

VT-Forschungsbericht 2020-05

Experimentelle und Numerische Untersuchung einer Inversen Mikrogasturbine

Dipl.-Ing. Eleni Agelidou

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut für Verbrennungstechnik
Stuttgart



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt



Herausgeber

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

**Institut für
Verbrennungstechnik**

Pfaffenwaldring 38-40
70569 Stuttgart

Telefon
Telefax

(0 7 11) 68 62 - 3 08
(0 7 11) 68 62 - 5 78

Als Manuskript gedruckt.
Abdruck oder sonstige Verwendung
nur nach Absprache mit dem Institut gestattet

D93, Stuttgart

Experimentelle und Numerische Untersuchung einer Inversen Mikrogasturbine

Von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Eleni Agelidou

aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Manfred Aigner

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Franz Joos

Tag der mündlichen Prüfung 30. Juli 2020

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt
Universität Stuttgart

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut für Verbrennungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR) in Stuttgart. An dieser Stelle möchte ich mich bei den vielen Menschen bedanken, die mich während dieser Zeit unterstützt haben.

Ich danke meinem Doktorvater und Institutsleiter Prof. Dr.-Ing. Manfred Aigner für die vielfältige Unterstützung und für die Schaffung der formalen und wirtschaftlichen Bedingungen am Institut. Weiterhin danke ich herzlich Prof. Dr.-Ing. Franz Joos für die Übernahme der Aufgabe des Mitberichters und Prof. Dr.-Ing. Bernhard Weigand für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes. Weiterhin danke ich meinen Abteilungsleitern Dr. Peter Kutne und Dr.-Ing. Andreas Huber für die Freiräume, die sie mir für meine Arbeit an der Dissertation eingeräumt haben.

Ganz besonders danke ich meinen beiden fachlichen Betreuern für die ausgezeichnete Betreuung: Dr.-Ing. Martin Henke für die richtungsweisenden Gespräche und Diskussionen, für die Einführung in die Welt der Prozesssimulation und die entgegengebrachte Loyalität. Meinem ehemaligen Betreuer und Mentor Dr.-Ing. Thomas Monz danke ich für die unzähligen Ratschläge und inspirierenden Diskussionen, die wesentlich zum Erfolg meiner Arbeit und meiner persönlichen Entwicklung beigetragen haben.

Meinen ehemaligen und aktuellen Kolleginnen und Kollegen in der Abteilung sowie am Institut danke ich für die vielfache Unterstützung und der tollen, gemeinschaftlichen Atmosphäre, aus der langjährige Freundschaften entstanden sind. Hervorheben möchte ich Dipl.-Ing. Melanie Herbst und Dipl.-Ing. Jürgen Roth für ihre tatkräftige Unterstützung bei den Experimenten. Für seine Unterstützung in der Prozesssimulation und den vielen fachlichen Diskussionen bedanke ich mich herzlichst bei Dipl.-Ing. Thomas Krummrein. Danken möchte ich auch meinem langjährigen Bürokollegen Dr.-Ing. Stefan Hasemann-Seeger für die ausgezeichnete Büroatmosphäre, seine kompetente Beratung und den vielen Diskussionen.

Mein größter Dank gilt jedoch meinen Eltern sowie meinem Bruder: danke, dass ich mich jederzeit auf euch verlassen kann und für eure Ermutigung darin meinen eigenen Weg zu gehen. Aus diesem Grund widme ich euch meine Arbeit. Abschließend danke ich meinem Freund Stefan für seine liebevolle Unterstützung und große Geduld.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	7
Tabellenverzeichnis	11
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	13
Kurzfassung	17
Abstract	19
1. Einleitung	21
1.1. Motivation	21
1.2. Stand der Forschung	24
1.3. Aufgabenstellung und Ziele	28
2. Grundlagen	31
2.1. Mikrogasturbine	31
2.2. Lagerungskonzepte	33
2.2.1. Gleitlager	34
2.2.2. Wälzlager	37
2.2.3. Magnetlager	37
2.2.4. Vergleich der Lagerungskonzepte	38
2.3. Thermodynamische Kreisprozesse	39
2.3.1. Idealer Brayton-Kreisprozess	39
2.3.2. Idealer inverser Brayton-Kreisprozess	41
2.3.3. Realer Kreisprozess einer BHKW-Anwendung	42
2.3.4. Einfluss der Invertierung	50
2.4. Numerische Simulation	54
2.4.1. Modellierung der MGT Komponenten	55
3. Experimentelle Untersuchung	59
3.1. Experimentelles Vorgehen	59
3.1.1. Ausgangssystem	59
3.1.2. Notwendige Modifikationen für die Invertierung	62
3.1.3. Versuchsaufbauten und Messtechnik	65
3.1.4. Versuchsdurchführung	69

3.1.5.	Versuchsauswertung	69
3.2.	Experimentelle Ergebnisse	70
3.2.1.	Druck- und Temperaturverläufe	71
3.2.2.	Massenströme	72
3.2.3.	Wärmeübertrager	73
3.2.4.	Brennkammer	75
3.2.5.	Mechanische Verluste	75
3.2.6.	Wärmeverluste	77
3.2.7.	Turbokomponenten	79
3.2.8.	Energiebilanz	83
4.	Numerische Potentialanalyse	85
4.1.	Parameteridentifikation	86
4.1.1.	Druckverluste	86
4.1.2.	Wärmeverluste und Wärmeströme	87
4.1.3.	Weitere Modellparameter	88
4.1.4.	Übersicht der Modellparameter	88
4.2.	Validierungsergebnisse	90
4.3.	Potential- und Sensitivitätsanalyse	92
4.3.1.	Mechanische Verluste	93
4.3.2.	Turbokomponenten	94
4.3.3.	Rekuperator	95
4.3.4.	Druckverluste	96
4.3.5.	Wasserwärmeübertrager und Wasserkreislauf	97
4.3.6.	Wärmeverluste	99
4.3.7.	Vergleich und Bewertung der Sensitivitäten	100
4.4.	Systemauslegung und Definition der Anforderungen	104
4.4.1.	Mechanische Verluste	104
4.4.2.	Turbokomponenten	105
4.4.3.	Wärmeübertrager	107
4.4.4.	Wärmeverluste	108
4.4.5.	Abgasrezirkulation und Brennkammersystem	109
4.4.6.	Zusammenfassung der Anforderungen	111
5.	Zusammenfassung und Ausblick	115
A.	Anhang	119
	Literaturverzeichnis	125
	Lebenslauf	135

Abbildungsverzeichnis

1.1. Funktionsschema einer inversen, rekuperierten MGT.	23
2.1. Funktionsschema eines MGT-basierten BHKWs.	32
2.2. Beispielhafter Aufbau einer MGT-Leistungseinheit.	33
2.3. Beispielhafter Aufbau eines ölgeschmierten Gleitlagers mit schwimmenden Gleitbuchsen in einem Turbolader.	35
2.4. Aufbau der MGT Capstone C65 mit luftgeschmierter Gleitlagerung.	36
2.5. Schematischer Aufbau eines einreihigen Rillenkugellagers.	37
2.6. Funktionsschema einer idealen, rekuperierten BC-MGT.	40
2.7. T-s-Diagramm des idealen, rekuperierten Brayton-Kreisprozesses.	40
2.8. Funktionsschema einer idealen inversen rekuperierten MGT.	41
2.9. T-s-Diagramm des idealen Brayton- (schwarz) und des idealen inversen Brayton-Kreisprozesses (grün).	42
2.10. T-s-Diagramm des idealen (schwarz) und des realen inversen Brayton- Kreisprozesses (grün) im Vergleich.	43
2.11. Funktionsschema eines realen IBC-MGT-BHKWs mit AGR.	44
3.1. Aufbau der bedruckten MGT EnerTwin.	60
3.2. Schematische Skizze des Brennkammersystems und des Rekuperators sowie deren Prozessgasströme.	61
3.3. CAD-Modell des Versuchsaufbaus der IBC-MGT.	63
3.4. Schematische Darstellung des IBC-MGT-Prüfstands und der Messpositionen.	65
3.5. Schematische Darstellung des Prüfstands und der Messpositionen zur Ermitt- lung der mechanischen Verluste.	68
3.6. Druck- und Temperaturverlauf über das Gesamtsystem beispielhaft für einen Vollastpunkt (240 krpm) und einen Teillastpunkt (180 krpm).	71
3.7. Gesamtmassenstrom und Volumenstrom als Funktion der Drehzahl.	72
3.8. Berechnete Kenngrößen des Rekuperators in Abhängigkeit von der Drehzahl. Links: Dichte und Strömungsgeschwindigkeit am luft- und abgasseitigen Einlass. Rechts: relativer Druckverlust beider Prozessgasströme.	73
3.9. Berechnete Kenngrößen des Rekuperators in Abhängigkeit von der Drehzahl. Links: Wirkungsgrad und Wärmeströme. Rechts: Ein- und Auslasstemperatu- ren für die Luftseite (Atmosphärendruck) und Abgasseite (Unterdruck).	74

3.10. Brennstoffmassenstrom und Druckverlust der Brennkammer in Abhängigkeit von der Drehzahl.	75
3.11. Lagerverluste in Abhängigkeit von der Drehzahl, ermittelt mit Hilfe des Prüfstands aus Abbildung 3.5.	76
3.12. Aufteilung der Wärmeverluste des IBC-MGT-Prüfstands.	77
3.13. Wärmeströme in Abhängigkeit von der Drehzahl. Links: Wärmeverluste an die Umgebung. Rechts: thermische Nutzleistung und die vom Kühlwasser aufgenommenen Wärmeströme.	78
3.14. Berechnete Kenngrößen des Verdichters als Funktion der Drehzahl. Links: Ein- und Auslassdruck und das Totaldruckverhältnis. Rechts: Temperatur am Ein- und -auslass des Verdichters sowie der isentrope Wirkungsgrad.	80
3.15. Berechnete Kenngrößen der Turbine als Funktion der Drehzahl. Links: Ein- und Auslassdruck sowie das Totaldruckverhältnis. Rechts: Temperatur am Ein- und -auslass der Turbine.	80
3.16. Aus der Wellen-Energiebilanz und der Brennkammerbilanz berechnete TIT und der daraus ermittelte Turbinenwirkungsgrad (TIT aus der Wellen-Energiebilanz) in Abhängigkeit von der Drehzahl.	82
3.17. Ergebnisse aus der Energiebilanzierung des Systems über den gesamten Betriebsbereich.	83
4.1. Validierung des Druck- und Temperaturverlaufs über die gesamte Anlage für den Vollastfall im stationären Betrieb. Die Messpositionen sind Abbildung 3.4 zu entnehmen.	90
4.2. Validierung des Druck- und Temperaturverlaufs über die gesamte Anlage für den untersten Teillastpunkt im stationären Betrieb. Die Messpositionen sind Abbildung 3.4 zu entnehmen.	91
4.3. Validierung des Brennstoffmassenstroms und der elektrischen Leistung für alle Betriebspunkte.	91
4.4. Elektrische Leistung und elektrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von den Lagerverlusten und den Turbokomponentenwirkungsgraden.	94
4.5. Elektrische und thermische Leistung sowie die Auslasstemperaturen des Rekuperators in Abhängigkeit des Rekuperatorwirkungsgrads.	96
4.6. Elektrischer Wirkungsgrad und Brennstoffbedarf sowie das Turbinendruckverhältnis der IBC-MGT in Abhängigkeit vom Rekuperatordruckverlust. . .	97
4.7. Elektrischer und thermischer Wirkungsgrad sowie die Verdichtereinlasstemperatur in Abhängigkeit vom Wasserwärmeübertragerwirkungsgrad.	98
4.8. Elektrischer und thermischer Wirkungsgrad sowie die Nutz-, Verdichter- und Brennstoffleistung in Abhängigkeit von den Vor- und Rücklauftemperaturen. . .	98
4.9. Einfluss der Gesamtwärmeverluste auf die thermische Leistung, den Brennstoffbedarf und den elektrischen und thermischen Wirkungsgrad.	100

4.10. Elektrischer Wirkungsgrad als Funktion des Verdichterdruckverhältnisses für verschiedene TIT und TOT.	106
4.11. Einfluss der AGR auf die Systemtemperaturen.	109
4.12. Einfluss der AGR-Rate auf den elektrischen und thermischen Wirkungsgrad sowie auf den Sauerstoffmassenanteil am Brennkammereinlass.	110
A.1. Volumenstrom am Einlass von Turbine und Verdichter als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.	119
A.2. Gesamtmassenstrom und Volumenstrom am Turbinenauslass als Funktion der Drehzahl für die Messreihen 1-6.	120
A.3. Relativer Druckverlust beider Prozessgasströme des Rekuperators als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.	120
A.4. Wirkungsgrad des Rekuperators als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.	121
A.5. Brennstoffmassenstrom und Druckverlust der Brennkammer in Abhängigkeit von der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.	121
A.6. Berechnete Kenngrößen der Turbine als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6. Links: Wirkungsgrad, Rechts: Turbinendruckverhältnis. . . .	122
A.7. Berechnete Kenngrößen des Verdichters als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6. Links: Wirkungsgrad, Rechts: Verdichterdruckverhältnis. . . .	122
A.8. Die aus der Wellen-Energiebilanz berechnete TIT als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.	123
A.9. Ergebnisse aus der Energiebilanzierung des Systems über den gesamten Betriebsbereich für die Messreihen 1-6.	123

Tabellenverzeichnis

2.1. Gegenüberstellung der Eigenschaften verschiedener Lagerungskonzepte. . . .	38
2.2. Möglicher Einfluss der erhöhten kinematischen Viskosität auf den Wirkungsgrad eines Verdichters mit $\eta_{\text{Verd}} = 75\%$ und einer Turbine mit $\eta_{\text{Turb}} = 70\%$, berechnet nach den Ansätzen von Ackeret, Pfeleiderer und Weigel.	54
3.1. Randbedingungen der hier betrachteten Messreihe.	70
4.1. Die aus allen Messreihen abgeleiteten Modellparameter und Randbedingungen für die Simulation.	89
4.2. Randbedingungen der Sensitivitätsanalyse.	92
4.3. Definition der Bewertungsskala für die einzelnen Bewertungskriterien. . . .	100
4.4. Bewertungsmatrix zum Einfluss der einzelnen Komponentenoptimierungen. .	104
4.5. Leistung der IBC-MGT bei Volllast nach Optimierung der Leistungseinheit.	107
4.6. Leistung der IBC-MGT bei Volllast mit Wasserwärmeübertrager im Abgasstrang nach Optimierung der Leistungseinheit und der Wärmeverluste. . . .	109
4.7. Leistung der IBC-MGT bei Volllast mit Wasserwärmeübertrager im Abgasstrang und externer Abgasrezirkulation nach Optimierung der Leistungseinheit und der Wärmeverluste.	111
4.8. Anforderungen an die optimierten Komponenten der IBC-MGT, bestimmt bei einer Rücklaufftemperatur des Wassers von 303 K und einer Vorlauftemperatur des Wassers von 313 K.	112

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{q}	spezifischer Wärmestrom	W/kg
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
\dot{m}_{red}	normierter Massenstrom	kg · √K / (s · Pa)
A	Querschnittsfläche	m ²
b	Breite	m
c_f	Rohrreibungszahl	-
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	J/(kg · K)
D	Durchmesser	m
d	Dicke	m
h	spezifische Enthalpie	J/kg
H_i	Heizwert	J/kg
k	Wärmedurchgangszahl	J/(s · K · m ²)
L	Länge	m
Ma	Mach-Zahl	-
N	Drehzahl	1/s
N_{red}	normierte Drehzahl	1/(s · √K)
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
p_R	Reibungsverluste	W
R	spezifische Gaskonstante	J/(kg · K)
Re	Reynolds-Zahl	-
s	spezifische Entropie	J/(kg · K)
So	Sommerfeld-Zahl	-

T	Temperatur	K
u	Gasgeschwindigkeit	m/s
Y_a	Massenanteil der Spezies a	kg/kg

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangszahl	W/(m ² K)
Δp_{rel}	Druckverlust relativ zum Eintrittsdruck des Abschnitts	%
δ	Abweichung	%
η	Wirkungsgrad	%
η_{dyn}	dynamische Viskosität	Pa · s
γ	Parameter für die Wärmeverlustberechnung	W/K oder K/K
$\gamma_{\Delta\dot{Q}}$	Parameter für die Wärmeverlustberechnung	W/K
$\gamma_{\Delta T}$	Parameter für die Wärmeverlustberechnung	K/K
κ	Isentropenexponent	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m · K)
μ/ψ	Reibungskennzahl	-
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s
ϕ	relative Feuchte	%
Π	Druckverhältnis	-
ψ	Lagerspiel	m
ρ	Dichte	kg/m ³

Chemische Formeln

CO	Kohlenstoffmonoxid
NO	Stickstoffmonoxid
NO _x	Summe aus Stickstoffmonoxid und -dioxid
O ₂	Sauerstoff

Indizes

<i>Abg</i>	Abgas
<i>aus</i>	Auslass
<i>aux</i>	Hilfsaggregate (Auxiliaries)
<i>ax</i>	axial
<i>BK</i>	Brennkammer

<i>Br</i>	Brennstoff
<i>ein</i>	Einlass
<i>el</i>	elektrisch
<i>GE</i>	Generator
<i>ges</i>	gesamt
<i>LE</i>	Leistungselektronik
<i>mech</i>	mechanisch
<i>Mess</i>	Messung
<i>Nutz</i>	nutzbar
<i>ref</i>	Referenz
<i>Rek</i>	Rekuperator
<i>rel</i>	relativ
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>s</i>	isentropen Vergleichsprozess
<i>Sim</i>	Simulation
<i>stat</i>	statisch
<i>sub</i>	subatmosphärisch
<i>th</i>	thermisch
<i>tot</i>	total
<i>Turb</i>	Turbine
<i>Umg</i>	Umgebung
<i>Verd</i>	Verdichter
<i>Verl</i>	Verlust
<i>VL</i>	Vorlauf

Abkürzungen

AGR	Abgasrezirkulation
BC	Brayton-Kreislauf (Brayton-Cycle)
BHKW	Blockheizkraftwerk
BP	Betriebspunkt
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CIT	Kompressoreinlasstemperatur (Compressor Inlet Temperature)

COT	Kompressorauslasstemperatur (Compressor Outlet Temperature)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
EFH	Einfamilienhaus
FLOX [®]	Flammenlose Oxidation
GT	Gasturbine
IBC	Inverser Brayton-Kreislauf (Inverted Brayton-Cycle)
ISA	Internationale Standardatmosphäre
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
MGT	Mikrogasturbine
MP	Messposition
MTT	Micro Turbine Technology BV
OECD	Organisation for Economic Co-Operation and Development
SOFC	Festoxidbrennstoffzelle (Solid Oxide Fuel Cell)
TIT	Turbineneinlasstemperatur (Turbine Inlet Temperature)
TK	Turbokomponenten
TOT	Turbinenauslasstemperatur (Turbine Outlet Temperature)
WWT	Wasserwärmeübertrager

Kurzfassung

Für eine erfolgreiche Umsetzung der Energiewende wird die dezentrale Energieversorgung immer wichtiger. Die Errichtung von Blockheizkraftwerken (BHKW) bildet dabei ein zentrales Element der Umstellung. Blockheizkraftwerke stellen dem Verbraucher neben der elektrischen Energie auch die Abwärme nutzbar zur Verfügung. Durch die Vermeidung von großen Transport- und Umwandlungsverlusten können dezentrale BHKWs Gesamtnutzungsgrade von über 90% erreichen. Besonders geeignet sind Systeme auf Basis von Mikrogasturbinen (MGT), da sie eine hohe Brennstoffflexibilität bei gleichzeitig niedrigen Schadstoffemissionen sowie geringe Wartungskosten und Geräuschemissionen aufweisen.

Wohngebäude in den OECD-Ländern sind für insgesamt 19 % des Energieverbrauchs und 12 % der CO₂-Emissionen verantwortlich. Hier erfolgt die Deckung des Wärme- und Strombedarfs überwiegend getrennt voneinander. Vor allem im Bereich der Einfamilienhäuser (EFH) ist aufgrund der hohen Anzahl an Gebäuden das Optimierungspotential besonders groß. Der durchschnittliche Bedarf an elektrischer Leistung von EFHs in Deutschland beträgt etwa 1 kW_{el}. Allerdings weisen derzeit am Markt erhältliche MGT-basierte BHKWs eine deutlich höhere Nennleistung auf (> 3kW) und sind somit in diesem Anwendungsbereich nicht wirtschaftlich einsetzbar. Die Realisierung eines MGT-BHKWs für die Leistungsklasse der EFHs bei gleichzeitig hohen Wirkungsgraden ist mit großen Herausforderungen verbunden. So geht zum Beispiel eine Verkleinerung der Turbokomponenten mit einer Minderung ihrer Wirkungsgrade einher, da Verluste sowie Fertigungstoleranzen nicht proportional mit der Radgröße skalieren.

Die Invertierung des thermodynamischen Kreisprozess der MGT stellt einen möglichen Lösungsansatz dar. Beim sogenannten inversen Brayton-Kreisprozess (IBC) erfolgt im Vergleich zum konventionellen Brayton-Kreisprozess (BC) die Durchströmung der Komponenten in veränderter Reihenfolge. Im IBC wird zunächst die Frischluft im Rekuperator erwärmt und stromab in der Brennkammer mit Brennstoff vermischt. Die Verbrennung erfolgt dann bei Atmosphärendruck. Im Anschluss wird das Abgas durch die Turbine in den Unterdruck entspannt, im Rekuperator abgekühlt und schließlich durch den Verdichter auf Umgebungsdruck komprimiert. Beim inversen Betrieb einer BC-MGT skalieren der Massenstrom, die Dichte und auch die Leistung mit dem Druckniveau der MGT. Der Volumenstrom dagegen, welcher der maßgebliche Treiber für die Größe und die Wirkungsgrade der Turbokomponenten ist, bleibt gleich. Folglich können im IBC, bezogen auf die Leistung der MGT, größere Turbokomponenten mit höheren Wirkungsgraden eingesetzt werden.

Ziel dieser Arbeit ist die experimentelle und numerische Untersuchung einer invers betriebenen BC-MGT für den Einsatz im EFH. Bisher in der Literatur beschriebene Untersuchungen konzentrieren sich hauptsächlich auf den Einsatz einer IBC-MGT zur Verstromung der residualen Wärme eines vorgeschalteten Prozesses. Für die experimentelle Untersuchung wird ein IBC-MGT Prüfstand auf Basis einer kommerziellen rekuperierten BC-MGT entwickelt. Zunächst wird eine vereinfachte Prüfstandskonfiguration realisiert, um die mechanischen Verluste im rein motorischen Betrieb zu ermitteln. Aus dieser Untersuchung lassen sich Lagerverluste von bis zu 900 W bei Nenndrehzahl ableiten. Anschließend werden bei der Untersuchung der IBC-MGT alle relevanten stationären Leistungsdaten der einzelnen Systemkomponenten und des Gesamtsystems ermittelt und analysiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die gemessenen thermodynamischen Prozessgrößen den theoretischen Betrachtungen entsprechen. Ferner ist, wie nach der Vermessung der Lagerverluste erwartet, die elektrische Leistung der IBC-MGT über den gesamten Betriebsbereich negativ.

Auf Basis der experimentellen Ergebnisse wird für die numerische Potentialanalyse ein IBC-Modell eines stationären Prozesssimulators parametrisiert und validiert. Anschließend werden die Sensitivitäten der IBC-MGT gegenüber Änderungen der Kenngrößen einzelner Systemkomponenten berechnet und bezüglich ihres Einflusses auf die Entwicklungszielgrößen, ihres möglichen Optimierungspotentials und ihrer Wirtschaftlichkeit bewertet. Die Analysen zeigen, dass die Wärmeverluste einen großen Einfluss auf die thermische sowie elektrische Effizienz haben und ein großes Potential zur Reduktion mitbringen. Die Effizienz des Rekuperators und des Wasserwärmeübertragers besitzen dagegen nur ein geringes Optimierungspotential; sie üben einen geringen bis mittleren Einfluss auf die Zielgrößen. Weiterhin ist eine Optimierung der Turbokomponentenkenngrößen und der Lagerverluste notwendig, um das Entwicklungsziel zu erreichen. Die Turbokomponenten, die Lagerung und der Generator sind über den Rotor verbunden und bilden zusammen die Leistungseinheit der MGT. Wegen der großen wechselseitigen Abhängigkeit der genannten Komponenten muss bei einer Optimierung von Turbokomponenten und Lagerung die Dimensionierung des Rotors und des Generators angepasst werden. Folglich bringt die Optimierung der Turbokomponenten und Lagerung eine Neuauslegung der gesamten Leistungseinheit mit sich.

Aufbauend auf den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung sowie der Sensitivitätsanalyse werden die Anforderungen an eine Komponentenoptimierung festgelegt. Durch die Optimierung der Leistungseinheit, der Minimierung thermischer Verluste sowie durch die Realisierung einer externen Abgasrezirkulation kann die so optimierte IBC-MGT einen elektrischen Wirkungsgrad von $\eta_{el} = 17\%$ und einen Gesamtnutzungsgrad von $\eta_{ges} = 89\%$, bei 1 kW_{el} und $4,3\text{ kW}_{th}$ erreichen.

Abstract

The decentralized power supply becomes more and more important for a successful energy transition. The installation of combined heat and power units (CHP) plays a key role in the changing process. In addition to the electrical energy, CHP units also provide the waste heat in a usable way for the consumer. By avoiding transformation and transportation losses, decentralized CHP units can achieve overall efficiencies above 90%. Especially micro gas turbine (MGT) based CHP systems are particularly suitable due to their high fuel flexibility along with low polluting emissions as well as their low maintenance costs and low noise emissions. Residential buildings in OECD countries are responsible for 19% of the total energy consumption and for 12% of the overall CO₂-emissions. In this case the heat and electricity demand is covered mostly separately. Especially in single family houses the optimization potential is high due to the high number of buildings. The average electrical power demand of single family houses in Germany is 1 kW_{el}. However, commercially available MGT based CHP units have a higher nominal electrical power output. Thus their operation in single family houses is not economically feasible. The realisation of a MGT based CHP unit for this field of application at high efficiencies is challenging. For example, downsizing the turbomachinery leads to a reduction of the component efficiencies since losses and tolerances do not scale proportionally with size.

The inversion of the thermodynamic cycle of the MGT represents a suitable approach. In the so-called inverted Brayton cycle the flow occurs in a different order compared to a conventional Brayton cycle (BC). In the IBC, the fresh air is first heated in the recuperator and mixed with fuel downstream in the combustion chamber. Then the combustion takes place at atmospheric pressure. Subsequently, the exhaust gas is expanded by the turbine to subatmospheric pressure, cooled in the recuperator and finally compressed by the compressor to ambient pressure. When operating a BC-MGT in inverse mode, the mass flow, the density and also the power output scale with the pressure level of the MGT. By contrast, the volumetric flow, which is the primary driver for the size and efficiency of the turbocomponents, remains the same. As a result, larger turbocomponents with higher efficiencies can be used in the IBC in reference to the performance of the MGT.

The aim of this work is the experimental and numerical investigation of a conventional MGT operated in IBC mode for the application in single family houses. Investigations previously reported in the literature focus primarily on the power generation with an IBC-MGT from waste heat of an upstream process. For the experimental investigation an

IBC-MGT test rig is developed based on a commercial recuperated MGT. First, a simplified test rig configuration is realized to determine the mechanical losses in motor mode. These investigations indicate bearing losses of up to 900 W at nominal shaft speed. Subsequently, all relevant stationary performance data of the individual system components and the overall IBC-MGT are determined and analysed. The experimental results show that the thermodynamic quantities correspond to the theoretical considerations. Furthermore, as expected after the investigation of the bearing losses a negative power output is obtained across the entire operating range of the IBC-MGT.

For the numerical potential analysis an IBC model of a steady state process simulation tool is parameterized and validated based on the experimental data. Subsequently, the sensitivities of the IBC-MGT are calculated against changes in the parameters of individual system components and evaluated with regard to their influence on the development target, their optimization potential and their cost-effectiveness. The analyses indicate that the heat losses have a great influence on the thermal and electrical efficiency as well as a great potential for reduction. In contrast, the recuperator and the water heat exchanger efficiencies have a small optimization potential and show a low to medium influence on the development objective. Furthermore the optimization of the turbocomponent performance and bearing losses is necessary in order to achieve the development goal. The turbocomponents, the bearings and the generator are connected via a shaft and form the power unit of the MGT. Because of the great interdependence of the components mentioned, the dimensioning of the shaft and generator must be adapted when optimizing the turbocomponents and the bearings. Thus the optimization of the turbocomponents and bearings results in a redesign of the entire power unit.

Based on the results of the experimental investigation and the sensitivity analysis, the requirements for a component optimization are defined. By optimizing the power unit, minimizing the thermal losses and realizing an external exhaust gas recirculation, the optimized IBC-MGT can provide an electrical efficiency of $\eta_{el} = 17\%$ and a thermal efficiency of $\eta_{ges} = 89\%$ at 1 kW_{el} and $4,3 \text{ kW}_{th}$.

1. Einleitung

1.1. Motivation

Motiviert durch die Verknappung fossiler Energieträger und der steigenden anthropogenen Erderwärmung hat sich die Bundesregierung zum Ziel gesetzt, bis zum Jahr 2050 die Energieversorgung weitgehend treibhausgasneutral zu gestalten [32]. Dies soll durch einen flächendeckenden Einsatz von erneuerbaren Energiequellen sowie durch eine Reduktion des Primärenergieverbrauchs der eingesetzten Technologien erzielt werden [32]. Der starke Wandel der Energiewirtschaft ist im Landschaftsbild durch vermehrt errichtete Windräder, Solarparks oder im Betrieb von Biogasanlagen deutlich wahrnehmbar. Das Thema ist schon länger im Zentrum des medialen Diskurses angekommen und allgegenwärtig. Bereits im Jahr 2015 wurden 32 % des verbrauchten Stroms aus erneuerbaren Energiequellen wie Biomasse, Wind-, Wasser- und Sonnenenergie erzeugt [33].

