasturbine. Hierbei wird die Gasturbine zur Abdeckung eines Strombedarfes in einem abgegrenzten Bereich verwendet, zum Beispiel in einem Chemiepark. Da dieser Strombedarf nicht kontinuierlich gleich ist, muss die Gasturbine häufig in Teillast betrieben werden. Bei der Simulation einer Gasturbine mit kombiniertem IBC in Teillast stellt sich heraus, dass die einfache Gasturbine der mit einem IBC kombinierten in einem großen Teillastbereich unterlegen ist. Daher ist aus energetischer Sicht der Einsatz einer Gasturbine mit kombiniertem IBC denkbar. Bei den hier durchgeführten Teillastuntersuchungen wird die einfache Gasturbine ein- und zweiwellig simuliert mit den gängigen Regelungsmöglichkeiten der reinen Brennstoffregelung, der Leitschaufelverstellung und der Anpassung der Drehzahl durch eine elektrische Vorgabe. Dieselben Regelungsmöglichkeiten werden auch bei der Gasturbine mit kombiniertem IBC untersucht, wobei diese zusätzlich auch als dreiwellige Anordnung betrachtet wird. Hierbei liegt der Schwerpunkt einerseits auf dem Betriebsverhalten der Gasturbine, andererseits wird evaluiert, welcher Teillastwirkungsgrad für die unterschiedlichen Regelungsmöglichkeiten erzielbar ist. An dieser Stelle ergeben sich zwei Ansatzpunkte für zukünftige Untersuchungen. Zum einen können auch die anderen untersuchten Prozessvarianten in Teillast simuliert werden. Aufbauend auf den hieraus resultierenden Wirkungsgraden kann dann zum anderen die Wirtschaftlichkeit dieser Prozesse für den Inselbetrieb abgeschätzt werden.

Weitere ökonomische Untersuchungen sind zukünftig durchzuführen für die anderen in dieser Arbeit untersuchten thermodynamischen Einsatzmöglichkeiten eines Inversen Brayton Cycles. Eine Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung des Druckluftspeicherkraftwerks Huntorf kann zukünftig interessant werden, sollte die Reserveleistung für die Windkraft weiterhin ausgebaut werden. Diese Optimierung kann durch beide untersuchten Varianten „Add-on“ und „Retrofit“ erreicht werden.
Sollten in Zukunft verstärkt Gasturbinen mit Dampfeindüsung auf den Markt kommen, so ist auch hier eine Kombination mit einem Inversen Brayton Cycle energetisch sinnvoll, da durch den Einbau eines IBC Wirkungsgrad und Leistung gesteigert werden können.
Als reine Abwärmenutzung, zum Beispiel in einem verfahrenstechnischen Prozess, bietet sich der Inverse Brayton Cycle für Gase ab 300°C an. Hierbei ist allerdings festzustellen, dass der IBC einem Dampfkraftprozess energetisch unterlegen ist. Da allerdings von geringeren Investitionskosten für einen IBC als für einen Dampfkraftprozess auszugehen ist, kann eine ökonomische Untersuchung abhängig von der Volllaststundenzahl diese Tendenz umdrehen.
Die durchgeführten Teillastsimulationen zeigen das quasistationäre Betriebsverhalten der Gasturbine. Zusätzlich ist es allerdings auch wichtig, das dynamische Verhalten der Gasturbine zu untersuchen. Dies betrifft nicht nur plötzliche Laständerungen, sondern vor allem das Hochfahren der Gasturbine. Hierzu wurden bisher keine Untersuchungen veröffentlicht. Stark vereinfacht kann das Hochfahren einer einfachen Gasturbine wie folgt beschrieben werden: Bei einer einwelligen Gasturbine wird der Generator beim Hochfahren im Motorbetrieb gefahren. Alternativ beschleunigt ein zusätzlicher Motor die Gasturbine auf eine gewisse Drehzahl. Im Anschluss wird in der Brennkammer gezündet. Die weitere Beschleunigung erfolgt durch Steigerung der Brennstoffzugabe. Dieses Hochfahrkonzept kann nicht einfach bei einer Gasturbine mit kombinierten IBC übernommen werden. Hierbei ist beispielsweise zu untersuchen, ob vor Hochfahren der Gasturbine ein künstlicher Unterdruck im IBC geschaffen werden muss. Des Weiteren sind in dieser Untersuchung die maximal zulässigen Aufheizgeschwindigkeiten der Wärmeübertrager zu berücksichtigen.

Die größte Herausforderung für eine zukünftige Umsetzung einer Gasturbine mit kombiniertem IBC liegt in der Größe der Turbomaschinen. Durch eine Entspannung des Abgases auf ein geringeres Druckniveau steigt das spezifische Volumen des Abgases stark an. Folglich steigt auch der Durchmesser der letzten Turbinen- bzw. ersten IBC-Verdichterstufen an. Hier ist zu untersuchen, bis zu welchem Durchmesser bei großen Anlagen die Turbomaschinen ausgelegt werden können. Alternativ bietet sich an, dass IBC-Turbine und IBC-Verdichter auf einer langsamer drehenden Welle positioniert werden, um somit die Lasten infolge der Fliehkraft zu senken. Diese Welle wird dann drehzahlvariabel gemäß der dreiwelligen Ausführung aus Kapitel 5 betrieben oder sie

treibt einen separaten Generator an. Eine weitere konstruktive Turbinenvariante kann vom Dampfkraftprozess übernommen werden. Die IBC-Turbine kann mehrflutig ausgelegt werden. In einem modernen Dampfkraftprozess gibt es eine Hochdruckturbine, eine zweiflutige Mitteldruckturbine und zwei zweiflutige Niederdruckturbine [Rkw04]. Durch diese Aufteilung können die Turbinen auf einer Welle platziert und somit die Außendurchmesser reduziert werden. Eine ähnliche Anordnung ist auch bei einer Gasturbine mit kombiniertem IBC denkbar.

In der Literatur wird der Inverse Brayton Cycle häufig als konstruktive Optimierungsmaßnahme einer einfachen Gasturbine genannt. Bisher wurde allerdings keine Umsetzung einer solchen Gasturbine in der Praxis durchgeführt. Die in dieser Arbeit untersuchten konstruktiven Optimierungsmaßnahmen heben neben dem energetischen auch das wirtschaftliche Potential eines Inversen Brayton Cycles hervor. Die Kombination einer Gasturbine mit einem Inversen Brayton Cycle stellt somit eine alternative Kraftwerksform für die Zukunft dar.

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

A	Stromgestehungskosten / Fläche
a	umgesetzte Arbeit / Annuitätenfaktor
AHDE	Abhitzedampferzeuger
a_{Le}	Konstante zur Berechnung des Massenstroms bei Leitschaufelverstellung
ALP	Auslegungspunkt
b_{Le}	Konstante zur Berechnung des Druckverhältnisses bei Leitschaufelverstellung
c	Absolutgeschwindigkeit
c_p	spez. Wärmekapazität
c_{Le}	Konstante zur Berechnung des isentropen Wirkungsgrades bei Leitschaufelverstellung
Δs_{irr}	irreversible Entropieproduktion
ΔE_V	Exergieverluststrom
ΔEBW	temperatur- und druckabhängiger Korrekturterm des exergetischen Brennwertes
$\Delta E_{V,BK}$	Exergieverlust im adiabaten Brennraum
$\Delta E_{V,\Delta p,B}$	Exergieverlust durch Druckverlust des Brennstoffes
$\Delta E_{V,\Delta p,L}$	Exergieverlust durch Druckverlust der Luft
$\Delta E_{V,Misch}$	Exergieverlust durch Mischung hinter dem Brennraum
$\Delta E_{V,WÜ}$	Exergieverlust durch Wärmeübertragung
EEX	Europäische Strombörse (engl.: **E**uropean **E**nergy E**x**change)
DKP	Dampfkraftprozess
$\Delta T_{Rek,lim}$	minimale Temperaturdifferenz des Rekuperators
E	Exergiestrom / Stromerlöse
Δe_V	Exergieverlust
EBW0	exergetischer Brennwert bei Verbrennung unter Umgebungsbedingungen
GT	einfacher Gasturbinenprozess (ohne konstruktive Optimierungsmaßnahme)
h	Enthalpie
HDT	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckverdichter
H_U	unterer Heizwert

I	Investitionskosten
IBC	Inverser Brayton Cycle / einfacher Gasturbinenprozess mit gekoppeltem IBC
IBCzk	einfacher Gasturbinenprozess mit gekoppeltem zwischengekühlten IBC
k	Kalkulationszins / Wärmeübergangskoeffizient
K_0	Kapitalwert
Le-Verstellung	Verstellung der Leitschaufeln
$\dot{m}$	Massenstrom
N	Drehzahl
N-Anpassung	Anpassung der Drehzahl
NDT	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckverdichter
NLT	Nutzleistungsturbine
p	Druck
P	Leistung
q_{max}	maximale übertragbare Wärmemenge in einem AHDE
q_{trans}	übertragene Wärmemenge in einem AHDE
R	spez. Gaskonstante
Rek	rekuperierter Gasturbinenprozess
Rek + IBC	rekuperierter Gasturbinenprozess mit gekoppeltem IBC
Rek + IBCzk	rekuperierter Gasturbinenprozess mit gekoppeltem zwischengekühlten IBC
s	Entropie
STIG	Gasturbine mit Dampfeindüsung (engl.: **St**eam **I**njected **G**as Turbine)
T	Temperatur
TFP	reduzierter Turbinenmassenstrom (engl.: **T**urbine **F**low **P**arameter)
TIT	Mischtemperatur am Turbineneintritt (nach DIN ISO 2314); engl.: **T**urbine **I**nlet **T**emperature
T_{Metall}	maximal zulässige Metalltemperatur
T_x	Temperatur am Eintritt in den adiabaten Brennraum (gemäß Abb. 2)
V	Volumen
y	Molanteil eines Stoffgemisches
z	Zwischenkühlexponent / Stufenzahl
Zk	einfacher Gasturbinenprozess mit Zwischenkühlung
Zk + IBC	zwischengekühlter Gasturbinenprozess mit gekoppeltem IBC

Zk + IBCzk	zwischengekühlter Gasturbinenprozess mit gekoppeltem zwischengekühlten IBC
Zk + Rek	rekuperierter Gasturbinenprozess mit Zwischenkühlung
Zk + Rek + IBC	zwischengekühlter, rekuperierter Gasturbinenprozess mit gekoppeltem IBC
Zk + Rek + IBCzk	zwischengekühlter, rekuperierter Gasturbinenprozess mit gekoppeltem zwischengekühlten IBC

Griechische Symbole

α	Leitschaufelwinkel
ε	Kühleffektivität
Φ	Betriebscharakteristik eines Wärmeübertragers
η	Wirkungsgrad
η_{AK}	Energieausnutzungsgrad der Abgaswärme
η_{DT}	Dampfprozesswirkungsgrad
η_{WD}	Wirkungsgrad des Wasserdampfkreislaufes
κ	Isentropenexponent
λ	Luftverhältnis
π	Druckverhältnis
υ	Polytropenverhältnis / Dichte eines Stoffgemisches
Ω	Ausbrandgrad der Brennkammer
ξ	Massenanteil eines Stoffgemisches / exergetischer Wirkungsgrad

Indizes

0	Umgebung / Auslegung
2-wellig	bei der zweiwelligen Gasturbine
Abgas	Abgas
alt	Wert vor Korrektur durch Leitschaufelformel
B	Brennstoff
ch	chemisch
cr	kritisch
el	elektrisch
gen	Generator
ges	gesamt
HDT	Hochdruckturbine

HDV	Hochdruckverdichter
IC	Zwischenkühler (engl.: **I**nter**c**ooler)
ideal	bei Rückkühlung im Zwischenkühler auf Umgebungstemperatur
ideel	ideeller (polytroper Wirkungsgrad)
in	am Eintritt
Kühler	Kühler
L	Luft
lim	limitiert
max	bei maximaler Auslegung
mech	mechanisch
mittel	mittleres
Motor	Motor
NDT	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckverdichter
neu	Wert nach Korrektur durch Leitschaufelformel
NLT	Nutzleistungsturbine
opt	bei optimaler Auslegung
p	polytrop
phy	physikalisch
real	bei Rückkühlung im Zwischenkühler (konservative Annahme)
red	reduziert
rel	relativ
ref	Referenzwert
Rek	Rekuperator
RG	Rauchgas
s	isentrop
stöch	Zustand nach Verbrennung unter stöchiometrischen Bedingungen
SW	Speisewasser
T / Turb	Turbine
th	thermisch
theo	theoretisch
U	Umgebung / Unter-
Überschuss	Überschussluft in Brennkammer, die um den adiabaten Brennraum herum geleitet wird (gemäß Abb. 2)
V / Verd	Verdichter
wirt	wirtschaftlich / ökonomisch sinnvoll
WÜ	Wärmeübertrager

Literaturverzeichnis

[Aga97] Agazzani, A.; Massardo, A.F.: „A Tool for Thermoeconomic Analysis and Optimization of Gas, Steam, and Combined Plants“ in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 119 Part A: Journal of Power and Energy*, 1997

[Agn03] Agnew, B. et al.: „Simulation of combined Brayton and inverse Brayton cycles“ in *Applied Thermal Engineering 23*, 2003

[Ahr77] Ahrendts, J.: „Die Exergie chemisch reaktionsfähiger Systeme“, *VDI - Forschungsheft 579*, 1977

[Ala04] Alabdoadaim, M. A. et al.: „Examination of the performance envelope of combined Rankine, Brayton and two parallel inverse Brayton cycles“ in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 218 Part A: Journal of Power and Energy*, 2004

[Ala06a] Alabdoadaim, M. A. et al.: „Performance Analysis of combined Brayton and inverse Brayton cycles and development configurations“ in *Applied Thermal Engineering 26*, 2006

[Ala06b] Alabdoadaim, M. A. et al.: „Examination of the Performance of an unconventional combination of Rankine, Brayton and inverse Brayton cycles“ in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 220 Part A: Journal of Power and Energy*, 2006

[Aus02] Ausmeier, S.: „Innovative Gasturbinen-Prozesse zur Steigerung von Wirkungsgrad und Wirtschaftlichkeit“, Dissertation an der Uni Essen, 2002

[Bae63] Baehr, H.D.; Schmidt, E.F.: „Definition und Berechnung von Brennstoffexergien“ in *Brennstoff, Wärme, Kraft 15, Heft 8*, 1963

[Bae68a] Baehr, H.D.: „Der exergetische Wirkungsgrad von Brennkammern in Gasturbinenanlagen“ in *Brennstoff, Wärme, Kraft 20, Heft 7*, 1968

[Bae68b] Baehr, H.D.: „Zur Definition exergetischer Wirkungsgrade“ in *Brennstoff, Wärme, Kraft 20, Heft 5*, 1968

[Bej96] Bejan, A. et al.: „Thermal Design and Optimization“, Wiley-Interscience, 1995

[Bha04] Bhargave et al.: „Thermo-Economic Analysis of an Intercooled, Reheat and Recuperated Gas Turbine for Cogeneration Applications–Part I: Base Load Operation“ in *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 124*, 2002

[Bia01] Bianchi, M. et al.: „Thermo-Economic Optimization of a Cogeneration Plant with Below Ambient Pressure Discharge Gas Turbine“, *ASME Paper 2001-GT-0209*, 2001

[Bia02] Bianchi, M. et al.: „Inverted Brayton Cycle Employment for Low-Temperature Cogenerative Applications“ in *Transactions of the ASME Vol. 124*, 2002

[Bia05a] Bianchi, M. et al.: „Micro Gas Turbine Repowering With Inverted Brayton Cycle“, *ASME Paper GT2005-68550*, 2005

[Bia05b] Bianchi, M. et al.: „A Feasibility Study of Inverted Brayton Cycle for Gas Turbine Repowering“ in *Transactions of the ASME Vol. 127*, 2005

[Bia05c] Bianchi, M. et al.: „Cogenerative Below Ambient Gas Turbine (BAGT) Performance With Variable Thermal Power“ in *Transactions of the ASME Vol. 127*, 2005

[Bit02] Bitterlich, W. et al.: „Gasturbinen und Gasturbinenanlagen, Darstellung und Berechnung“, Teubner Verlag, 2002