Für einen flächendeckenden Ausbau der erneuerbaren Energiequellen sind geeignete Speichertechnologien notwendig. Allerdings stehen diese derzeit noch nicht in großem Maßstab zur Verfügung. Die Speicherung der überschüssigen elektrischen Energie kann direkt (z.B. Batteriespeicher) oder durch die Umwandlung in thermische Energie (Power-to-Heat) erfolgen [92, 101]. Eine weitere Möglichkeit der Speicherung besteht darin, die überschüssige elektrische Energie für die Herstellung von synthetischen Brennstoffen (Power-to-Gas), wie Methan oder Wasserstoff, einzusetzen. Der synthetische Brennstoff kann dann bedarfsgerecht über die bestehende Erdgasinfrastruktur an den Endnutzer transportiert werden [126].

Eine vielversprechende Möglichkeit den so gewonnenen Brennstoff effizient und schadstoffarm sowie orts- und zeitunabhängig in elektrische und thermische Energie umzuwandeln, bieten Blockheizkraftwerke (BHKWs) [107]. BHKWs nutzen das Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) und stellen dem Verbraucher neben der elektrischen Energie auch die Abwärme zur Verfügung, was den Nutzungsgrad der eingesetzten Primärenergie erhöht. Dezentrale BHKWs erreichen durch die Vermeidung von großen Transport- und Umwandlungsverlusten Gesamtnutzungsgrade von über 90 % [82, 107]. Dadurch kann zum Beispiel mit einem erdgasbetriebenen BHKW ($\eta_{el} = 30\%$, $\eta_{th} = 60\%$), im Vergleich zur getrennten Strom und Wärmeerzeugung eine Primärenergieeinsparung von 21 %¹ erzielt werden. Das führt zu einer Reduktion der CO₂-Emissionen um 33 %² [47]. Außerdem können BHKWs flexibel eingesetzt werden, um Stromschwankungen im Stromnetz auszugleichen.

¹VDI: thermischer Deckungsgrad 80 %, Referenz Heizung 90 %, Referenz Strom 53 %

²Stromeinspeisung und Bezug 20 %

Die BHKW-Technologie führt schon heute mit fossilen Energieträgern zu einer erheblichen CO₂-Einsparung. Zukünftig kann mit Hilfe von BHKWs der aufwendig hergestellte Brennstoff aus einem Power-to-Gas Prozess hocheffizient in Strom und Wärme umgewandelt werden. Daher strebt die Bundesregierung einen Ausbau der Stromerzeugung durch KWK-Anlagen an [32, 34].

Wohngebäude sind in den OECD-Ländern für insgesamt 19 % [62] des Energieverbrauchs und 12 % der CO₂-Emissionen verantwortlich [61]. Die Deckung des Wärme- und Strombedarfs erfolgt hier überwiegend getrennt voneinander [7]. Dabei entfallen ca. 83 % des Endenergieverbrauchs von Haushalten auf die Bereitstellung von Heizwärme und Warmwasser und über 17 % auf den Verbrauch von elektrischer Energie [15]. Den größten Anteil an Wohngebäuden machen mit etwa 12,3 Millionen (66 %), Einfamilienhäuser (EFH) aus [98]. Allein für den Ersatz veralteter Heizungen ergibt sich bis zum Jahr 2020 ein Installationspotential von bis zu 132 000 KWK-Systemen [96]. Nach Referenzlastprofilen der VDI Richtlinie 4656 hat ein durchschnittliches EFH in Deutschland zu 84 % der Zeit im Jahr einen Bedarf an elektrischer Leistung von weniger als 1 kW und zu 61 % der Zeit im Jahr einen Bedarf an thermischer Leistung von unter 5 kW [116]. Auch Studien zum Energiebedarf von Einfamilienhäusern in anderen europäischen Ländern, wie zum Beispiel in Großbritannien, haben eine Grundlast von 1 kW_{el} ermittelt [80].

Die Anschaffungskosten für BHKWs sind gegenüber konventionellen Heizungssystemen höher. Die Amortisation eines solchen Systems erfolgt über die Vermeidung von Stromgestehungskosten, da der Strombezug aus dem Stromnetz teurer ist als die Eigenproduktion im BHKW. Folglich sind eine jährliche Mindestlaufzeit sowie ein möglichst hoher Eigenverbrauch der elektrischen Energie erforderlich, um eine hohe Umweltverträglichkeit und Wirtschaftlichkeit zu gewährleisten [106]. Um das zu erreichen, werden die Systeme auf die Grundlast des Verbrauchers ausgelegt. Stromseitig werden Lastspitzen sowie ein Überschuss an elektrischer Leistung über das Stromnetz ausgeglichen. Die überschüssige thermische Energie wird in einem Warmwasserkessel gespeichert. Thermische Lastspitzen werden mit einem Spitzenlastkessel kompensiert.

Stand der Technik in BHKW-Systemen ist der Einsatz von Kolben- und Stirling-Motoren; aber auch Systeme auf Basis von Mikrogasturbinen (MGTs) und Brennstoffzellen werden verwendet. Brennstoffzellen-basierte BHKWs sind trotz der hohen erreichbaren elektrischen Wirkungsgrade derzeit aufgrund hoher Anschaffungskosten und des geringen technischen Reifegrads wirtschaftlich nicht darstellbar. Besonders gut eignet sich die MGT-Technologie für den Einsatz in BHKWs. Im Vergleich zu konventionellen Verbrennungsmotoren weisen MGTs wegen der kontinuierlichen Verbrennung eine höhere Brennstoffflexibilität bei gleichzeitig niedriger Schadstoffemission auf [88]. Daher kann zur Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte auf eine technisch aufwendige Abgasnachbehandlung verzichtet werden. Sie sind bestens für einen Betrieb mit alternativen Treibstoffen, wie zum Beispiel Schwachgase [27, 127, 128], geeignet. Weitere Vorteile der MGT sind die schnelle Anpassung an Laständerungen und die geringen Geräuschemissionen. Auch die einfache und kompakte

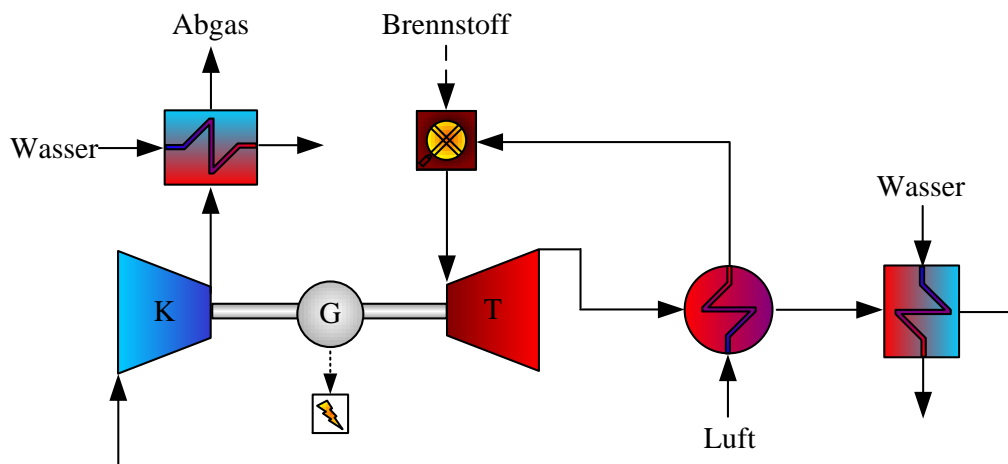


Abbildung 1.1.: Funktionsschema einer inversen, rekuperierten MGT, basiert auf [3].

Bauweise sowie niedrige Wartungskosten - bedingt durch die geringe Anzahl an beweglichen Teilen - sprechen für die MGT-Technologie [83].

Das derzeit kleinste und auch kommerziell erhältliche MGT-basierte BHKW ist die EnerTwin, welche von der niederländischen Firma Micro Turbine Technology BV (MTT) entwickelt worden ist. Allerdings ist dieses System mit einer elektrischen Leistung von 3 kW_{el} [78] für eine Anwendung im Einfamilienhaus überdimensioniert und dort nicht wirtschaftlich einsetzbar. Eine Reduktion der elektrischen Leistung wird meistens über eine Verkleinerung der Turbokomponenten erreicht. Dies führt im Allgemeinen zu einer Minderung der Turbokomponentenwirkungsgrade, da Spaltverluste sowie Verluste aufgrund von Fertigungstoleranzen und Oberflächenrauigkeiten nicht proportional mit der Radgröße skalieren [75, 118, 122]. Hier verspricht die Invertierung des thermodynamischen Kreisprozesses einer konventionellen MGT ein hohes Potential zur Vermeidung der genannten Nachteile.

Beim sogenannten inversen Brayton-Kreisprozess (IBC) wird die Turbine vor dem Verdichter installiert. Folglich werden die Turbokomponenten in umgekehrter Reihenfolge durchströmt. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 1.1 ein Funktionsschema einer IBC-MGT dargestellt. Im inversen Kreislauf wird als erstes das Prozessgas im Rekuperator erwärmt und dann in die Brennkammer geleitet. Unter Zugabe von Brennstoff, zum Beispiel Erdgas, erfolgt dort die Verbrennung bei Atmosphärendruck. Im Anschluss an die Verbrennung wird das Abgas in der Turbine in den Unterdruck entspannt. Im nachgeschalteten Rekuperator und Wasserwärmeübertrager wird das Abgas abgekühlt, bevor es durch den Verdichter auf Umgebungsdruck komprimiert wird. Der Verdichter saugt also das Prozessgas durch das ganze System. Je stärker das Abgas im vorgeschalteten Rekuperator und Wasserwärmeübertrager abgekühlt wird, desto geringer ist die vom Verdichter benötigte Leistung zur Kompression des Prozessgases. Folglich wird die elektrische Leistung der IBC-MGT maßgeblich von der

Güte des Wärmeübertragers beeinflusst. Ferner erfährt das Abgas durch die Verdichtung einen Temperaturhub. Um die residuale Wärme zu nutzen und den Gesamtnutzungsgrad zu steigern, ist nach dem Verdichter ein zweiter Wasserwärmeübertrager angebracht.

Wird eine BC-MGT im selben Drehzahlbereich invers betrieben, skaliert der Massenstrom und somit die thermodynamische Arbeit mit dem Druckverhältnis. Dagegen bleibt der Volumenstrom gleich. Dieser ist der maßgebliche Treiber für die erforderliche Größe der Turbokomponenten (TK) und deren Wirkungsgrade. Der Vorteil des IBC ist also, dass mit den Turbokomponenten eines klassischen druckaufgeladenen Systems eine kleinere Leistung erzeugt werden kann und gleichzeitig die oben beschriebenen Nachteile und Skalierungseffekte vermieden werden können. Somit ermöglicht die Invertierung der MGT den effizienten Transfer der MGT-BHKW-Technologie in kleinere Leistungsbereiche. Ein weiterer Vorteil ist die Verbrennung bei Atmosphärendruck. Bei entsprechender Auslegung der Brennkammer ist der Brenngasüberdruck von ca. 23 mbar aus der üblichen Erdgasleitung in Gebäuden ausreichend; auf einen Brennstoffkompressor kann somit verzichtet werden.

1.2. Stand der Forschung

Die Idee des IBC geht auf Wilson und Dunteman zurück [121, 122] und wurde bereits in den 70er Jahren beschrieben. Zur Nutzung der residualen Wärme im Abgas einer MGT wurde üblicherweise ein konventioneller Dampfkessel eingesetzt. Dieser hatte den Nachteil, dass die Turbinenleistung der MGT aufgrund des zusätzlichen Druckverlusts abnahm [121]. Wilson et al. sahen daher ein großes Energieeinsparpotential im Ersetzen des Dampfkessels durch eine inverse MGT. Bei dieser Anwendung wurde das Abgas der MGT durch die IBC-Turbine in den Unterdruck versetzt. Anschließend wurde dieses durch einen Wärmeübertrager oder einen Dampfkessel abgekühlt und durch einen Kompressor wieder auf Umgebungsdruck verdichtet. Mit diesem Konzept konnte neben der Vermeidung einer Leistungsreduktion der vorgeschalteten MGT zusätzlich elektrische Energie erzeugt werden. Abschließend verglich Wilson et al. die Rentabilität der IBC-MGT mit der des konventionellen Dampfkessels. Dabei ergab sich eine Rendite der IBC-MGT von über 30 %.

Wilsons Idee wurde in den letzten Jahren von mehreren Forschungsgruppen aufgegriffen und untersucht. Vor allem sind einige numerische Potentialstudien in der Literatur zu finden. Ein Auszug davon wird im Folgenden vorgestellt. In der Literatur wird das nachgeschaltete System häufig zur Wärmerückgewinnung aus dem Abgas eines vorgeschalteten Systems als *Bottomer* bezeichnet. Dieser Begriff wird hier ebenfalls verwendet.

Die Forschungsgruppe um Bianchi et al. untersuchte und verglich verschiedene Konzepte zur Wärmerückgewinnung aus den Abgasen einer Gasturbine (GT) [17–21]. In einer dieser Studien wurde eine GT mit nachgeschaltetem Wasserwärmeübertrager und eine GT mit nachgeschalteter IBC-GT im Leistungsbereich von 3 – 4 MW_{el} untersucht [18]. Das Abgas der GT wurde bei atmosphärischem Druck direkt der IBC-GT zugeführt und nach der Turbine

durch einen Wasserwärmeübertrager abgekühlt. Für die Vergleichbarkeit beider Kraftwerke wurden die Vor- und Rücklauftemperaturen des Wassers (333 K/363 K) und die zugeführte Brennstoffleistung konstant gehalten. Die numerischen Betrachtungen zeigten, dass der Gesamtbrennstoffausnutzungsgrad für beide Kraftwerke gleich war. Allerdings wurde mit einer nachgeschalteten IBC-GT mehr elektrische Energie und dafür weniger Wärmeenergie erzeugt. Folglich unterschieden sich der elektrische und thermische Wirkungsgrad beider Konzepte.

Bianchi et al. [19] analysierten numerisch das Potential von stationären Gasturbinen im Leistungsbereich zwischen $0,5 \text{ MW}_{\text{el}}$ und $50 \text{ MW}_{\text{el}}$ mit nachgeschalteter IBC-GT. Die eingesetzten IBC-GTs hatten jeweils fünf Verdichterstufen und eine Turbinenstufe. Das Gesamtdruckverhältnis betrug etwa 3 und die Raddurchmesser bewegten sich zwischen $0,5 - 2 \text{ m}$. Die Simulationen zeigten einen Anstieg der elektrischen Leistung des Verbunds gegenüber der einzelnen GT um $10\% - 30\%$.

Bianchi und De Pascale [21] verglichen das Potential eines Stirling-Motors, einer Dampfturbine (Organic Rankine Cycle) und einer IBC-MGT als Bottomer. Dabei stieg durch die Kopplung der GT mit einer Dampfturbine der elektrische Wirkungsgrad um 20% . Mit der IBC-GT konnte der Wirkungsgrad um 10% erhöht werden.

Agnew et al. [4,6] ermittelten ebenfalls simulativ das Potential einer GT mit nachgeschalteter IBC-GT mit dem Ziel, die im Abgas gebundene Wärme zu verstromen. Im Vergleich zu den Arbeiten von Bianchi et al., wurde hier der Einfluss des Druckverhältnisses auf die elektrische Effizienz des Verbunds betrachtet. Es wurde sowohl das Druckverhältnis der GT als auch der nachgeschalteten IBC-GT variiert. Der Einlassdruck der IBC-GT lag dabei über Atmosphärendruck. Die elektrische Effizienz des Verbunds lag umso höher, wenn mit zunehmendem Druckverhältnis der GT das Druckverhältnis der IBC-GT abgesenkt wurde. Bhargava et al. [16] führten Analysen zur Nutzung der Abwärme einer MGT mit $100 \text{ kW}_{\text{el}}$ und diversen stationären GTs im Leistungsbereich von $2 - 30 \text{ MW}_{\text{el}}$ durch. Als Bottomer wurden eine konventionelle GT, eine IBC-MGT und eine Dampfturbine, basierend auf dem Organic Rankine Kreisprozess, betrachtet. Die Kreislaufberechnungen ergaben, dass durch die Kopplung einer MGT mit einer IBC-MGT die höchsten Gesamtnutzungsgrade und Primärenergieeinsparungen erreicht werden können. Dagegen werden bei stationären Gasturbinen die höheren Gesamtnutzungsgrade und Primärenergieeinsparungen bei der Kopplung mit einer Dampfturbine erzielt.

Tsujikawa et al. [111] untersuchten das Potential eines Hybridkraftwerks, bestehend aus einer IBC-MGT und einer Festoxidbrennstoffzelle (solid oxide fuel cell (SOFC)), im Hinblick auf Anwendungsgebiete außerhalb des Gasturbinenbereichs. Die Prozesssimulationen zeigten bei einem Druckverhältnis der IBC-MGT von 3,6 und einer Betriebstemperatur der SOFC von 1073 K einen elektrischen Spitzenwirkungsgrad des Hybridkraftwerks von über 65% [111]. Ebenfalls untersuchten und bewerteten die Autoren das Potential eines Hybridkraftwerks, bestehend aus einer Schmelzkarbonatbrennstoffzelle (Molten Carbonate Fuel Cell) und einer IBC-MGT [112]. Auch hier zeigte sich durch die Kopplung eine erhebliche Wirkungs-

gradsteigerung von 50 % (Wirkungsgrad der Brennstoffzelle) auf 65 % (Wirkungsgrad des Hybridkraftwerks).

Weiterhin führten Tsujikawa et al. [113] numerische Studien zur Kopplung eines atmosphärisch betriebenen Biomassevergasers mit einer IBC-MGT durch. Aufgrund der Verbrennung bei Atmosphärendruck im IBC kann das heiße Brenngas aus dem Vergaser direkt, also ohne Abkühlung und Verdichtung, genutzt werden. Auf eine Brenngasreinigung kann je nach Zusammensetzung des Gases verzichtet werden. Die elektrische Leistung des gekoppelten Systems betrug etwa 30 kW. Aus den Simulationen resultierte ein elektrischer Wirkungsgrad von 25 %. Zusätzlich konnte durch die Implementierung einer externen Abgasrezirkulation der Gesamtnutzungsgrad auf 85 % angehoben werden.

Henke et al. haben simulativ die Performance einer BC-MGT und einer IBC-MGT verglichen [56]. Für beide Simulationsfälle wurden die Komponenteneigenschaften (z.B. η_{Rek} , η_{Verd} , η_{Turb}) der Turbec T100 mit 100 kW_{el} hinterlegt. Ferner wurde der Einfluss einer externen Abgasrezirkulation (AGR) eruiert. Die Erhöhung des Wasserdampfanteils im Abgas und die damit verbundene Nutzung der Kondensationswärme, die sogenannte Brennwerttechnik, bewirkte Gesamtnutzungsgradsteigerungen von bis zu 15 %-Punkten.

Die eben beschriebenen Arbeiten und Potentialstudien basieren auf numerischen Untersuchungen. Nur wenige Gruppen haben bisher eine IBC-MGT experimentell untersucht. Auf diese Arbeiten wird im Folgenden näher eingegangen.

Neben ihren numerischen Arbeiten [51, 110] führten die Autoren Tsujikawa und Fujii et al. vereinfachte experimentelle Untersuchungen eines invers betriebenen Turboladers mit Brennkammer durch [51]. Die Turbine und der Verdichter waren über eine Welle verbunden, sie wurden allerdings strömungstechnisch entkoppelt betrieben. Ferner wurde das Turbinenrad über einen separaten motorisierten Kompressor angetrieben, der einen Unterdruck am Turbinenauslass erzeugte. Im Experiment konnten Drehzahlen bis etwa 220 krpm und Verdichterdruckverhältnisse zwischen 1,5 und 1,9 erreicht werden. Der elektrische Wirkungsgrad der Anlage lag unter 1 %.

Die Arbeiten von Tanaka und Inoue et al. von Kawasaki Heavy Industries LTD zielen auf die Entwicklung einer rekuperierten IBC-MGT mit 50 kW_{el} ab. Diese soll für die Verwertung von brennbaren Gasen eingesetzt werden, die bei atmosphärischem Druck und hohen Temperaturen aus technischen Prozessen, wie zum Beispiel aus der Gasifizierung von Müll oder Biomasse, aus Brennstoffzellen oder aus Industrieöfen, abfallen [63, 103]. In ihren Prozesssimulationen verglichen die Autoren die Kopplung eines Biomasse-Vergasers mit einem Gasmotor und einer IBC-MGT. Der Gesamtnutzungsgrad des Verbunds bei der Kopplung mit einer IBC-MGT lag um 10 % höher als bei der Kopplung mit einem Gasmotor. Basierend auf diesen Ergebnissen erfolgte zur experimentellen Validierung die Entwicklung eines IBC-MGT Prototypen mit einer Leistung von 3 – 5 kW_{el}. Im Betrieb erreichte der Prototyp 3 kW_{el} und einen elektrischen Wirkungsgrad von 8,7 % bei einer Drehzahl von 96 krpm [63]. Die mechanischen Verluste betragen dabei 2,5 kW und die Wärmeverluste etwa

23 % der Brennstoffleistung. Als Brennstoff wurde Propan eingesetzt. Inoue et al. gelang die erste experimentelle Demonstration einer rekuperierten IBC-MGT [63].

Schmid et al. entwickelten eine IBC-MGT mit 4 kW_{el} zur Nutzung von industriellen Abgasen und Schwachgasen [89–91]. Nach anfänglichen Schwierigkeiten mit Ölleckagen aus den hydrostatischen Gleitlagern erreichte das System im Laborbetrieb eine Netto-Leistung von etwa $2,6 \text{ kW}_{\text{el}}$. Der angestrebte Auslegungsmassenstrom konnte allerdings nicht erreicht werden. Copeland et al. [39,65,66,72] untersuchten in ihren numerischen und experimentellen Arbeiten eine IBC-MGT, die als Bottomer eines Ottomotors fungierte. Im Verbund eines Ottomotors mit einer IBC-MGT wird das heiße Abgas aus dem Motor in der nachgeschalteten Turbine in den Unterdruck entspannt. Anschließend wird das Abgas im Wasserwärmeübertrager abgekühlt, bevor es durch den Verdichter auf Umgebungsdruck komprimiert wird. Als erstes wurde die Kopplung eines Ottomotors mit einer BC-MGT, einer IBC-MGT und eines Turbo-Compound-Systems (Anbringen einer weiteren Turbine an den Turbolader) in Simulationsrechnungen verglichen [39, 72]. Welche Technologie den höheren Anstieg im elektrischen Wirkungsgrad brachte, war abhängig von der Effizienz der Turbokomponenten und des Wärmeübertragers. Bei höheren Wirkungsgraden der Turbokomponenten (ab etwa 70 %) führte der Einsatz einer IBC-MGT zu einem stärkeren Anstieg des elektrischen Wirkungsgrads. Gegenüber dem Ottomotor ohne Abwärmenutzung konnte durch den Einsatz einer IBC-MGT als Bottomer der Gesamtnutzungsgrad um bis zu 8 %-Punkten auf etwa 41 %, erhöht werden [39]. In weiteren numerischen Untersuchungen wurden die Sensitivitäten des Verbunds gegenüber verschiedenen Komponenteneigenschaften der IBC-MGT analysiert. Die Abgasbedingungen aus einem vorgeschalteten Otto-Motor wurden dabei konstant gehalten. Ebenfalls wurde der Einfluss einer Kondensation des Wasserdampfs im Wasserwärmeübertrager der IBC-MGT analysiert [65]. Außerdem wurde der Verbund aus einer IBC-MGT und einem Ottomotor im Experiment untersucht [66]. Im Versuchsbetrieb erreichte die Anlage 67 % der Auslegungsdrehzahl (120 000 krpm). Die spezifische Arbeit betrug 17 kJ/kg . Der erreichbare elektrische Wirkungsgrad bei Volllast konnte nur simulativ bestimmt werden und betrug etwa 5 % bei einer spezifischen Arbeit von 47 kJ/kg und einer elektrischen Leistung von $2,7 \text{ kW}$.

Hasemann et al. entwickelten in ihren Arbeiten eine Brennkammer mit externer Abgasrezirkulation (AGR) für eine IBC-MGT mit 1 kW_{el} [53–55]. Bei der AGR im IBC wird das Abgas nach dem Verdichter entnommen und der Frischluft vor Eintritt in den Rekuperator zugemischt. Dadurch reichert sich der in der Verbrennung entstehende Wasserdampf im Abgas an und kondensiert stromab im WWT teilweise aus. Die dabei frei werdende Kondensationswärme steht als zusätzliche Nutzwärme zur Verfügung, was mit einer Wirkungsgradsteigerung einhergeht. Durch die AGR ändert sich die Zusammensetzung der Verbrennungsluft. Der Sauerstoffgehalt nimmt ab und die Emissionen (CO , NO , NO_x) werden mit rezirkuliert. Die Herausforderung besteht darin, einen stabilen Brennkammer- und MGT-Betrieb unter AGR-Bedingungen bei gleichzeitig geringen Emissionen zu erreichen. Der jet-stabilisierte Brenner, in der Literatur auch unter der Bezeichnung Flameless

Oxidation (FLOX[®]) [124] oder MILD Combustion [38] zu finden, wurde einstufig und mit 12 ringförmig angeordneten Brennstoffdüsen ausgeführt. Die Autoren validierten experimentell den Einfluss verschiedener AGR-Raten auf das Emissionsverhalten und die Stabilität der Brennkammer. Zur Abbildung der realen Zusammensetzung unter AGR-Bedingungen wurde die Verbrennungsluft synthetisch aus Luft, N₂, CO₂ und Wasserdampf zusammengestellt. In den Experimenten wurde ein stabiler Brennkammerbetrieb bei O₂-Konzentrationen von minimal $Y_{O_2} = 12,5\%$ demonstriert. Die CO-Konzentrationen lagen dabei unter 80 ppm, der Wasserdampfgehalt betrug 6,2 Vol.-% und die adiabate Flammentemperatur lag bei 1800 K. Die NO_x-Emissionen lagen in den untersuchten Betriebspunkten unterhalb von 15 ppm [53]. Darüber hinaus beschäftigt sich die Forschungsgruppe um Delanaye et al. mit der Entwicklung einer IBC-MGT mit 1 kW_{el}, allerdings ohne AGR [43]. Die Gruppe verfolgt dabei den Ansatz, die einzelnen Systemkomponenten neu zu entwickeln. Zur Festlegung der Randbedingungen für die Entwicklung führten die Autoren erste Kreislaufberechnungen durch. Dabei wurde ein elektrischer Wirkungsgrad von 20 % bei einem Druckverhältnis von 2,2 und einem Massenstrom von 15 g/s [43] berechnet. Anschließend wurden eine Brennkammer und ein Gegenstrom-Rekuperator speziell für den inversen Betrieb entwickelt. Die Brennkammer basiert ebenfalls auf dem FLOX[®]-Prinzip. Im Vergleich zu der Brennkammer von Hasemann et al. ist diese hier mit einer einzelnen Brennstoffdüse ausgeführt; diese ist mittig im Brennraum angeordnet. Die experimentelle Untersuchung der Brennkammer erfolgte an einem Einzelkomponentenprüfstand. Die CO-Emissionen lagen in allen Betriebspunkten unter 40 ppm und die NO_x-Emissionen unter 500 ppm. Der Rekuperator wurde im Teillastbetrieb experimentell getestet und erreichte in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur einen Wirkungsgrad von etwa 81 – 82 %.

1.3. Aufgabenstellung und Ziele

Übergeordnetes Ziel dieser Arbeit, ist die Entwicklung einer IBC-MGT für den Einsatz in Einfamilienhäusern mit einer elektrischen Leistung von 1 kW und externer Abgasrezirkulation. Dabei wird ein elektrischer Wirkungsgrad von über 16 % und ein Brennstoffausnutzungsgrad von etwa 90 % angestrebt. Ferner erfolgt die Entwicklung der IBC-MGT auf Basis einer bestehenden konventionellen MGT. Wie dem Stand der Technik zu entnehmen ist, wurde bisher keine IBC-MGT für den Einsatz in EFH entwickelt und demonstriert. Ebenfalls wurde in der Literatur bisher noch nicht versucht, eine auf dem Markt erhältliche BC-MGT invers zu betreiben.

Beim inversen Betrieb einer BC-MGT gibt es Einflüsse, die rein simulativ schwer zu quantifizieren sind. So skalieren die Wärmeverluste aufgrund von Wärmeleitung und Wärmestrahlung im Wesentlichen mit der Bauteilgröße und den Systemtemperaturen. Vermutlich werden sich diese durch die Invertierung nicht ändern. Dagegen werden im IBC konvektive Wärmeübergänge infolge der sich ändernden Prozessgaseigenschaften (Dichte, Druck usw.)

vermutlich kleiner werden. Auch mechanische Verluste, wie zum Beispiel Lagerverluste, hängen nicht nur von der Leistung der MGT ab, sondern sind eine Funktion der Drehzahl, von Lagerdimensionen und Lagerkräften. Folglich ist die analytische Quantifizierung der Wärme- und mechanischen Verluste bei der systemischen Betrachtung einer invers betriebenen BC-MGT komplex. Für die Entwicklung einer IBC-MGT ist es daher notwendig, das Verhalten und die Kenngrößen der BC-Komponenten im inversen Betrieb experimentell zu quantifizieren.

Vorteilhaft bei diesem produktnahen Vorgehen gegenüber einer Neuentwicklung ist, dass die Entwicklung auf einem funktionierenden und abgestimmten System erfolgt. Darüber hinaus kann das Potential, bestehende BC Komponenten im IBC einzusetzen, ausgeschöpft werden. Hier ist das Ziel durch eine Erweiterung des Anwendungsgebiets bestehender Komponenten höhere Stückzahlen und dadurch eine höhere Wirtschaftlichkeit solcher Systeme zu erreichen.

Ziel dieser Arbeit ist der Aufbau und die experimentelle Untersuchung einer IBC-MGT auf Basis einer BC-MGT. Dabei sollen die Leistungsdaten der einzelnen Komponenten und des Gesamtsystems ermittelt und die Herausforderungen des inversen Betriebs identifiziert werden. Ferner wird die Machbarkeit dieses Vorgehens validiert. Darauf aufbauend wird mit Prozesssimulationen das weitere Entwicklungsvorgehen für die Erreichung des Entwicklungsziels abgeleitet. Im Rahmen dessen werden Sensitivitäts- und Potentialanalysen durchgeführt, mit dem Ziel, die Performance der BC Komponenten im inversen Betrieb zu bewerten und die Anforderungen an eine Komponentenoptimierung abzuleiten.