[Bmw10] „Energiekosten in Deutschland - Entwicklung, Ursachen und internationaler Vergleich“, Endbericht für das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, 2010

[Boh84] Bohn, T. et. al.: „Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke“, *Handbuchreihe Energie, Band 7*, Technischer Verlag Resch, 1984

[Bol08] Bolland, O.: „Thermal power generation“, Department of Energy and Process Engineering - NTNU, 2008

[Bos98] Bosnjakovic, F.; Knoche, K.: „Technische Thermodynamik“, Steinkopf Verlag, 1998

[Buc03] Bucher, J. et al.: „The Development of a Lean-Premixed Trapped Vortex Combustor“, *ASME Paper GT-2003-38236*, 2003

[Can06] Canière, H. et al.: „Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines“ in *Applied Thermal Engineering 26*, 2006

[Cas85] Casey, M.V.: „The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages“ in *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 107*, 1985

[Cor92] Correa, S. M.: „A Review of NOx Formation under Gas-Turbine Combustion Conditions“ in *Combustion Science and Technology Vol. 87*, 1992

[Cro96] Croonenbrock, H.: „Abhitzedampferzeuger für Gasturbinen moderner Kraftwerksprozesse“ in *VGB Kraftwerkstechnik 76, Heft 2*, 1996

[Cro01] Crotogino, F. et al.: „Huntorf CAES: More than 20 Years of Successful Operation“, *SMTI spring Meeting*, 2001

[Cro02] Crotogino, F.: „Druckluftspeicher-Gasturbinen-Kraftwerke – Geplanter Einsatz beim Ausgleich fluktuierender Windenergie-Produktion und aktuellem Strombedarf“, Kasseler Symposium Energie-Systemtechnik, 2002

[Dbu11a] Deutscher Bundestag 17. Wahlperiode, Drucksache 17/6246 vom 22.06.2011; Gesetzentwurf der Bundesregierung: „Entwurf eines Dreizehnten Gesetzes zur Änderung des Atomgesetzes“

[Dbu11b] Deutscher Bundestag 17. Wahlperiode, Drucksache 17/6071 vom 06.06.2011; Gesetzentwurf der Fraktionen der CDU/CSU und FDP: „Entwurf eines Gesetzes zur Neuregelung des Rechtsrahmens für die Förderung der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien“

[Els62] Elsner, N.; Köhler, K.: „Thermodynamische Untersuchungen zum Dampfkraftprozess mit Hilfe von Kreisprozesscharakteristiken“, Akademie Verlag, 1962

[Els83[El-Sayed, Y.; Tribus, M.: „Strategic Use of Thermoeconomics for System Improvement“ in *Efficiency and Costing: Second Law Analysis of Processes*, 1983

[Fra03] Franke, U.: „Zur exergetischen Systematik von Brennstoffen“, VDI-Thermodynamikkolloquium Vortrag, 2003

[Fra86] Fratzscher, W. et. al.: „Exergie - Theorie und Anwendung“ , VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1986

[Fra92] Frangopulus, C.A.: „Comparison of Thermoeconomic and Thermodynamic Optimal Designs of a Combined-Cycle Plant“ in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 144 Part A: Journal of Power and Energy*, 1992

[Fro97] Frost, T.H. et al.: „A hybrid gas turbine cycle (Brayton/Ericsson): an alternative to conventional combined gas and steam turbine power plant“ in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 211 Part A: Journal of Power and Energy*, 1997

[Fro03] Frost, T.H. et al.: „Optimization of an air-cooled hybrid gas turbine cycle“, in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 217 Part A: Journal of Power and Energy*, 2003

[Fuj01] Fujii, S. et al.: „Mirror Gas Turbines: A Newly Proposed Method of Exhaust Heat Recovery“ in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 113 Part A: Journal of Power and Energy*, 2001

[Geb02] Gebhardt, M. et al.: „IUTA Preisatlas: Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung“, Forschungsvorhaben Nr. S 511, 2002

[Gie03] Giersch, H.-U. et al.: „Elektrische Maschinen – Prüfung, Normung, Leistungselektronik“, Teubner Verlag 2003

[Gra02] Graf, B.: „Untersuchung der Kopplungsmöglichkeiten von Parabolrinnenkollektoren mit GuD – Kraftwerken“, Diplomarbeit beim Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt Stuttgart, 2002

[Gre65a] Gregorig, R.: „Exergie der Wärmetauscher Teil 1: Exergieverlust infolge Reibung“, in *Chemie-Ingenieur-Technik 37*, 1965

[Gre65b] Gregorig, R., Wegener, H.: „Exergie der Wärmetauscher Teil 2: Exergieverlust infolge des endlichen Temperaturunterschieds zwischen den wärmeübertragenden Medien“ in *Chemie-Ingenieur-Technik 37*, 1965

[Gre65c] Gregorig, R.: „Exergie der Wärmetauscher Teil 3: Exergieverlust durch Mischung“, in *Chemie-Ingenieur-Technik 37*, 1965

[Gre08] Green, D. W.: „Perry's Chemical Engineers' Handbook“, McGraw-Hill Companies, Inc., 2008

[Hei02] Hein, D.: „Wärmekraftwerke“, Vorlesungsumdruck der Technischen Universität München, 2002

[Her80] Herbst, H.-Chr.; Maaß, P.: „Das 290-MW-Luftspeicher-Gasturbinenkraftwerk Huntorf“ in *VGB Kraftwerkstechnik 60*, 1980

[Hoc97] Plaettner-Hochwarth, J.: „Einfluß der Leitgitterverstellung auf das Betriebsverhalten eines 10-stufigen Axialverdichters“, Studienarbeit an der Universität Stuttgart, 1997

[Hol80] Holland, M. J. ; Thake T. F.: „Rotor Blade Cooling in High Pressure Turbines“ in *Journal of Aircraft Vol. 17, No. 6, Article No. 80-4061*, 1980

[Hon07] Honegger, U.: „Gas Turbine Combustion for a Parametric Emissions Monitoring Systems“, Masterarbeit an der Kansas State University, 2007

[Hun10] Hundt, M. et. al.: „Herausforderungen eines Elektrizitätsversorgungssystems mit hohen Anteilen erneuerbarer Energien“, Studie an der Universität Stuttgart, 2010

[Kai98] Kail, C.: „Analyse von Kraftwerksprozessen mit Gasturbinen unter energetischen, exergetischen und ökonomischen Aspekten“, Dissertation an der Technischen Universität München, 1998

[Keh91] Kehlhofer, R.: „Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants“, The Fairmont Press Inc, 1991

[Klo80a] Klose, E.; Heschel, W.: „Zur Berechnung der Exergie bei verfahrenstechnischen Prozessen unter besonderer Berücksichtigung der Belange der Brennstofftechnik, Teil 1: Definitionen und Berechnungsvorschriften zur Exergie“ in *Energietechnik 30, Heft 8*, 1980

[Klo80b] Klose, E.; Heschel, W.: „Zur Berechnung der Exergie bei verfahrenstechnischen Prozessen unter besonderer Berücksichtigung der Belange der Brennstofftechnik, Teil 2: Berechnungsbeispiele und Exergiediagramme“ in *Energietechnik 30, Heft 12*, 1980

[Kra04] Kraus, M.: „Lexikon der Energiewirtschaft Liberalisierte Strom- und Gasmärkte von A bis Z“ Deutscher Wirtschaftsdienst, 2004

[Kur00] Kurzke, J.: „A new Compressor Map Scaling Process for Preliminary Conceptional Design of Gas Turbines“, *ASME Paper 2000-GT-0006*, 2000

[Kur03a] Kurzke, J.: „Achieving maximum thermal efficiency with the simple gas turbine cycle“, *Paper MTU Aero Engines*, 2003

[Kur03b] Kurzke, J.: „Model Based Gas Turbine Parameter Corrections“, *ASME Paper GT2003-38234, 2003*

[Kur07a] Kurzke, J.: „GasTurb 11 Tutorial“, Deutschland, 2007

[Kur07b] Kurzke, J.: „About Simplifications in Gas Turbine Performance Calculations“, *ASME Paper GT2007-27620, 2007*

[Kur08] Kurzke, J.: „The Importance of Component Maps for Gas Turbine Performance Simulations“, *ISROMAC12-2008-20186*, 2008

[Lan09] Lange, J.: „Wärmelast Rhein“, Studie des Bunds für Umwelt und Naturschutz, 2009

[Lec03] Lechner, C.; Seume, J.: „Stationäre Gasturbinen“, Springer Verlag, 2003

[Lef98] Lefebvre, A. H.: „Gas Turbine Combustion“, Publishing Office: Taylor & Francis, 1998

[Luc04] Lucas, K.. „Thermodynamik“, Springer Verlag 2004

[Mac03] MacDonald, C.F.: „Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines“ in *Applied Thermal Engineering 23*, 2003

[Mas86] El-Masri, M.A.: „On the Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 2 – A Model for Expansions in Cooled Turbines“ in *Transactions of the ASME Vol. 108*, 1986

[Mün77] Münzberg, H.D.; Kurzke, J.: „Gasturbinen - Betriebsverhalten und Optimierung“, Springer Verlag, 1977

[Mur11] Mura, F. et al.: „Analysis of gearless medium-voltage variable speed gas turbine“ in *VGB Power Tech 4*, 2011

[Pol08] Polyzakis, A. L. et al.: „Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant“ in *Energy Conversion and Management 49*, 2008

[Qua87] Quast, P.: „Druckluftspeicher“ in *VDI Berichte 652,* 1987

[Rad08a] Radgen, P.; Henken-Mellies, F.: „Großtechnische Energiespeicherung flukturierender erneuerbaren Energie mit Druckluftspeicherkraftwerken am Beispiel Huntorf“ in *VDI-Berichte 2051,* 2008

[Rad08b] Radgen, P.: „30 Years Compressed Air Energy Storage Plant Huntorf - Experiences and Outlook“, 3rd International Renewable Energy Storage Conference, 2008

[Rie85] Rieß, W.; Kiesow, H.-J.: „Experimentelle Untersuchung des Einflusses von Leitschaufelverstellgesetzen auf das Betriebsverhalten von Stufen und Stufengruppen eines Axialverdichters“ in *VDI Berichte 572,* 1985

[Rie06] Riedl, K.: „Exergetische und Exergoökonomische Bewertung von Verfahren der Energie- und Stoffwandlung“, Dissertation an der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2006

[Rkw04] „Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen (RKW NRW)“, VGB PowerTech Service GmbH, 2004

[Ruf90] Rufli, P.: „Systematische Berechnungen über kombinierte Gas-Dampf-Kraftwerke“, Dissertation an der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich, 1990

[Sig06] Sigloch, H.: „Strömungsmaschinen, Grundlagen und Anwendungen“, Carl Hanser Verlag, 2006

[Sim87] Simon, H. et. al.: „Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors“ in *Journal of Turbomachinery Vol. 109*, 1987

[Sin90] Singh, R.: „POLLUTANTS Production and Methods of Reduction“, in *Gas Turbine Combustion Lecture Series*, 1990

[Str87] Strub, R. A. et al.: „Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors“ in *Transactions of the ASME Vol. 109*, 1987

[Tal02] „Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Imissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft)“, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Carl Heymanns Verlag KG, 2002

[Tho95] Thoma, A.: „Reduzierung der Luftreibungsverluste und Temperaturen in schnelldrehenden Motorspindeleinheiten“, Studienarbeit an der TH Darmstadt, 1995

[Tra01a] Traupel W.: „Technische Turbomaschinen 1: Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnungen“, Springer Verlag, 2001

[Tra01b] Traupel W.: „Technische Turbomaschinen 2: Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, mechanische Probleme, Temperaturprobleme“, Springer Verlag, 2001

[Tra04] Traverso, A. et al.: „Widget-Temp: A novel web-based Approach for Thermoeconomic Analysis and Optimization of Conventional and Innovative Cycles“, *ASME-Paper GT2004-54115,* 2004

[Tra10] Traverso, A. et al.: „Turbomachinery for the air managemanet and energy recovery in fuel cell gas turbine hybrid systems“ in *Energy Vol. 35,* 2010

[Tsu99] Tsujikawa, K. et al.: „Conceptual Recovery of Exhaust Heat from a Conventional Gas Turbine by an Inter-cooled Inverted Brayton Cycle“, *ASME Paper 99-GT-378, 1999*

[Uba11] Umweltbundesamt: Online-Informationen zu Kraftwerken, Stand Juni 2011; http://www.umweltbundesamt-daten-zur-umwelt.de/umweltdaten/public/ theme.do?nodeIdent=3438

[Val94] Valero, A. et al.: „CGAM Problem: Definition and Conventional Solution“ in *Energy Vol.10*, 1994

[Vdi06] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: „VDI Wärmeatlas“, Springer Verlag 2006

[Ver04] Verda, V.; Borchiellini, R.: „Exergetic and economic evaluation of control strategies for a gas turbine plant“ in *EnergyVol. 29*, 2004

[Wal98] Walsh, P.; Fletcher, P.: „Gas Turbine Performance“, Blackwell Science Ltd, 1998

[War01] Warnatz, J. et al.: „Verbrennung, Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoff Entstehung“, Springer Verlag, 2001

[Wis08] Wissel, S. et al.: „Stromerzeugungskosten im Vergleich“, Arbeitsbericht Nr. 4 an der Universität Stuttgart, 2008

[You02] Young, J.B.; Wilcock, R.C.: „Modelling the Air-Cooled Gas Turbine: Part2 – Coolant Flows and Losses“ in *Transactions of the ASME Vol. 124*, 2002

[Zar97] Zarzalis, N.: „NOx-Emissionsminderung bei Flugtriebwerksbrennkammern nach dem Konzept der Fett-Mager-Verbrennung“, DGLR Jahrestagung 1997

[Zom06] Zomorodiam, R. et al.: „A New Approach to Optimization of Cogeneration Systems Using Genetic Algorithm“, *ASME-Paper GT2006-90952*, 2006

[Zun09] Zunft, S.: „Adiabate Druckluftspeicher-Kraftwerke für den Netzausgleich – Chancen und Herausforderungen“, VDE/ETG-Fachtagung Energiespeicher 2009

Anhang

A- I Indizierung eines Gasturbinenprozesses 138
A-II Modellierung der verwendeten Kraftwerkskomponenten 138
A-III Ergebnisse eines Prozesses mit Zwischenkühlung 142
A-IV Ergebnisse eines Prozesses mit Rekuperator 144
A-V Exergieflussdiagramme der Varianten „Zk“, „Rek“ und „Zk + Rek“ 145
A-VI Vergleich der Ergebnisse mit [Wal98] 146
A-VII Wirkungsgrad und spez. Leistung aller Variationen aus Kap. 3 147
A-VIII Annahmen zur Simulation eines Eindruck-Dampfprozesses 157
A-IX Ergebnisse der Teillastbetrachtungen einer einfachen Gasturbine 158
A-X Ergebnisse der Teillastbetrachtungen einer Gasturbine mit gekoppeltem IBC 161
A-XI Verwendete Formeln zur Berechnung des Kapitalwerts 162
A-XII Ergebnisse der wirtschaftlichen Abschätzung 168

A- I Indizierung eines Gasturbinenprozesses

0	Umgebung
1	Nach Einlass
2	Vor Verdichter
	2a vor Zwischenkühler
	2b nach Zwischenkühler
3	Nach Verdichter (nach Kühlluftabzweigung)
	3a vor Rekuperator
	3b nach Rekuperator / vor Brennkammer
4	Nach Brennkammer / vor Turbine
	4a nach Hochdruckturbine (falls Rekuperator eingesetzt wird)
	4b vor Niederdruckturbine (falls Rekuperator eingesetzt wird)
5	Nach Turbine /vor Rekuperator (falls kein IBC-Verdichter)
	5a vor Kühler
	5b nach Kühler
6	Nach IBC-Verdichter
	6a vor IBC-Zwischenkühler
	6b nach IBC-Zwischenkühler
7	Vor Auslass
8	Nach Auslass / vor Kamin

A-II Modellierung der verwendeten Kraftwerkskomponenten

Einlass / Auslass

Einlass und Auslass werden adiabat mit einem Druckverlust von 1% simuliert. Dieser Druckverlust entsteht durch die Reibung in der jeweiligen Komponente. Wird von einem konstanten Widerstandsbeiwert ausgegangen, so lässt sich dieser Druckverlust in Teillast zu dem in Volllast in Relation setzen. Unter Zuhilfenahme der Kontigleichung und der idealen Gasgleichung ergibt sich dann:

$$\frac{1-\pi}{1-\pi_0} = \left(\frac{\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{in}}}{p_{in}}}{\frac{\dot{m}_0\sqrt{R_0 T_{in,0}}}{p_{in,0}}} \right)^2 \tag{A.1}$$

Diese Formel ist auch in [Kur07a] und [Wal03] zu finden.