In Kapitel 2 werden die theoretischen Grundlagen zu den thermodynamischen Kreisprozessen von Mikrogasturbinen und den dabei auftretenden Verlustmechanismen im realen Kreislauf beschrieben. Der Einfluss des inversen Betriebs auf die MGT wird analytisch untersucht. Abschließend wird der eingesetzte Simulator vorgestellt.

Kapitel 3 befasst sich mit der experimentellen Untersuchung der IBC-MGT. Im ersten Abschnitt wird die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Versuchsanlage auf Basis einer konventionellen MGT beschrieben. Hierzu wird auf das Ausgangssystem und die notwendigen Modifikationen zur Realisierung des inversen Betriebs näher eingegangen. Anschließend wird die detaillierte Instrumentierung und die verwendeten Prüfstandskonfigurationen zur Erfassung aller notwendigen Größen vorgestellt, gefolgt von einer Erläuterung zur Versuchsdurchführung und -auswertung.

Im zweiten Abschnitt des Kapitels werden dann die experimentell ermittelten Messdaten diskutiert. Der Fokus liegt auf den stationären Leistungsdaten (Verluste, Wirkungsgrade) des Gesamtsystems und der einzelnen Komponenten sowie auf der Analyse von technischen Herausforderungen.

Darauf aufbauend erfolgt in Kapitel 4 eine simulative Potentialanalyse der IBC-MGT. Diese ist in vier Abschnitte gegliedert. Im ersten Abschnitt werden die passenden Modelle zur Beschreibung der physikalischen Größen, wie Druck- und Wärmeverluste für die einzelnen Komponenten, ausgewählt und anhand der Messdaten parametrisiert. Dabei wird eine

möglichst genaue Beschreibung der IBC-MGT durch den Simulator angestrebt. Anschließend werden im zweiten Abschnitt des Kapitels die Validierungsergebnisse, also der Vergleich zwischen den experimentellen und simulierten Daten, vorgestellt.

Mit Hilfe des validierten und parametrisierten Simulators werden dann Sensitivitätsanalysen in Form von Parameterstudien durchgeführt. Diese sind im dritten Abschnitt des Kapitels beschrieben. Hier liegt der Fokus auf der Untersuchung des Einflusses variierender Komponenteneigenschaften, auf die Leistungen und Wirkungsgrade der IBC-MGT, welche abschließend in einer Bewertungsmatrix evaluiert werden. Im letzten Kapitel werden schrittweise die Anforderungen an die optimierten Komponenten ermittelt und das weitere Entwicklungsvorgehen abgeleitet. In diesem Zusammenhang wird die Einsetzbarkeit und Performance der BC-Komponenten im inversen Betrieb bewertet und festgelegt, welche Komponenten optimiert werden müssen.

2. Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen, die für das Verständnis dieser Arbeit notwendig sind vermittelt. Zunächst wird die Mikrogasturbine allgemein vorgestellt. Anschließend wird eine kurze Übersicht über gängige Lagertechnologien gegeben, die in MGTs und MGT-ähnlichen Systeme bereits Anwendung finden oder das Potential dafür mitbringen. Außerdem werden die Vor- und Nachteile der betrachteten Lagertechnologien evaluiert, um diese in die Potentialuntersuchung mit einfließen zu lassen (siehe Kapitel 4). Weiterhin werden die Grundlagen der relevanten thermodynamischen Kreisprozesse beschrieben. Diese Betrachtungen bilden die Grundlage für die Auswertung der Messdaten in Kapitel 3.2. Für die Auswahl einer geeigneten Basis-MGT zur Untersuchung des inversen Kreislaufs werden die Kreisprozesse des BC und IBC verglichen sowie der Einfluss des inversen Betriebs auf die MGT analytisch abgeschätzt. Abschließend erfolgt die Beschreibung des stationären Simulators, der für die numerische Potentialanalyse in Kapitel 4 eingesetzt wird.

2.1. Mikrogasturbine

Als Mikrogasturbinen werden in der Regel kleine, schnellrotierende, rekuperierte Gasturbinen bezeichnet. In der Literatur gibt es keine einheitliche Definition. Häufig erfolgt die Abgrenzung im Leistungsbereich bis etwa 500 kW. Eine MGT, die für die Strom- und Wärmeerzeugung verwendet wird, besteht im Wesentlichen aus den Turbokomponenten, also dem Verdichter und der Turbine sowie einer Brennkammer. Ein weiteres wichtiges Merkmal einer MGT ist der Rekuperator. Zur Verdeutlichung des Funktionsprinzips ist in Abbildung 2.1 der schematische Aufbau eines MGT-basierten BHKWs gezeigt. Der thermodynamische Vergleichsprozess wird in Abschnitt 2.3 erläutert. Die Prozessluft wird zunächst im Verdichter komprimiert und im Rekuperator erwärmt. In der Brennkammer erfolgt dann die Vermischung mit dem Brennstoff. Dieser wird vorab mit einem Brennstoffkompressor über den Brennkammerdruck verdichtet, bevor er in der Brennkammer verbrannt wird. Anschließend wird der aus der Verbrennung resultierende Enthalpiezugewinn in der Turbine verlustbehaftet in kinetische Energie umgewandelt. Ein Teil davon wird zur Überwindung der mechanischen Reibungsverluste und zum Antrieb des Verdichters aufgewendet. Die überschüssige kinetische Energie wird durch einen Generator, meist ein Permanentmagnetgenerator, der ebenfalls an der Welle angebracht ist, in elektrische Energie umgewandelt. Die Umwandlung erfolgt meistens ohne Zwischenschaltung eines mechanischen Getriebes. Für die Einspeisung des generierten Stroms ist dann eine Umwandlung auf die Netzfrequenz

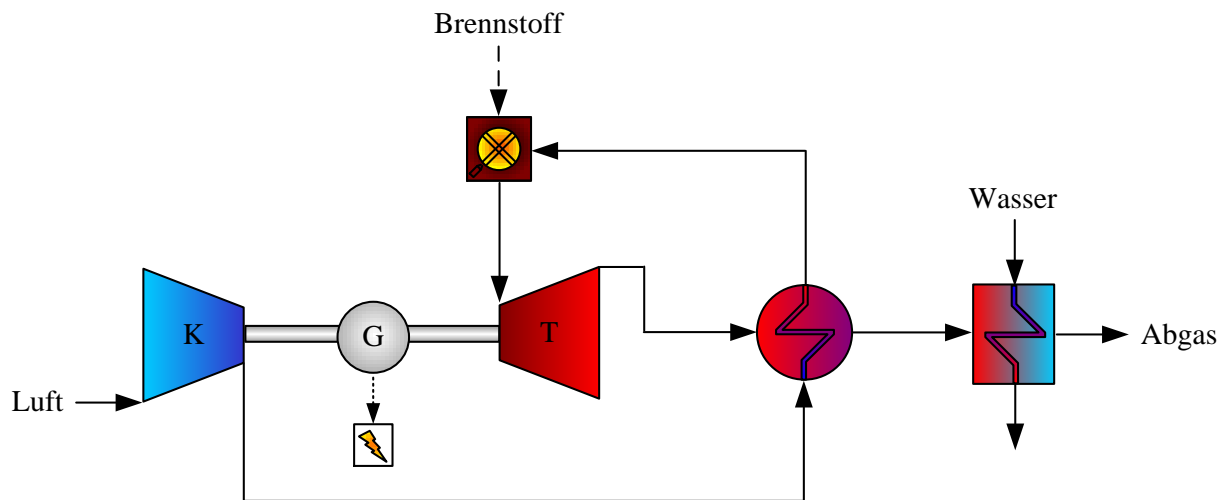


Abbildung 2.1.: Funktionsschema eines MGT-basierten BHKWs.

notwendig. Dies geschieht durch eine Leistungselektronik.

Nach der Turbine durchströmt das Abgas den Rekuperator, welcher die Abwärme vom Abgas auf die verdichtete Frischluft überträgt. Diese Form der Wärmerückgewinnung ermöglicht eine erhebliche Steigerung des Wirkungsgrads bei den für Mikrogasturbinen typischen niedrigen Druckverhältnissen von ca. 3 – 5. Das Druckverhältnis, in dem der Einsatz eines Rekuperators technisch sinnvoll ist, hängt von den Prozesstemperaturen und dem Wirkungsgrad der Turbokomponenten sowie des Rekuperators ab. Üblicherweise liegt die obere Grenze in der Größenordnung von $\Pi = 10 - 15$ [44, 70].

Die Auskopplung der Wärmeenergie für den Anwender erfolgt über einen Wasserwärmeübertrager. Dabei wird häufig derselbe Wasserkreislauf zur Kühlung von Systemkomponenten, wie zum Beispiel von elektronischen Bauteilen, verwendet.

Im Vergleich zu Großgasturbinen werden in der Regel die Turbine und der Verdichter in MGTs radial ausgeführt. Oftmals handelt es sich hier um modifizierte Turboladerkomponenten [50]. Des Weiteren wird in der Mikrogasturbinenanwendung die Turbine nicht gekühlt, was die Komplexität des Systems und die Herstellungskosten senkt. Die Turbineneinlasstemperatur ist durch die Materialeigenschaften auf etwa 1300 K (z.B. bei Inconel 713 [105]) limitiert. Um die Brennkammerauslasstemperatur auf einen für die Turbine akzeptablen Wert zu senken, nimmt nur ein Teil des Prozessgases an der Verbrennung teil. Der größere Anteil, die sogenannte Mischluft, wird an der Reaktionszone vorbeigeführt und erst am Brennkammerauslass dem Verbrennungsabgas zugemischt (siehe Abbildung 3.2).

In Abbildung 2.2 ist exemplarisch die Leistungseinheit einer MGT dargestellt. Dabei stellen die Turbokomponenten, die Lagerung und der Generator die Hauptkomponenten der Leistungseinheit dar. In diesem Fall ist der Generator, welcher auch als Elektromotor fungiert, mittig zwischen den Lagern angeordnet. Je nach MGT-Konzept kann der Generator auch exzentrisch angeordnet sein. Typischerweise wird in MGTs die Welle in axialer und in radialer

Richtung durch hydrodynamische Gleitlager getragen [95], da diese eine lange Lebensdauer aufweisen [93, 95] und für sehr hohe Temperaturen und Drehzahlen (bis zu 300 krpm) geeignet sind [73, 85]. Weniger gängig, aber dennoch kommerziell erhältlich, sind MGTs mit aerodynamischen Gleitlagern, wie zum Beispiel die Systeme der Firma Capstone [46].

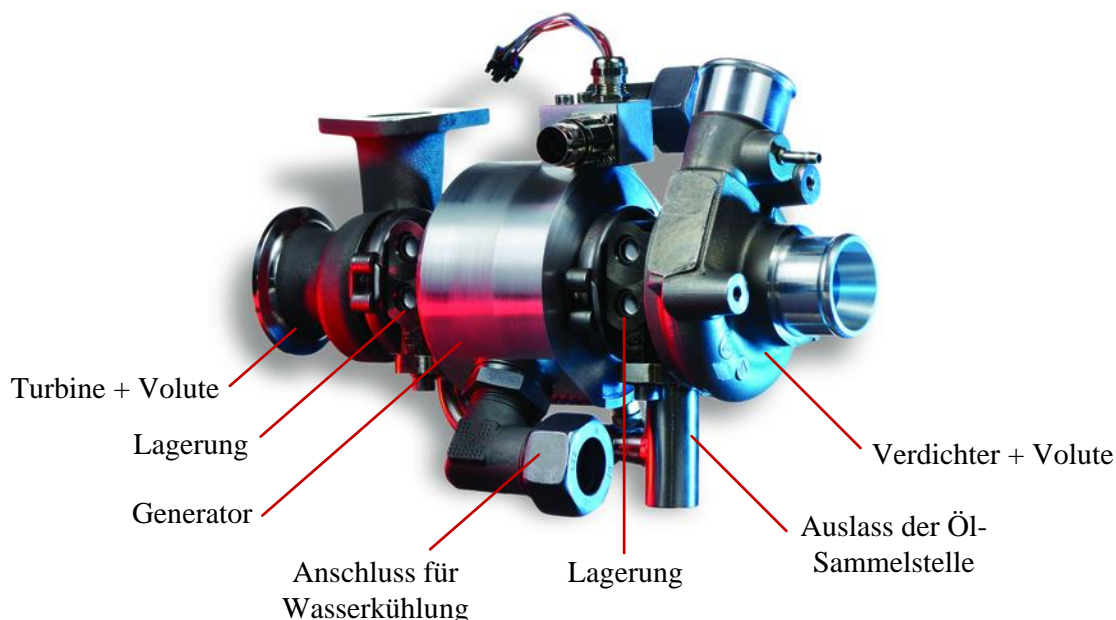


Abbildung 2.2.: Beispielhafter Aufbau einer MGT-Leistungseinheit [77].

2.2. Lagerungskonzepte

Die Hauptfunktion einer Lagerung ist die axiale sowie radiale Positionierung der Turbo-komponenten zu den Voluten. Weiterhin werden über die Lager statische und dynamische Kräfte, wie beispielsweise Gewichtskräfte oder Fliehkräfte, aufgenommen. Auch (Rotor-) Schwingungen, die zum Beispiel durch Unwuchten entstehen können, müssen durch die Lager kompensiert werden. Daher brauchen Lager ein gutes Dämpfungsverhalten und eine hohe Laufgenauigkeit. Eine weitere Anforderung in der MGT-Anwendung ist eine hinreichende Beständigkeit gegenüber hohen strukturmechanischen und tribologischen Anforderungen, die mitunter durch hohe Drehzahlen und Temperaturen auftreten. Folglich sind Lager essentiell für das Systemverhalten und die Betriebssicherheit [70].

Stand der Technik in Abgasturboladern ist der Einsatz von hydrodynamischen Gleitlagern. Daher sind sie technisch sehr ausgereift. Die Anforderungen (Drehzahl, Temperaturen etc.) an eine Lagerung für die Anwendung in Abgasturboladern und in Turbomaschinen sind sehr ähnlich. Folglich werden hydrodynamische Gleitlager häufig auch in MGTs eingesetzt [70, 93]. Aufgrund des vergleichsweise niedrigen Schmierstoffbedarfs, der geringeren Verluste und des geringeren Anlauf- und Betriebsmoments eignen sich auch Wälzlager besonders gut für die Anwendung in Abgasturboladern [93].

Zwei alternative Lagerungskonzepte, die noch keine breite Anwendung im Bereich der Abgasturbolader und Turbomaschinen gefunden haben, sind Magnet- und luftgeschmierte Gleitlager. Beide Technologien haben den Vorteil sehr geringer Verlustleistungen. In der Literatur sind weitere Lagerungsvarianten, wie Hybrid-Wälzlagerungen [123], verschiedene Arten von Luftlagern [58] oder auch Kombinationen aus einem Magnet- und einem aerodynamischen Foliengleitlager [102] für Turbomaschinen- oder Abgasturboladeranwendungen beschrieben. Auf diese Technologien wird hier nicht weiter eingegangen, da sie technisch noch nicht ausgereift sind.

2.2.1. Gleitlager

In Gleitlagern erfolgt die Relativbewegung zwischen den Baukomponenten gleitend. Gleitlager können anhand des tragenden Schmiermediums (z.B. Öle, Gase, Fette, Festschmierstoff oder auch ohne Zwischenmedium) differenziert werden [123]. Dieses hat die Funktion, die sich relativ zueinander bewegenden Bauteile zu trennen und je nach Ausführung konvektiv zu kühlen. Zum anderen können Gleitlager anhand der Art und Weise, wie das Schmiermedium dem Lager zugeführt wird, unterteilt werden. Bei sogenannten statischen Gleitlagern wird das Schmiermedium mit Überdruck zugeführt. Dadurch bildet sich schon beim Stillstand ein tragfähiger Film zwischen den rotierenden Bauteilen. Bei dynamischen Gleitlagern dagegen bildet sich der Tragfilm erst durch die Relativbewegung der Bauteile zueinander. Folglich sind beim Anfahrvorgang die Reibungsverluste und der Verschleiß bei statischen Gleitlagern geringer als bei dynamischen [40]. Der Hauptvorteil von dynamischen Gleitlagern ist, dass kein Zusatzaggregat zur Bereitstellung des notwendigen Schmierstoffdrucks benötigt wird. Im Folgenden wird näher auf öl- und luftgeschmierte Gleitlager eingegangen.

Ölgeschmierte Gleitlager

Ein beispielhafter Aufbau eines hydrodynamischen Gleitlagers in einem Turbolader ist in Abbildung 2.3 gegeben. Der Aufbau besteht aus zwei Radiallagern zur Aufnahme des Biegemoments und einem Axiallager zur Aufnahme der Kräfte längs des Rotors. Für die kontinuierliche Schmierung wird das Öl mit Druck in das Lager eingebracht und über kleine Kanäle zur Welle und zu den Gleitlagerbuchsen verteilt. Über Ölzulaufbohrungen gelangt das Schmieröl zwischen den Rotor und die Gleitlagerbuchsen und bildet einen inneren tragenden Ölfilm. Zur Dämpfung und Stabilisierung des Lagers kann die Ölzufuhr auch so gestaltet sein, dass sich ein äußerer Ölfilm aufbaut. Bei dieser Ausführung, auch als schwimmende Lagerung bezeichnet, rotiert die Gleitlagerbuchse mit dem Rotor mit. Die Gleitlagerbuchse kann auch feststehend oder halb-schwimmend ausgeführt sein. Über die Ölsammelstellen wird das Öl aufgefangen und bei etwa Atmosphärendruck aus dem Lagergehäuse abgeführt. Zur Verdeutlichung sind in Abbildung 2.3 die Strömungspfade und Drücke des Prozessgases und Schmieröls dargestellt.

Durch den Ölfilm besteht kein direkter Kontakt zwischen den Gleitlagerbuchsen und dem

Rotor. Ein nennenswerter Verschleiß tritt daher beim konstanten Lagerbetrieb nicht auf [40]. Um auch bei Versagen der Schmierung die Funktion des Lagers für eine begrenzte Zeit zu gewährleisten, werden entsprechende Werkstoffpaarungen gewählt. Meist sind die Lagerbuchsen aus Kupferbasislegierungen oder Polytetrafluorethylen gefertigt und der Reibpartner aus einem hochwarmfesten Stahl [40].

Für die Abdichtung des Wellendurchtritts sind auf Verdichter- und Turbinenseite je nach Ausführung ein oder mehrere Kolbenringe angebracht. Die Kolbenringe verhindern einen Ölübertritt in das Prozessgas. Gleichzeitig mindern sie das Eindringen von Prozessgas in das Lagergehäuse, den sogenannten Blow-By [14]. Unterstützt wird die Funktion der Kolbenringe durch den höheren Druck des Prozessgases gegenüber dem Druck im Lager. Die reduzierten Drücke im IBC stellen daher eine Herausforderung dar, auf die in Kapitel 3.1 näher eingegangen wird. Die Vorteile von hydrodynamischen Gleitlagern liegen in den geringen Herstellungskosten, in den sehr guten Dämpfungseigenschaften und in der Laufruhe. Nachteilig dagegen sind die hohen Anlaufmomente, Reibungsverluste, Öl-Leckagen über die Kolbenringe und BlowBy-Verluste.

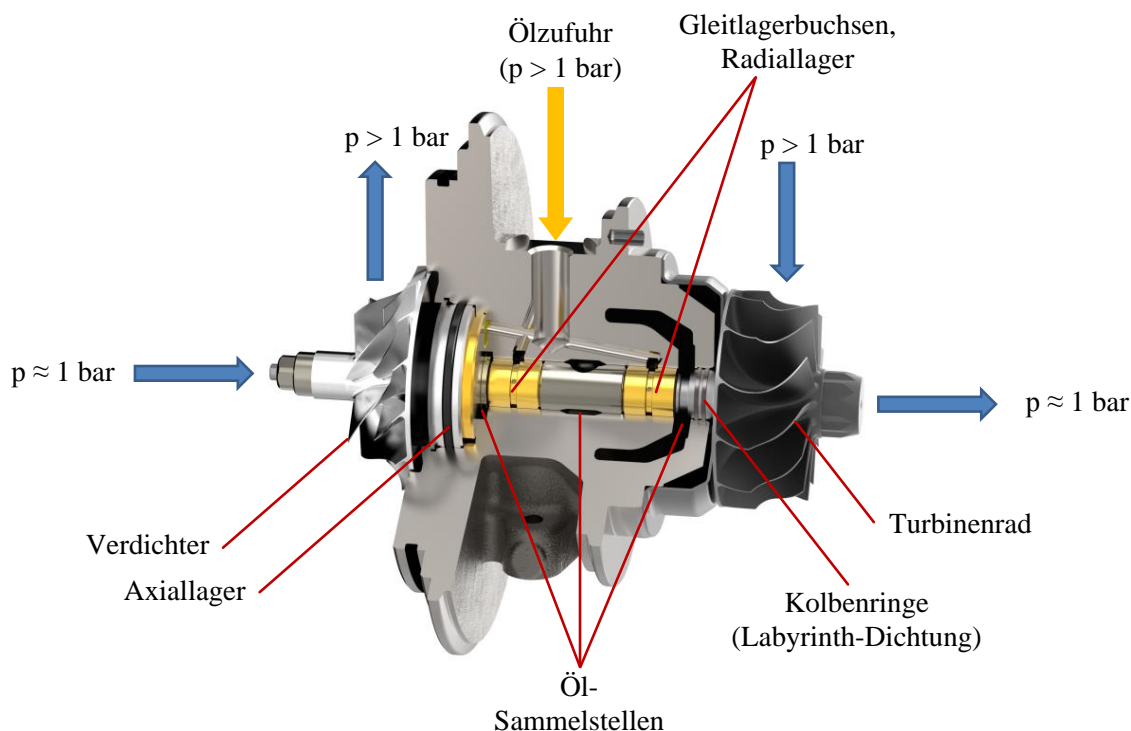


Abbildung 2.3.: Beispielhafter Aufbau eines ölgeschmierten Gleitlagers mit schwimmenden Gleitbuchsen in einem Turbolader [24].

Luftgeschmierte Gleitlager

Im Vergleich zum ölgeschmierten Gleitlager werden beim aerostatischen bzw. -dynamischen Gleitlager, oft auch luftgeschmierte Gleitlager genannt, die sich zueinander bewegten Bauteile durch einen dünnen Gasfilm getrennt. Der Gasfilm baut ein Druckpolster auf, das die

Last trägt. Die Reibungsverluste eines Gleitlagers hängen direkt von der Viskosität des Schmierstoffs ab. Die Viskosität von Luft beispielsweise ist zwei bis drei Zehnerpotenzen geringer als die von Öl. Daher sind die Reibungsverluste von luftgeschmierten Gleitlagern deutlich geringer als die von ölgeschmierten Gleitlagern. Weitere Vorteile sind der geringe Verschleiß vor allem von statischen Luftlagern, die niedrige Geräuscherzeugung und der Wegfall des zusätzlichen Schmiermediums [28]. In Abbildung 2.4 ist ein Schnittbild einer Mikrogasturbine mit Gaslager gezeigt.

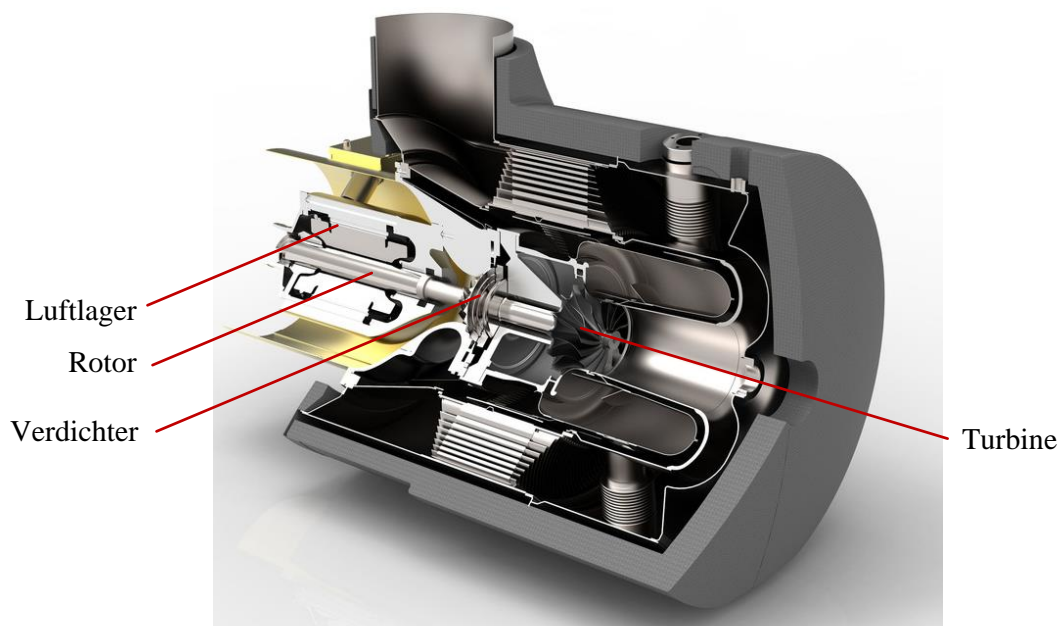


Abbildung 2.4.: Aufbau der Mikrogasturbine Capstone C65 mit luftgeschmierter Gleitlagerung [36].

Allerdings fällt durch die niedrigere Viskosität und Kompressibilität von Luft die Tragkraft und Eigendämpfung des Lagers geringer aus als bei hydrodynamischen Gleitlagern oder Wälzlagern. Für eine ausreichende Tragkraft müssen die Spalte entsprechend klein ausgeführt sein. Das erhöht den Aufwand in der Fertigung. Außerdem bringen kleine Spaltmaße Herausforderungen hinsichtlich fremd- und selbsterregter Schwingungen, Wärmedehnungen und Verunreinigungen mit sich [93]. Auch die Notlaufeigenschaften von Gaslagern sind durch die kleinen Spalte und der geringeren Viskosität von Luft schlechter als die von Wälzlagern oder ölgeschmierten Lagern. Zur Verbesserung der Dämpfungscharakteristik und Stabilität können in sogenannten Feder- oder Folienlager, Blattfederelemente in den Spalt zwischen Rotor und Lager eingebaut werden [58]. Eine weitere Möglichkeit zur Stabilisierung des Lagers ist eine steifere Auslegung des Rotors. Die damit verbundenen größeren Durchmesser des Rotors führen jedoch zu einem Anstieg der Reibungsverluste. Hier muss also ein Kompromiss zwischen der Stabilität und der Verlustleistung der Lagerung gefunden werden.

2.2.2. Wälzlager

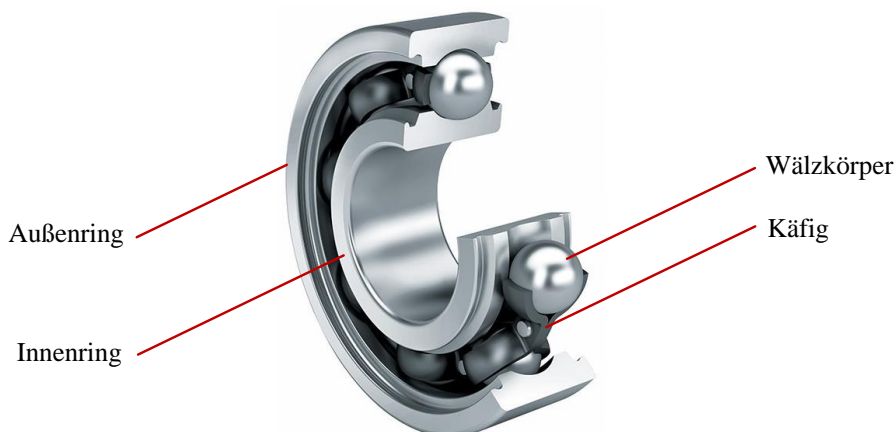


Abbildung 2.5.: Schematischer Aufbau eines einreihigen Rillenkugellagers [87].

Im Vergleich zum Gleitlager erfolgt beim Wälzlager die Kraftübertragung über rollende Körper, die zwischen zwei Laufbahnen, dem Innen- und Außenring, angebracht sind. Meist sind die Wälzkörper in einem Käfig angeordnet. Dieser hält die Wälzkörper in gleichmäßigem Abstand, um eine gegenseitige Berührung und die daraus resultierenden Reibungsverluste zu verhindern [123]. Ferner sind zur Reduktion des Verschleißes und der Reibungsverluste sowie zum Wärmeabtransport die Wälzlager fett- oder feststoffgeschmiert. Aufgrund der minimalen Schmierung und der Rollreibung haben Wälzlager sehr gute Notlaufeigenschaften. Die Unterteilung der Wälzlager erfolgt anhand der Art der Wälzkörper und ihrer Bauform. Bei den Grundformen werden Kugellager, Zylinderrollenlager, Nadellager, Kegelrollenlager und Tonnenlager unterschieden [123]. Eine schematische Darstellung des Aufbaus eines einreihigen Wälzlagers wird in Abbildung 2.5 gezeigt. Im Vergleich zu Gleit- oder Magnetlagern weisen Wälzlager aufgrund des Festkörperkontakts eine höhere Tragkraft auf. Außerdem fallen das Anlaufmoment, die Reibungsverluste und die benötigte Schmiermittelmenge bei Wälzlagern geringer aus als bei Gleitlagern [5, 104].

Der direkte Kontakt zwischen den sich relativ zueinander bewegenden Bauteilen bringt auch Nachteile mit sich. So bildet sich kein Dämpfungsfilm zwischen den Komponenten, was das Dämpfungsvermögen reduziert. Das erhöht im Vergleich zu Gleit- und Magnetlagern das Geräuschniveau [93]. Ferner sind die kleinen Spaltmaße zwischen den Wälzkörpern und Laufbahnen empfindlich gegenüber Verunreinigen. Des Weiteren führt die Überlappung der Roll- und Gleitbewegung, der sogenannte Schlupf, zu einem höheren Verschleiß und einer kürzeren Lebensdauer [23].

2.2.3. Magnetlager

Die Magnetlagerung ist eine berührungslose Lagerung. Der Rotor wird hier über ein Magnetfeld im Gleichgewichtszustand gehalten. Bei einer aktiven Magnetlagerung wird

der Abstand zwischen Rotor und Lager über Sensoren gemessen. Bei Abweichungen vom Sollwert wird über einen Regler und einen Leistungsverstärker der Spulenstrom der einzelnen Elektromagnete so geregelt, dass die Sollposition wieder erreicht wird. Im Vergleich zu einer Ausführung mit Permanentmagneten, welches die einfachste Bauform darstellt, kann mittels der aktiven Lagerung das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten an den Betriebszustand angepasst werden.