Verdichter

Der Verdichter wird in Volllast mit einem konstanten polytropen Wirkungsgrad von η_{lp}=90% angenommen. Da der polytrope Wirkungsgrad unabhängig vom Druckverhältnis ist, kann somit die Variation des Druckverhältnisses durchgeführt werden mit gleich bleibender Qualität der Verdichtung. Bei hohen Druckverhältnissen steigen die Spalt- und Sekundärverluste stark an. Daher ist die Annahme eines konstanten polytropen Wirkungsgrad bei hohen Druckverhältnissen nur bedingt gültig, wird aber in dieser Arbeit beibehalten.
Bei Teillastsimulationen wird ein reduziertes Kennfeld hinterlegt. Die Kennfelder entstammen der Kennfeldsammlung, die beim Erwerb der Software GasTurb11 mitgeliefert wird.
Für die Untersuchung eines Verdichters mit Leitschaufelverstellung werden gemäß [Kur07a] folgende Abschätzung zur Veränderung des Betriebspunkts verwendet in Abhängigkeit der Winkels α:

Änderung des Massenstroms:
$$\frac{\dot{m}_{neu}}{\dot{m}_{alt}} = 1 + a_{Le}\frac{\Delta\alpha[°]}{100} \tag{A.2}$$

Änderung des Druckverhältnisses:
$$\pi_{neu} = \pi_{alt} + b_{Le}\frac{\Delta\alpha[°]}{100}\left(\pi_{alt} - 1\right) \tag{A.3}$$

Ermittlung des isentropen Wirkungsgrades:
$$\frac{\eta_{s,neu}}{\eta_{s,alt}} = 1 - c_{Le}0{,}01\frac{\Delta\alpha^2}{100} \tag{A.4}$$

Die hier verwendeten Formeln sind nicht allgemeingültig. Die Auswirkungen einer Leitschaufelverstellung hängen stark von der Profilgestaltung des Verdichters ab. Hierbei handelt es sich lediglich um Formeln mit einem eingeschränkten Gültigkeitsbereich. So wird beispielsweise der Wirkungsgrad des Verdichters durch eine Leitschaufelverstellung immer geringer, da dadurch vom Auslegungspunkt abgewichen wird. Liegen Daten über das Verhalten einer Gasturbine in Teillast vor, so können die Parameter a_{Le}, b_{Le}, und c_{Le} angepasst werden. Dies wurde im Rahmen einer Diplomarbeit am Institut durchgeführt. Hierzu wurden die Parameter so angepasst, dass das Teillastverhalten einer Rolls Royce Trend 60 nachgebildet werden konnte. Da die Arbeit allerdings unter Verschluss liegt, werden die Werte hier nicht veröffentlicht. In dieser Arbeit werden die Standard-Werte von Gasturb 11 verwendet, die hier jeweils 1 sind.

Brennkammer

Laut [Kur07b] ist die Annahme einer linearen Temperaturerhöhung mit der zugeführten Brennstoffmenge nicht zulässig. Je höher das Brennstoff-Luft-Verhältnis sei, desto

schlechter ist der Wirkungsgrad der Verbrennung. Des Weiteren beeinflusst die Eintrittstemperatur der Verbrennungsluft ebenfalls den Wirkungsgrad. Um die notwendige Brennstoffmenge realistisch abschätzen zu können, wurde mit der Software CEP (Chemical Equilibrium Program) der NASA das Brennstoff-Luft-Verhältnis für reines Methan berechnet, als Funktion der Eintrittstemperatur und der Temperaturerhöhung.
Als Druckverlust wird in Volllast 2% angenommen, analog zu [Kai98]. Dieser Druckverlust variiert in Teillast gemäß Formel (A.1). Der Teillastwirkungsgrad lässt sich über den Ausbrandgrad Ω bestimmen, der wiederum aus der empirisch gefundenen Ausbrand-Brenngeschwindigkeitsparameter-Korrelation aus [Mün77] abgeleitet wird:

$$\log(1-\eta) = \log(1-\eta_0) + 1{,}6\log(\Omega/\Omega_0) \tag{A.5}$$

$$\Omega = \frac{\dot{m}_3}{p_3^{1.8} e^{T_3/300K} V} \tag{A.6}$$

Hierbei wird der Eintrittsdruck in [bar] und die Eintrittstemperatur in [K] eingesetzt. Das Volumen der Brennkammer V kürzt sich durch Division des Teillast-Ausbrandgrades durch den im Auslegungspunkt wieder heraus.

Turbine

Wie beim Verdichter wird auch die Turbine mit einem polytropen Wirkungsgrad in Volllast von η_p=90% berechnet. Bei Teillastsimulationen wird der Turbine ebenfalls ein Kennfeld aus GasTurb 11 hinterlegt.
Das verwendete Modell einer gekühlten Turbine wird in Kap. 3.2 aus vier verschiedenen Ansätzen ausgewählt. Die genaue Beschreibung der verwendeten Formeln entstammt [Tra01a]. In [Tra01a] werden teilweise nur Diagramme zur Bestimmung diverser Parameter vorgestellt. Zur einfacheren Verwendung dieser Diagramme sind in [Ruf90] Formeln interpoliert worden, die den Inhalt dieser Diagramme widerspiegeln. Wird die gekühlte Turbine in Teillast gefahren, wird der isentrope Wirkungsgrad aus dem Kennfeld bestimmt. Dieser isentrope Wirkungsgrad wird dann über die gegebenen Formeln korrigiert, sodass der Effekt der Kühlung zum Tragen kommt. Die Kühlluft selber wird prozentual zum Verdichtermassenstrom abgezweigt. Sitzt eine Turbine auf mehreren Wellen, so wird die Entspannung jeweils mit dem korrigierten polytropen Wirkungsgrad simuliert. Analog wird vorgegangen, wird bei den Simulationen in Kap. 3.3 ein Rekuperator zwischen zwei Turbinenteilen eingesetzt.

Wärmeübertrager

In den betrachteten Gasturbinenprozessen kommen zwei verschiedene Wärmeübertrager zum Einsatz: ein Gas-Wasser-Wärmeübertrager und ein Gas-Gas-Wärmeübertrager.

Der Gas-Wasser-Wärmeübertrager wird zur Kühlung des Gases eingesetzt, indem heißes Gas Wärme an kaltes Wasser abgibt. Dieses Prinzip findet vornehmlich bei Zwischenkühlern in Verdichtern Anwendung. Aber auch beim Inversen Brayton Cycle wird ein Gas-Wasser-Wärmeübertrager eingesetzt, um das heiße Abgas vor dem IBC-Verdichter zu kühlen. Der Gas-Gas-Wärmeübertrager findet ausschließlich Anwendung im Bereich des Rekuperators, in dem Wärme vom heißen Abgas auf die verdichtete Luft übertragen wird. Entscheidender Faktor für die Güte dieser Wärmeübertrager sind die auftretenden Druckverluste und die Betriebscharakteristiken. Hierbei wird in Volllast für eine Gasströmung ein Druckverlust von 3% angenommen, für Wasser 5%. Die maximale Betriebscharakteristik wird bei einem Gas-Gas-Wärmeübertrager zu 85% gesetzt, bei einem Gas-Wasser-Wärmeübertrager zu 90%. Diese beiden Werte wurde dem IST von Seiten eines Hersteller als Richtwerte zur Verfügung gestellt. Da vereinfachend davon ausgegangen wird, dass Rohrbündelwärmeübertrager eingesetzt werden, gilt Formel (A.1) zur Berechnung der Druckverluste in Teillast. In den betrachteten Teillastvarianten kommt kein Rekuperator zum Einsatz, dafür allerdings der IBC-Kühler. In [Wal03] wird für das Verhalten der Betriebscharakteristik Formel (A.7) angegeben. Diese Formel sei für grobe Abschätzungen gut geeignet.

$$\frac{1-\phi}{1-\phi_0} = \frac{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{in}}}{p_{in}}}{\frac{\dot{m}_0\sqrt{T_{in,0}}}{p_{in,0}}} \tag{A.7}$$

Diese Formel beinhaltet, dass die Betriebscharakteristik ansteigt bei Teillast. Grund hierfür ist, dass bei einer gegebenen Querschnittsfläche der einzelnen Rohre der Massenstrom sinkt. Dies bedeutet, dass die Geschwindigkeit der Strömung ebenfalls sinkt. Dadurch durchströmt das Fluid den Wärmeübertrager langsamer, es kann mehr Wärme übertragen werden.

Generator

Um die Reibungsverluste der Welle in den Lagern zu berücksichtigen, wird ein mechanischer Wirkungsgrad der Welle von $\eta_{mech,0}$=99% angenommen. Dieser Wert wird in vielen Veröffentlichungen verwendet, siehe [Kai97] oder [Aus02] und daher hier als Erfahrungswert angesehen. Die Lagerverluste sind last- und drehzahlabhängig, wobei die Drehzahlabhängigkeit stark überwiegt. Daher verhalten sich die Verluste in Teillast in erster Näherung proportional zur Drehzahl N [Tho95]:

$$\frac{1-\eta_{mech}}{1-\eta_{mech,0}} = \frac{N}{N_0} \tag{A.8}$$

Zusätzlich wird ein elektrischer Wirkungsgrad des Generators von $\eta_{el,0}$=96% angenommen [Rkw04]. Die Verluste in einem Generator setzen sich laut [Gie03] aus den Reibungs-, Erreger-, Eisen- und Stromwärmeverlusten zusammen, die sich im Verhältnis 1:1:2:4 verhalten. In erster Näherung sind die Reibungs- und Eisenverluste proportional zu der Drehzahl N (im Quadrat), die Erreger- und Stromwärmeverluste zur Leistung P. Daher wird von folgendem Teillastverhalten des Generators in den Simulationen ausgegangen:

$$\frac{1-\eta_{el}}{1-\eta_{el,0}} = \frac{3}{8}\left(\frac{N}{N_0}\right)^2 + \frac{5}{8}\frac{P}{P_0} \qquad (A.9)$$

A-III Ergebnisse eines Prozesses mit Zwischenkühlung

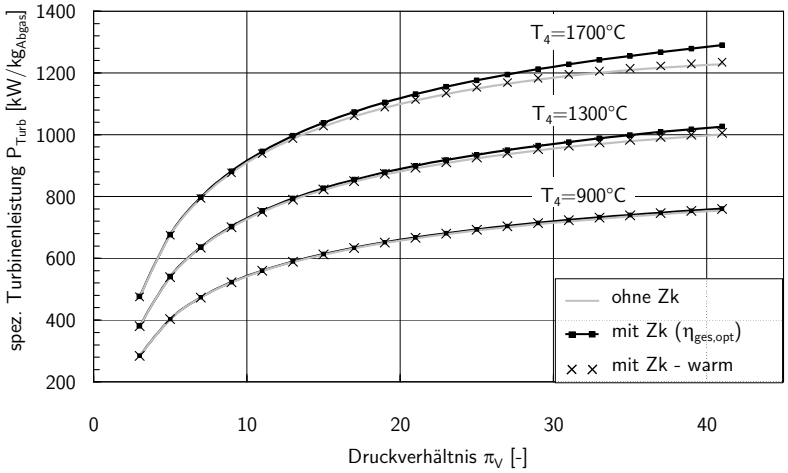


Abbildung A - 1: Spezifische Turbinenleistung einer einfachen Gasturbine und einer zwischengekühlten Gasturbine (mit kalter und warmer Kühlluft) bei Variation von Brennkammeraustrittstemperatur und Druckverhältnis

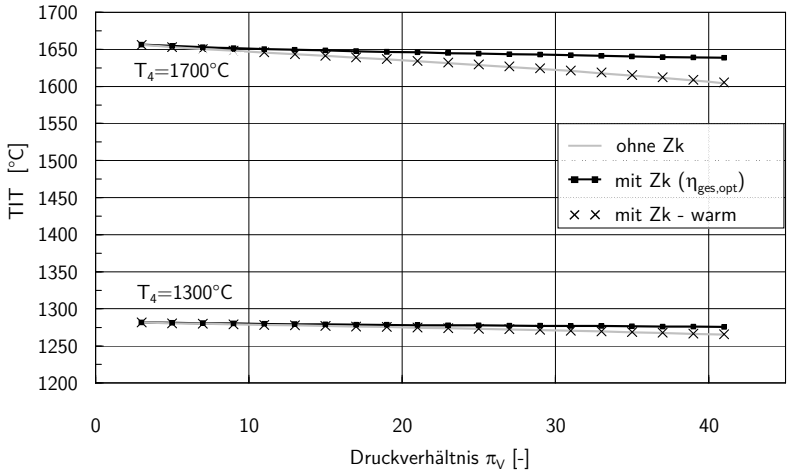


Abbildung A - 2: **Turbineneintrittstemperatur einer einfachen Gasturbine und einer zwischengekühlten Gasturbine (mit kalter und warmer Kühlluft) bei Variation von Brennkammeraustrittstemperatur und Druckverhältnis**

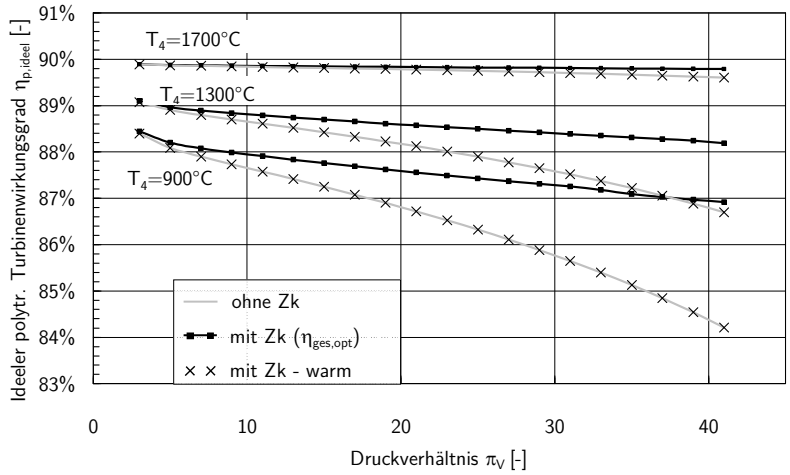


Abbildung A - 3: **Ideeler polytroper Turbinenwirkungsgrad einer einfachen Gasturbine und einer zwischengekühlten Gasturbine (mit kalter und warmer Kühlluft) bei Variation von Brennkammeraustrittstemperatur und Druckverhältnis**

A-IV Ergebnisse eines Prozesses mit Rekuperator

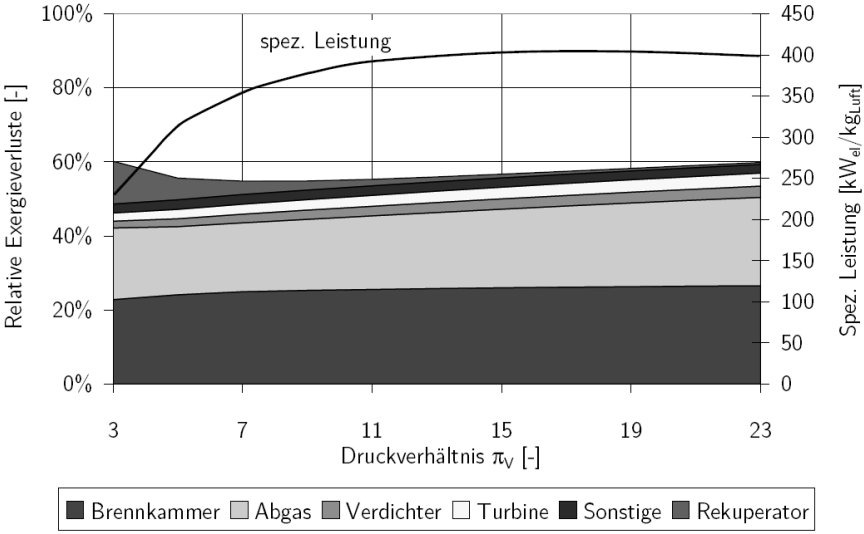


Abbildung A - 4: **Verlauf der relativen Exergieverluste und der spezifischen Leistung einer rekuperierten Gasturbine über dem Druckverhältnis**

A-V Exergieflussdiagramme der Varianten „Zk“, „Rek“ und „Zk + Rek“

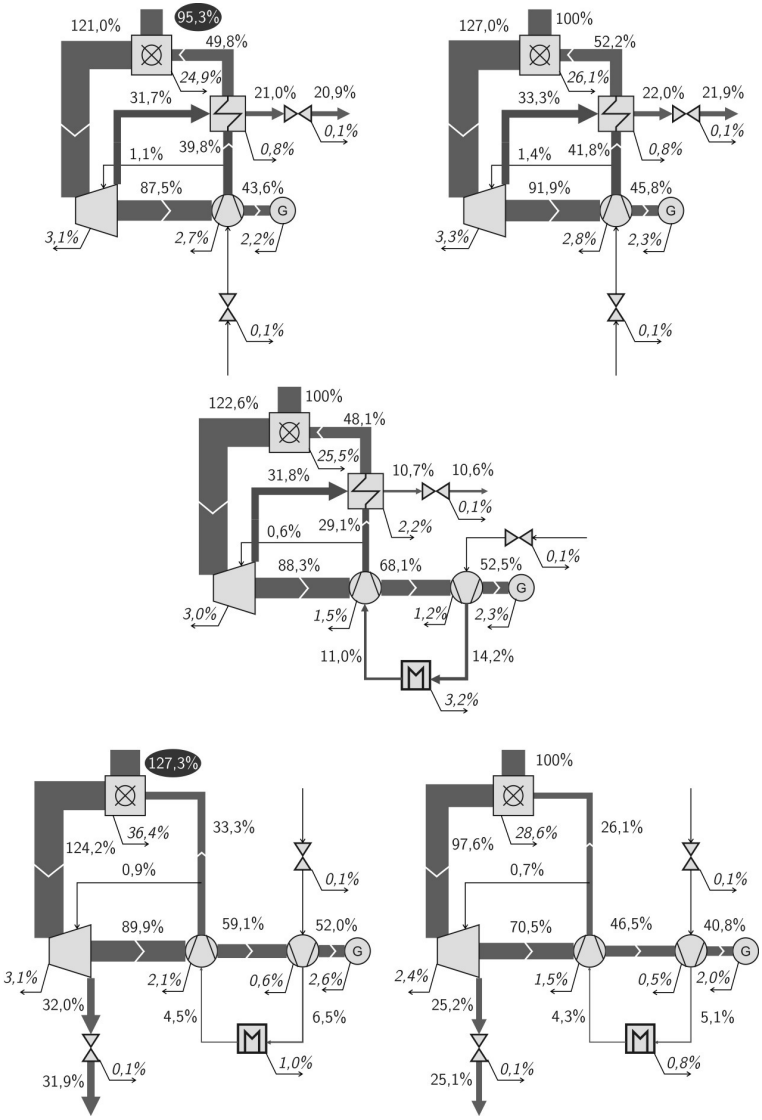


Abbildung A - 5: **Exergieflussdiagramm einer rekuperierten (oben), einer zwischengekühlten (unten) sowie einer zwischengekühlten, rekupierten Gasturbine (Mitte)**

A-VI Vergleich der Ergebnisse mit [Wal98]

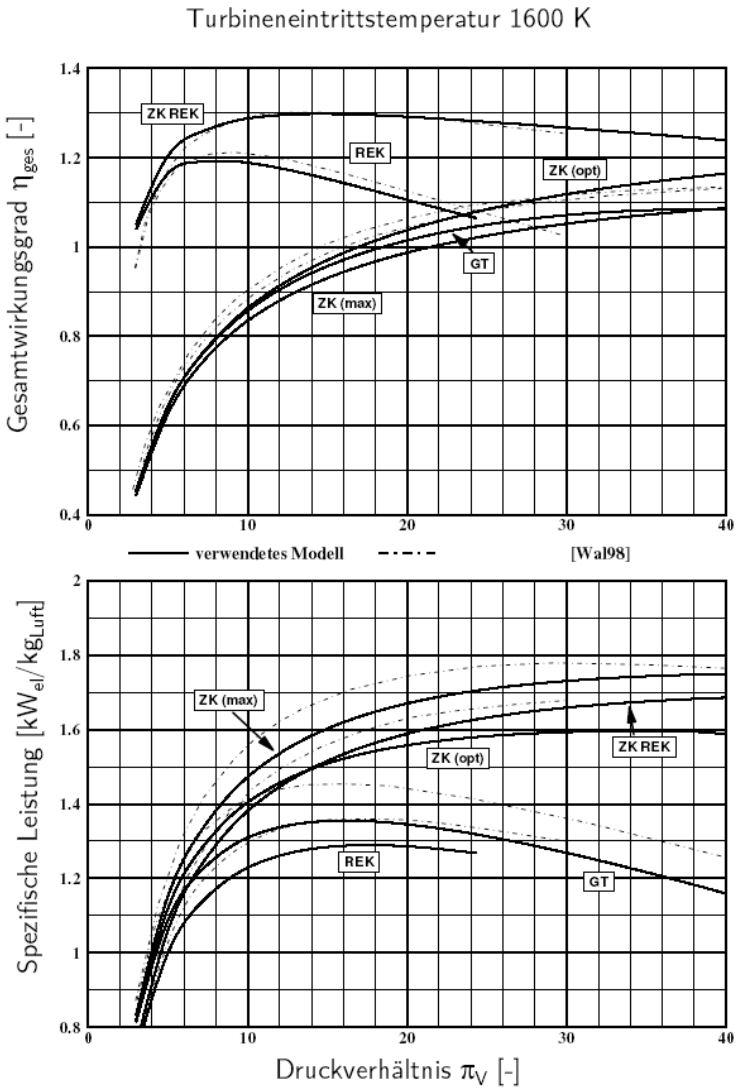


Abbildung A - 6: **Vergleich der in [Wal98] veröffentlichten Ergebnisse der spezifischen Leistung und des Wirkungsgrades mit den in dieser Arbeit erstellten für unterschiedliche Gasturbinenprozesse**

A-VII Wirkungsgrad und spez. Leistung aller Variationen aus Kap. 3

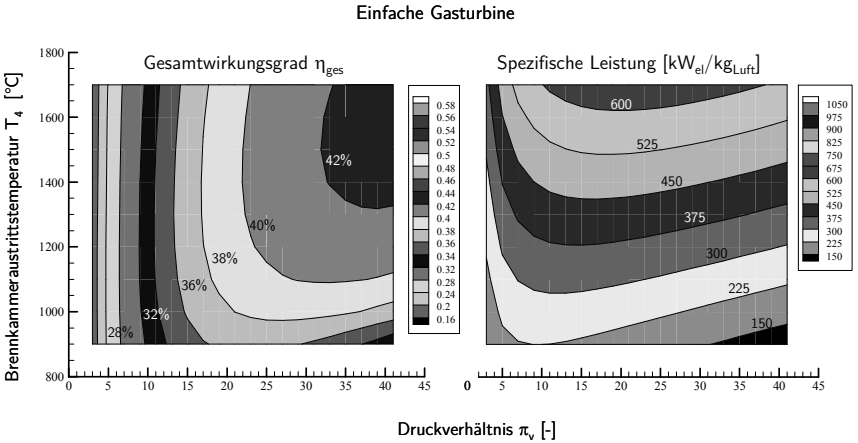


Abbildung A - 7: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer einfachen Gasturbine als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

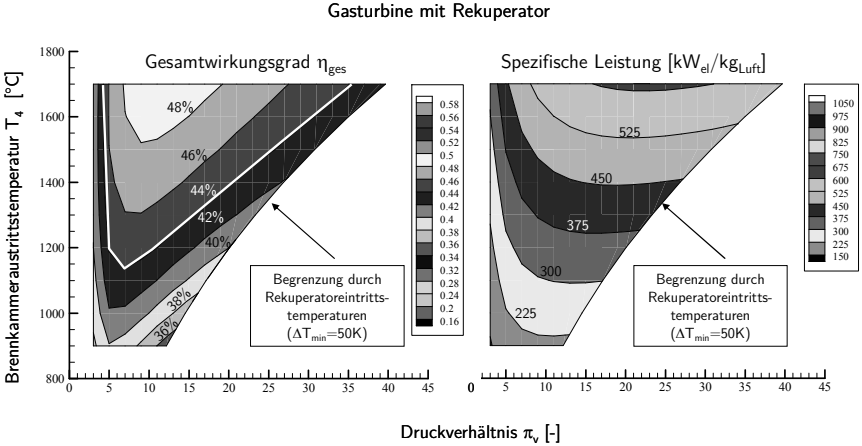


Abbildung A - 8: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten Gasturbine als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

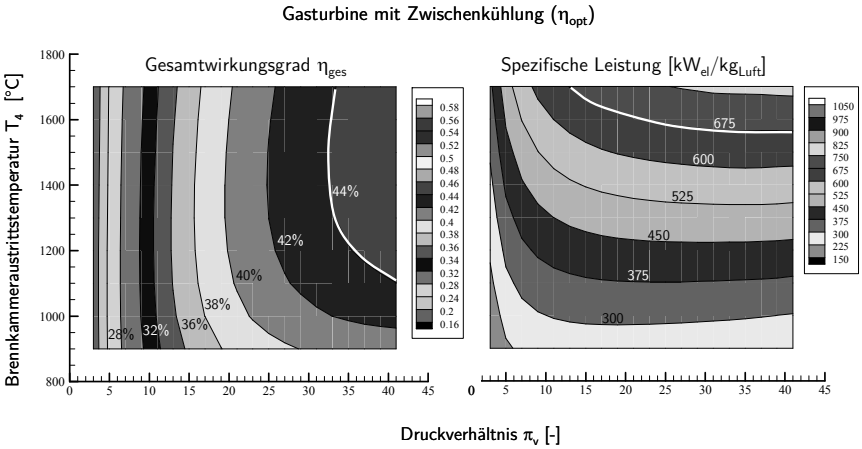


Abbildung A - 9: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer zwischengekühlten Gasturbine (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

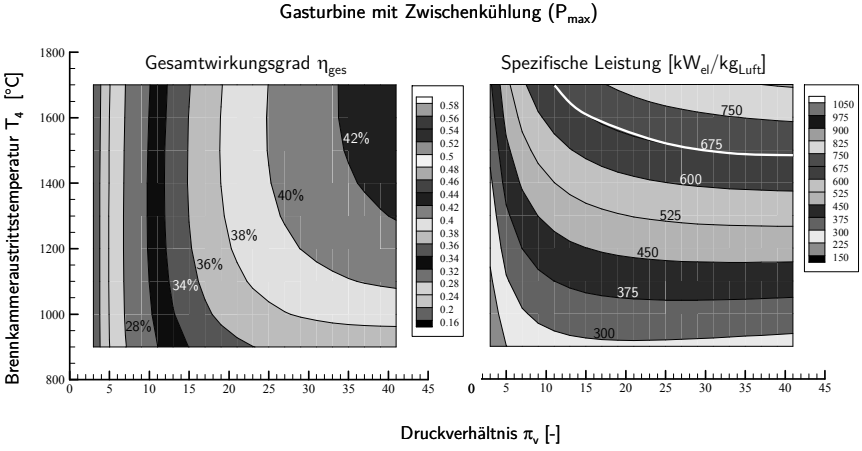


Abbildung A - 10: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer zwischengekühlten Gasturbine (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

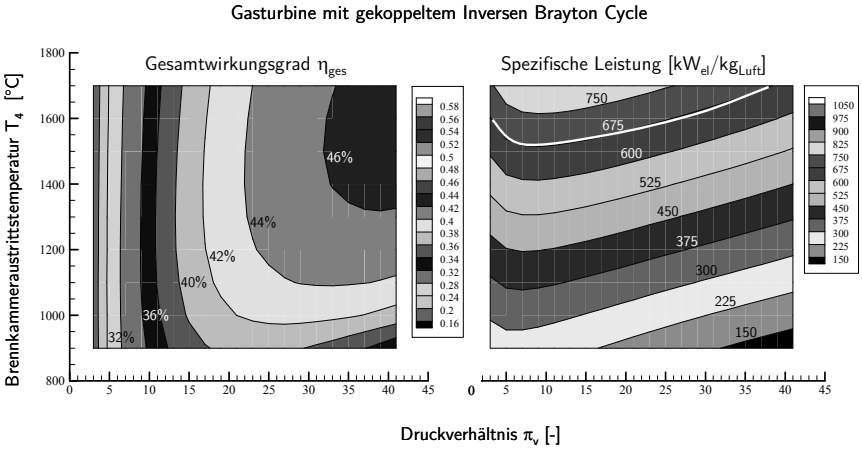


Abbildung A - 11: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer Gasturbine mit kombiniertem IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

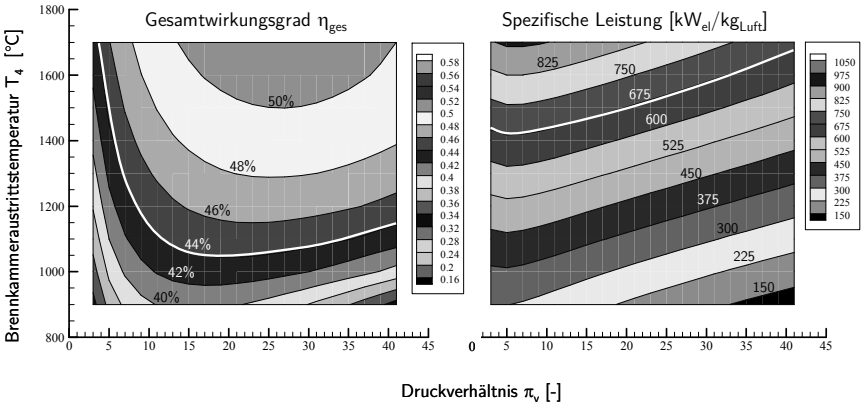


Abbildung A - 12: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer Gasturbine mit zwischengekühlten IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

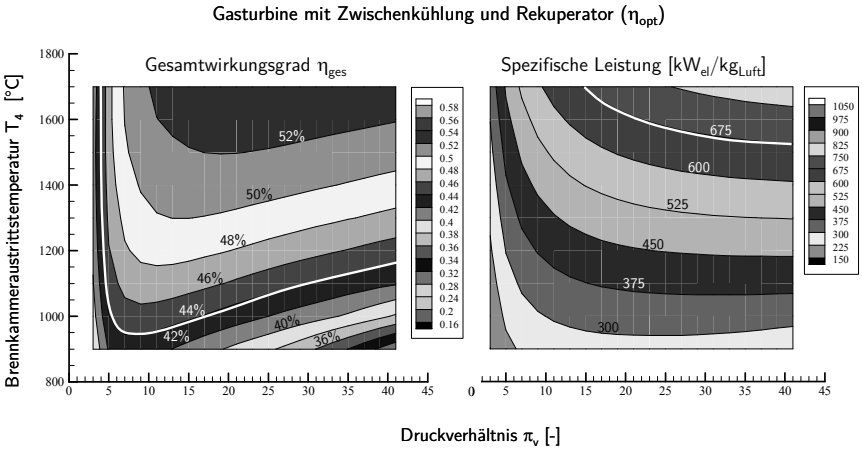


Abbildung A - 13: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten, zwischengekühlten Gasturbine (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

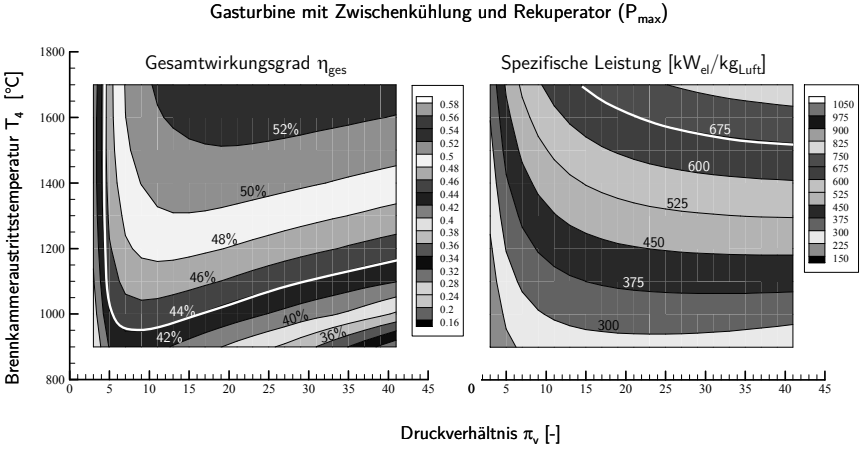


Abbildung A - 14: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten, zwischengekühlten Gasturbine (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