Magnetlager sind gut für hohe Drehzahlen geeignet. Weitere Vorteile sind die Schmiermittelfreiheit, die Geräuscharmheit und die sehr geringen Reibungsverluste [94, 100]. Ferner liegt kein mechanischer Verschleiß vor, was sich positiv auf die Lebensdauer auswirkt. Außerdem sinken dadurch der Wartungsaufwand und die Betriebskosten. Jeder Magnet, der für die Positionierung des Rotors erforderlich ist, bedarf einer eigenen Steuerung. Folglich ist ein hoher Regelungsaufwand nötig, um die Sensoren zu einem dynamisch stabilen System zu verknüpfen. Diese Komplexität macht die Magnetlager teurer und stör anfälliger als zum Beispiel Gleitlager. Ein weiterer Nachteil ist die mangelnde Notlaufeigenschaft. Daher werden Fanglager benötigt, die bei Ausfall der Magnetlagerung den Rotor auffangen. Meist werden hier Wälzlager verwendet [93].

2.2.4. Vergleich der Lagerungskonzepte

Tabelle 2.1.: Gegenüberstellung der Eigenschaften verschiedener Lagerungskonzepte, basiert auf [93].

Kriterium	öl- geschmierte Gleitlager	luft- geschmierte Gleitlager	Wälzlager	Magnetlager
geringe Reibleistung	--	++	+	++
Schmiermittelfreiheit	--	++	+	++
Geräuscharmheit	+	+	-	++
Dämpfungsvermögen	++	-	-	++
Verschleiß	+	+	-	++
Notlaufeigenschaften	+	--	++	--
Kosten	++	+	+	--

Abschließend werden die Vor- und Nachteile der einzelnen Technologien gegenüber gestellt und bewertet. Die Bewertung erfolgt von '--', das Kriterium wird schlecht erfüllt, bis '++',

das Kriterium wird sehr gut erfüllt. Die Bewertungskriterien wurden im Hinblick auf die Anwendung im EFH und für die IBC-MGT gewählt. So ist für den Endnutzer eine hohe Zuverlässigkeit und Stabilität, gepaart mit langen Wartungsintervallen, von Wichtigkeit. Diese werden vor allem durch die Komplexität einer Technologie (Zusatzaggregate, Schmiermittelfreiheit, usw.) bestimmt. Die Investitionskosten und die Lebensdauer spielen ebenfalls eine wichtige Rolle. Auch die Reibungsverluste sind von Bedeutung, da sie über die zugeführte Brennstoffmenge ausgeglichen werden müssen und sich somit auf die Betriebskosten auswirken. Auch die Geräuscharmheit der einzelnen Lagertechnologien wird berücksichtigt.

2.3. Thermodynamische Kreisprozesse

Für die in Gasturbinen üblichen Temperatur- und Druckbereiche kann das Prozessgas in sehr guter Näherung als ideales Gas betrachtet werden [69]. Die Enthalpie berechnet sich daher als Funktion der Temperatur, nicht aber als Funktion vom Druck oder einer anderen Zustandsgröße. Bei Mikrogasturbinen handelt es sich um durchströmte Systeme mit teilweise hohen Strömungsgeschwindigkeiten. Daher werden bei allen energetischen Betrachtung in dieser Arbeit die Totalzustände herangezogen, da mit den totalen Größen die kinetische Energie des durchströmenden Gases mit berücksichtigt wird.

2.3.1. Idealer Brayton-Kreisprozess

Als thermodynamischer Vergleichsprozess für einen konventionellen Mikrogasturbinenprozess dient der offene rekuperierte Brayton-Kreisprozess [70]. Die Zustandsänderungen des Vergleichsprozesses können in einem Entropie-Temperatur-Diagramm (T-s-Diagramm) dargestellt werden. Im Folgenden werden die Funktionsweise und der thermodynamische Vergleichsprozess der BC-MGT anhand Abbildung 2.6 und Abbildung 2.7 erklärt.

Im idealen rekuperierten Brayton-Kreisprozess wird die Prozessluft der MGT mittels eines Verdichters auf einen höheren Druck isentrop verdichtet ($1 \rightarrow 2$). Dabei erfährt die Prozessluft einen Temperaturanstieg. Die verdichtete Luft wird anschließend in einem Rekuperator (Gas-Gas-Wärmeübertrager) mit Hilfe des heißen Turbinenabgases weiter isobar erwärmt ($2 \rightarrow 2'$). Danach wird die Prozessluft der Brennkammer zugeführt, mit Brennstoff vermischt und isobar verbrannt ($2' \rightarrow 3$). Stromab werden die Verbrennungsabgase über eine Turbine isentrop ($3 \rightarrow 4$) auf Umgebungsdruck entspannt. Im idealen Fall entspricht die abgasseitige Rekuperatoreinlasstemperatur (Zustand 4) der luftseitigen Rekuperatorauslasstemperatur (Zustand $2'$). Nachfolgend wird im Rekuperator ($4 \rightarrow 4'$) dem Abgas isobar Wärme entzogen und auf die Frischluft übertragen. Das Abgas kann im Rekuperator im idealen und verlustfreien Fall maximal auf die Verdichterauslasstemperatur abgekühlt werden; daher liegen der Zustand 2 und der Zustand $4'$ auf einer Isotherme (siehe Abbildung 2.7). Im letzten Prozessschritt wird das Abgas an die Umgebung abgegeben und kühlt auf Umgebungstemperatur ab ($4' \rightarrow 1$, isobar).

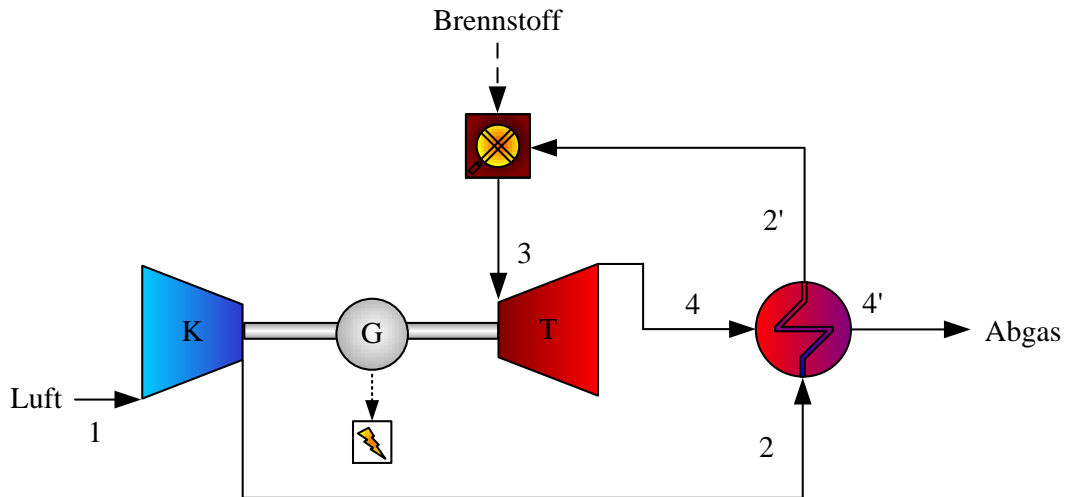


Abbildung 2.6.: Funktionsschema einer idealen, rekuperierten BC-MGT.

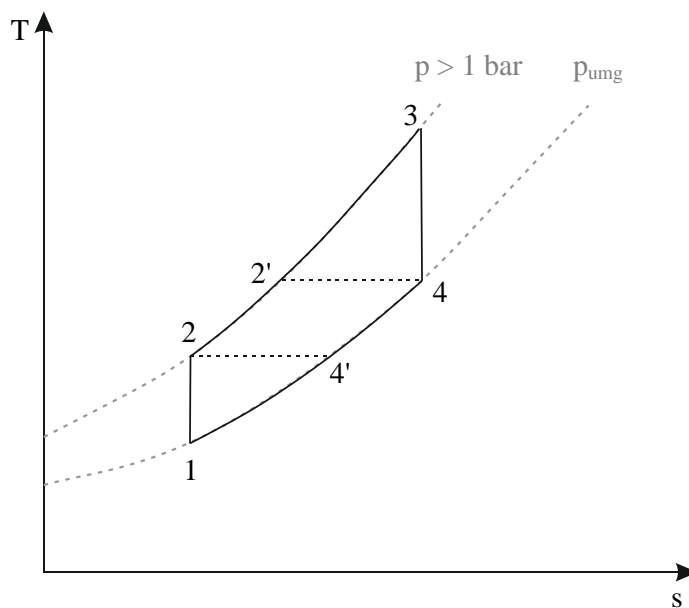


Abbildung 2.7.: T-s-Diagramm des idealen, rekuperierten Brayton-Kreisprozesses.

Der thermische Wirkungsgrad $\eta_{\text{th,BC}}$ des nicht rekuperierten idealen Prozesses berechnet sich aus dem Verhältnis der Nutzarbeit und der zugeführten Wärmemenge (\dot{q}_{zu}) nach Gleichung (2.1)

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{q}_{\text{zu}} - \dot{q}_{\text{ab}}}{\dot{q}_{\text{zu}}}. \quad (2.1)$$

Die Nutzarbeit entspricht der umschlossenen Fläche im T-s-Diagramm. Unter der Annahme einer konstanten, isobaren Wärmekapazität lässt sich der Wirkungsgrad als Funktion des Druckverhältnisses Π beschreiben durch [25, 37, 70]

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 - \left(\frac{1}{\Pi}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (2.2)$$

Hierbei wird aufgrund des hohen Luftüberschusses in Mikrogasturbinen die Massenstromerhöhung durch die Brennstoffzufuhr vernachlässigt.

Durch die Rekuperation reduziert sich die der Brennkammer zugeführte Wärmemenge von $\dot{q}_{zu} = c_{p\text{mittel}} \cdot (T_3 - T_2)$ auf $\dot{q}_{zu} = c_{p\text{mittel}} \cdot (T_3 - T_2')$. Der thermische Wirkungsgrad eines idealen rekuperierten Brayton-Kreisprozesses wird beschrieben durch [37]

$$\eta_{\text{th,Rek,BC}} = 1 - \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{T_1}{T_3}. \quad (2.3)$$

Der thermische Wirkungsgrad steigt mit zunehmender Turbineneinlasstemperatur (T_3) an. Maßgebend ist hier die Werkstoffgrenze der Turbine und des nachgeschalteten Rekuperators. Darüber hinaus hat eine rekuperierte MGT zu jedem T_3/T_1 ein Druckverhältnis, für das die Nutzleistung maximal wird. Das Druckverhältnis, bei dem die MGT ihren maximalen Wirkungsgrad hat, ist größer als das Druckverhältnis, bei dem die MGT die maximale spezifische Nutzleistung erreicht [8]. Bei der Auslegung einer MGT muss hier also ein Kompromiss eingegangen werden.

2.3.2. Idealer inverser Brayton-Kreisprozess

Im Vergleich zu einer konventionellen MGT, erfolgt in einer invers betriebenen MGT die Durchströmung der einzelnen Komponenten in veränderter Reihenfolge. Die Funktionsweise, dargestellt in Abbildung 2.8, und der thermodynamische Vergleichsprozess, gezeigt in Abbildung 2.9, werden im Folgenden erläutert.

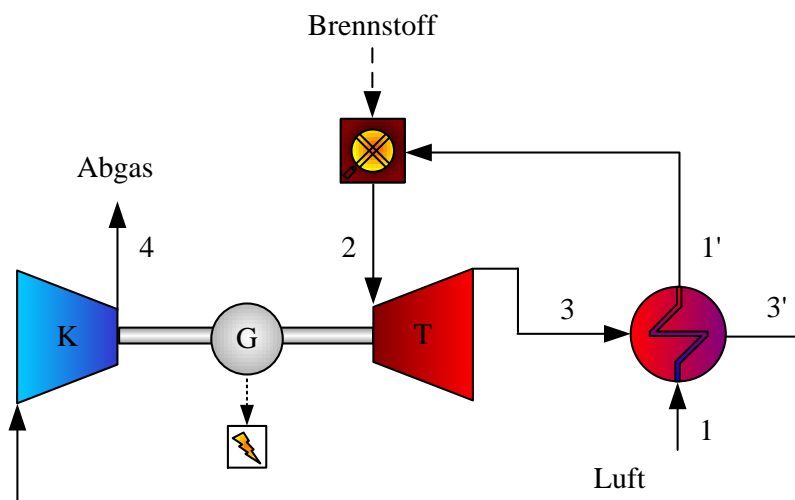


Abbildung 2.8.: Funktionsschema einer idealen inversen rekuperierten MGT, basiert auf [3].

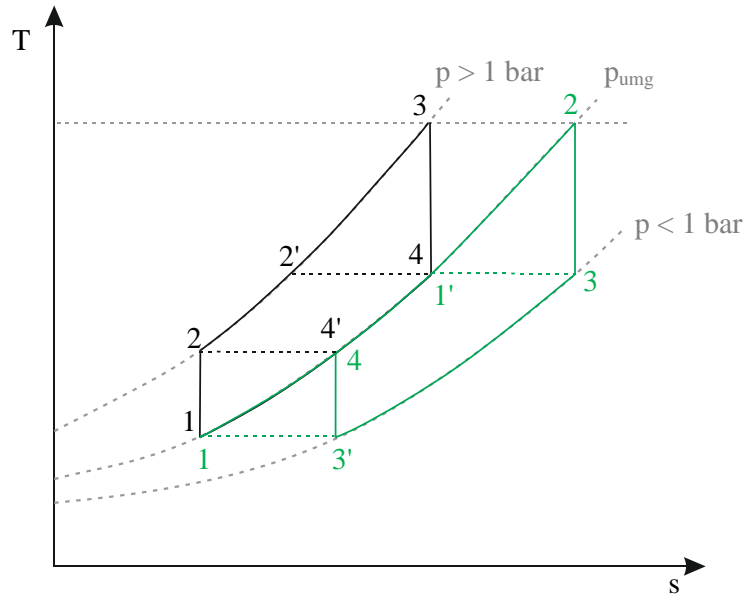


Abbildung 2.9.: T-s-Diagramm des idealen Brayton- (schwarz) und des idealen inversen Brayton-Kreisprozesses (grün).

Die Frischluft wird im Rekuperator ausgehend von Umgebungstemperatur isobar erwärmt (1 → 1') und in die Brennkammer weitergeleitet. Dort wird sie mit dem Brennstoff vermischt und isobar verbrannt (1' → 2). Im Anschluss werden die Verbrennungsabgase über die Turbine isentrop in den Unterdruck entspannt (2 → 3). Im nachgeschalteten Rekuperator (3 → 3') wird das Prozessgas auf Umgebungstemperatur abgekühlt, bevor es im Verdichter auf Atmosphärendruck isentrop rückverdichtet wird (3' → 4). Die bei der Kompression anfallende Wärme wird an die Umgebung abgegeben. Da im Idealfall die gesamte Wärmemenge im Rekuperator vom Abgas auf die Frischluft übertragen wird und keine Wärmeverluste auftreten, liegen Zustand 1 und 3' auf einer Isotherme.

Der thermische Wirkungsgrad eines idealen rekuperierten inversen Brayton-Kreisprozesses wird beschrieben wie folgt,

$$\eta_{\text{th,Rek,IBC}} = 1 - \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{T_{3'}}{T_2}. \quad (2.4)$$

2.3.3. Realer Kreisprozess einer BHKW-Anwendung

In diesem Abschnitt wird der reale Kreisprozess in einer BHKW-Anwendung am Beispiel des IBC erläutert. Allerdings gelten die beschriebenen Verlustmechanismen ebenso für eine BC-MGT. Der reale Kreisprozess unterscheidet sich im Vergleich zum idealen Kreisprozess durch die Irreversibilität der Zustandsänderungen. Diese resultiert durch Wärmeverluste sowie durch Verluste im Verdichter und der Turbine und bei der Umwandlung von mechanischer in elektrische Energie. Auch Reibungsverluste einzelner Systemkomponenten sowie eine unvollständige Verbrennung und Wärmeübertragung im Rekuperator und Wasserwärmeübertrager führen zu irreversiblen Zustandsänderungen. Die Auswirkungen der genannten Verluste auf den Kreisprozess werden beispielhaft am IBC erklärt. Hierfür ist in Abbildung 2.10 das

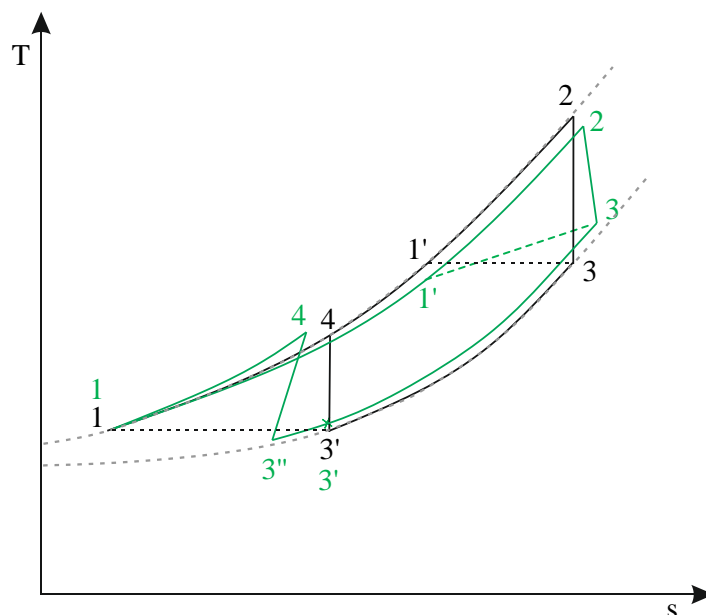


Abbildung 2.10.: T-s-Diagramm des idealen (schwarz) und des realen inversen Brayton-Kreisprozesses (grün) im Vergleich.

T-s-Diagramm und in Abbildung 2.11 das Funktionsschema einer realen inversen MGT in der BHKW-Anwendung dargestellt.

Die unvollständige Wärmeübertragung im Rekuperator und die Wärmeverluste resultieren im realen Kreisprozess in einer reduzierten Brennkammereinlasstemp. (Zustand 2). Folglich sind die Brennkammerauslass- bzw. Turbineneinlasstemp. (TIT) und somit auch die elektrische und thermische Leistung sowie der elektrische und thermische Wirkungsgrad der MGT geringer als im idealen Fall. Zum Ausgleich der Wärmeverluste oder einer unvollständigen Verbrennung ist zur Erreichung derselben Leistung ein höherer Brennstoffmassenstrom notwendig.

Die verlustbehaftete Energieumwandlung in der Turbine bewirkt einen Temperatur- und Entropieanstieg am Turbinenauslass. Daher ist im T-s-Diagramm die Temperatur im Zustand 3 für den realen Fall (grün) höher als im verlustfreien Fall (schwarz). Ferner wird im Realfall im Rekuperator die Wärme nicht vollständig vom Abgas auf die Frischluft übertragen. Folglich liegt die abgasseitige Auslasstemp. aus dem Rekuperator oberhalb der Umgebungstemp. ($T_{3'} > T_{umg}$). Um dennoch die Verdichtereinlasstemp. und somit die Kompressionsarbeit möglichst gering zu halten, wird in der realen BHKW-Anwendung zwischen Rekuperator und Verdichter ein WWT eingefügt (siehe Abbildung 2.11). Die ausgekoppelte Wärme wird dem Anwender als Nutzwärme zur Verfügung gestellt. Die Auslasstemp. des Prozessgases aus dem WWT hängt von den Kenngrößen des WWTs und von der Temperatur des Kühlmediums ab.

Stromab des WWTs führt die verlustbehaftete Energieumwandlung im Verdichter zu einem höheren Temperatur- und Entropieniveau am Verdichterauslass im Vergleich zum idealen Kreisprozess (Zustand 4). Diese residuale Wärme im Abgas kann in einer BHKW-Anwendung

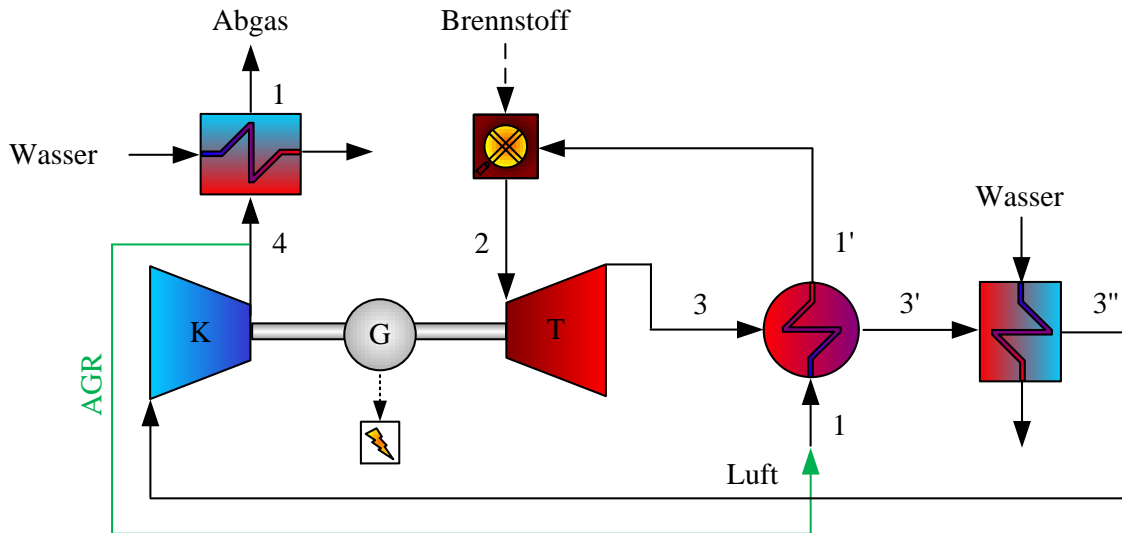


Abbildung 2.11.: Funktionsschema eines realen IBC-MGT-BHKWs mit AGR.

durch einen zweiten WWT dem Abgas entzogen werden und ebenfalls als Nutzwärme verwendet werden. Dies erhöht den Brennstoffausnutzungsgrad der Anlage.

Außerdem begünstigt der zweite WWT die Anwendung einer AGR zur weiteren Wirkungsgradsteigerung der IBC-MGT. Für die AGR im IBC wird das Abgas nach dem Verdichter entnommen und der Frischluft vor Eintritt in den Rekuperator zugemischt. Dadurch reichert sich, der in der Verbrennung entstehende Wasserdampf im Abgas an und kondensiert stromab im WWT teilweise aus. Die dabei frei werdende Kondensationswärme steht als zusätzliche Nutzwärme zur Verfügung, was mit einer Wirkungsgradsteigerung einhergeht. Da durch den Unterdruck der Taupunkt von Wasser verschoben ist, kondensiert der Wasserdampf je nach Betriebsbedingungen erst im zweiten WWT. Grundsätzlich kann die AGR sowohl im BC als auch IBC realisiert werden. Die Untersuchung des Einflusses der AGR auf die Leistung der MGT erfolgt in Kapitel 4.

Die Druckverluste einzelner Komponenten führen zu einer Abweichung der Zustandsänderungen von der isobaren Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr. Ferner reduzieren sie das Druckverhältnis der Turbokomponenten und folglich auch die nutzbare Wellenleistung. Diese wird durch mechanische und sonstige Umwandlungsverluste weiter verringert.

Nachfolgend werden die Verlustmechanismen, die für die Auswertung der Messdaten in Kapitel 3 relevant sind, detailliert beschrieben.

Druckverluste

Als Druckverlust werden die irreversiblen Änderungen des Druckes infolge von Reibung und Verwirbelungen in der Strömung bezeichnet. Diese führen im realen inversen Kreisprozess zu einem reduzierten Druck am Verdichtereintritt. Folglich muss dieser eine größere Druckdifferenz (Druckhub) aufbauen, um das Fluid vom subatmosphärischen Druck auf Umgebungsdruck zu komprimieren. Die notwendige Kompressionsarbeit steigt. Stromauf der

Turbine führen die Druckverluste zu einem reduzierten Turbineneinlassdruck und somit zu einer geringeren Leistung.

Der relative Druckverlust unter Verwendung der Totalzustände berechnet sich gemäß

$$\Delta p_{\text{rel}} = \frac{p_{\text{tot,ein}} - p_{\text{tot,aus}}}{p_{\text{tot,ein}}} \cdot 100. \quad (2.5)$$

Die Indizes *ein* und *aus* beziehen sich auf den Ein- und Auslass der betrachteten Komponente. Der Totaldruck resultiert aus der Addition des statischen Drucks und des dynamischen Anteils

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{stat}} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2. \quad (2.6)$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit u ist wie folgt definiert

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}. \quad (2.7)$$

A ist die Querschnittsfläche am Messort des statischen Drucks und \dot{m} ist der Fluidmassenstrom (Luft oder Abgas, je nach Messstelle). Die Dichte ρ wird über die ideale Gasgleichung bestimmt mit der spezifischen Gaskonstante R , der Temperatur T und dem Druck p ausgedrückt durch

$$p = \rho \cdot R \cdot T. \quad (2.8)$$

Wärmeübertrager

In realen Wärmeübertragern führen das beschränkte Bauteilvolumen bzw. die Bauteiloberfläche zu einer nicht vollständigen Wärmeübertragung. Die Effizienz beschreibt, welcher Anteil des theoretisch möglichen Wärmestroms im Prozess auf die Frischluft übertragen wird. Die Effizienz kann für beide Fluidströme (Luft und Abgas) berechnet werden [57]. Der kleinere Wert für den theoretisch verfügbaren Wärmestrom bedingt den höheren Wirkungsgrad. Da der kleinere theoretisch verfügbare Wärmestrom die Limitierung des Wärmeübertragungsprozess nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik darstellt wird der größere Wert aus

$$\eta_{\text{Rek}} = \max \left(\frac{\int_{T_{\text{Luft,aus}}^T}^{T_{\text{Luft,ein}}^T} c_{p,\text{Luft}}(T) dT}{\int_{T_{\text{Abg,ein}}^T}^{T_{\text{Luft,ein}}^T} c_{p,\text{Luft}}(T) dT}, \frac{\int_{T_{\text{Abg,aus}}^T}^{T_{\text{Abg,ein}}^T} c_{p,\text{Abg}}(T) dT}{\int_{T_{\text{Luft,ein}}^T}^{T_{\text{Abg,ein}}^T} c_{p,\text{Abg}}(T) dT} \right) \quad (2.9)$$

ausgewählt. Je höher die Rekuperatoreffizienz, desto größer ist der auf die Frischluft übertragene Wärmestrom. Bei gleichbleibender Brennkammerauslass- bzw. Turbineneinlasstemperatur ist folglich weniger Brennstoff in der Brennkammer notwendig und die elektrische Effizienz der Anlage steigt.

Weiterhin relevant sind bei der Betrachtung von Wärmeübertragern die Wärmeströme. Der von der Luft aufgenommene Wärmestrom im Rekuperator ist definiert als

$$\dot{Q}_{\text{Rek,Luft}} = \dot{m}_{\text{Luft}} \cdot \int_{T_{\text{Rek,Luft,ein}}^T}^{T_{\text{Rek,Luft,aus}}^T} c_{p,\text{Luft}}(T) dT. \quad (2.10)$$

Der vom Abgas abgegebene Wärmestrom im Rekuperator ergibt sich aus

$$\dot{Q}_{\text{Rek,Abg}} = \dot{m}_{\text{Abg}} \cdot \int_{T_{\text{Rek,Abg,aus}}}^{T_{\text{Rek,Abg,ein}}} c_{p,\text{Abg}}(T) \, dT. \quad (2.11)$$

Analog zum Rekuperator ist die Effizienz des WWT als das Verhältnis aus dem real übertragenen Wärmestrom zum maximal theoretisch übertragbarem Wärmestrom definiert und wird demnach ausgedrückt als

$$\eta_{\text{WWT}} = \dot{m}_{\text{Wasser}} \cdot \frac{\int_{T_{\text{Abg,ein}}}^{T_{\text{Abg,aus}}} c_{p,\text{Abg}}(T) \, dT}{\int_{T_{\text{Abg,ein}}}^{T_{\text{Wasser,ein}}} c_{p,\text{Abg}}(T) \, dT}. \quad (2.12)$$

Dieser Zusammenhang gilt nur unter der Annahme, dass kein Phasenübergang des Wassers stattfindet. Auch hier kann der Wirkungsgrad für beide Fluidströme (Wasser- und Prozessgasseite) berechnet werden. Allerdings ist die isobare Wärmekapazität von Wasser deutlich größer als die von Luft. Folglich erfährt das Wasser einen geringeren Temperaturhub als die Gasseite und der Wirkungsgrad wird bei der Berechnung über den Fluidstrom der Wasserseite unterschätzt. Daher wird nur die Berechnung für die Gasseite vorgenommen. Mit steigender WWT-Effizienz nimmt die ausgekoppelte Nutzwärme und somit die thermische Effizienz der MGT zu.

Der vom Wasser im WWT aufgenommene Wärmestrom berechnet sich wie folgt

$$\dot{Q}_{\text{WWT,Wasser}} = \dot{m}_{\text{Wasser}} \cdot \int_{T_{\text{Wasser,ein}}}^{T_{\text{Wasser,aus}}} c_{p,\text{Wasser}}(T) \, dT. \quad (2.13)$$

Der vom Abgas abgegebene Wärmestrom ist durch folgende Gleichung gegeben

$$\dot{Q}_{\text{WWT,Abgas}} = \dot{m}_{\text{Abgas}} \cdot \int_{T_{\text{WWT,ein}}}^{T_{\text{WWT,aus}}} c_{p,\text{Abgas}}(T) \, dT. \quad (2.14)$$

Im idealen verlustfreien Fall gilt $\dot{Q}_{\text{WWT,Abgas}} = \dot{Q}_{\text{WWT,Wasser}}$ und $\dot{Q}_{\text{Reku,Abgas}} = \dot{Q}_{\text{Reku,Luft}}$.

Mechanische Verluste

Die thermodynamisch verfügbare Wellenleistung P_{Welle} ergibt sich aus der Differenzleistung zwischen Turbine und Verdichter

$$P_{\text{Welle}} = P_{\text{Turb}} - P_{\text{Verd}}. \quad (2.15)$$

Im verlustfreien Fall entspricht die Wellenleistung der nutzbaren elektrischen Leistung [108]. Im realen Prozess treten bei der Umwandlung von kinetischer in elektrische Energie Verluste auf, die die verfügbare elektrische Leistung reduzieren. In den Lagern und Kolbenringen treten Verluste aufgrund von Luft-, Öl- und mechanischer Reibung auf. Im Generator werden durch Luftwiderstand, elektrischen Widerstand in den Spulen (ohmsche Verluste) und

durch unerwünschte Wirbelströme im Eisenkern Verluste induziert [48]. Die Umformung der elektrischen Energie zur Netzeinspeisung erfolgt in der Leistungselektronik und ist ebenfalls verlustbehaftet. Ferner wird ein Teil der elektrischen Leistung für die Hilfsaggregate (P_{aux}) wie zum Beispiel für die Öl- und Wasserpumpe und den Brennstoffkompressor aufgewendet. Da die mechanischen Verluste und sonstigen Umwandlungsverluste keine Änderung der thermodynamischen Zustandsgrößen bewirken, können sie bauteilübergreifend direkt von der Wellenleistung abgezogen werden [70].

Die Lagerverluste reduzieren in Abhängigkeit der Drehzahl die thermodynamisch verfügbare Wellenleistung. Die Verluste des Generators und der Leistungselektronik werden über die Güte der Umwandlung beschrieben und multiplikativ berücksichtigt. P_{aux} wird direkt von der verfügbaren elektrischen Leistung abgezogen. Die nutzbare elektrische Leistung $P_{\text{el,Nutz}}$ ergibt sich somit zu

$$P_{\text{el,Nutz}} = (P_{\text{Welle}} - P_{\text{Lager,Verl}}) \cdot \eta_{\text{GE}} \cdot \eta_{\text{LE}} - P_{\text{aux}}. \quad (2.16)$$

Der elektrische Wirkungsgrad der MGT resultiert aus dem Verhältnis der nutzbaren elektrischen Leistung $P_{\text{el,Nutz}}$ und der zugeführten Wärmemenge. Die der MGT zugeführte Wärmemenge berechnet sich aus dem Produkt des Brennstoffmassenstroms \dot{m}_{Br} und dem unteren Heizwert des Brennstoffs H_1

$$\eta_{\text{el}} = \frac{P_{\text{el,Nutz}}}{\dot{Q}_{\text{Br}}} = \frac{P_{\text{el,Nutz}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_1}. \quad (2.17)$$

Die Lagerverluste können analytisch oder experimentell bestimmt werden. Für die analytische Bestimmung der Reibungsverluste eines statisch belasteten radialen Gleitlagers sind die Kenntnis der Lagerkräfte, der Lagerdimensionen und die Eigenschaften des Schmierstoffs erforderlich. Die Reibungsverlustleistung errechnet sich aus folgender Gleichung [123]

$$p_{\text{R}} = \left(\frac{\mu}{\psi}\right) \cdot S_o \cdot b \cdot D^2 \cdot \eta_{\text{dyn}} \cdot \frac{\omega^2}{2\psi}. \quad (2.18)$$

Dabei ist (μ/ψ) die Reibungskennzahl, S_o die Sommerfeldzahl, eine dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung der Stabilität des Lagers, b die Lagerbreite, D der Lagerdurchmesser, ψ das relative Lagerspiel, η die dynamische Viskosität des Schmierstoffs und ω die Winkelgeschwindigkeit. Die Reibungsverlustleistung steigt also mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit und der dritten Potenz der Lagerabmessungen. Die Lagerverluste werden in Wärme umgesetzt und an die Umgebung abgegeben.

Experimentell können die Lagerverluste aus den Leistungsdaten der MGT, also über die thermodynamische Bilanz an der Welle nach Gleichung (2.16) bestimmt werden. Eine weit gängige Methode zur experimentellen Bestimmung der Lagerverluste ist die MGT motorisch (ohne Verbrennung) zu betreiben und aus der erforderlichen Antriebsleistung die Lagerverluste zu ermitteln [93]. Hierdurch können thermische Einflüsse, wie Temperaturstränkigkeiten

oder Wärmeverluste, die das Erfassen von Messgrößen beeinträchtigen können (siehe Abschnitt 3.1.3), reduziert werden. Da die Antriebsleistung und Lagerverluste eine Funktion der Winkelgeschwindigkeit sind, müssen diese für jeden Betriebspunkt ermittelt werden.

Wärmeverluste

Die Wärmeverluste der MGT gehen aus dem Temperaturunterschied zwischen den Systemkomponenten und der Umgebungstemperatur hervor. Sie sind geprägt durch die drei Arten des Wärmetransports: Konvektion vorrangig zwischen Bauteilwand und Fluid, Wärmeleitung (innerhalb einer Bauteilwand) und Wärmestrahlung. Im Rahmen dieser Arbeit wird für die Wärmeverlustbetrachtung nicht zwischen den Arten der Wärmetransportvorgänge unterschieden. Vielmehr wird der Wärmestrom an die Umgebung ($\dot{Q}_{\text{Verl,Umg}}$) global über die Gesamtenergiebilanz der MGT gegeben durch

$$\dot{Q}_{\text{Br}} + \dot{Q}_{\text{Luft,ISA}} = \dot{Q}_{\text{Nutz}} + \dot{Q}_{\text{Verl,Umg}} + \dot{Q}_{\text{Abg,ISA}} + P_{\text{el,Nutz}}, \quad (2.19)$$

berechnet. Dabei wird der in der Luft und im Abgas gebundene thermische Energiestrom bezogen auf ISA Standardbedingungen mit berücksichtigt. Die thermische Effizienz wird demnach ausgedrückt als

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{Q}_{\text{Br}}}. \quad (2.20)$$

Der gesamte Brennstoffausnutzungsgrad η_{ges} ist gegeben durch

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{el}} + \eta_{\text{th}}. \quad (2.21)$$

In dieser Arbeit werden neben den Gesamtwärmeverlusten der MGT zusätzlich die Wärmeverluste des Rekuperators und der Brennkammer betrachtet.

Rekuperator:

Die Wärmeverluste des Rekuperators ergeben sich aus der Differenz des von der Luft aufgenommenen und vom Abgas abgegebenen Wärmestroms aus Gleichung (2.10) und (2.11). Es gilt

$$\dot{Q}_{\text{Verl,Rek}} = \dot{Q}_{\text{Rek,Abg}} - \dot{Q}_{\text{Rek,Luft}}. \quad (2.22)$$

Brennkammer:

Die Wärmeverluste der Brennkammer können über die thermodynamische Gleichgewichtsbetrachtung berechnet werden. Mit dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik und unter der Annahme einer isobaren Zustandsänderung in der Brennkammer entspricht die Enthalpieänderung des Systems der dem System zugeführten Wärmeenergie [119]

$$dH = d\dot{Q}. \quad (2.23)$$

Der resultierende Wärmeanstieg in der Brennkammer ergibt sich unter der Annahme einer vollständigen Umsetzung des Brennstoffs aus der zugeführten Brennstoffleistung und den Wärmeverlusten der Brennkammer. Die Brennkammerwärmeverluste haben eine reduzierte Turbineneinlasstemperatur und somit auch Turbinenleistung zur Folge, welche durch eine Erhöhung des Brennstoffmassenstroms kompensiert werden kann. Für die Energiebilanz der Brennkammer gilt

$$\dot{H}_{\text{BK,aus}} - \dot{H}_{\text{BK,ein}} = \dot{Q}_{\text{Br}} - \dot{Q}_{\text{Verl,BK}}. \quad (2.24)$$

Turbokomponenten

In den Turbokomponenten treten Verluste aufgrund von Reibung und Verwirbelungen sowie Profil-, Randzonen- und Spaltverlusten auf [75]. Diese haben einen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Je nach Vergleichsprozess zur Beschreibung der Zustandsänderung in den Turbokomponenten kann der polytrope oder isentrope Wirkungsgrad herangezogen werden. Der polytrope Wirkungsgrad setzt Entropiedifferenzen ins Verhältnis, der isentrope Enthalpiedifferenzen [70]. Da in dieser Arbeit energetische Betrachtungen der Turbokomponenten durchgeführt werden, wird der Wirkungsgrad auf den isentropen Vergleichsprozess bezogen [99].

Der isentrope Wirkungsgrad der Turbine ist definiert als das Verhältnis der tatsächlich geleisteten technischen Arbeit zur maximal möglichen technischen Arbeit bei einer reversiblen Zustandsänderung gegeben durch

$$\eta_{\text{s,Turb}} = \frac{\Delta h_{\text{Turb}}}{\Delta h_{\text{s,Turb}}} = \frac{\int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{aus}}} c_p(T) dT}{\int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{s,aus}}} c_p(T) dT}. \quad (2.25)$$

Der Verdichterwirkungsgrad wird aus dem Verhältnis der maximal möglichen technischen Arbeit bei einer reversiblen Zustandsänderung zur tatsächlich geleisteten technischen Arbeit bestimmt [45] ausgedrückt als

$$\eta_{\text{s,Verd}} = \frac{\Delta h_{\text{s,Verd}}}{\Delta h_{\text{Verd}}} = \frac{\int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{s,aus}}} c_p(T) dT}{\int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{aus}}} c_p(T) dT}. \quad (2.26)$$

Für beide Turbokomponenten lässt sich der Wirkungsgrad bei einer adiabaten Zustandsänderung als Enthalpiedifferenz darstellen [99]. Die isentrope Temperatur ist definiert als [99]

$$T_{\text{s,aus}} = T_{\text{ein}} \cdot \left(\frac{p_{\text{tot,aus}}}{p_{\text{tot,ein}}} \right)^{\frac{R}{c_p(T_{\text{mittel}})}}. \quad (2.27)$$

Die Verdichter- und Turbinenarbeit berechnen sich gemäß [70, 99, 108]

$$P_{\text{Turb}} = (\dot{m}_{\text{Br}} + \dot{m}_{\text{Luft}}) \cdot \int_{TOT}^{TIT} c_{p,\text{Abg}}(T) dT, \quad (2.28)$$

$$P_{\text{Verd}} = (\dot{m}_{\text{Br}} + \dot{m}_{\text{Luft}}) \cdot \int_{CIT}^{COT} c_{p,\text{Abg}}(T) dT, \quad (2.29)$$

wobei TOT die Turbinenauslass-, TIT die Turbineneinlass-, COT die Verdichterauslass- und CIT die Verdichtereinlasstemperatur sind. Es ist zu beachten, dass im IBC für beide Komponenten Abgas als Medium vorliegt.

Neben den Betriebsparametern (z.B. Drehzahl) haben auch die Umgebungsbedingungen einen erheblichen Einfluss auf die Leistungsgrößen der Turbokomponenten. Für eine bessere Vergleichbarkeit werden reduzierte Kenngrößen verwendet. Reduzierte Größen werden auf die Einlassbedingungen bezogen und auf einen Referenzzustand (z.B. ISA) normiert. Diese werden in spezifischen Kennfeldern dargestellt, die das Betriebsverhalten der Turbokomponenten beschreiben.

Im Folgenden werden die für Turbokomponenten typischen Kenngrößen definiert [30, 70, 84]. Das Druckverhältnis von Verdichter und Turbine ist gegeben durch

$$\Pi_{\text{Verd}} = \frac{p_{\text{aus}}}{p_{\text{ein}}}, \Pi_{\text{Turb}} = \frac{p_{\text{ein}}}{p_{\text{aus}}}. \quad (2.30)$$

Der reduzierte Massenstrom wird mit $T_{\text{ref}} = 288 \text{ K}$ und $p_{\text{ref}} = 1,013 \text{ bar}$ bestimmt aus dem Zusammenhang

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_{\text{ein}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{ein}}}{T_{\text{ref}}}}. \quad (2.31)$$

Die reduzierte Drehzahl ist wie folgt definiert,

$$N_{\text{red}} = N_{\text{mech}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{ein}}}}. \quad (2.32)$$

2.3.4. Einfluss der Invertierung

In diesem Abschnitt wird analytisch der Einfluss der Invertierung auf den Kreisprozess beschrieben. Diese Betrachtungen bilden die Basis für die Auswahl einer geeigneten BC-MGT (siehe Abschnitt 3.1.1) und werden zum Ableiten der auftretenden Randbedingungen für den Aufbau des Prüfstands herangezogen (siehe Abschnitt 3.1.2).

Einfluss auf die Systemdrücke

Durch die Invertierung wird das Druckniveau des Kreisprozesses zu niedrigeren Drücken verschoben. Zustandsänderungen, die im BC bei Überdruck verlaufen, finden im IBC bei Umgebungsdruck statt. Dagegen finden im IBC Zustandsänderungen, die im BC bei Umgebungsdruck verlaufen, im Unterdruck statt. Die idealen Vergleichsprozesse für den BC und IBC sind in einem Diagramm in Abbildung 2.9 aufgetragen. Vereinfacht betrachtet ist der Vergleichsprozess des IBC im T-s-Diagramm nach rechts verschoben.

Einfluss auf die Systemtemperaturen

Im Vergleich zu den Drücken sind die Temperaturen für beide Kreisprozesse ähnlich. Sowohl im BC als auch im IBC wird eine möglichst hohe TIT angestrebt, um einen hohen Wirkungsgrad

zu erreichen (siehe Gleichungen (2.3) und (2.4)). Wie bereits erwähnt werden die TIT und TOT durch das Material der Turbine und des Rekuperators nicht durch den Kreisprozess selbst limitiert. Daher können im BC und IBC dieselben TIT-Werte realisiert werden. Zustand 3 im BC und Zustand 2 im IBC liegen somit auf einer Isotherme.

Weiterhin kann angenommen werden, dass der Volumenstrom im BC und IBC gleich ist, und die Turbokomponenten bei gleicher reduzierter Drehzahl das gleiche Druckverhältnis und den gleichen Wirkungsgrad haben. Dieser Zusammenhang wird in den nachfolgenden Abschnitten noch näher erläutert. Aus dieser Annahme resultieren für beide Kreisläufe eine ähnliche TOT. Zustand 4 im BC und Zustand 3 im IBC liegen somit auf einer Isotherme.

Die TOT entspricht der abgasseitigen Einlasstemperatur des Rekuperators. Folglich wird im Idealfall die Frischluft durch den Rekuperator im BC und IBC auf die gleiche Temperatur angehoben. Dagegen sind am luftseitigen Rekuperatoreinlass Temperaturunterschiede zu erwarten. Im BC ist die Temperatur an dieser Stelle höher als im IBC, da das Prozessgas stromauf durch die Kompression im Verdichter einen Temperaturhub erfährt. Folglich ist auch die abgasseitige Auslasstemperatur des Rekuperators im IBC niedriger als im BC.

Die Temperatur am Einlass des WWT entspricht der abgasseitigen Auslasstemperatur des Rekuperators. Die Temperatur am Auslass des WWT hängt von der Temperatur des Kühlwassers ab. Im BC werden möglichst niedrige Temperaturen am Auslass des WWTs angestrebt, um dem Abgas maximal viel thermische Energie zu entziehen. Im IBC werden möglichst niedrige Temperaturen am Auslass des WWTs angestrebt, um die Verdichterleistung gering zu halten und den elektrischen Wirkungsgrad der MGT zu steigern. Daher sind um den Verdichter und den WWT im BC und IBC keine signifikanten Temperaturabweichungen zu erwarten.

Einfluss auf die Systemleistung

Die elektrische und thermische Leistung der MGT wird maßgeblich von der Leistung der Turbokomponenten beeinflusst. Diese ist eine Funktion der Temperaturen, der isobaren Wärmekapazität und des Massenstroms (siehe Gleichungen (2.28) und (2.29)). Wie bereits diskutiert, sind an den Turbokomponenten im BC und IBC ähnliche Temperaturen zu erwarten. Im Folgenden wird noch der Einfluss auf den Massenstrom untersucht. Die Betrachtungen werden beispielhaft für den Verdichter durchgeführt.

Die reduzierten Kenngrößen der Turbokomponenten (siehe Abschnitt 2.3.3) gelten unabhängig vom Betriebsmodus (BC oder IBC). Daher kann angenommen werden, dass bei derselben reduzierten Drehzahl der reduzierte Massenstrom im BC- und IBC-Betrieb einer Turbokomponente gleich ist. Da, wie bereits beschrieben, sehr ähnliche Einlasstemperaturen an den Turbokomponenten vorliegen, stellt sich für eine diskrete mechanische Drehzahl im BC und IBC eine sehr ähnliche reduzierte Drehzahl ein (siehe Abbildung 2.9).

Es gilt also

$$\dot{m}_{\text{red,BC}} = \dot{m}_{\text{red,IBC}}. \quad (2.33)$$

Hieraus folgt nach Kürzen der Temperaturen und Referenzgrößen der folgende Zusammenhang für die realen Massenströme,

$$\frac{\dot{m}_{\text{BC}}}{\dot{m}_{\text{IBC}}} = \frac{p_{\text{ein,BC}}}{p_{\text{ein,IBC}}} = \Pi_{\text{Verd}}. \quad (2.34)$$

Das Verhältnis der Einlassdrücke vom BC und IBC entspricht dem Druckverhältnis des Verdichters. Somit skaliert der reale Massenstrom vom BC- in den IBC-Betrieb mit dem Druckverhältnis.

Basierend auf der idealen Gasgleichung skaliert auch die Dichte mit dem Verdichterdruckverhältnis

$$\frac{p_{\text{ein,BC}}}{p_{\text{ein,IBC}}} = \frac{\rho_{\text{ein,BC}}}{\rho_{\text{ein,IBC}}} = \Pi_{\text{Verd}}. \quad (2.35)$$

Hierfür wird vorausgesetzt, dass die spezifische Gaskonstante R von Luft (Verdichter im BC-Betrieb) und Abgas (Verdichter im IBC-Betrieb), aufgrund der in Mikrogasturbinen typischen Verbrennung mit hohem Luftüberschuss sehr ähnlich sind [81].

Turbokomponenten gleicher Geometrien zeigen dann ein ähnliches Betriebsverhalten, wenn die Mach-Zahl (Verhältnis von Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit) und die Reynolds-Zahl (Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften) ähnlich sind [30, 70]. Da die Verschiebung des Druckniveaus zu einer Änderung der Zustandsgrößen und der dimensionslosen Kennzahlen führen kann, wird im folgenden Abschnitt qualitativ der Einfluss des inversen Betriebs auf diese Kennzahlen untersucht.

Die Mach-Zahl ist definiert als

$$\text{Ma}_{\text{ax}} = \frac{u}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}}. \quad (2.36)$$

Dabei ist u die Strömungsgeschwindigkeit, κ der Isentropenexponent, T die statische Temperatur und R die spezifische Gaskonstante. Da der Massenstrom im gleichen Maße skaliert wie die Dichte, kann aus der Kontinuitätsgleichung gefolgert werden (siehe Gleichung (2.7)), dass die Strömungsgeschwindigkeiten und der Volumenstrom am Einlass der jeweiligen Turbokomponente im BC und IBC gleich sind. Somit sind ebenfalls die axialen Mach-Zahl im BC- und IBC-Betrieb ähnlich.

Die Re-Zahl ist durch folgenden Zusammenhang gegeben:

$$\text{Re} = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{u \cdot \rho \cdot D}{\eta_{\text{dyn}}}. \quad (2.37)$$

Dabei ist ρ die Dichte des Mediums, u die Strömungsgeschwindigkeit und D der Durchmesser des Rohres. ν ist die kinematische Viskosität, welche definiert ist als das Verhältnis aus der dynamischen Viskosität η und der Dichte. Die dynamische Viskosität ergibt sich aus einer Funktion der Temperatur und des Mediums [71]. Werden die Re-Zahlen für den BC und IBC

ins Verhältnis gesetzt, dann kürzen sich die dynamischen Viskositäten vereinfacht betrachtet raus. Ebenfalls heben sich die Geschwindigkeit und der Durchmesser auf und es gilt,

$$\frac{Re_{BC}}{Re_{IBC}} = \frac{\rho_{BC}}{\rho_{IBC}} = \Pi_{Verd}. \quad (2.38)$$

Folglich nimmt, im Vergleich zum BC-Betrieb, die Re-Zahl im IBC ab und skaliert mit dem Druckverhältnis des Verdichters. Ebenso steigt die kinematische Viskosität und es resultiert eine Zunahme der Grenzschichtdicke. Dies bedingt eine lokale Änderung der Strömungsgeschwindigkeit sowie des Anströmwinkels der Turbokomponentenschauffeln und kann sich negativ auf den Wirkungsgrad auswirken [10, 120].

Dieses Phänomen ist in der Literatur als Re-Effekt bekannt [25, 86, 120] und ist immer noch Gegenstand von aktuellen Forschungsarbeiten.

Die Wirkungsgradänderung, bedingt durch eine Änderungen der Viskosität des Arbeitsmedium oder der Maschinengröße, kann mit Aufwertformeln abgeschätzt werden [25]. Dabei hat die Änderung der Maschinengröße eine größere Auswirkung auf den Wirkungsgrad als die Änderung der Viskosität des Prozessgases [86]. Eine häufig eingesetzte Aufwertformel ist ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen der Re-Zahl und dem Wirkungsgrad, gegeben durch [10, 120]

$$\frac{1 - \eta_{dyn}}{1 - \eta_{dyn,ref}} = K + (1 - K) \left(\frac{Re_{ref}}{Re} \right)^n. \quad (2.39)$$

Die Koeffizienten wurden empirisch von mehreren Autoren untersucht. Hier werden die Ansätze von Weigel et al., Ackeret et al. und Pfeleiderer et al. näher betrachtet; sie sind in Tabelle 2.2 aufgelistet [25]. Beispielhaft wird der Einfluss der erhöhten kinematischen Viskosität im IBC für die Turbokomponenten der BC-MGT EnerTwin der Firma MTT mit den drei Ansätzen berechnet. Die Turbokomponentenwirkungsgrade der EnerTwin betragen $\eta_{Verd} = 75\%$ und $\eta_{Turb} = 70\%$ [118].

Der berechnete Re-Effekt variiert je nach Ansatz zwischen -3,7% und -1,7% absoluten Prozentpunkten. Die Ansätze von Ackeret und Pfeleiderer werden oftmals verwendet, wenn Wirkungsgrade von Modellmaschinen auf Großausführungen hochgerechnet werden [25]. Beruht die Veränderung der Re-Zahl nur auf einer Druckänderung, überschätzen diese Ansätze den Einfluss auf die Wirkungsgradänderung.

Die ermittelten Koeffizienten sind von den untersuchten Radgeometrien abhängig und daher mit einer gewissen Unsicherheit verbunden [25, 86]. Die Unsicherheit dieser empirischen Methoden spiegelt sich auch in der Streuung der Werte, berechnet mit den drei vorgestellten Ansätzen. Andere Autoren geben dagegen an, dass die Wirkungsgradänderung bei großen Re-Zahlen sogar vernachlässigbar sind [45, 109]. Aufgrund der verschiedenen Aussagen in der Literatur zum Einfluss des Re-Effekts und der Unsicherheit der empirischen als auch der experimentellen Verfahren [31] wird auf eine Abschätzung des Re-Effekts in dieser Arbeit verzichtet. Weitere Untersuchungen zum Re-Effekt sind unter folgenden Literaturstellen vorzufinden [10, 31, 42, 86, 120, 125].

Tabelle 2.2.: Möglicher Einfluss der erhöhten kinematischen Viskosität auf den Wirkungsgrad eines Verdichters mit $\eta_{\text{Verd}} = 75\%$ und einer Turbine mit $\eta_{\text{Turb}} = 70\%$, berechnet nach den Ansätzen von Ackeret, Pfeleiderer und Weigel.

Ansatz nach	Ackeret	Pfeleiderer	Weigel
K	0,5	0	0
n	0,2	0,1	0,06

$\Delta\eta_{\text{TK}}$ [% - Punkte]	Ackeret	Pfeleiderer	Weigel
Verdichter	-3,1	-2,9	-1,7
Turbine	-3,7	-3,5	-2,0

2.4. Numerische Simulation

Für die Berechnung und Auslegung thermodynamischer Kreisläufe von MGT-basierten Blockheizkraftwerken wird in Kapitel 4 der stationäre Simulator MGTS³ verwendet. Der DLR in-house Simulator wurde von Henke et al. in Matlab programmiert und für die Untersuchung verschiedener MGT-Konzepte eingesetzt [56]. Außerdem haben Henke et al. in weiterführenden Arbeiten den Simulator mit internen Messdaten der Turbec T100 validiert [57]. Darüber hinaus haben Krummrein et al. in ihren Arbeiten den Solver optimiert, diesen an den Simulator mit angebunden sowie eine Benutzerschnittstelle erstellt [68].

Durch den modularen und flexiblen Aufbau des Simulators können verschiedene Kreisläufe wie eine BC-MGT, eine IBC-MGT, mehrstufige MGT-Systeme, oder auch Hybridkraftwerke, bestehend aus einer MGT und einer Brennstoffzelle, abgebildet werden [57, 68]. Dabei benötigt der Simulator für die Berechnung eines stationären MGT-Zustands weniger als eine Sekunde. Im Simulator werden alle Hauptkomponenten und Verbindungselemente der MGT abgebildet. Die Eigenschaften der Komponenten wie Wirkungsgrade, Wärme-, Druck- und weitere Verluste werden mit vereinfachten physikalischen 0D-Modellen beschrieben. Ferner wird das Prozessgas als ideales Gas betrachtet. Die Zusammensetzung der einzelnen Medien (Brennstoff, Luft und Abgas) mit allen Spezies und deren Eigenschaften sind in einer Datenbank hinterlegt und werden genau abgebildet. Die isobare Wärmekapazität wird über ein Polynom 5. Grades als Funktion der Temperatur, basierend auf den Arbeiten von Goos et al. [52], berechnet. Ferner können durch eine Variation der Vor- und Rücklauftemperaturen verschiedene Wärmeabnehmer abgebildet werden. Dabei wird der Wasserkreislauf rein zur Wärmeauskopplung an den WWTs eingesetzt. Eine Kühlung der Systemkomponenten (z. B. Generator) mit Hilfe des Wasserkreislaufs wird nicht mit abgebildet. Daher ist die berechnete thermische Leistung abhängig vom betrachteten MGT-System konservativ.

In den Arbeiten von Henke et al. wird eine Erweiterung des MGT-Simulators um ein IBC-Modell beschreiben [56]. Neben der angepassten Verschaltung der Strömungsführung ist hier nach dem Verdichter ein zweiter WWT angebracht (siehe Abbildung 2.11). Im IBC-Modell ist außerdem eine Funktion zur externen AGR implementiert, um den Einfluss der Kondensation von Wasserdampf im Abgas zur Nutzung der Brennwerttechnik zu untersuchen. Im Folgenden wird die Modellierung derjenigen Komponenten des IBC-Modells vorgestellt, die mit Hilfe der Messdaten parametrisiert werden (siehe Kapitel 4). Für eine detaillierte Beschreibung des Simulators sei auf folgende Arbeiten verwiesen [56, 57, 68].

2.4.1. Modellierung der MGT Komponenten

Druckverluste

In durchströmten Bauteilen verursacht die viskose Reibung des Fluids einen Druckabfall Δp . In langen geraden Rohren steigt Δp linear mit der Rohrlänge und kann durch die Formel von Darcy-Weisbach beschrieben werden [26],

$$\Delta p = \frac{c_f \cdot L \cdot \rho \cdot \dot{V}^2}{2 \cdot D \cdot A^2}. \quad (2.40)$$

Dabei ist ρ die Dichte, L die Länge des Rohrs, c_f die Rohrreibungszahl, \dot{V} der Volumenstrom, D der hydraulische Durchmesser und A die Querschnittsfläche. Für die Druckverlustberechnung sind im Simulator zwei Abwandlungen der Darcy-Weisbach Gleichung hinterlegt. Für Bauteile, in denen sich die Temperatur, die Gaszusammensetzung und der Volumenstrom kaum verändern, können die Druckverluste vereinfacht relativ zum Einlassdruck modelliert werden. Die Darcy-Weisbach Gleichung kann dann dargestellt werden als

$$\Delta p = \underbrace{\frac{c_f \cdot L \cdot \dot{V}^2}{2 \cdot D \cdot A^2 \cdot R \cdot T}}_{dp_{rel,p}=konst.} \cdot p_{in}. \quad (2.41)$$

Bei sich ändernden Einlassbedingungen kann die Darcy-Weisbach Gleichung abhängig von der Dichte und des Volumenstroms vereinfacht werden zu

$$\Delta p = \underbrace{\frac{c_f \cdot L}{2 \cdot D \cdot A^2}}_{dp_{rel,\rho \cdot \dot{V}^2}=konst.} \cdot \rho_{in} \cdot \dot{V}_{in}^2. \quad (2.42)$$

Turbokomponenten

Für die Turbokomponenten können die Eigenschaften in Form von Kennfeldern hinterlegt oder als Randbedingungen vorgegeben werden. Werden keine Kennfelder verwendet, ist für die Simulation die Vorgabe des Druckverhältnisses einer Turbokomponente und der

Wirkungsgrade beider Komponenten in Abhängigkeit des Massenstroms und der Drehzahl notwendig.

Wärmeübertrager und Wasserkreislauf

Die Effizienzen der Wärmeübertrager sind analog zu den Formeln in Kapitel 2.3 modelliert und werden hier nicht näher beschrieben. Im Simulator werden die Wärmeübertragereffizienzen vereinfacht drehzahl- und massenstromunabhängig betrachtet und sind als Konstanten hinterlegt.

Die Vor- und Rücklauftemperatur des Wassers werden als Randbedingung für die Prozesssimulation vorgegeben. Der Wassermassenstrom wird vom Löser unter Berücksichtigung der Temperaturbedingungen iterativ gelöst. In einer IBC-MGT (siehe Abbildung 2.11) sind zwei Wasserwärmeübertrager im Kreislauf vorgesehen. Ihr Wasserkreislauf kann entweder in Reihe oder parallel geschaltet sein. Bei der Parallelschaltung wird im Simulator der Wassermassenstrom so aufgeteilt, dass die vorgegebenen Randbedingungen für die Vor- und Rücklauftemperaturen des Wassers erfüllt sind.