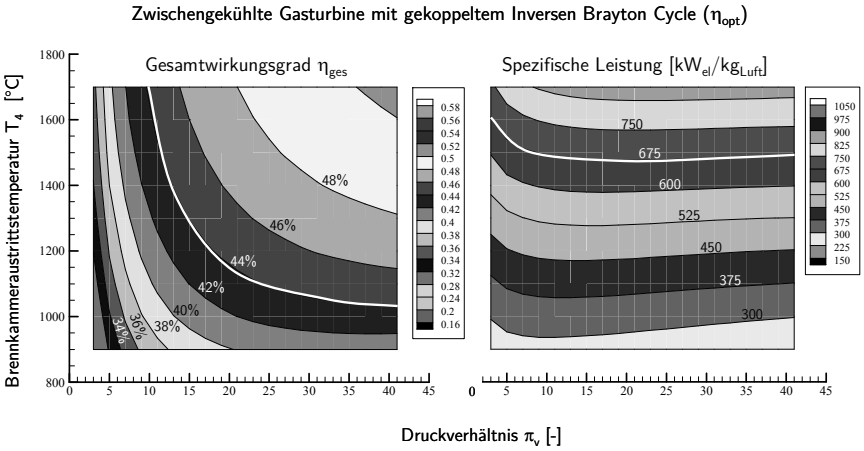


Abbildung A - 15: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer zwischengekühlten Gasturbine mit kombiniertem IBC (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

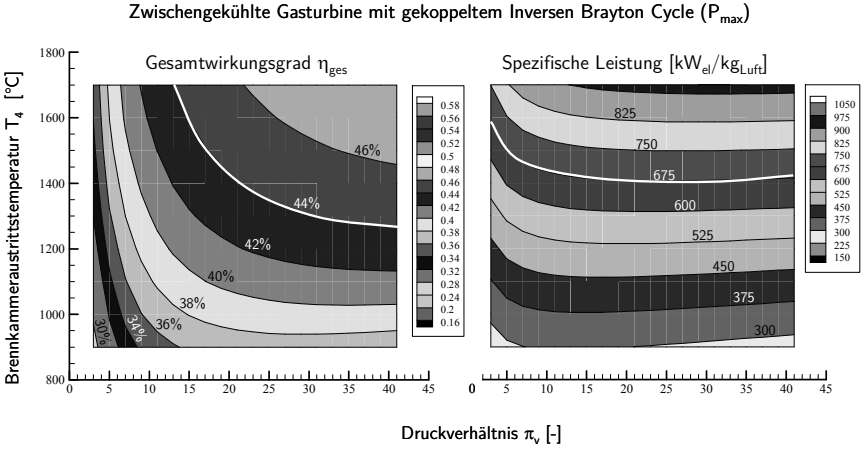


Abbildung A - 16: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer zwischengekühlten Gasturbine mit kombiniertem IBC (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

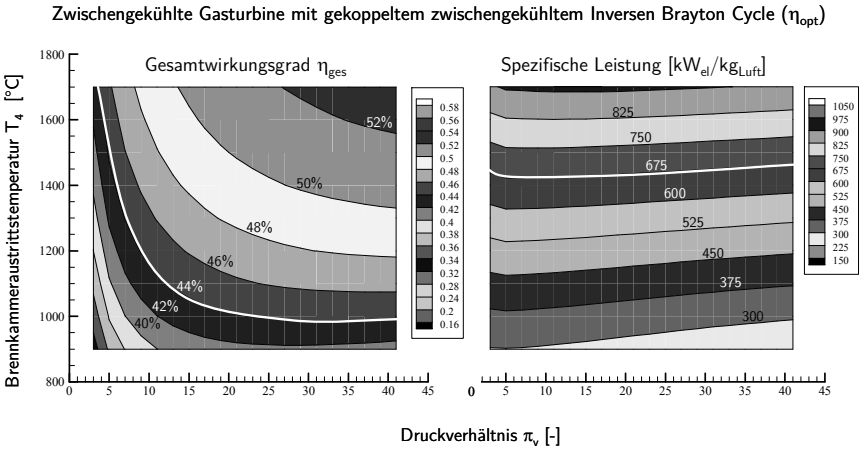


Abbildung A - 17: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer zwischengekühlten Gasturbine mit zwischengekühlten IBC (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

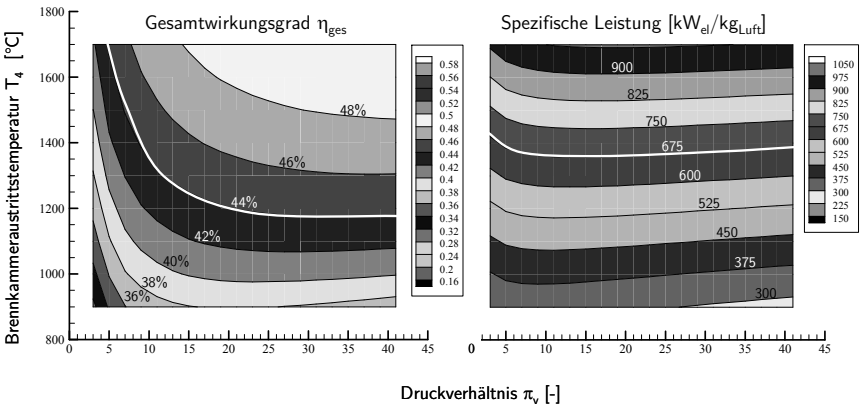


Abbildung A - 18: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer zwischengekühlten Gasturbine mit zwischengekühlten IBC (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

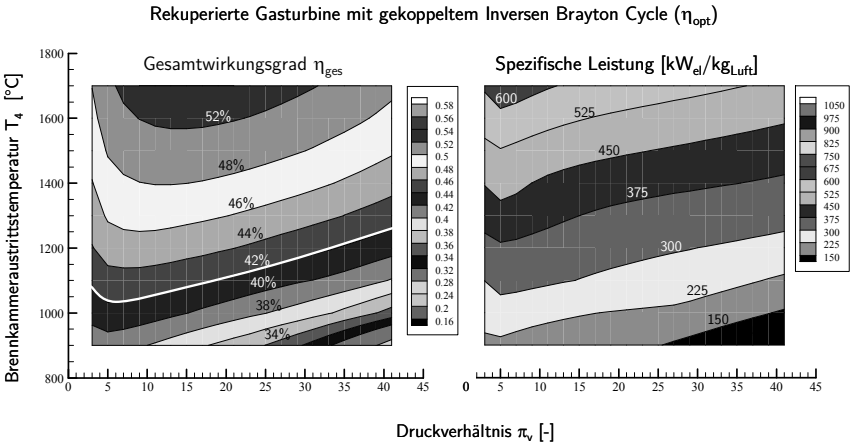


Abbildung A - 19: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekupierten Gasturbine mit kombiniertem IBC (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

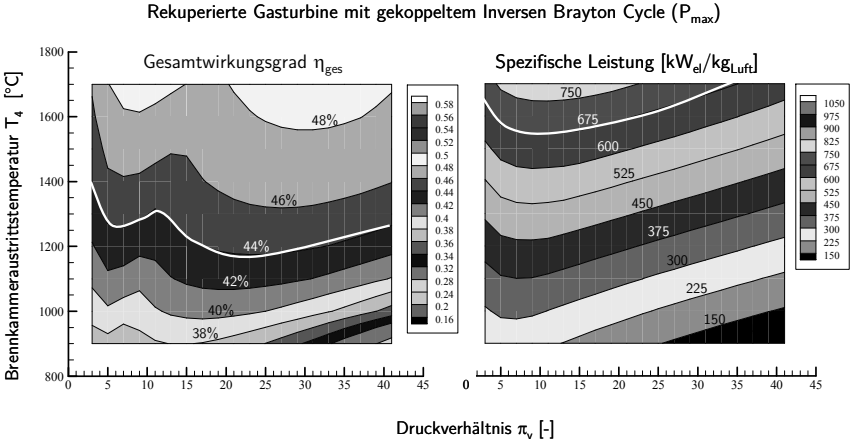


Abbildung A - 20: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekupierten Gasturbine mit kombiniertem IBC (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

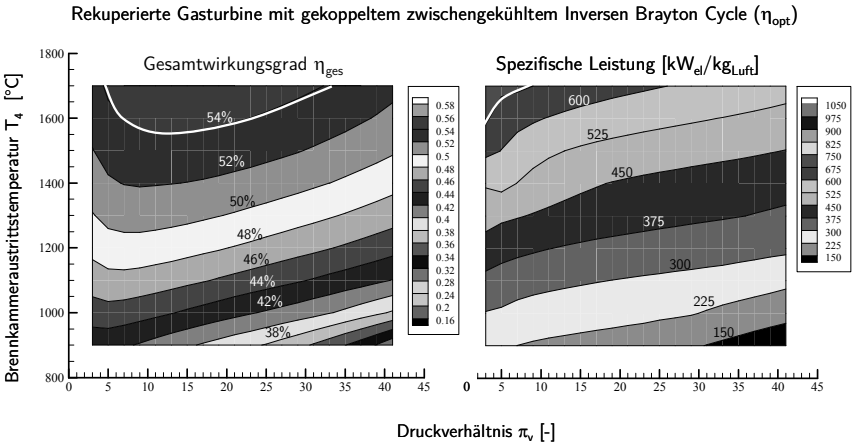


Abbildung A - 21: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten Gasturbine mit zwischengekühlten IBC (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

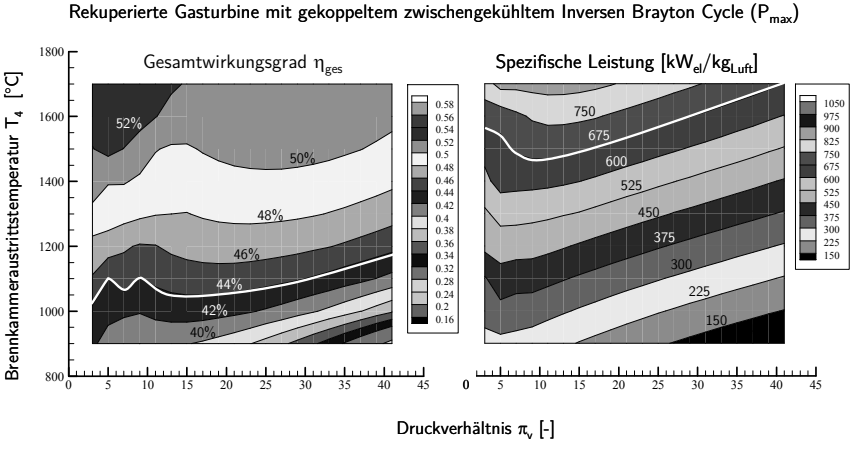


Abbildung A - 22: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten Gasturbine mit zwischengekühlten IBC (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

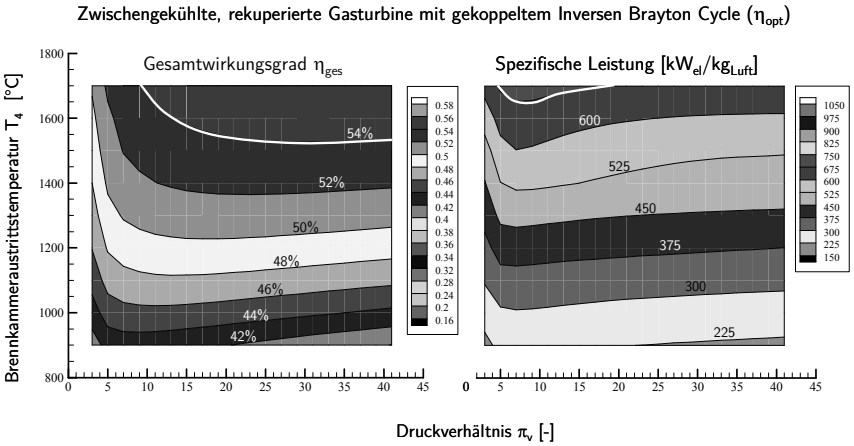


Abbildung A - 23: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten, zwischengekühlten Gasturbine mit kombiniertem IBC (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

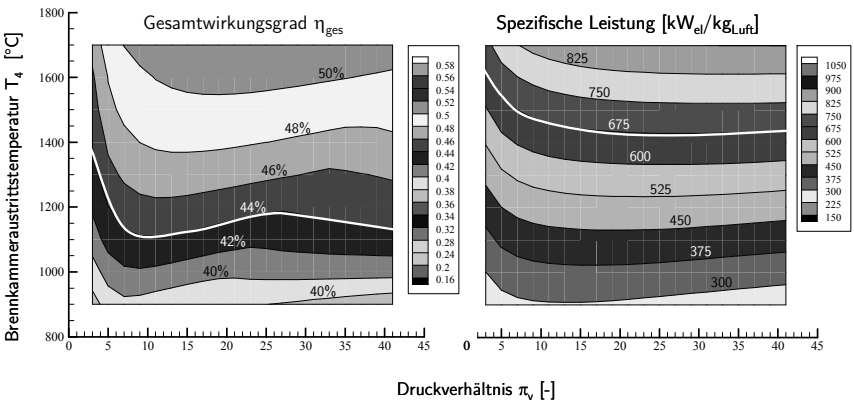


Abbildung A - 24: Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten, zwischengekühlten Gasturbine mit kombiniertem IBC (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis

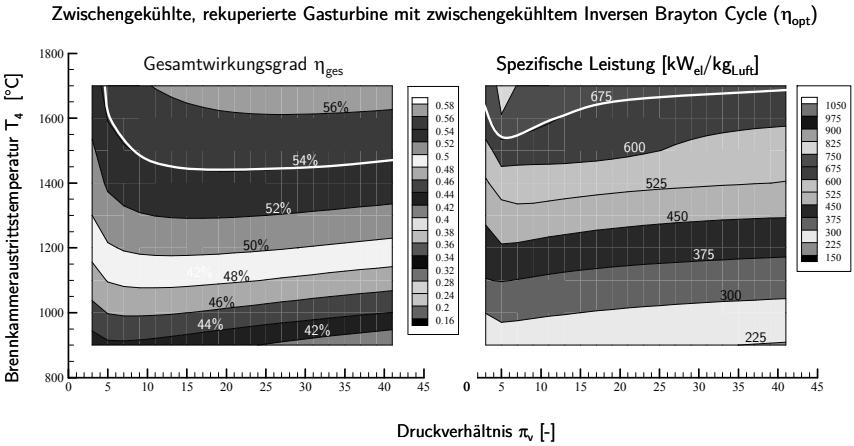


Abbildung A - 25: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten, zwischengekühlten Gasturbine mit zwischengekühlten IBC (bei optimaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

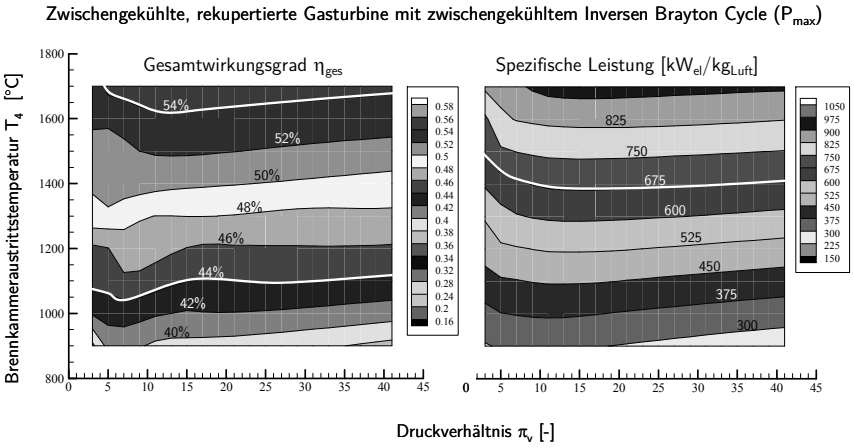


Abbildung A - 26: **Gesamtwirkungsgrad und spezifische Leistung einer rekuperierten, zwischengekühlten Gasturbine mit zwischengekühlten IBC (bei maximaler Auslegung) als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur und dem Druckverhältnis**

A-VIII Annahmen zur Simulation eines Eindruck-Dampfprozesses

Die folgenden Annahmen zur Simulation eines Eindruck-Dampfprozesses wurden aus [Els62], [Boh84], [Keh91], [Cro96] und [Lec93] kombiniert:
Der Pinch Point des Verdampfers liegt bei 15°C.