Wärmeverluste

Im Simulator werden die Wärmeverluste einer MGT-Komponente berücksichtigt durch einen Wärmetransport vom Fluid zur Wand hin (Konvektion), innerhalb der Bauteilwand (Wärmeleitung) und von der Wand weg an die Umgebung (Konvektion). Basierend auf dem Fourier'schen Erfahrungssatz berechnet sich der Wärmestrom bei einem stationären Wärmedurchgang wie folgt [9]

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (T_1 - T_2). \quad (2.43)$$

Dabei ist A die Wandfläche, \dot{Q} der Wärmestrom und k die Wärmedurchgangszahl. Die Wärmedurchgangszahl ist als

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.44)$$

definiert, wobei λ die Wärmeleitfähigkeit des Wandmaterials und α die Wärmeübergangszahl ist. Für die Wärmeverluste aufgrund von Wärmestrahlung ist im Simulator explizit kein Modell hinterlegt. Weiterhin werden vereinfacht im Modell die Wärmeleitung und die Konvektion zusammengefasst und der Wärmeübergangskoeffizient k als konstant angenommen. Alle Konstanten in Gleichung (2.43) werden zu einer Konstante $\gamma_{\Delta\dot{Q}}$ zusammengefasst. Wird $\gamma_{\Delta\dot{Q}}$ aus der Energiebilanz der Messdaten bestimmt (Gleichung (2.19)), so werden die Wärmeverluste aufgrund von Wärmestrahlung indirekt mit berücksichtigt. Im Simulator sind die Wärmeverluste also eine Funktion des Temperaturgradienten, gebildet aus der Einlasstemperatur der jeweiligen Komponente und der Umgebungstemperatur. Gleichung (2.43) ergibt sich somit zu

$$\dot{Q} = \gamma_{\Delta\dot{Q}} \cdot (T_{\text{ein}} - T_{\text{Um}}). \quad (2.45)$$

Gleichung (2.45) kann weiter vereinfacht werden, indem der Wärmeverlust nicht durch einen Wärmestrom, sondern durch eine Temperaturdifferenz über die Komponente ausgedrückt wird, welche eine Funktion der Einlasstemperatur, der Umgebungstemperatur und der Konstanten ($\gamma_{\Delta T}$) ist. Dadurch ergibt sich folgender Zusammenhang

$$\Delta T = \gamma_{\Delta T} \cdot (T_{\text{in}} - T_{\text{amb}}). \quad (2.46)$$

Ferner gibt es im Simulator die Möglichkeit, die Wärmeverluste einer Komponente weiter vereinfacht direkt als Absolutwert oder relativ zur zugeführten Brennstoffleistung vorzugeben,

$$\dot{Q} = \gamma_{\text{abs}} \cdot \dot{Q}_{\text{Br}}. \quad (2.47)$$

Mechanische Verluste

Im IBC-Modell erfolgt die Berechnung der elektrischen Leistung unter Berücksichtigung der mechanischen Verluste. Umwandlungsverluste von der Welle zur elektrischen Leistung werden entsprechend der vorgestellten physikalischen Gegebenheiten der hier eingesetzten MGT (siehe Abbildung 3.1) modelliert. Dadurch können die experimentell ermittelten Größen direkt hinterlegt werden. Der im Simulator hinterlegte Zusammenhang ist angelehnt an Gleichung (2.16) und wird beschrieben durch

$$P_{\text{el,net}} = (P_{\text{Welle}} - (a \cdot N + b)) \cdot c \cdot d - e. \quad (2.48)$$

Die thermodynamisch erzeugte Wellenleistung P_{Welle} wird um die Verluste durch die Lagerreibung und Luftspaltreibung reduziert. Diese werden vereinfacht als lineare Funktion der Drehzahl angenommen und durch den Term $(a \cdot N + b)$ beschrieben. Die Wirkungsgrade des Generators und der Leistungselektronik werden durch die Parameter c und d repräsentiert. Der Parameter e stellt die Leistung für die Hilfsaggregate dar. Diese werden vereinfacht als konstant angenommen.

3. Experimentelle Untersuchung

Dieses Kapitel befasst sich mit der experimentellen Untersuchung einer invers betriebenen BC-MGT und ist in zwei Abschnitte unterteilt. Der erste Abschnitt behandelt das experimentelle Vorgehen. Es werden das Ausgangssystem sowie die notwendigen Modifikationen zur Realisierung des inversen Betriebs beschrieben. Anschließend wird der Versuchsaufbau und die detaillierte Instrumentierung des Prüfstands gezeigt, die es ermöglicht alle relevanten Kenngrößen der einzelnen Systemkomponenten und des Gesamtsystems zu bestimmen. Außerdem wird eine Prüfstandskonfiguration vorgestellt, die es erlaubt die mechanischen Verluste genauer zu ermitteln. Abschließend werden die Versuchsdurchführung und die Versuchsauswertung erläutert.

Im zweiten Abschnitt werden die experimentellen Ergebnisse diskutiert. Es wird eine Analyse der BC-Komponenten im inversen Betrieb gegeben. Dafür werden gezielt die Leistungsdaten wie Druckverluste, Wärmeverluste, Wirkungsgrade und Leistungen der einzelnen Systemkomponenten aus den Messdaten (Druck, Temperatur, Massenstrom, etc.) ermittelt und diskutiert. Die Ergebnisse und Erkenntnisse aus der experimentellen Untersuchung dienen als Basis für die numerische Potentialanalyse und das Ableiten des weiteren Entwicklungsvorgehens, beschrieben in Kapitel 4.

3.1. Experimentelles Vorgehen

3.1.1. Ausgangssystem

Für die experimentelle Untersuchung des inversen Kreislaufs wird ein Prüfstand, basierend auf einer konventionellen MGT, aufgebaut. Für einen möglichst wirtschaftlichen Betrieb in einer zukünftigen Anwendung im Einfamilienhaus sollte die MGT eine Nennleistung von etwa 1 kW_{el} aufweisen. Basierend auf den Betrachtungen in Kapitel 2.3.4 wird als Ausgangssystem die MGT EnerTwin der Firma Micro Turbine Technology BV mit einer elektrischen Leistung von 3 kW_{el} ausgewählt. Diese wird im Folgenden als EnerTwin bezeichnet. Abbildung 3.1 zeigt die nicht modifizierte EnerTwin, die für den Aufbau der IBC-MGT verwendet wird. Da der Rekuperator isoliert ist, ist er in der Abbildung 3.1 nicht direkt sichtbar. Auch die Brennkammer, die Turbine sowie die Verbindung zum Rekuperator sind im Betrieb in einer rechteckigen Box wärmeisoliert.

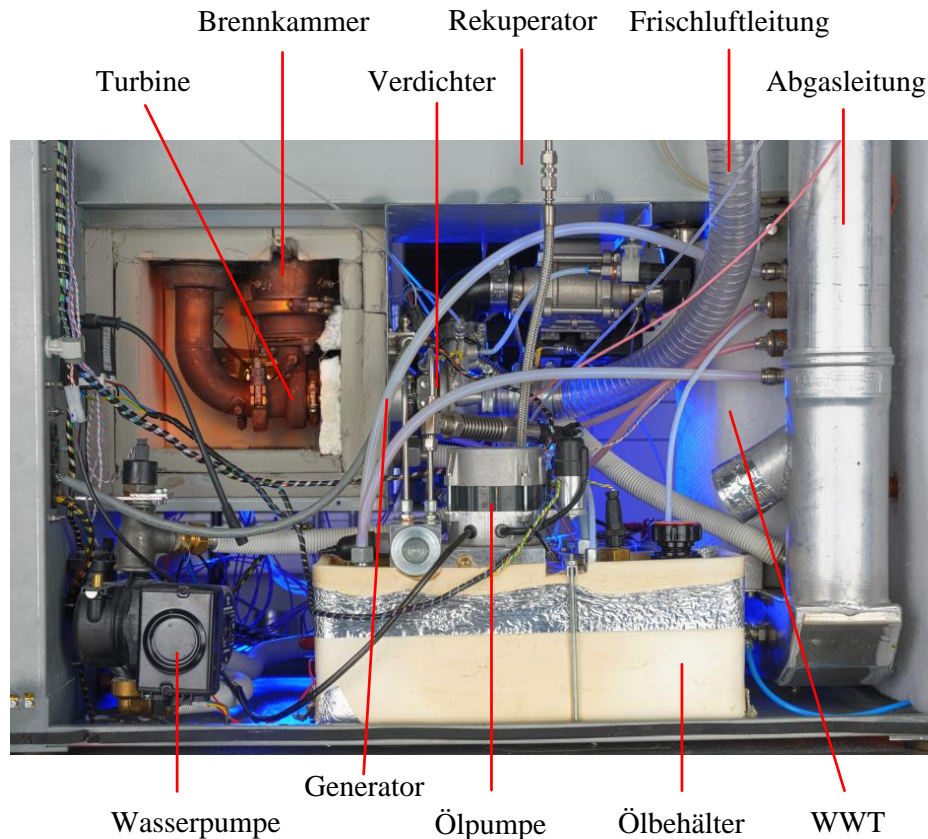


Abbildung 3.1.: Aufbau der bedruckten MGT EnerTwin.

Unter Vollastbedingungen hat die EnerTwin eine nominelle Wellendrehzahl von 240 krpm, ein Druckverhältnis von $\Pi = 3$ und eine Turbineneintrittstemperatur von 1300 K. Weiterhin beträgt die thermische Nennleistung $14,4 \text{ kW}_{\text{th}}$, der elektrische Nennwirkungsgrad bei Vollast und unter ISO-Bedingungen $\eta_{\text{el}} = 15 \%$ und der Gesamtnutzungsgrad $\eta_{\text{ges}} = 87 \%$ [78]. Die Leistungseinheit der MGT basiert auf einem Turbolader und ist einstufig und einwellig ausgeführt. Die Turbine ($\eta_{\text{Turb}} = 70 \%$) und der Verdichter ($\eta_{\text{Verd}} = 75 \%$) sind jeweils radial ausgeführt [118]. Zwischen den Turbokomponenten sind der Generator und die Lager angebracht (siehe Abbildung 2.2). Die Welle wird durch zwei radiale und ein axiales hydrodynamisches Gleitlager getragen, die in Summe eine Verlustleistung von 700 W aufweisen [118]. Die drallstabilisierte Brennkammer der EnerTwin wird mit Erdgas betrieben. Hier wird dem Luftstrom vor Eintritt in den Brennraum über einen Drallerzeuger ein Drall aufgeprägt. Der Rekuperator ist als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführt; er hat einen Wirkungsgrad von $\eta_{\text{Rek,BC}} = 88 \%$ [118]. Zur Verdeutlichung der Strömungsführung im Rekuperator und in der Brennkammer ist in Abbildung 3.2 ein schematischer Aufbau dieser Baugruppen gezeigt. Hier ist anzumerken, dass sich die Strömungsführung selbst am Rekuperator durch den inversen Betrieb nicht unterscheidet, lediglich der Druck ist ein anderer. Der Rekuperator besteht im Wesentlichen aus einem Wärmeübertragungskern, einem Verteiler und Sammler sowie einer äußeren Box. Die kalte Prozessluft wird über einen zylinderförmigen Verteiler zum Wärmeübertragungskern geleitet und dort vorgewärmt. Die vorgewärmte Prozessluft verlässt

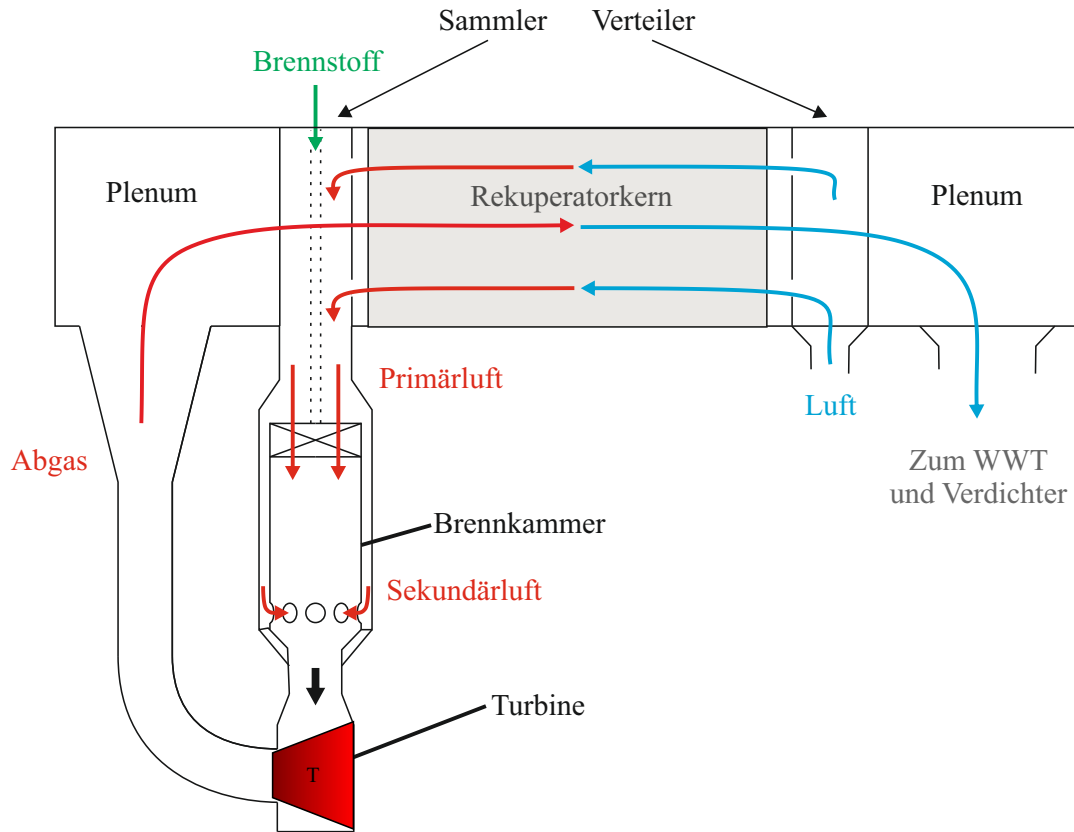


Abbildung 3.2.: Schematische Skizze des Brennkammersystems und des Rekuperators sowie deren Prozessgasströme.

dann, über einen Sammler den Rekuperator und wird direkt zur Brennkammer weitergeleitet. Am Brennkammereinlass wird die Prozessluft in einen Primär- und Sekundärluftstrom aufgeteilt. Die Primärluft wird direkt in den Brennraum geleitet. Die Sekundärluft wird an der Reaktionszone vorbei geführt und erst am Brennkammerauslass als Mischluft zugemischt. Aus der Brennkammer gelangt das heiße Abgas über die Turbine und eine 90° Umlenkung zum Rekuperator. Das Abgas wird über das Plenum zum Wärmeübertragungskern geführt. Der zylinderförmige Sammler wird dabei umströmt. Nach Passieren des Wärmeübertragungskerns wird das Abgas im BC ebenfalls über das Plenum zum Wasserwärmeübertrager geleitet. Die drallstabilisierte Brennkammer der EnerTwin wird mit Erdgas betrieben. Hier wird dem Luftstrom vor Eintritt in den Brennraum über einen Drallerzeuger ein Drall aufgeprägt. Der Rekuperator ist als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführt; er hat einen Wirkungsgrad von $\eta_{\text{Rek,BC}} = 88\%$ [118]. Zur Verdeutlichung der Strömungsführung im Rekuperator und in der Brennkammer ist in Abbildung 3.2 ein schematischer Aufbau dieser Baugruppen gezeigt. Der Rekuperator besteht im Wesentlichen aus einem Wärmeübertragungskern, einem Verteiler und Sammler sowie einer äußeren Box. Die kalte Prozessluft wird über einen zylinderförmigen Verteiler zum Wärmeübertragungskern geleitet und dort vorgewärmt. Die vorgewärmte Prozessluft verlässt dann, über einen Sammler den Rekuperator und wird direkt

zur Brennkammer weitergeleitet. Am Brennkammereinlass wird die Prozessluft in einen Primär- und Sekundärluftstrom aufgeteilt. Die Primärluft wird direkt in den Brennraum geleitet. Die Sekundärluft wird an der Reaktionszone vorbei geführt und erst am Brennkammerauslass als Mischluft zugemischt. Aus der Brennkammer gelangt das heiße Abgas über die Turbine und eine 90° Umlenkung zum Rekuperator. Das Abgas wird über das Plenum zum Wärmeübertragungskern geführt. Der zylinderförmige Sammler wird dabei umströmt. Nach Passieren des Wärmeübertragungskerns wird das Abgas im BC ebenfalls über das Plenum zum Wasserwärmeübertrager geleitet.

In der MGT stellt der Wasserkreislauf die Schnittstelle zur Anwendung, also zum Heizsystem im Gebäude, dar. Die Wärmeauskopplung aus der MGT findet im Wasserwärmeübertrager statt. Außerdem wird in der EnerTwin derselbe Wasserkreislauf zur Kühlung der Leistungselektronik, des Generators, des turbinenseitigen Lagers und des Schmieröls genutzt. Dadurch werden die mechanischen und thermischen Verluste abgefangen und dem Anwender als Nutzwärme zur Verfügung gestellt.

Das Schmieröl wird zur Schmierung und Kühlung der hydrodynamischen Gleitlager eingesetzt. Der Öl- und Wasserdruck in der MGT wird jeweils über eine Pumpe eingestellt. Weitere Information zur MGT EnerTwin, sind in den Arbeiten von Visser et. al und auf der Homepage von MTT zu finden [78, 117, 118].

3.1.2. Notwendige Modifikationen für die Invertierung

Vor Beginn des Prüfstandaufbaus wurden die Randbedingungen im inversen Betrieb an den einzelnen Systemkomponenten abgeschätzt. Dies erfolgte mit Hilfe der in Kapitel 2.3.4 durchgeführten Analysen und in Abstimmung mit dem MGT-Hersteller MTT. Wie bereits in Kapitel 2.3.4 beschrieben, treten keine großen Temperaturunterschiede an den einzelnen Komponenten zwischen dem BC- und IBC-Betrieb auf. Lediglich am Kamin, also am Verdichterauslass, ist im IBC mit einer höheren Temperatur zu rechnen als im BC. Dies muss entsprechend bei der Wahl der Rohrleitung und der Verbindungselemente beachtet werden. Folglich sind durch den inversen Betrieb keine Unterschiede in der thermischen Beanspruchungen zu erwarten.

Das vorliegende Druckniveau skaliert zwischen dem BC- und IBC-Betrieb mit dem Druckverhältnis. Der Verdichter der EnerTwin hat im Volllastpunkt ein nominelles Druckverhältnis von $\Pi = 3$ [78]. Für den IBC resultiert daraus ein maximaler Unterdruck von etwa 0,33 bar. Folglich muss beim Umbau der MGT EnerTwin überprüft werden, ob die Komponenten diesem Unterdruck in Kombination mit den thermischen Belastungen standhalten.

Der Massenstrom im IBC liegt den Abschätzungen zufolge bei \dot{m}_{BC}/Π , also bei einem Drittel des BC-Massenstroms. Eine Verkleinerung des Massenstroms ist unproblematisch für das System. Außerdem bleibt der Volumenstrom annähernd durch die Invertierung konstant. Daher sollten beim inversen Betrieb der Turbokomponenten keine Probleme auftreten. Im

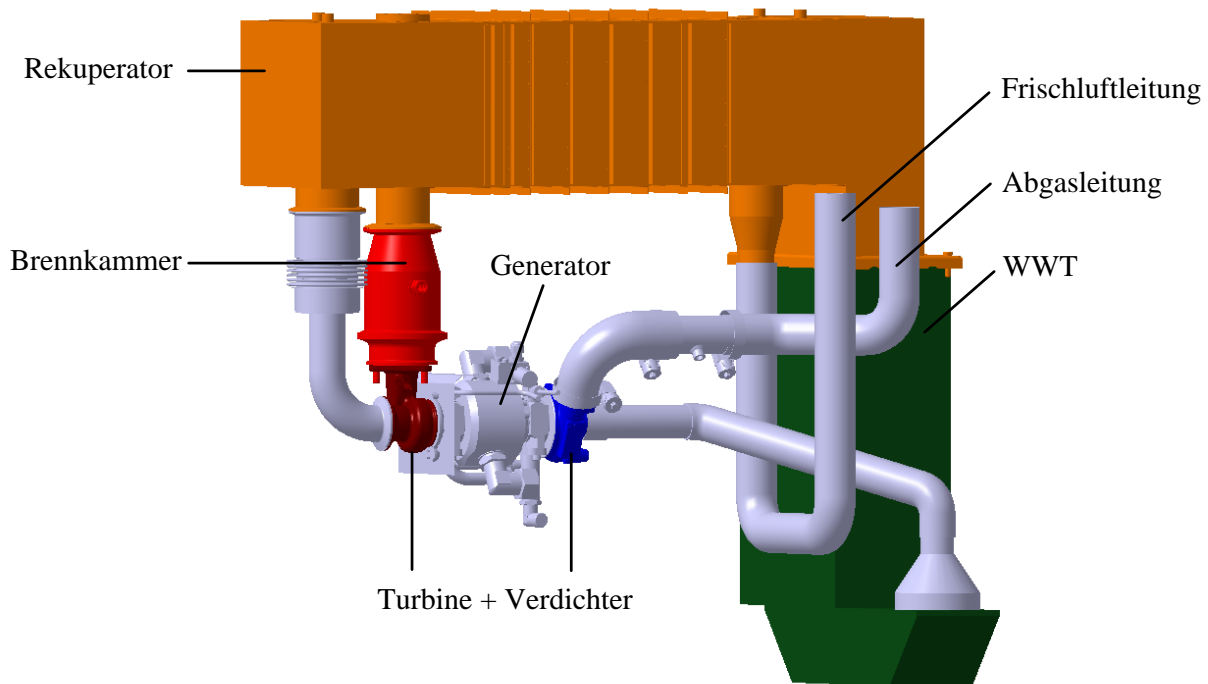


Abbildung 3.3.: CAD-Modell des Versuchsaufbaus der IBC-MGT.

Folgenden werden die notwendigen Modifikationen zur Realisierung der IBC-MGT näher erläutert.

Anpassung der Prozessgasführung

Wie aus Abbildung 2.11 ersichtlich, wird im inversen Betrieb die Turbine vor dem Verdichter durchströmt. Daher wird der MGT-Lufteinlass direkt mit dem luftseitigen Rekuperatoreinlass verbunden. Folglich wird das Prozessgas über den Rekuperator (luftseitig, atmosphärischer Druck) und die Brennkammer hin zur Turbine und weiter über den Rekuperator (abgasseitig, subatmosphärischer Druck) zum WWT geleitet. Um das sich im Unterdruck befindende Prozessgas auf Atmosphärendruck zu verdichten und an die Umgebung abzugeben, wird der WWT-Auslass mit dem Verdichtereinlass verbunden. Zur Verdeutlichung der Luftführung ist in Abbildung 3.3 ein CAD-Modell des IBC-MGT Prüfstands abgebildet.

Überprüfung der Strukturbelastung

Im IBC ändert sich das Druckniveau an den einzelnen Komponenten, was sich insbesondere auf die strukturelle Festigkeit der beiden Wärmeübertrager auswirkt, da diese im Unterdruck betrieben werden. Daher wurden diese Systemkomponenten auf ihre Einsetzbarkeit im Unterdruck näher untersucht. Nach Absprache mit dem Hersteller MTT wurde der Wasserwärmeübertrager mit einer Vakuumpumpe auf Strukturversagen getestet. Dabei hat sich eine strukturelle Anpassung als nicht notwendig erwiesen. Für den Rekuperator wurden zur Über-

prüfung der Festigkeit unter IBC-Bedingungen FEM-Analysen vom Rekuperatorhersteller Hiflux Ltd durchgeführt. Im BC herrscht im Plenum des Rekuperators etwa Umgebungsdruck (siehe Abbildung 3.2). Der Druckunterschied gegenüber der Umgebung ist daher gering. Im IBC liegt dagegen im Plenum ein Unterdruck vor, was zu einer erhöhten Beanspruchung des Bauteils führt. Für eine adäquate Lebensdauer unter Laborbedingungen hat sich daher eine Verstärkung der Struktur als notwendig erwiesen. Die Anpassungen wurden von Hiflux Ltd vorgenommen [12, 13].

Dichtigkeit

Aufgrund der sich ändernden Druckverhältnisse im IBC wurden die Verbindungsstellen und Dichtungen auf ihre Anwendbarkeit im Unterdruck überprüft. In der BC-MGT sind drei Verbindungsarten vorzufinden: Clampverbindungen, Schlauchverbindungen und Komponenten, die mit einem Hochtemperatursilikon verbunden und abgedichtet sind. Für die Clampverbindungen sind in der BC-MGT Flachdichtungen des Typs Thermiculit[®] 815 von der Firma Flexitallic GmbH verbaut. Diese sind laut Hersteller für einen Betrieb bei Über- und Unterdruck geeignet. Daher wurden diese für den inversen Betrieb verwendet [49]. Für die Schlauchverbindungen wurden für den Unterdruck geeignete Schläuche und Schlauchklemmen angebracht. Der Wasserwärmeübertrager ist über Schraubverbindungen mit dem Rekuperator verbunden. Zusätzlich ist die Verbindungsstelle über eine Hochtemperatursilikonpaste (*LOCTITE SI 5399*) abgedichtet. Diese Verbindung wurde separat von der Versuchsanlage im Rahmen der Strukturbelastungstests bei einem Unterdruck von bis zu 0,1 bar positiv auf Dichtigkeit überprüft.

Lagerdichtigkeit

Wie bereits in Abschnitt 2.1 erläutert, erfolgt die Abdichtung des Wellendurchtritts an den Lagern über Kolbenringe. Ihre Funktion wird zusätzlich durch den höheren Druck des Prozessgases gegenüber dem Öldruck im Lager unterstützt. Diese Druckdifferenz ist im IBC nicht mehr gegeben. Im IBC wird das Öl mit Überdruck den Lagern zugeführt, um ihre Funktion zu gewährleisten. Dagegen hat das Prozessgas am Wellendurchtritt, im Vergleich zum BC mit etwa 3 bar, nur noch etwa Atmosphärendruck.

Zur Vermeidung von Ölleckagen aus den Lagern in das Prozessgas wurde für den IBC-Betrieb der Ölauslass (siehe Ölsammelstelle in Abbildung 2.2) mit dem Unterdruckpfad der MGT verbunden. Der Aufbau ist durch gestrichelte Linien in Abbildung 3.4 angedeutet. Das Öl wird somit aktiv aus den Lagern gesaugt. Um trotzdem eine ausreichende Schmierung der Lager sicherzustellen, wird das Öl, wie auch im BC-Aufbau, mit Überdruck in die Lager eingebracht. Der Überdruck wird mit Hilfe einer Ölpumpe erzeugt. In der Verbindung zwischen dem Ölbehälter und dem Unterdruckpfad der MGT wurde ein Filter angebracht, um Leckagen über diesen Pfad in das Prozessgas zu vermeiden.

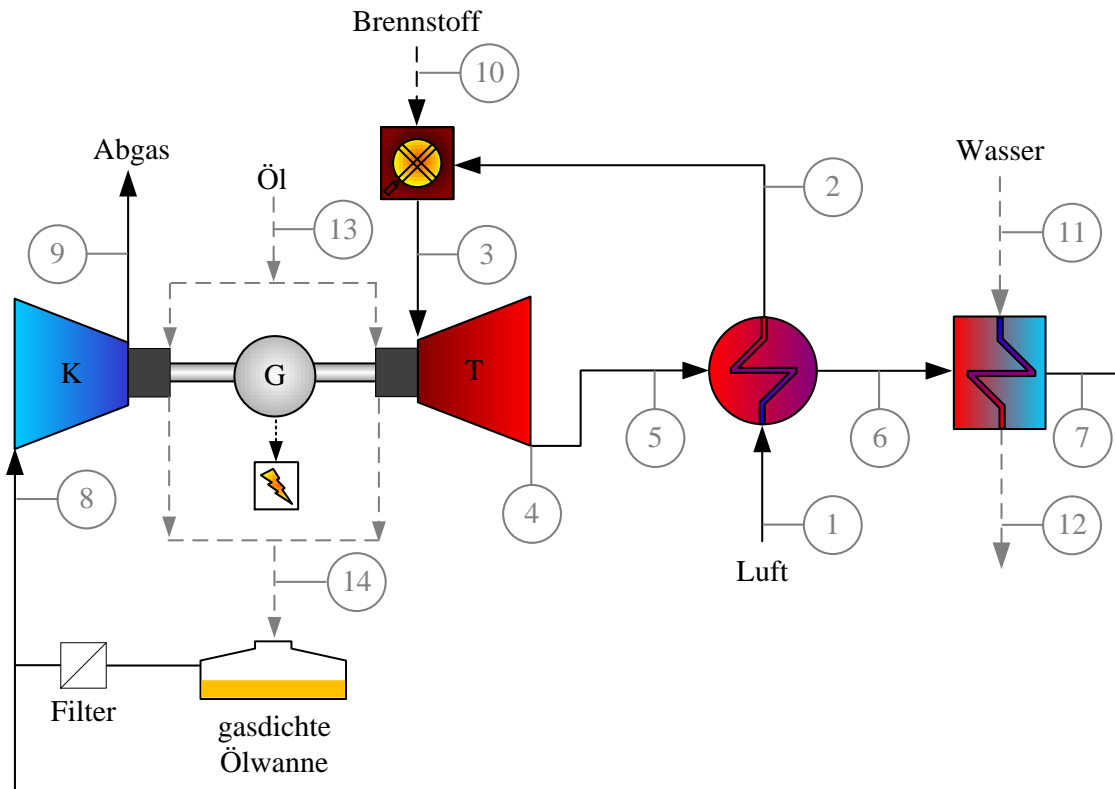


Abbildung 3.4.: Schematische Darstellung des IBC-MGT-Prüfstands und der Messpositionen, basiert auf [3].

Weitere Systemkomponenten

Im IBC findet die Verbrennung bei Atmosphärendruck statt. Mit einer geeigneten Brennkammer, die einen geringen Druckverlust aufweist, kann in einer zukünftigen Anwendung auf einen Brennstoffkompressor verzichtet werden. Für den Betrieb im Labor erfolgte die Regelung und Messung des Brennstoffmassenstroms über einen separaten Massenstromregler (Spezifikationen siehe Abschnitt 3.1.3).

Für alle weiteren Systemkomponenten, wie die Turbokomponenten, die Brennkammer, die Leistungselektronik, den Generator, den Wasserkreislauf, ist eine Anpassung nicht erforderlich.