Die obere Grädigkeit zwischen Abgaseintrittstemperatur in den Abhitzedampferzeuger und der Dampfaustrittstemperatur liegt laut [Lec93] zwischen 30 und 40K. Im aufgebauten Modell wurde der Mittelwert von 35K gewählt.

Die Entspannung des Dampfes in der Dampfturbine endet bei einem Druck von 0,04 bar bei einem minimalen Dampfgehalt von 90%.

Aufgrund der Verwendung eines schwefelfreien Brennstoffs muss die Unterschreitung des Säuretaupunktes von Schwefelsäure im Abgas nicht berücksichtigt werden. Daher wird das Frischwasser im Entgaser nur auf eine Temperatur von 60°C vorgewärmt. Durch diese geringe Vorwärmung muss weniger Dampf aus der Dampfturbine abgezweigt werden. Somit kann mehr Dampf entspannt und zur Leistungserzeugung verwendet werden.

Als polytroper Wirkungsgrad der Dampfturbine wurde 85% gewählt. Dieser Wert liegt laut [Gra02] im mittleren Bereich für Hochdruckturbinen (0,8-0,9), im unteren Bereich für Mitteldruckturbinen (0,85-0,91) und im hohen Bereich für Niederdruckturbinen (0,75-0,85).

Der gasseitige Druckverlust in Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer beträgt jeweils 1%. Der sich damit einstellende Druckverlust von 2,97% ist größer als der in [Aus02] simulierte von 2,17%. Wasserseitig wird von einem Druckverlust in allen drei Wärmeübertragern von je 5% ausgegangen. Der resultierende Druckverlust übertrifft damit den im Referenzkraftwerk NRW von 12,7% [Rkw04] und den in [Ruf90] von 12%. Hierbei handelt es sich um einen Wert, der stark abhängig ist von der Bauart des Dampferzeugers (Natur- oder Zwangsumlauf bzw. Zwangsdurchlauf) sowie vom Aufwand der jeweiligen Konstruktion, der sich in den Investitionskosten widerspiegelt.

A-IX Ergebnisse der Teillastbetrachtungen einer einfachen Gasturbine

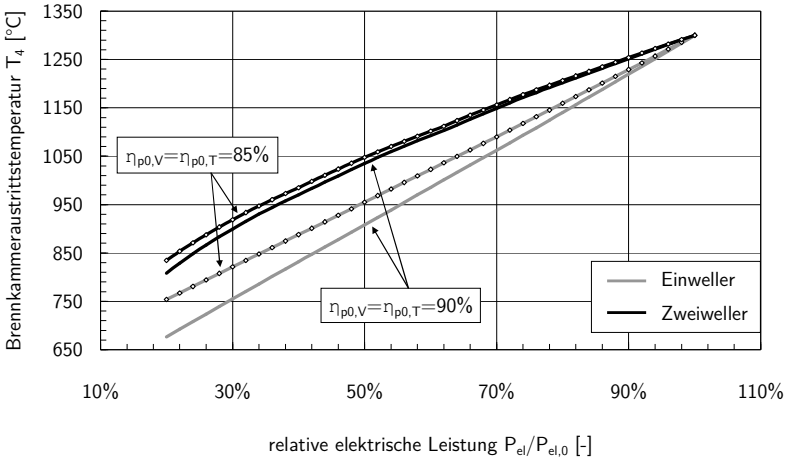


Abbildung A - 27: **Verlauf der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 als Funktion der relativen elektrischen Leistung für eine ein- und zweiwellige Gasturbine unterschiedlicher polytroper Turbomaschinenwirkungsgrade**

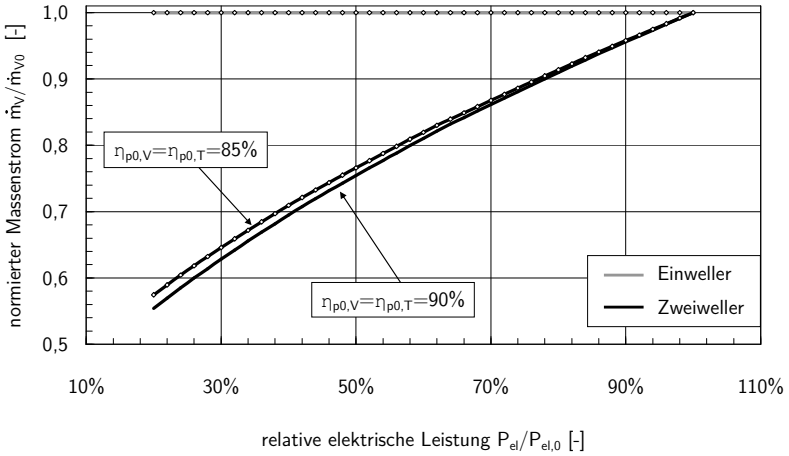


Abbildung A - 28: **Verlauf des normierten, reduzierten Verdichtermassenstroms als Funktion der relativen elektrischen Leistung für eine ein- und zweiwellige Gasturbine unterschiedlicher polytroper Turbomaschinenwirkungsgrade**

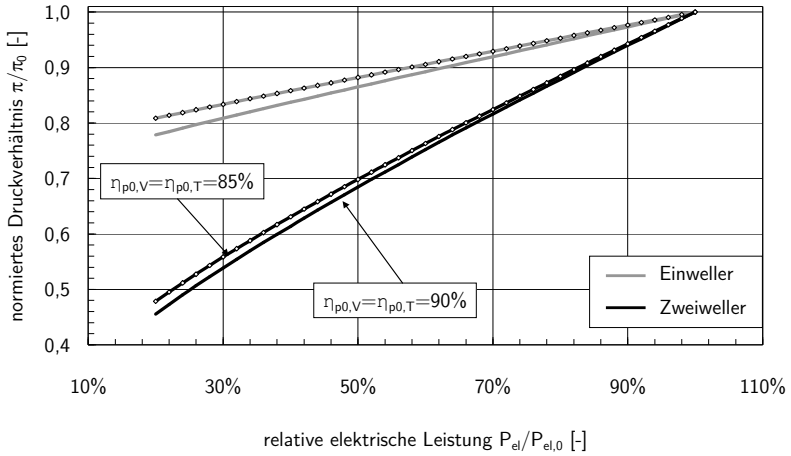


Abbildung A - 29: Verlauf des normierten Druckverhältnisses als Funktion der relativen elektrischen Leistung für eine ein- und zweiwellige Gastrubine unterschiedlicher polytroper Turbomaschinenwirkungsgrade

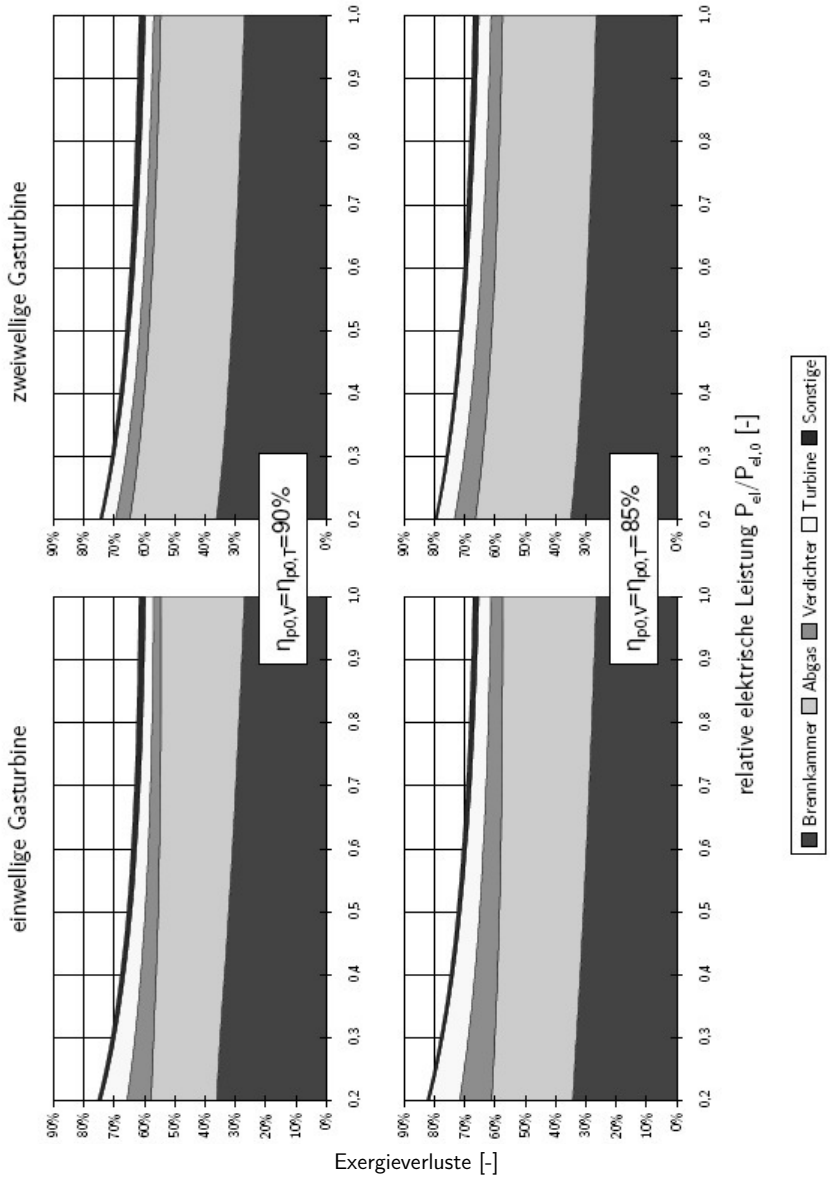


Abbildung A - 30: Verlauf der relativen Exergieverluste einer ein- und zweiwelligen Gasturbine unterschiedlicher polytroper Turbomaschinenwirkungsgrade

A-X Ergebnisse der Teillastbetrachtungen einer Gasturbine mit gekoppeltem IBC

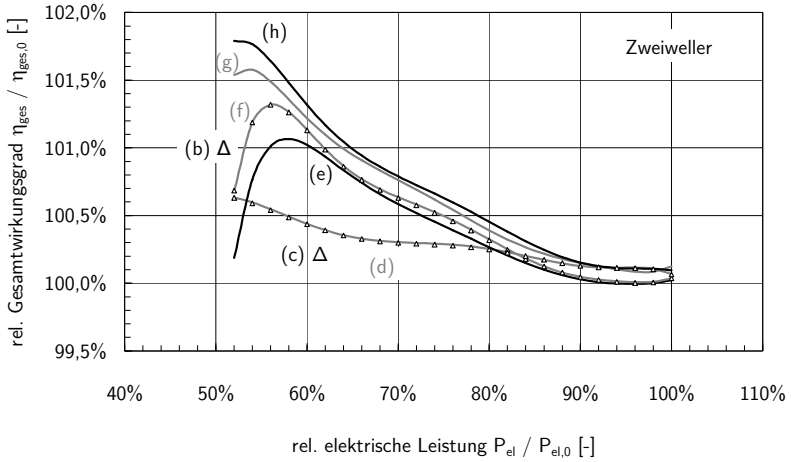


Abbildung A - 31: Relativer Gesamtwirkungsgrad verschiedener Regelungsmöglichkeiten einer zweiwelligen Gasturbine mit kombiniertem IBC

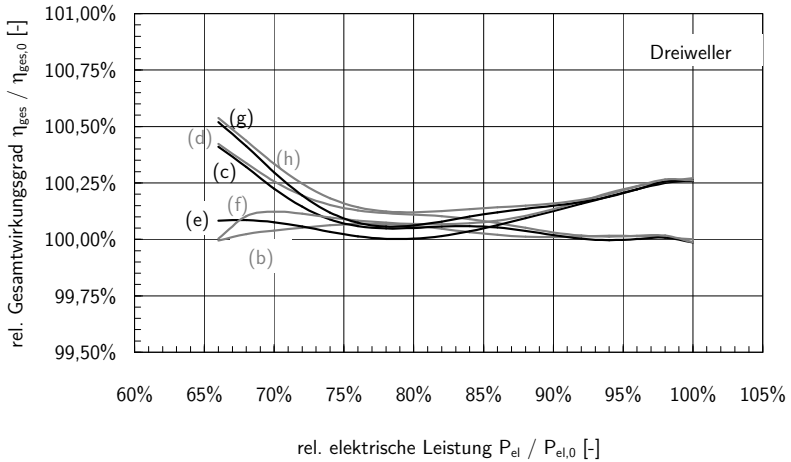


Abbildung A - 32: Relativer Gesamtwirkungsgrad verschiedener Regelungsmöglichkeiten einer dreiwelligen Gasturbine mit kombiniertem IBC

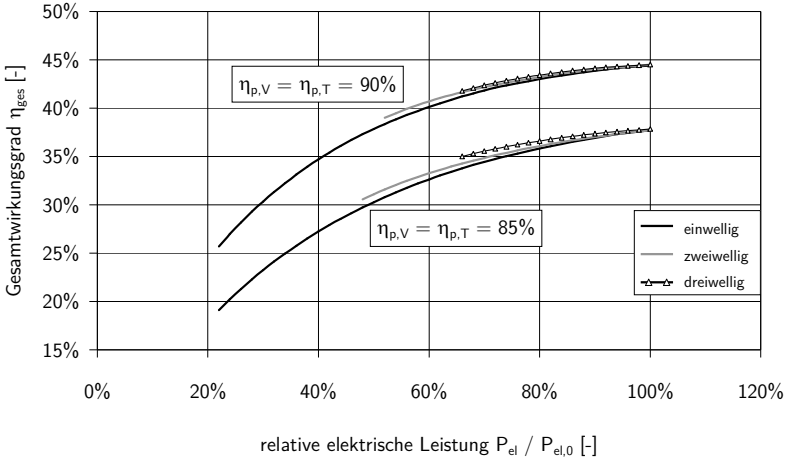


Abbildung A - 33: Verlauf des Gesamtwirkungsgrad einer ein-, zwei- und dreiwelligen Gasturbine unterschiedlicher polytroper Turbomaschinenwirkungsgrade als Funktion der elektrischen Leistung

A-XI Verwendete Formeln zur Berechnung des Kapitalwerts

Zur Abschätzung der Investitionskosten der Gasturbinenkomponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine wurden erstmalig 1983 in [Els83] Formeln angegeben. Diese wurden modifiziert in [Fra92], [Val94], [Bej96] und [Aga97]. Die Aktualisierung der Formeln wurde meist anhand des Gas Turbine World Handbook ermittelt, in dem Preise für unterschiedliche Gasturbinen aufgelistet sind. Diese ursprünglichen Formeln beinhalten allerdings einige Ungenauigkeiten. So wird beispielsweise der Kosteneinfluss der Größe der jeweiligen Komponente über den Massenstrom berücksichtigt. Dabei ist es sinnvoller, hier den jeweiligen Volumenstrom zu wählen. So geht in aktuelleren Veröffentlichungen [Tra04] und [Zom06] jeweils der (größere) Volumenstrom in die Abschätzung der drei Komponenten ein. Beim Verdichter ist dies der Volumenstrom am Eintritt, bei der Brennkammer und der Turbine jeweils der am Austritt. Zusätzlich geht in diesen Formeln nicht der isentrope Wirkungsgrad der Turbomaschinen ein, sondern der polytrope, was bei der Variation des Druckverhältnisses in den hier durchgeführten Simulationen unter Annahme eines konstanten polytropen Wirkungsgrades sehr von Vorteil ist. Des Weiteren ist in Formel (A.12) erstmalig eine gekühlte Turbine berücksichtigt. Dies hat entscheidende Bedeutung, da die Brennkammeraustrittstemperatur in der Vergangenheit stark angestiegen ist.

Es werden folgende Formeln verwendet:
Verdichter [Tra04]:

$$I_V[\$_{2004}] = v1\left[\left(\frac{\dot{m}_{in}\sqrt{RT_{in}}}{p_{in}\dot{m}_{cr}}\right)\Big/\left(\frac{\dot{m}_{ref}\sqrt{R_{ref}T_{ref}}}{p_{ref}\dot{m}_{cr,ref}}\right)\right]^{v3}\frac{{\pi_V}^{v4}\ln(\pi_V)}{(1-\eta_{pol})^{v2}} \tag{A.10}$$

Brennkammer [Tra04]:

$$I_{Bk}[\$_{2004}] = bk1\left(\frac{\dot{m}_4 v_4}{\dot{m}_{ref} v_{ref}}\right)^{bk5}\left[1+\exp\left(bk3\,{T_4}\big/{T_{ref}} - bk4\right)\right]\frac{1}{(1-\pi_{Bk})^{bk2}} \tag{A.11}$$

Turbine [Tra04]:

$$I_T[\$_{2004}] = t1\left(\frac{\dot{m}_5 v_5}{\dot{m}_{ref} v_{ref}}\right)^{t5}\left[1+\exp\left(t3\,{T_4}\big/{T_{ref}} - t4\right)\right]\frac{\ln\pi_T}{(1-\eta_{pol,T})^{t2}} \tag{A.12}$$

Generator [Tra04]:

$$I_T[\$_{2004}] = g1\left(\frac{P_{el}}{P_{el,ref}}\right)^{g2} \tag{A.13}$$

Wärmeübertrager [Geb02]:

$$I_{GW-WÜ}[€_{2002}] = w1\,{A_{WÜ}}\big/{A_{ref}}\left(w2\,{A_{WÜ}}\big/{A_{ref}}^{w3} + w4\right)\left(w5\,{A_{WÜ}}\big/{A_{ref}}^{w6} - w7\right) \tag{A.14}$$

Die Kosten für die eingesetzten Wärmeübertrager werden gemäß einer Formel aus [Geb02] abgeschätzt. Hierbei handelt es sich um einen Rohrbündelwärmeübertrager mit einem Wärmeübergangskoeffizienten von k=31 W/m²K. Dies ist ein mittlerer Wert für Rohrbündelwärmeübertrager 10<k<70 W/m²K, laut [Vdi06]. Diese Kostenfunktion (A.14) ohne den letzten Term in Klammern approximiert die Kosten für einen Gas-Wasser-Wärmeübertrager aus Schwarzstahl. Der letzte Term in Klammern ist eine Korrektur für Edelstahl. Der erste Koeffizient w1 wird entweder zu 1 für einen Gas-Wasser-Wärmeübertrager gesetzt oder zu 5 für einen Gas-Gas-Wärmeübertrager, sprich Rekuperator. Hintergrund hierfür ist, dass eine Kostenfunktion für einen Rekuperator in der Literatur nicht zu finden ist. In [Mac03] wird allerdings die Aussage getroffen, dass ein Rekuperator aus Inconel-625 ungefähr fünfmal so teuer wie aus Edelstahl ist. Diese Aussage konnte mit Materialpreisen aus dem Internet verifiziert werden. Auch in [Bia05] wird diese Annahme verwendet.
Die in den Formeln (A.10) bis (A.14) verwendeten Parameter sind in Tabelle A - 1 dargestellt:

Tabelle A - 1: Koeffizienten der Kostenabschätzung für die verwendeten Gasturbinenkomponenten

v1 [$]	5095,9	bk1 [$]	1857,0	t1 [$]	5979,1	w1 [€]	1 / 5
v2	0,15	bk2	0,995	t2	0,29	w2	3951,37
v3	0,85	bk3	5,479	t3	4,185	w3	-0,8616
v4	0,3	bk4	34,36	t4	23,60	w4	52,55
		bk5	0,6	t5	0,75	w5	43,79
g1 [$]	1030,9					w6	-0,0034
g2	0,72					w7	42,06
p_{ref} [Pa]	101325	$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	1	$P_{el,ref}$ [kW]	1,0		
T_{ref} [K]	288,15	$\dot{m}_{cr,ref}$	0,9586	A_{ref} [m²]	1,0	R_{ref} [J/kgK]	289,2

Die Kosten eines Verdichters sind eine Funktion des geförderten Volumenstroms dar, des Druckverhältnisses und des Wirkungsgrades. Dadurch werden die Größe der Maschine, die Anzahl der Stufen sowie die Qualität der Turbomaschine berücksichtigt wird. Zusätzlich ist in Formel (A.9) ein kritischer Massenstrom $\dot{m}_{cr}$ zu finden. Dieser in [Tra10] genauer beschriebene Wert ist eine reine Funktion des Isentropenexponenten κ des jeweils zu verdichteten Fluides und spiegelt damit den Einfluss einer veränderten Fluidzusammensetzung auf den Isentropenexponenten dar. Wird ein zwischengekühlter Verdichter eingesetzt, so werden die Kosten des Verdichters ohne Zwischenkühlung abgeschätzt und die des Wärmeübertragers hinzuaddiert. Grund hierfür ist, dass die angegebene Formel nur für nicht-zwischengekühlte Verdichter gültig ist. Hinter der Zwischenkühlung ist der Volumenstrom geringer. Dadurch sinken auch der Durchmesser des 2. Verdichters sowie die Gehäusegröße. Daher ist davon auszugehen, dass ein zwischengekühlter Verdichter (ohne den Wärmeübertrager) günstiger ist als ein Verdichter ohne Zwischenkühlung. Hierzu werden jedoch keine Formeln in der Literatur angegeben. In [Bha04] werden verschiedene Gasturbinenprozesse verglichen. Auf eine Beschreibung der verwendeten Formeln für einen zwischengekühlten Verdichter wird hier allerdings verzichtet. Die durchgeführte Simulation der Zwischenkühlung stellt somit eine konservative Annahme dar.

Die Brennkammmerkosten sind eine Funktion des Volumenstroms, der Brennkammeraustrittstemperatur und des Druckverlustes. Hierbei wird ebenfalls die Größe berücksichtigt, die Materialkosten, die mit der Brennkammeraustrittstemperatur einhergeht, sowie die Komplexität der Strömungsführung in der Brennkammer, die sich im Druckverlust äußert.

Die Turbine wird abgeschätzt analog zum Verdichter mittels des Volumenstroms, hier allerdings am Austritt (Einfluss auf die Größe der Maschine), des Druckverhältnisses (Anzahl der Stufen) und des Wirkungsgrades (Qualität der Maschine). Zusätzlich geht hier noch die Brennkammereintrittstemperatur ein analog zur Brennkammer. Bei den Prozessen mit Inversem Brayton Cycle wird in der Turbine in den Unterdruck entspannt, hierdurch steigt zum einen das Druckverhältnis, zum anderen der Volumen-

strom am Austritt stark an. Formel (A.12) wurde zur Abschätzung einer Turbine generiert, die gegen Umgebungsdruck entspannt. Daher ist diese Formel hierfür nur bedingt zu gebrauchen und wird folgendermaßen angewendet: Um einen fairen Vergleich einer einfachen Gasturbine mit einer Gasturbine mit kombiniertem IBC durchführen zu können, werden hier zwei hintereinander geschaltete Turbinen simuliert. Die erste Turbine entspannt gegen Umgebung. Somit entspricht das spez. Volumen am Austritt dem einer Turbine ohne kombiniertem IBC. Im Anschluss wird das Abgas in der zweiten Turbine auf den jeweiligen optimalen Unterdruck entspannt. Durch dieses Vorgehen entsprechen die Kosten der ersten Turbine der einer Gasturbine ohne IBC. In dieser Turbine ist der vornehmliche Kostentreiber die hohe Eintrittstemperatur. In der zweiten Turbine entstehen die Kosten vornehmlich über den sehr hohen Volumenstrom am Austritt. Dieses Vorgehen ist auch deswegen anzuwenden, da in den rekuperierten Prozessen mit IBC der Austrittsdruck aus der Hochdruckturbine nicht vorgegeben ist. Somit verteilen sich hier die Kosten ohnehin auf zwei Turbinen.
Zur Bestimmung der Investitionskosten des Generators wird davon ausgegangen, dass die spezifischen Kosten mit der Leistung sinken. Grund hierfür ist, dass der Materialbedarf des Generators zwar mit der Leistung ansteigt, nicht jedoch der Aufwand der Produktion, was jedoch den Hauptanteil der Produktionskosten ausmacht.
Da die verwendeten Formeln die Investitionskosten für verschiedene Referenzjahre abschätzen und diese in der Vergangenheit liegen, werden diese mit dem Chemical Engineering Plant Cost Index (PCI) auf das Jahr 2010 umgerechnet, siehe [Gre08]. Bei den Werten, die in [$] angegeben sind, wird zusätzlich noch der Wert in [€] umgerechnet:

Umrechnung der Investitionskosten auf das Jahr 2010:

$$I[€_{2010}] = I[\$_{\text{Basisjahr}}] \frac{PCI_{2010}}{PCI_{\text{Basisjar}}} WK_{2010} \frac{€}{\$} \tag{A.15}$$

Der von Januar bis Oktober gemittelte Index für das Jahr 2010 lag bei PCI_{2010}=550. Das Basisjahr für Verdichter, Brennkammer, Turbine und Generator war 2004 (PCI_{2004}=457,4), das Basisjahr für Wärmeübertrager 2002 (PCI_{2002}=395,6). Der gemittelte Wechselkurs WK_{2010} von Dollar in Euro lag 2010 bei 0,75416 €/$.

Abschätzung der Stromerlöse

In Abbildung A - 34 sind die Stromerlöse (für Grund- und Spitzenlast) der Jahre 2000 bis 2010 dargstellt sowie die Prognose, die im Auftrag der Deutschen Bundesregierung bis 2030 entstanden ist, siehe [Bmw10]. Zusätzlich ist die verwendete interpolierte Kurve abgebildet.

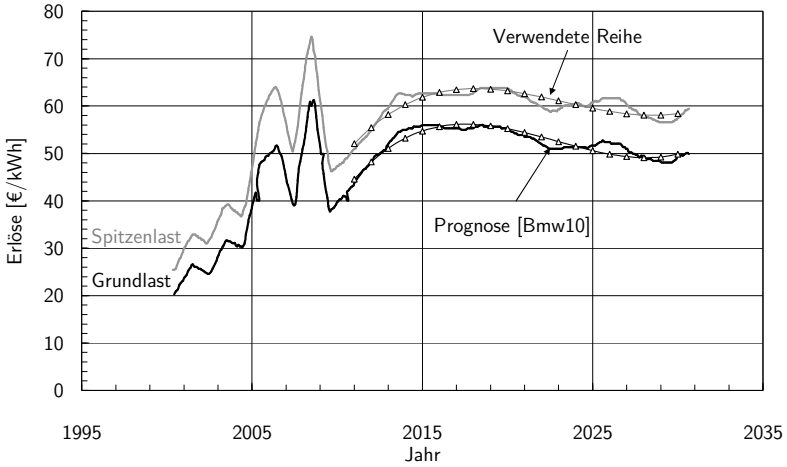


Abbildung A - 34: Verlauf in der Vergangenheit sowie die Prognose der Stromerlöse für Grund- und Spitzenlast

Abschätzung der Stromgestehungskosten

In Abbildung A - 35 sind die Brennstoffkosten sowie die Kosten für die CO_2-Zertifikate der Jahre 2000 bis 2010 aufgelistet. Zusätzlich ist hier die Prognose gemäß [Bmw10]] angegeben.

Für die Kosten Bedienpersonals wurden 2€/MWh angenommen mit einer jährlichen Verteuerungsrate von 3,5%.

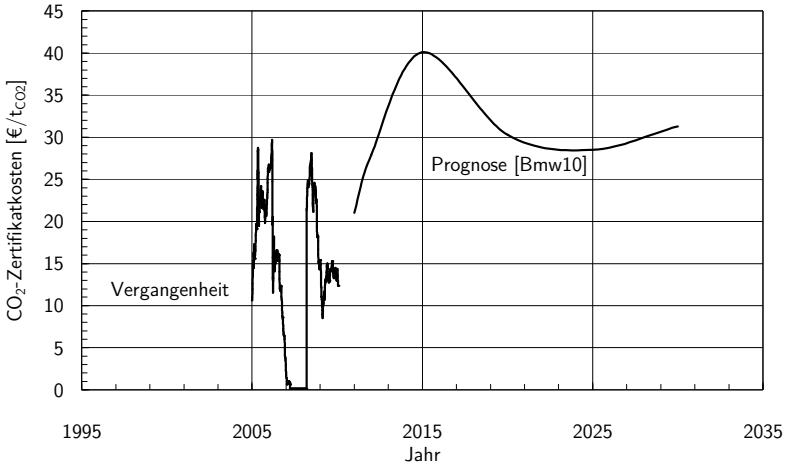


Abbildung A - 35: Verlauf in der Vergangenheit sowie Prognose der Kosten für ein CO_2-Zertifikat

Abschätzung der Brennstoffkosten

Die Brennstoffkosten werden ebenfalls gemäß der Prognose aus [Bmw10] abgeschätzt. Hierbei wird der Preis pro MWh bezogen auf den oberen Heizwert des Erdgases berechnet.

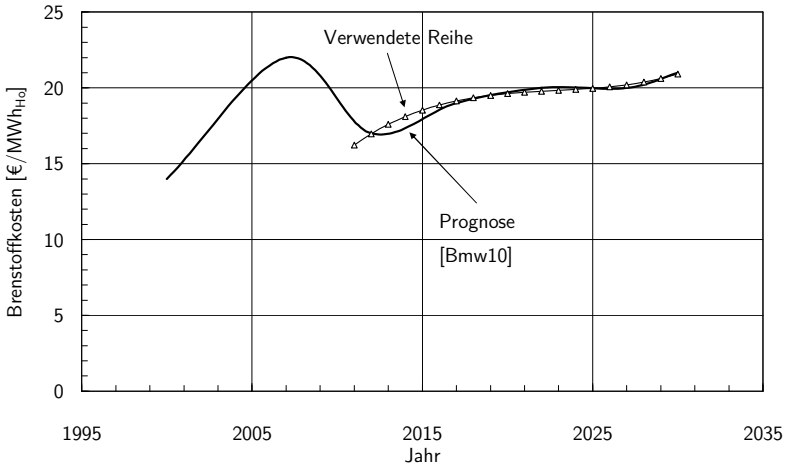


Abbildung A - 36: Verlauf in der Vergangenheit sowie Prognose der Brennstoffkosten

A-XII Ergebnisse der wirtschaftlichen Abschätzung

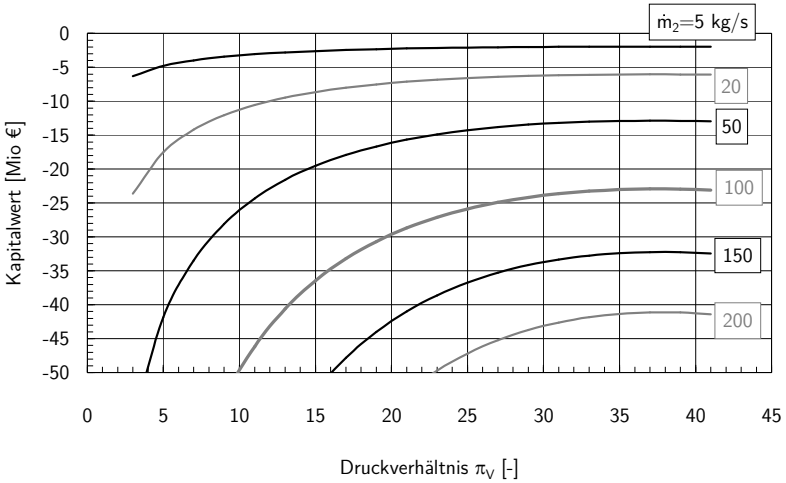


Abbildung A - 37: Verlauf des Kapitalwerts einer einfachen Gasturbine in Mittellast für unterschiedliche Druckverhältnisse und Massenströme bei einer Brennkammeraustrittstemperatur von T_4=1300°C