3.1.3. Versuchsaufbauten und Messtechnik

Im Vergleich zur EnerTwin ist die IBC-MGT mit einer umfangreichen Instrumentierung versehen, die die Bestimmung aller relevanten Prozessparameter ermöglicht. Abbildung 3.4 zeigt den schematischen Aufbau des IBC-MGT-Prüfstands mit den nummerierten Messpositionen (MP). Die Temperatur und der statische Druck werden stromauf- und stromabwärts jeder einzelnen MGT-Komponente und Rohrleitung gemessen (MP 1-9). Bei Komponenten, die unmittelbar miteinander verbunden sind, entspricht die Messung der Auslassbedingungen der einen Komponente den Einlassbedingungen der Komponente stromab. Dies ist der Fall

für den luftseitigen Rekuperatorauslass (MP 2), den Brennkammerauslass (MP 3) und den abgasseitigen Rekuperatorauslass (MP 6).

Die Messung der Temperaturen am Prüfstand erfolgt über Thermoelemente vom Typ N der Genauigkeitsklasse 2, die eine Messgenauigkeit von $\pm 2,5$ K aufweisen. Bei kleinen Systemen ist allerdings die Messung der Turbineneintrittstemperatur besonders herausfordernd. So weist das Prozessgas am Brennkammerauslass durch die Zumischung der Sekundärluft (siehe Abbildung 3.2) eine hohe Strähigkeit und eine Inhomogenität in der Temperaturverteilung über den Querschnitt auf. Weiterhin ist der Abstand zwischen dem Brennkammerauslass und dem Turbineneinlass zur Vermeidung von hohen Wärmeverlusten klein gehalten (siehe Abbildung 3.2). Daher findet kein ausreichender Temperatenausgleich zwischen den Abgasen und der Sekundärluft statt. Das Anbringen einer ausreichenden Anzahl von einzelnen Temperatursensoren zur Erfassung der mittleren Temperatur oder der Temperaturverteilung gestaltet sich an dieser Stelle infolge der kleinen geometrischen Abmaße (Durchmesser am Turbineneinlass: 2,5 cm) schwierig. Deshalb wird hier ein Multifühler mit jeweils 6 Thermoelementen verteilt über den Rohrquerschnitt verwendet. Am Turbinenauslass (MP 4), Verdichterein- und -auslass (MP 8 und MP 9) sowie am abgasseitigen Ein- und Auslass des Rekuperators (MP 5 & MP 6) wird ebenfalls eine Strähigkeit in der Temperaturverteilung erwartet, sodass hier ebenfalls Multifühler angebracht sind.

Zur Ermittlung des Totaldrucks wird der statische Anteil gemessen und der dynamische Anteil aus den Geometrie- und Messdaten nach Gl. (2.6) berechnet. Aufgrund des kleinen Bauraums und der engen Rohrbögen kann es herausfordernd sein die Drucksensoren derart auszurichten, dass eine Fehlanströmung vermieden wird. Im Vergleich zu dynamischen Drucksensoren können hier statische Drucksensoren mit weniger Aufwand so positioniert werden, dass ein Messfehler möglichst gering ist. Für die 15 statischen Druckmessstellen werden Absolutdruckaufnehmer des Typs PAA23 der Firma *OMEGA* mit einer Messgenauigkeit von $\pm 0,5$ % verwendet [79]. Dieser Sensortyp wird ebenfalls zur Messung des Umgebungsdrucks verwendet.

Der Luftmassenstrom am MGT-Einlass (MP 1) wird über eine Staudrucksonde mit Messumformer der Gerätereihe AccuFlo[®] der Firma *SKI* gemessen. Die Sonde hat in dem hier untersuchten Durchflussbereich und abhängig von den Umgebungsbedingungen eine Messgenauigkeit von 1,3 – 2,6 % [41, 97]. Zur Regelung des Brennstoffmassenstroms (MP 10) ist ein Coriolis-Massendurchflussmesser Typ "Mini-Cori-Flow M14" von *Bronkhorst* mit einer Messgenauigkeit von $\pm 0,5$ % installiert [29]. Des Weiteren wird der Wassermassenstrom des Kühlkreislaufs mit dem Durchflusssensor Typ 210 von *Huba Control* mit einer Messgenauigkeit von < 2 %, bestimmt [60]. Die Wassertemperatur am MGT-Einlass und -auslass werden über Thermoelemente (Typ N, Genauigkeitsklasse 2) gemessen (MP 11 & MP 12). Die Messung des Wasserdrucks und die Ansteuerung der Wasserpumpe erfolgt über die Steuersoftware und die Sensoren des MGT-Herstellers.

Öldruck und Öltemperatur (MP 13) werden an der Ölzuführung am Lagereinlass gemessen. An der Ölabführung (MP 14) am Lagerauslass wird der Öldruck gemessen. Die Bestimmung

des Heizwerts erfolgt über die Messung der Erdgaszusammensetzung mit Hilfe einer Erdgasanalytik. In Voruntersuchungen mit Abgasemissionsmessungen (MP 9) hat sich gezeigt, dass trotz aktiver Absaugung des Öls aus den Lagern, kleine Ölleckagen in das Prozessgas auftreten. Das Öl reagiert im Heißgasbereich der MGT und führt zu einem Anstieg der CO-Konzentration und der unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgas. Eine zuverlässige Aussage über das Emissionsverhalten der Brennkammer kann daher nicht getroffen werden. Ferner sind für die grundlegende Untersuchung und Evaluierung der IBC-MGT die Emissionen nicht der Hauptfokus. Folglich wird auf eine Messung der Abgaszusammensetzung verzichtet.

Die Erfassung der Messsignale erfolgt mit einer Frequenz von 1 Hz durch verschiedene Datenerfassungsmodule der Firma *National Instruments*. Die Aktualisierung der Messwerte innerhalb eines Moduls und zwischen den Modulen erfolgt parallel, sodass es keinen Zeitversatz zwischen den einzelnen Messkanälen gibt. Darüber hinaus werden durch die Steuerungssoftware des MGT-Herstellers unter anderem die Drehzahl, die Generatorleistung, die elektrische Leistung und eine Flammendetektion erfasst. Die Messdatenerfassung (MDE) und die Steuerung des Prüfstands erfolgen mittels LabView.

Für die Umgebungstemperatur, die Luftfeuchte und den Umgebungsdruck werden die minutenaufgelösten Messwerte der örtlichen Wetterstation bezogen auf den jeweiligen Messtag, herangezogen [114].

Prüfstandskonfiguration zur Ermittlung der Lagerverluste

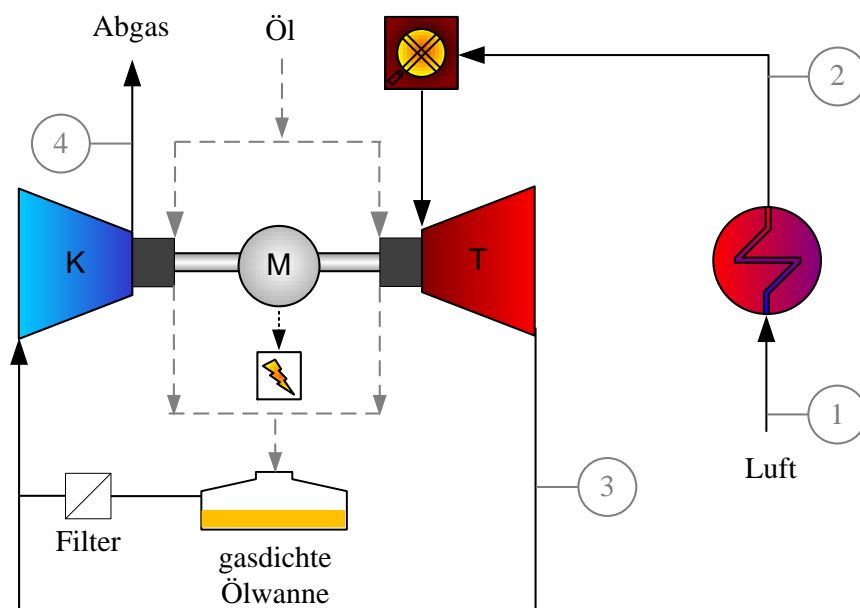


Abbildung 3.5.: Schematische Darstellung des Prüfstands und der Messpositionen zur Ermittlung der mechanischen Verluste, basiert auf [3].

Für die Bestimmung der Lagerverluste aus den experimentellen Daten über die Wellenbilanz nach Gleichung (2.16) ist eine zuverlässige Messung der TIT erforderlich. Wie in Abschnitt 3.1.3 beschrieben, ist die Messung der TIT aufgrund von Temperaturinhomogenitäten nicht exakt. Ergänzend zum Aufbau aus Abbildung 3.4 wird eine Prüfstandskonfiguration realisiert und untersucht (siehe Abbildung 3.5), die einen weiteren Weg der Lagerverlustbestimmung ermöglicht. In der Variation des Aufbaus wird der Turbinenauslass direkt mit dem Verdichtereinlass verbunden. Dabei werden die Brennkammer und die Luftseite des Rekuperators weiterhin durchströmt, allerdings erfolgt keine Wärmezufuhr in der Brennkammer (keine Verbrennung). Folglich können durch einen rein motorischen Betrieb der MGT und das Messen der erforderlichen Antriebsleistung die mechanischen Verluste weitgehend unabhängig von thermischen Einflüssen bestimmt werden. Ferner kann auf Basis der so ermittelten mechanischen Verluste und über die Energiebilanz an der Welle die gemessene TIT beim IBC-MGT-Betrieb mit Verbrennung überprüft werden. Die Ergebnisse dieser Betrachtung sind in Abschnitt 3.2.7 und 3.2.5 zu finden.

3.1.4. Versuchsdurchführung

Für die grundlegende Untersuchung der IBC-MGT ist die Betrachtung von stationären Betriebspunkten ausreichend. Die vollautomatische Regelung der EnerTwin über die Steuer- software aus dem BC-Betrieb lässt den IBC-Betrieb nicht zu. Daher wird für die IBC-MGT der manuelle Betriebsmodus der Steuer- software verwendet, welcher durch MTT zur Verfü- gung gestellt wurde.

Im manuellen Betrieb erfolgt die Vorgabe der Betriebspunkte, der Start-, Stopp- und Zünd- Vorgänge sowie die Einhaltung von Grenzwerten für die Medienversorgung (Wasser, Öl, Brennstoff) und für die Temperaturen im System durch den Nutzer.

In Anlehnung an den BC-Betrieb wird die Brennkammer bei 90 krpm gezündet. Anschließend wird die MGT in einem Lastpunkt bis zum stationären Betrieb aufgeheizt. Dieser Prozess dauert etwa 2 h an. Die Vorgabe des Betriebspunkts erfolgt über eine Anpassung der Drehzahl sowie des Brennstoffmassenstroms, welcher auf eine konstante TOT von 1073 K geregelt wird, um die thermische Belastungsgrenze des Rekuperators nicht zu überschreiten. Als Indiz dafür, ob der Betriebspunkt stationär ist, dient eine annähernd konstante ($\Delta T < 1 \text{ K}$) abgasseitige Rekuperaturlasstemperatur. Grund dafür ist, dass der Rekuperator die größte Komponente mit der höchsten Wärmekapazität ist und daher am langsamsten auf Temperaturänderungen reagiert.

Die Drehzahl wird von 180 krpm bis 240 krpm in 10 krpm – Schritten sowohl in aufsteigen- der und absteigender als auch in arbiträrer Reihenfolge variiert. Die Messdaten für einen stationären Betriebspunkt werden über einen Zeitraum von 10 min aufgenommen.

3.1.5. Versuchsauswertung

Für die Auswertung der Messdaten werden die Größen für jeden stationären Betriebspunkt über den aufgenommenen Zeitraum gemittelt. Die Berechnung der Kenngrößen der System- komponenten erfolgt aus diesen Mittelwerten und mit den in Kapitel 2 vorgestellten Formeln. Die Auswertung der Messdaten wird mit der Software Origin durchgeführt.

Wie bereits in Abschnitt 3.1.3 beschrieben, wird für die Berechnung des Totaldrucks der dynamische Anteil aus den Messdaten berechnet und zum gemessenen statischen Anteil addiert. Weiterhin werden die gemessenen Temperaturen aufgrund der niedrigen Strömungs- geschwindigkeiten und der Messungenauigkeit vereinfacht als Totalgröße angenommen. Für die Auswertung der Temperaturmessstellen mit Multifühler wird das arithmetische Mittel der einzelnen Temperaturen gebildet.

Als Brennstoff für die Versuche wird Erdgas aus dem Niederdrucknetz des örtlichen Versorgers verwendet. Für die spezifische Gaskonstante der Prozessluft wird in der Auswertung der Wert von trockener Luft ($R = 287,6 \text{ J}/(\text{kg K})$) verwendet. In der Literatur wird oftmals für die spezifische Gaskonstante vom Abgas der Wert von Luft angesetzt, wenn der Brennstoffmas- senstrom deutlich kleiner ist als der Luftmassenstrom [81]. Da dies hier der Fall ist, wird für die Berechnung der spezifischen Gaskonstante vom Abgas beispielhaft die Zusammensetzung

von einem Messtag herangezogen. Dieser Wert ergibt sich zu $R_{\text{Abg}} = 289 \text{ J}/(\text{kg K})$ und wird für die Auswertung aller Messtage verwendet. Bei der Berechnung von R aus allen vorliegenden Erdgaszusammensetzungen und unter der Annahme einer vollständigen Umsetzung des Brennstoffs variiert R um etwa $\pm 0,2\%$. Diese Abweichung spiegelt sich in derselben Größenordnung in den aus R_{Abg} berechneten Größen (isentropen Temperatur, Dichte) wieder und ist vernachlässigbar klein.

Die isobare Wärmekapazität wurde für die Messdatenauswertung als Funktion der Temperatur über ein Polynom 5. Grades nach den Arbeiten von Goos et al. [52] berechnet.

3.2. Experimentelle Ergebnisse

Tabelle 3.1.: Randbedingungen der hier betrachteten Messreihe.

T_{Umg}	268	[K]
p_{Umg}	0,96	[bar]
$\phi_{\text{rel,Umg}}$	79 – 83	[%]
T_{RL}	290	[K]
$p_{\text{Wasser,ein}}$	2,5	[bar]
\dot{m}_{Wasser}	100	[g/s]
$T_{\text{Öl,ein}}$	347 (180 krpm) – 356 (240 krpm)	[K]
$p_{\text{Öl,ein}}$	2,1	[bar]
$p_{\text{Öl,aus}}$	0,46 (180 krpm) – 0,59 (240 krpm)	[bar]
$H_{\text{i,Erdgas}}$	47,8	[MJ/kg]
TOT	1073	[K]

In der experimentellen Untersuchung der IBC-MGT wurden mehrere Messreihen (MR) an verschiedenen Tagen aufgenommen. In jeder Messreihe wurden in Anlehnung an die BC-MGT definierte stationäre Betriebspunkte im gesamten Drehzahlbereich der IBC-MGT erfasst. Die Auswertung der Messdaten zeigt qualitativ dieselben Zusammenhänge. Außerdem bewegen sich die Messergebnisse innerhalb der Messgenauigkeit der Sensoren. Daher erfolgt hier die Diskussion der Ergebnisse beispielhaft an einer Messreihe (MR 1). Ausgewählte Ergebnisse für alle weiteren Messreihen sind im Anhang (A.1–A.9) aufgeführt.

Die hier vorgestellten Drücke aus den Messergebnissen sind Absolutdrücke. Weiterhin sind die Drücke und Temperaturen als Totalgrößen zu verstehen. Die Randbedingungen der hier

gezeigten Messreihe, also die Kühlwasser- und Öl-Konditionen, die Umgebungstemperatur (T_{Umg}), die Luftfeuchte ($\phi_{\text{rel,Umg}}$) und der Umgebungsdruck (p_{Umg}) sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Die Kühlwassertemperatur zur IBC-MGT hin wird in der Heizungsanwendung als Rücklauf­temperatur (RL) T_{RL} und die Kühlwassertemperatur aus der IBC-MGT wird als Vorlauf­temperatur (VL) T_{VL} bezeichnet. $p_{\text{Öl,aus}}$ ist der Öldruck am Lagerauslass und $p_{\text{Öl,ein}}$ der Öldruck am Lagereinlass.

3.2.1. Druck- und Temperaturverläufe

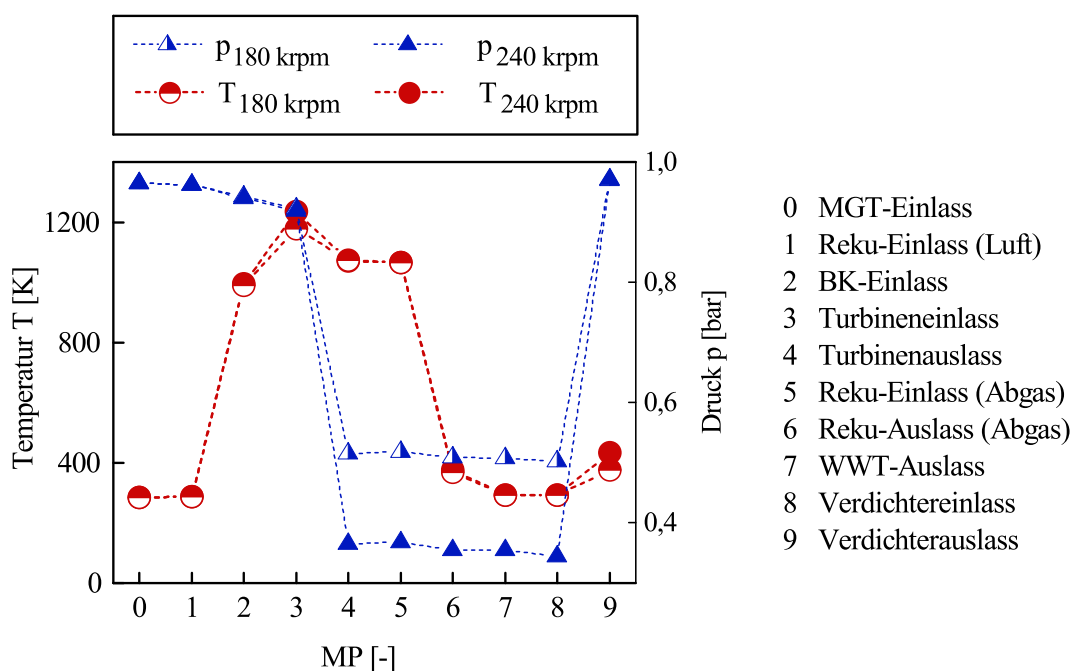


Abbildung 3.6.: Druck- und Temperaturverlauf über das Gesamtsystem beispielhaft für einen Vollastpunkt (240 krpm) und einen Teillastpunkt (180 krpm), basiert auf [3].

In Abbildung 3.6 werden der Temperatur- und Druckverlauf für einen Vollast- (240 krpm) und Teillastpunkt (180 krpm) über den Strömungspfad der IBC-MGT gezeigt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die Messpunkte mit gestrichelten Linien verbunden.

Vom MGT-Einlass bis zum Turbineneinlass ist eine Druckabnahme von etwa 5% relativ zum Umgebungsdruck zu beobachten. Grund dafür sind die Druckverluste der einzelnen Komponenten wie den Rohrleitungen, dem Rekuperator und der Brennkammer. In der nachgeschalteten Turbine erfolgt die Entspannung des Prozessgases in den Unterdruck. Wie zu erwarten und in Abschnitt 3.1.2 diskutiert, liegt im Vollastpunkt der Unterdruck bei 0,35 bar. Im untersten Teillastpunkt liegt der Druck bei 0,5 bar. Danach durchläuft das Prozessgas die beiden Wärmeübertrager. Aufgrund der Druckverluste ist auch hier ein Druckabfall zu erkennen. Dieser beträgt vom Turbinenauslass bis zum Verdichtereinlass etwa 6,5% relativ zum Turbinenauslassdruck. Schließlich wird das Prozessgas durch den Verdichter auf etwa Umgebungsdruck verdichtet.

Die Prozesstemperaturen werden maßgeblich vom Druckverhältnis und Wirkungsgrad des Verdichters und der Turbine, den Wärmeverlusten, der TOT und dem Rekuperatorwirkungsgrad beeinflusst. Im Temperaturverlauf ist zu erkennen, wie das Prozessgas zunächst eine deutliche Temperaturerhöhung im Rekuperator und anschließend in der Brennkammer erfährt. Danach erfolgt eine sukzessive Abkühlung durch die Entspannung in der Turbine und durch die beiden Wärmeübertrager. Die Verdichtung am Ende des Kreislaufs führt zu einer leichten Temperaturerhöhung des Prozessgases.

Der Temperaturunterschied an den einzelnen Komponenten zwischen Voll- und Teillast ist außer am Turbineneinlass und Verdichterauslass gering. Grund dafür sind die sich geringfügig ändernden Umgebungsbedingungen am MGT-Einlass und die konstante TOT. Der Anstieg der Verdichterauslasstemperatur mit ansteigender Drehzahl ist durch die zunehmende Kompressionsarbeit zu erklären. Die Ursache für die ansteigende TIT ist die konstante TOT und die höhere Enthalpieabnahme.

Der qualitative Verlauf der gemessenen Temperatur und des gemessenen Drucks über die einzelnen Systemkomponenten entspricht den theoretischen Überlegungen zum thermodynamischen Prozess und zum Einfluss der Invertierung auf die MGT (siehe Abschnitt 2.3.4 und 3.1.2).

3.2.2. Massenströme

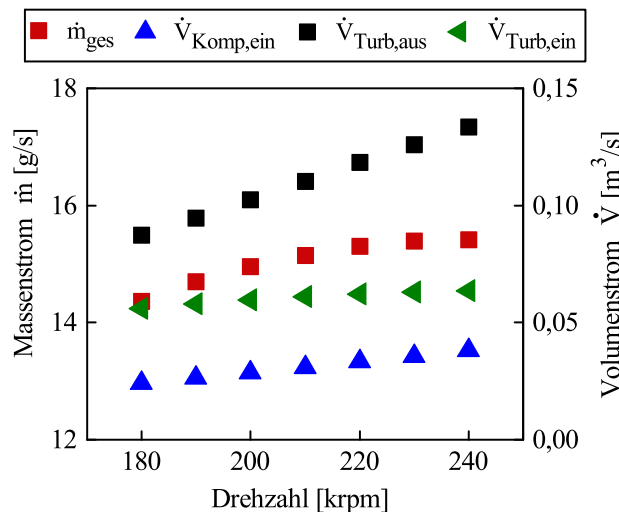


Abbildung 3.7.: Gesamtmassenstrom und Volumenstrom als Funktion der Drehzahl, basiert auf [3].

In Abbildung 3.7 sind der Gesamtmassenstrom und die Volumenströme an den Turbokomponenten dargestellt. Mit zunehmender Drehzahl nimmt der Massenstrom zu, der Gradient des Massenstroms dagegen wird kleiner. Der Massenstrom berechnet sich aus dem Volumenstrom und der Dichte, welche über die ideale Gasgleichung beschrieben werden kann,

durch: $\dot{m} = \dot{V} \cdot \frac{p}{R \cdot T}$. Mit zunehmender Drehzahl steigen im BC der Volumenstrom und der Druck an, folglich auch der Massenstrom. Im IBC steigt der Volumenstrom mit zunehmender Drehzahl an, der Druck dagegen sinkt. Folglich steigt der Massenstrom weiterhin an, aber der Gradient des Massenstroms wird kleiner.

Der Druck und die Dichte am Turbinenein- und -auslass und am Verdichtereinlass sinken mit steigender Drehzahl, was zu einem Anstieg des Volumenstroms führt. Ferner ist durch die deutlich höhere Temperatur und somit kleinere Dichte am Turbinenauslass der Volumenstrom dort größer als am Verdichtereinlass.

3.2.3. Wärmeübertrager

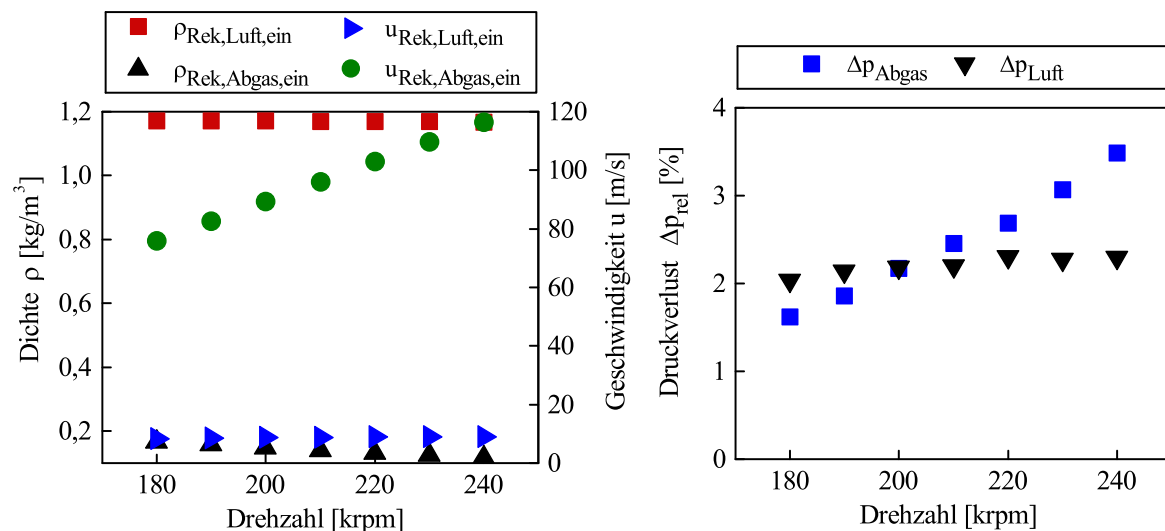


Abbildung 3.8.: Berechnete Kenngrößen des Rekuperators in Abhängigkeit von der Drehzahl. Links: Dichte und Strömungsgeschwindigkeit am luft- und abgasseitigen Einlass. Rechts: relativer Druckverlust beider Prozessgasströme, basiert auf [3].

Im linken Diagramm von Abbildung 3.8 sind die Strömungsgeschwindigkeit und die Dichte am Rekuperatoreinlass für die Luft- und Abgasseite abgebildet. Im rechten Diagramm sind die Druckverluste für die Luftseite (Atmosphärendruck) und Abgasseite (Unterdruck) dargestellt. Auf der Unterdruckseite des Rekuperators (von Turbinenauslass bis Verdichtereinlass) nimmt der Druckverlust mit steigender Drehzahl um 2 %-Punkte zu. Ursache ist der Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit von 75 m/s auf 116 m/s. Der Zusammenhang zwischen der Strömungsgeschwindigkeit und dem Druckverlust ist in Gleichung (2.5) gegeben.

Dagegen variiert der Druckverlust auf der Luftseite nur geringfügig in Abhängigkeit von der Drehzahl (< 0,3 %-Punkte). Das ist auf die gleichbleibenden Luftbedingungen und die geringe Änderung der Strömungsgeschwindigkeit am luftseitigen Rekuperatoreinlass zurückzuführen. Ferner ändern sich die Temperaturen um den Rekuperator bei Variation der Drehzahl nur geringfügig, wie in Abbildung 3.9, rechts zu erkennen ist. Zum einen ist

dies auf die gleichbleibenden Umgebungsbedingungen (siehe Tabelle 3.1), zum anderen auf die drehzahlunabhängige TOT zurückzuführen. Lediglich die Rekuperatorauslasstemperatur ($T_{\text{Rek,Luft,aus}}$) weist einen Anstieg von 368 K auf 378 K mit steigender Drehzahl auf. Folglich variiert der Wirkungsgrad des Rekuperators nur geringfügig über die Drehzahl (Abbildung 3.9, links); er beträgt in der hier gezeigten Messreihe 90 %.

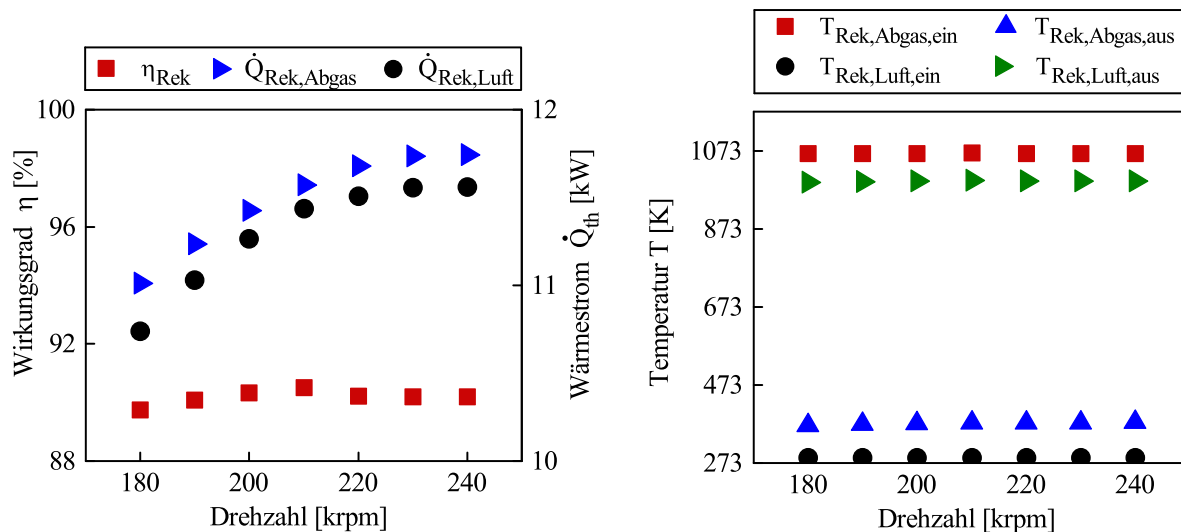


Abbildung 3.9.: Berechnete Kenngrößen des Rekuperators in Abhängigkeit von der Drehzahl. Links: Wirkungsgrad und Wärmeströme, basiert auf [3]. Rechts: Ein- und Auslasstemperaturen der Luftseite (Atmosphärendruck) und Abgasseite (Unterdruck).