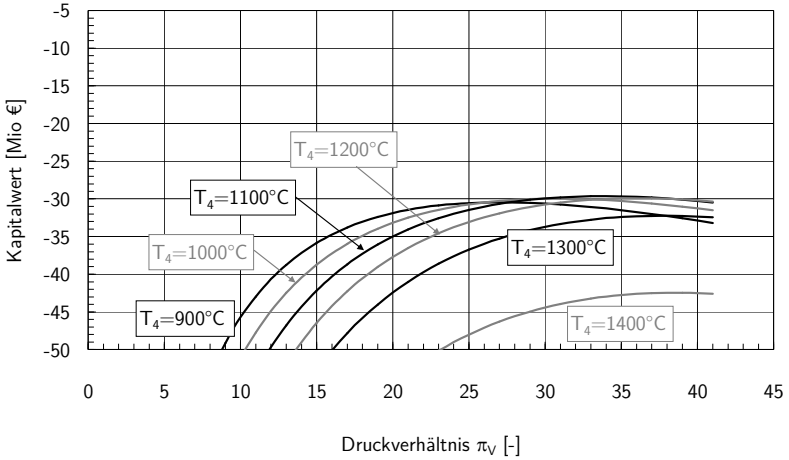


Abbildung A - 38: Kapitalwert einer einfachen Gasturbine als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

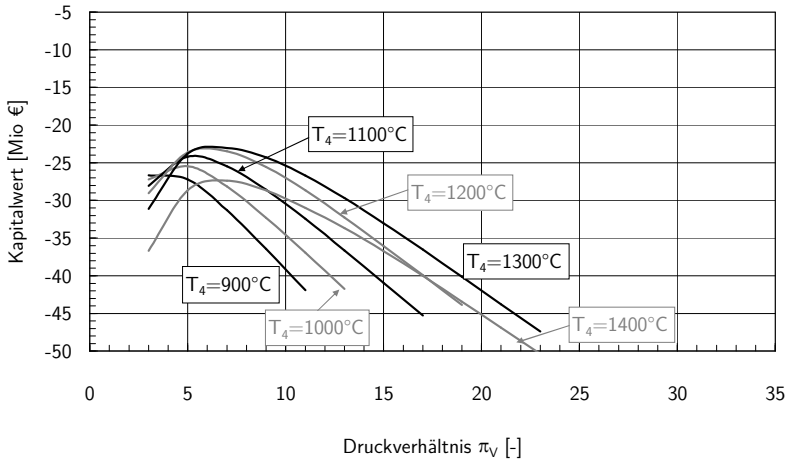


Abbildung A - 39: Kapitalwert einer rekupierten Gasturbine als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

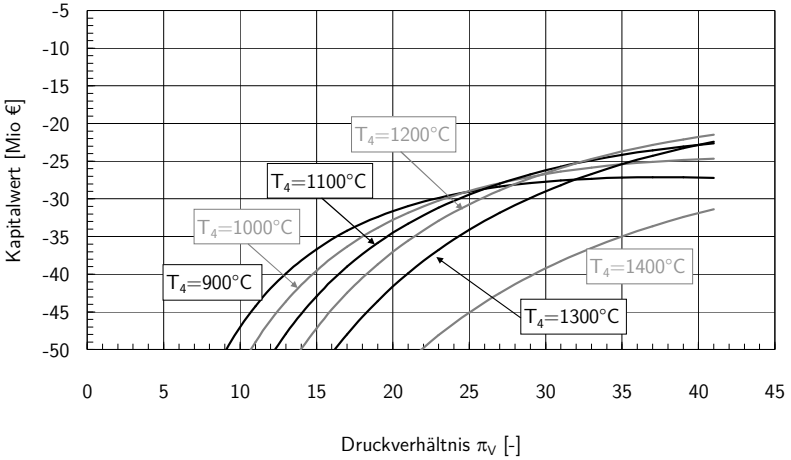


Abbildung A - 40: Kapitalwert einer zwischengekühlten Gasturbine als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

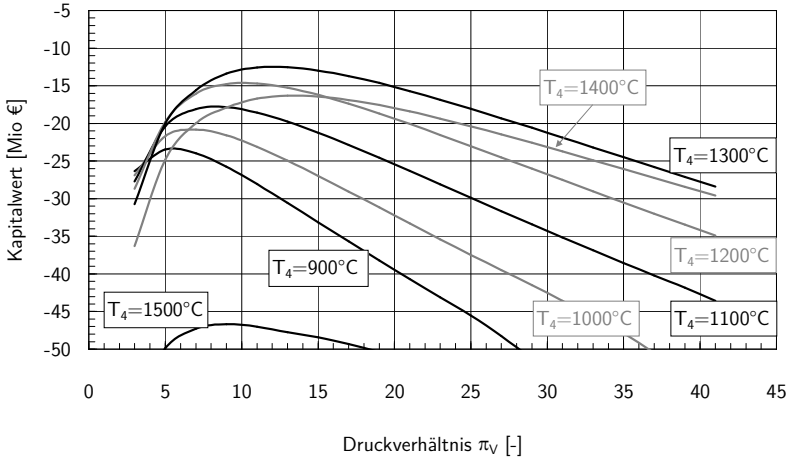


Abbildung A - 41: Kapitalwert einer zwischengekühlten, rekupierten Gasturbine als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

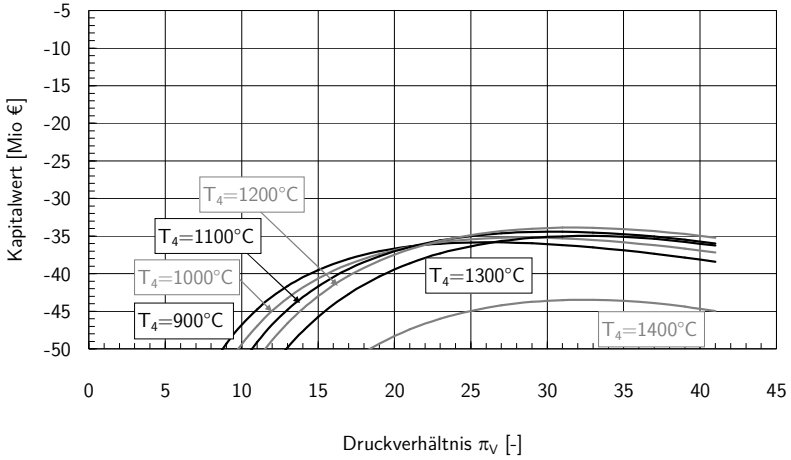


Abbildung A - 42: Kapitalwert einer Gasturbine mit kombiniertem IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

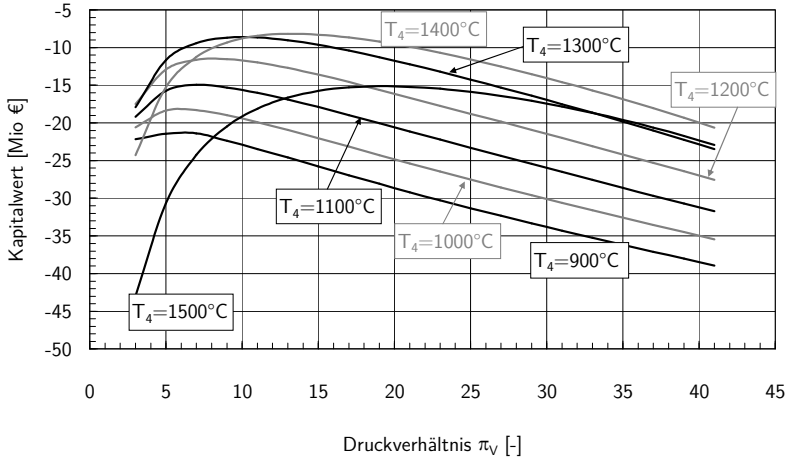


Abbildung A - 43: Kapitalwert einer rekupierten Gasturbine mit kombiniertem IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

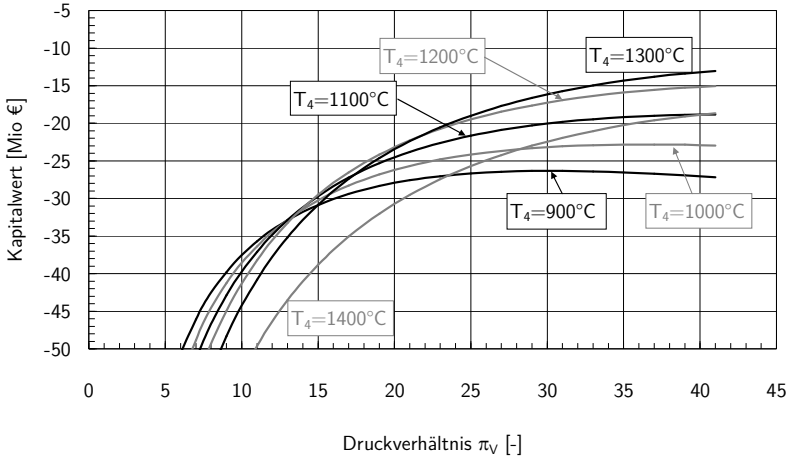


Abbildung A - 44: Kapitalwert einer zwischengekühlten Gasturbine mit kombiniertem IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

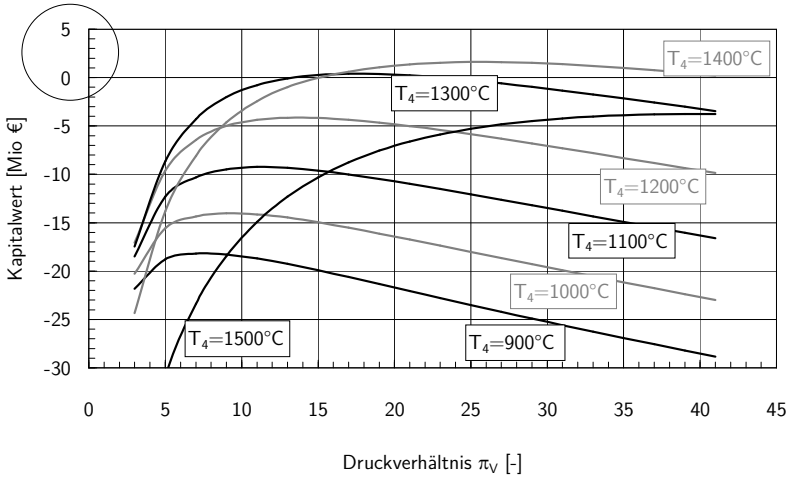


Abbildung A - 45: Kapitalwert einer zwischengekühlten, rekuperierten Gasturbine mit kombiniertem IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

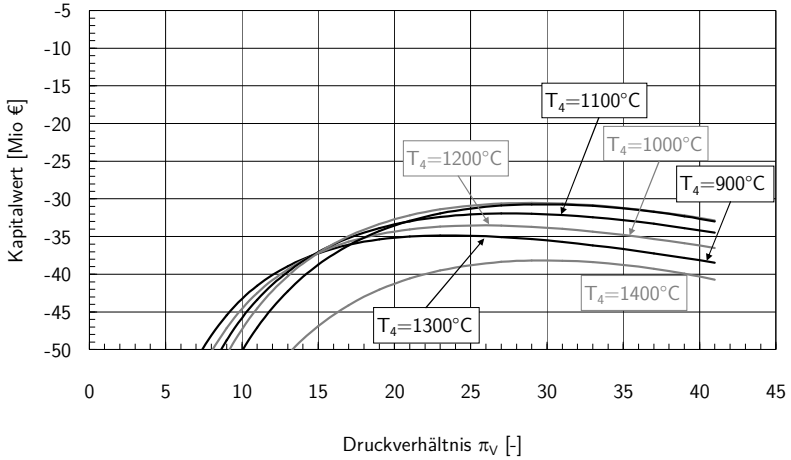


Abbildung A - 46: Kapitalwert einer Gasturbine mit kombiniertem zwischengekühlten IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses $\boldsymbol{\pi_V}$ für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

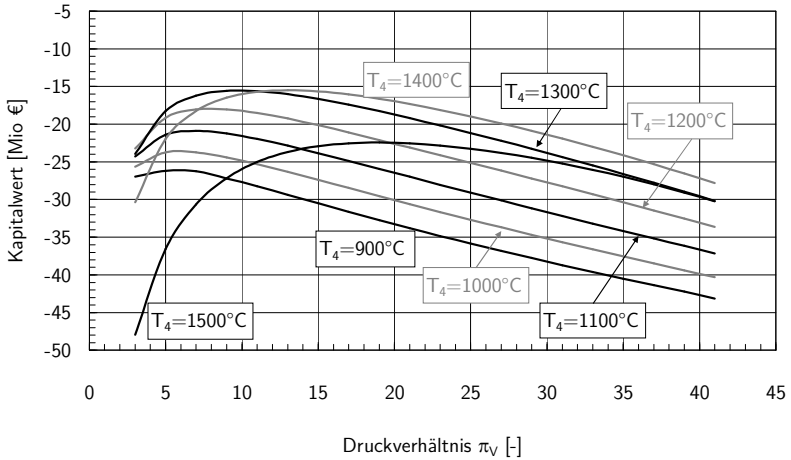


Abbildung A - 47: Kapitalwert einer rekupierten Gasturbine mit kombiniertem zwischengekühlten IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses $\boldsymbol{\pi_V}$ für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

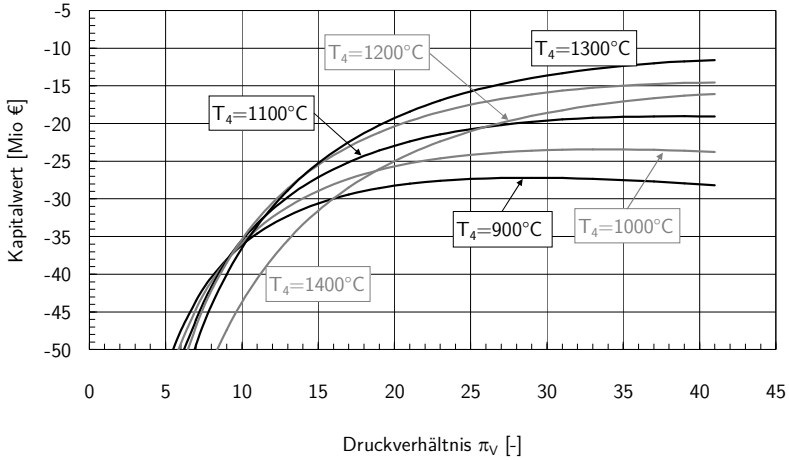


Abbildung A - 48: Kapitalwert einer zwischengekühlten Gasturbine mit kombiniertem zwischengekühlten IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses $\boldsymbol{\pi_V}$ für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s

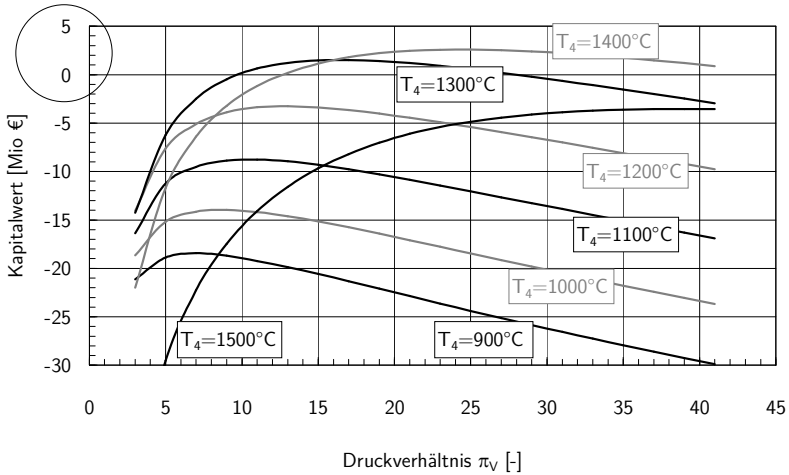


Abbildung A - 49: Kapitalwert einer zwischengekühlten, rekuperierten Gasturbine mit kombiniertem zwischengekühlten IBC als Funktion der Brennkammeraustrittstemperatur T_4 und des Druckverhältnisses π_V für einen Luftmassenstrom von $\dot{m}_2$=150kg/s