Die Wärmeverluste des Rekuperators variieren kaum über die Drehzahl. Grund dafür sind die geringfügigen Temperaturänderungen am Rekuperator. Die Wärmeverluste ergeben sich aus der Differenz des vom Abgas abgegebenen $\dot{Q}_{\text{Rek,Abg}}$ (nach Gleichung (2.11)) und von der Frischluft aufgenommenen Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{Rek,Luft}}$ (nach Gleichung (2.10)). Beide Größen sind im linken Schaubild von Abbildung 3.9 aufgetragen. Bei genauerer Betrachtung ist zu erkennen, dass der im Rekuperator übertragene Wärmestrom deutlich größer ist als der zugeführte Wärmestrom durch den Brennstoff (vergleiche Abbildung 3.17 und 3.9). Das liegt an der Rezirkulation der Wärme im Rekuperator zwischen dem Luft- und Abgasstrom.

Der Wirkungsgrad des Wasserwärmeübertragers beträgt über alle Lastpunkte etwa 97,5 % und variiert nur geringfügig über die Drehzahl. Dies ist vermutlich auf die geringfügige Änderung der Prozessgastemperatur am Wasserwärmeübertragereinlass ($T_{\text{Rek,Abg,aus}}$) zurückzuführen. Die Temperatur des Prozessgases am WWT-Auslass liegt bei 293 K und ist über die Drehzahl konstant. Die Druckverluste liegen für alle Betriebspunkte zwischen 0,2 % – 0,3 %. Der vom WWT übertragene Wärmestrom vom Prozessgas auf das Kühlmedium steigt mit zunehmender Drehzahl von 1,1 kW auf 1,3 kW an; er ist in Abbildung 3.13 illustriert.

3.2.4. Brennkammer

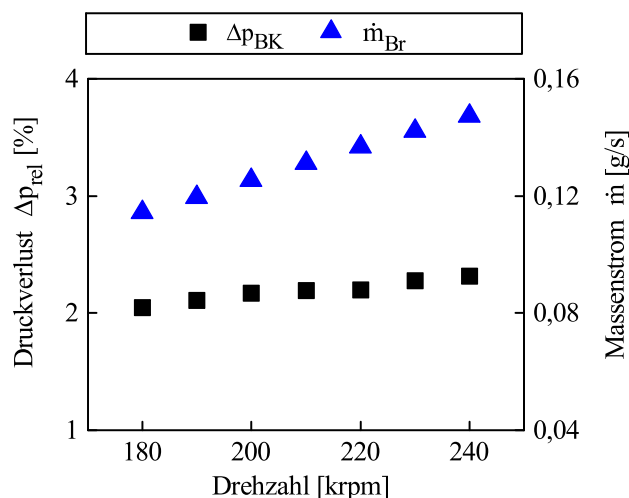


Abbildung 3.10.: Brennstoffmassenstrom und Druckverlust der Brennkammer in Abhängigkeit von der Drehzahl, basiert auf [3].

Der Druckverlust der Brennkammer nimmt mit steigender Drehzahl von 2,0 % auf 2,4 % zu und ist in Abbildung 3.10 dargestellt. Grund dafür ist der zunehmende Volumenstrom in der Brennkammer. Die Brennkammerauslasstemperatur entspricht im Versuchsaufbau der TIT und ist in Abbildung 3.16 visualisiert. Die Brennkammereinlasstemperatur ($T_{BK,ein}$) entspricht der luftseitigen Rekuperatorauslasstemperatur ($T_{Rek,Luft,aus}$) und ändert sich nur geringfügig in Abhängigkeit von der Drehzahl (Abbildung 3.9). Wie zu erwarten, führt der Anstieg des Luftmassenstroms auch zu einem Anstieg des Brennstoffmassenstroms. Dabei ist der Brennstoffmassenstrom im Vollastpunkt um etwa 25 % höher als im untersten Teillastpunkt (siehe Abbildung 3.10). Die durch den Brennstoff der MGT zugeführten Energie wird in Abschnitt 3.17 diskutiert.

3.2.5. Mechanische Verluste

Die mechanischen Verluste des IBC-MGT Prüfstands werden untergliedert in die Verluste des Generators, der Leistungselektronik, der Lager und die aufzubringende Leistung für die Hilfsaggregate. Verluste aufgrund von Luft- und Ölleibung an den Kolbenringen werden nicht getrennt berücksichtigt sondern den Lagerverlusten zugeschlagen. Die Leistung der Hilfsaggregate ist drehzahlunabhängig und wurde direkt am Prüfstand im Stillstand ($N = 0 \text{ rpm}$) gemessen. Sie beläuft sich auf insgesamt 148 W. Die Wirkungsgrade des Generators und der Leistungselektronik bei Nennlast betragen laut Hersteller jeweils 91 % [76]. Vereinfacht werden diese für alle Betrachtungen in dieser Arbeit über den gesamten Drehzahlbereich als konstant angenommen. Für die Lagerverluste sind vom Hersteller nur Werte für die BC-MGT und nur für den Vollastfall angegeben [118]. Außerdem liegen die Spezifikationen der Gleitlager (z.B. Lagerdimensionen) nicht vor, sodass die Reibungsverluste der Lager

nur mit erheblichem Aufwand analytisch berechnet werden könnten. Deshalb werden diese für die IBC-MGT aus den experimentellen Daten bestimmt. Das kann zum einen über die thermodynamische Bilanz an der Welle erfolgen. Diese Betrachtung wird im Zusammenhang mit den Turbokomponenten in Abschnitt 3.2.7 durchgeführt. Ferner können die Verluste weitestgehend unabhängig von thermischen Einflüssen im motorischen Betrieb mit dem Versuchsaufbau aus Abbildung 3.5 ermittelt werden. Die Ergebnisse aus dieser Betrachtung werden im Folgenden erörtert.

Für die Untersuchungen wurde die MGT schrittweise motorisch ohne Verbrennung bis auf

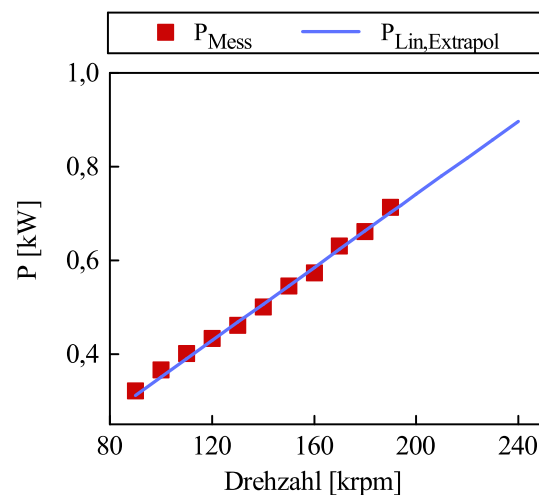


Abbildung 3.11.: Lagerverluste in Abhängigkeit von der Drehzahl, ermittelt mit Hilfe des Prüfstands aus Abbildung 3.5, basiert auf [3].

die maximale Leistung des Motors betrieben und die elektrische Antriebsleistung gemessen. Der Betriebsbereich erstreckte sich von 90 krpm (Zünddrehzahl) bis 190 krpm. Die Leistung von Verdichter und Turbine wurde mit Hilfe von Gleichung (2.29) und (2.28) berechnet. Die Ermittlung der Lagerverluste erfolgt mit Gleichung (2.16).

In Abbildung 3.11 sind die resultierenden Lagerverluste visualisiert. Bei einer Drehzahl von 180 krpm, dem untersten Teillastpunkt, betragen diese 650 W. Der gemessene Zusammenhang erscheint linear und wird vereinfacht für höhere Drehzahlen linear extrapoliert. Hierdurch resultieren bei Vollastbedingungen Lagerverluste von 900 W. Die hier gemessenen Werte liegen in einer vergleichbaren Größenordnung mit den von Visser et al. [118] angegebenen Lagerverlusten der BC-MGT von 700 W. Folglich skalieren bei der Reduzierung der elektrischen Leistung durch die Invertierung der MGT die mechanischen Verluste nicht im gleichen Maße wie die erzielte elektrische Leistung. In Relation zur angestrebten Leistung der IBC-MGT von 1 kW_{el} sind daher die Reibungsverluste ein signifikantes Hemmnis.

3.2.6. Wärmeverluste

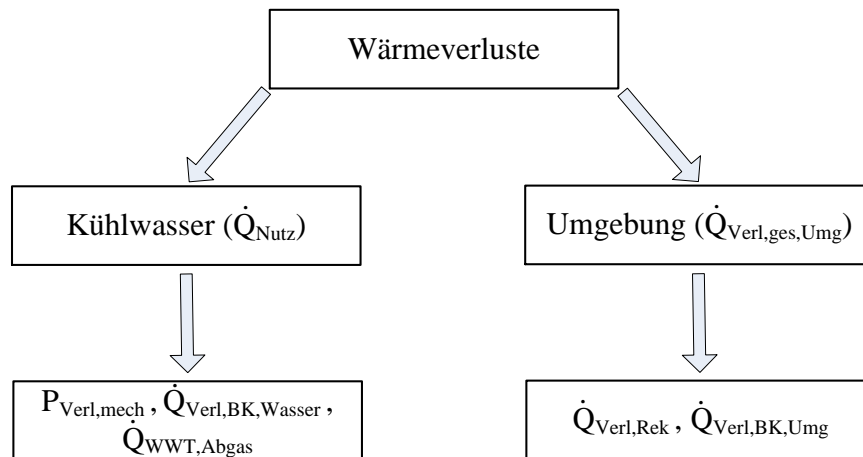


Abbildung 3.12.: Aufteilung der Wärmeverluste des IBC-MGT-Prüfstands.

In der MGT werden Wärmeverluste in Form von Strahlung, Konvektion und Leitung an die Umgebung, an das Kühlwasser oder auch an andere Bauteile, z.B. von der Brennkammer an die Turbine, abgegeben. Für die folgenden Betrachtungen werden die Wärmeverluste in zwei Anteile unterteilt. Ein Anteil, der an die Umgebung abgegeben wird und ungenutzt das System verlässt und ein zweiter Anteil, der vom Kühlwasser aufgenommen wird und als Nutzwärme zur Verfügung steht. Zur Veranschaulichung der nachfolgenden Betrachtung ist in Abbildung 3.12 die Gliederung der Wärmeverluste und Wärmeströme, wie sie in dieser Arbeit behandelt werden, abgebildet.

Die Wärmeströme an die Umgebung treten dort auf, wo die Bauteiloberflächentemperaturen höher sind als die Umgebungstemperatur. Die mit Abstand höchsten Temperaturgradienten in Bezug zur Umgebungstemperatur treten an der Brennkammer, an der Turbine und am Rekuperator auf. Vereinfacht werden daher die Wärmeverluste des Gesamtsystems an die Umgebung nur diesen Komponenten zugeschrieben. Zudem werden die Turbine und die Brennkammer als eine Einheit betrachtet, da sie in einer Ummantelung integriert und isoliert sind (siehe Abbildung 3.1). Die Wärmeströme vom Verdichtergehäuse und vom isolierten WWT werden wegen der vergleichsweise geringen Prozessgastemperaturen und somit geringen Oberflächentemperaturen vernachlässigt. Ebenfalls werden die Wärmeströme an die Umgebung von Komponenten, die durch Reibungsverluste oder weiterer Verluste (z.B. Generatorverluste) einen Temperaturanstieg erfahren, vernachlässigt, da diese Bauteile wassergekühlt sind. Es wird also angenommen, dass ihre Wärmeströme gesamtheitlich vom Kühlwasser aufgenommen werden. Folglich setzen sich die Wärmeverluste an die Umgebung ($\dot{Q}_{\text{Verl,ges,Umg}}$) aus den Wärmeverlusten des Rekuperators ($\dot{Q}_{\text{Verl,Reku}}$) und der Brennkammer-Turbinen-Einheit ($\dot{Q}_{\text{Verl,BK,Umg}}$) zusammen,

$$\dot{Q}_{\text{Verl,ges,Umg}} = \dot{Q}_{\text{Verl,Reku}} + \dot{Q}_{\text{Verl,BK,Umg}} \quad (3.1)$$

Die Gesamtwärmeverluste an die Umgebung werden aus der Energiebilanz der IBC-MGT mit Gleichung (2.19) ermittelt und werden in Abschnitt 3.2.8 näher betrachtet. Sie betragen etwa 1,5 kW und ändern sich nur geringfügig in Abhängigkeit von der Drehzahl (siehe Abbildung 3.17). Grund dafür sind, wie schon in Abschnitt 3.2.1 gezeigt, die geringen Unterschiede im Temperaturverlauf in Abhängigkeit von der Drehzahl. Die Wärmeverluste des Rekuperators liegen je nach Betriebspunkt bei etwa 180 – 270 W (siehe Abbildung 3.9). Der Anteil der Brennkammerwärmeverluste an die Umgebung wird mit Gleichung (3.1) berechnet; er beträgt etwa 1,2 kW. Die drei genannten Wärmeverlustanteile sind als Funktion der Drehzahl in Abbildung 3.13 links abgebildet.

Der vom Kühlwasser aufgenommene Wärmestrom entspricht der thermischen Nutzleistung (\dot{Q}_{Nutz}). Diese beträgt abhängig von der Drehzahl zwischen 3 – 3,5 kW (siehe Abbildung 3.17) und wurde mit Gleichung (2.13) berechnet.

Der aufgenommene Wärmestrom setzt sich zusammen aus dem Anteil, der dem Prozessgas im WWT entnommen wird ($\dot{Q}_{\text{WWT,Abgas}}$), und dem Anteil, der aus der Kühlung der Systemkomponenten resultiert. Die zu kühlenden Systemkomponenten in der EnerTwin und in der IBC-MGT sind das turbinenseitige Lager, der Generator und das Öl im Ölbehälter. Diese Komponenten erfahren durch Reibung und durch Wärmeströme von der Brennkammer-Turbinen-Einheit eine Temperaturerhöhung.

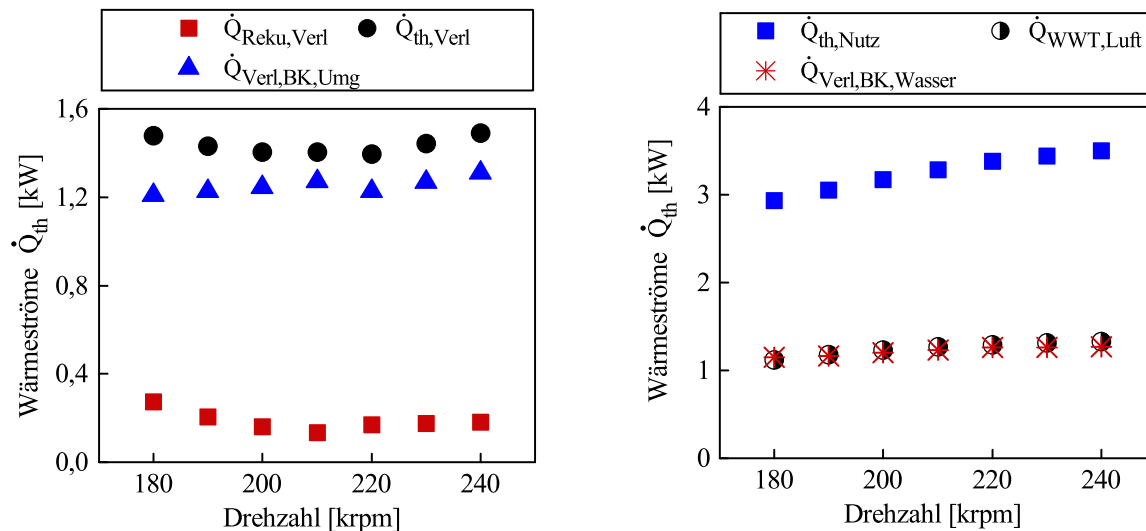


Abbildung 3.13.: Wärmeströme in Abhängigkeit von der Drehzahl. Links: Wärmeverluste an die Umgebung. Rechts: thermische Nutzleistung und die vom Kühlwasser aufgenommenen Wärmeströme.

Der vom Kühlwasser aufgenommene Wärmestrom kann in drei Anteile untergliedert werden:

$$\dot{Q}_{\text{Nutz}} = \dot{Q}_{\text{WWT,Abgas}} + P_{\text{Verl,mech}} + \dot{Q}_{\text{Verl,BK,Wasser}}. \quad (3.2)$$

Unter der Annahme, dass die Wärmeverluste des WWT an die Umgebung vernachlässigbar klein sind, beträgt die im WWT vom Kühlwasser aufgenommene Wärmemenge, der vom

Prozessgas entnommenen Wärmemenge. Diese berechnet sich aus Gleichung (2.14) und ist in Abbildung 3.13 rechts in Abhängigkeit von der Drehzahl aufgetragen.

$P_{\text{Verl,mech}}$ beschreibt den Anteil des Wärmestroms, der durch Reibung entsteht. Für diesen Anteil werden vereinfacht nur die Lagerverluste angesetzt. Die Verlustleistungen des Generators und der Leistungselektronik werden in dieser Arbeit über ihren Wirkungsgrad proportional zur elektrischen Leistung der MGT berücksichtigt (siehe Gleichung (2.16)). Da die elektrische Leistung im inversen Betrieb gering ist (siehe Abschnitt 3.17), wird der Wärmeeintrag aufgrund von Reibungsverlusten des Generators und der Leistungselektronik in das Kühlwasser vernachlässigt. Sowohl das turbinenseitige Lager als auch das Schmieröl, welches zur Kühlung und Schmierung beider Lager eingesetzt wird, sind wassergekühlt. Daher wird angenommen, dass die aus Reibungsverlusten resultierenden Wärmeströme vollständig vom Kühlwasser aufgenommen werden.

Der restliche Wärmeanteil im Kühlwasser resultiert aus den Brennkammerwärmeverlusten, welche nicht an die Umgebung abgegeben werden. Dieser Anteil, hier mit $\dot{Q}_{\text{Verl,BK,Wasser}}$ bezeichnet, wird mit Gleichung (3.2) berechnet. Der Anteil beträgt über alle Betriebspunkte etwa $\dot{Q}_{\text{Verl,BK,Wasser}} = 1,1 \text{ kW}$ und ist neben den Lagerverlusten in Abbildung 3.13 dargestellt. Der Gesamtwärmeverlust der Brennkammer $\dot{Q}_{\text{Verl,BK,ges}}$ resultiert aus der Addition des Wärmestroms an die Umgebung $\dot{Q}_{\text{Verl,BK,Umg}}$ und an das Kühlwasser $\dot{Q}_{\text{Verl,BK,Wasser}}$. $\dot{Q}_{\text{Verl,BK,ges}}$ steigt mit zunehmender Drehzahl von etwa 2,4 kW auf etwa 2,6 kW an.

Die gesamten Wärmeverluste der Heißgasseite des IBC-MGT-Prüfstands ergeben sich aus der Summe der Wärmeverluste der Brennkammer $\dot{Q}_{\text{Verl,BK,ges}}$ und des Rekuperators $\dot{Q}_{\text{Verl,Reku}}$ und belaufen sich bei Volllast auf etwa 2,7 kW. Visser et al. haben in ihrer Arbeit Wärmeverluste in Höhe von 2,5 kW abgeschätzt [118]. Die Wärmeverluste der BC-MGT und IBC-MGT sind ähnlich hoch. Grund dafür sind vermutlich die ähnlichen Systemtemperaturen und Volumenströme und somit eine ähnliche erzwungene Konvektion in der BC-MGT und IBC-MGT. Außerdem zeigt sich, dass die Wärmeverluste nicht linear mit der Leistung der MGT skalieren.

3.2.7. Turbokomponenten

In Abbildung 3.14, links sind die Ein- und Auslassdrücke und das Druckverhältnis des Verdichters abgebildet. Rechts im Diagramm sind der Wirkungsgrad und die Ein- und Auslasstemperaturen des Verdichters zu sehen. Das erzielbare Druckverhältnis hängt neben den Eigenschaften der Turbokomponenten auch von den Druckverlusten der anderen Systemkomponenten ab. Je höher die Druckverluste im System, desto mehr spezifische Kompressionsarbeit muss der Verdichter, welcher als letzte Komponente im System durchströmt wird, verrichten. Infolgedessen reduziert sich die elektrische Leistung. Mit ansteigender Drehzahl steigt das Verdichterdruckverhältnis von $\Pi = 1,9$ im untersten Teillastpunkt bis auf $\Pi = 2,8$ bei Volllast an. Das nominelle Verdichterdruckverhältnis im BC liegt bei $\Pi = 3$ [118]. Da hier der Unterschied vernachlässigbar gering ist, ist die Annahme, dass

$\Pi_{\text{Verd,IBC}} \approx \Pi_{\text{Verd,BC}}$ gilt (siehe Abschnitt 2.3.4) für die Betrachtungen in dieser Arbeit hinreichend bestätigt.

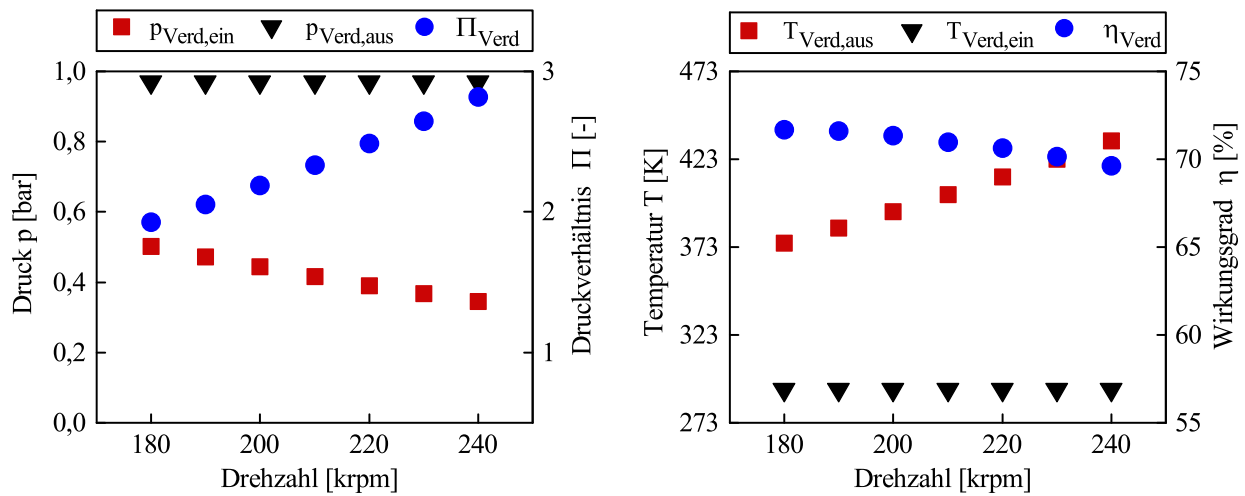


Abbildung 3.14.: Berechnete Kenngrößen des Verdichters als Funktion der Drehzahl. Links: Ein- und Auslassdruck und das Totaldruckverhältnis. Rechts: Temperatur am Ein- und -auslass des Verdichters sowie der isentrope Wirkungsgrad, teilweise basierend auf [3].

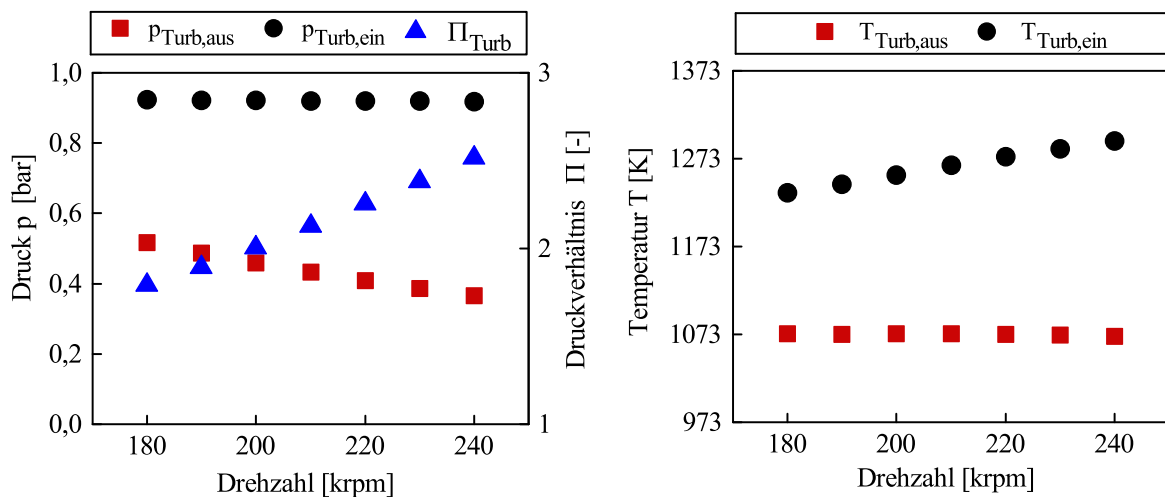


Abbildung 3.15.: Berechnete Kenngrößen der Turbine als Funktion der Drehzahl. Links: Ein- und Auslassdruck sowie das Totaldruckverhältnis. Rechts: Temperatur am Ein- und -auslass der Turbine.

Der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters wurde nach Gleichung (2.26) berechnet. Mit steigender Drehzahl nimmt der Wirkungsgrad von etwa 72 % auf etwa 70 % ab. Das deutet auf eine Verschiebung des Betriebspunkts im Verdichterkennfeld hin zu schlechteren Wirkungsgraden. Zum Vergleich beträgt der Wirkungsgrad des Verdichters nach Auslegungsrechnungen von Visser et al. im BC 75 %. Die Verdichterauslasstemperatur $T_{\text{Verd,aus}}$ steigt durch die zu-

nehmende spezifische Kompressionsarbeit bei steigender Drehzahl linear an (Abbildung 3.14). Der Massenstrom und die Temperatur des Kühlwassers wurden im Labor so eingestellt, dass sich für jeden Betriebspunkt eine konstante Verdichtereinlasstemperatur $T_{\text{Verd,ein}}$ einstellt. Ziel ist dabei die IBC-MGT entkoppelt vom Kühlkreislauf, also vom Heizungssystem, zu untersuchen. Die Kenngrößen der Turbine sind in Abbildung 3.15 dargestellt. Im linken Diagramm sind der Ein- und Auslassdruck an der Turbine und das Turbinendruckverhältnis dargestellt. Der Turbineneinlassdruck verläuft, wie zu erwarten, konstant über die Drehzahl und liegt etwas über 0,9 bar. Der Auslassdruck sinkt mit steigender Drehzahl von 0,5 bar auf 0,36 bar. Das resultierende Turbinendruckverhältnis beträgt $\Pi = 1,8$ im untersten Teillastpunkt und $\Pi = 2,5$ bei Volllast.

Im rechten Diagramm in Abbildung 3.15 sind die Ein- und Auslasstemperaturen der Turbine skizziert. Die gemessene TOT liegt durchgehend bei 1073 K, da der Nutzer während des Versuchsbetriebs den Brennstoffmassenstrom der MGT hierauf geregelt hat. Die TIT nimmt mit steigender Drehzahl von 1233 K linear auf 1293 K zu.

Der aus den Messdaten berechnete Turbinenwirkungsgrad (nach Gleichung (2.26)) liegt zwischen 85 % und 100 %. Diese überhöhten Werte sind nicht plausibel. Zum Vergleich hat die BC-MGT bei Volllast einen Turbinenwirkungsgrad von 70 % [118]. Für einen Turbinenwirkungsgrad von 70 % bei Volllast müsste die gemessene TIT der IBC-MGT um 50 K geringer sein.

Der Wirkungsgrad ist eine Funktion der Turbinenein- und auslasstemperatur sowie des Druckverhältnisses. Die Druckverhältnisse der Turbomaschine sind wie erwartet. Auch die Temperatur am Turbinenauslass wird mit Mehrfachthermoelementen an mehreren Stellen gemessen. Die Messwerte der Mehrfachthermoelemente weisen nur eine geringe Abweichung untereinander auf ($\pm 1 K$). Wie in Abschnitt 3.1.3 ausführlich beschrieben, bringt die Messung der TIT einige Herausforderungen mit sich. Vermutlich ist eine unzureichend genaue Messung der TIT die Ursache für die unplausiblen Turbinenwirkungsgrade.

Diese Vermutung verstärkt sich, wenn mit der gemessenen TIT und den Lagerverlusten aus Abbildung 3.11 die Energiebilanz an der Welle nach Gleichung (2.16) gebildet wird. Hieraus beträgt die berechnete elektrische Leistung der IBC-MGT bei Volllast 660 W. Der gemessene Wert ist allerdings deutlich geringer, wie noch in Abschnitt 3.2.8 diskutiert wird. Um diesen Sachverhalt zu näher zu bestimmen, wird im Folgenden die TIT mit zwei verschiedenen Ansätzen aus den Messdaten berechnet.

Berechnung der Turbineneinlasstemperatur

Die TIT kann aus der Energiebilanz an der Welle und aus der Energiebilanz an der Brennkammer ermittelt werden. Für die Ermittlung der TIT aus der Wellenbilanz, also aus der Differenz der Turbinenleistung, Verdichterleistung und den Lagerverlusten nach Gleichung (2.16), werden die im kalten Zustand ermittelten Lagerverluste herangezogen (siehe Abschnitt 3.2.5). Da c_p abhängig von der TIT ist und in die Berechnung der Turbinenleistung

(Gleichung (2.28)) mit einfließt, wird Gleichung (2.16) mit Hilfe einer in Matlab geschriebenen Routine iterativ gelöst. Die auf diesem Wege bestimmte TIT beträgt bei Volllast 1236 K und ist als Funktion der Drehzahl in Abbildung 3.16 abgebildet.

Für die Berechnung der TIT aus der Energiebilanz an der Brennkammer müssen der Zustand des Prozessgases vor der Verbrennung und die Wärmeverluste an der Brennkammer bekannt sein. Daraus kann der Zustand nach der Verbrennung und somit die TIT ermittelt werden (Gleichung (2.24)). Für die Berechnung werden eine vollständige Reaktion des Brennstoffs angenommen und die aus den Messdaten berechneten Wärmeverluste der Brennkammer berücksichtigt. Die Berechnung wurde mittels der Software Chemical Workbench [67] durchgeführt, einem kommerziellen Tool zur Modellierung von chemischen Reaktoren. Die berechneten Ergebnisse sind in Abbildung 3.16 aufgetragen. Aus dieser Betrachtung resultieren TIT-Werte zwischen 1236 K (Volllast) und 1176 K (Teillast), die ebenfalls als Funktion der Drehzahl in Abbildung 3.16 dargestellt werden.

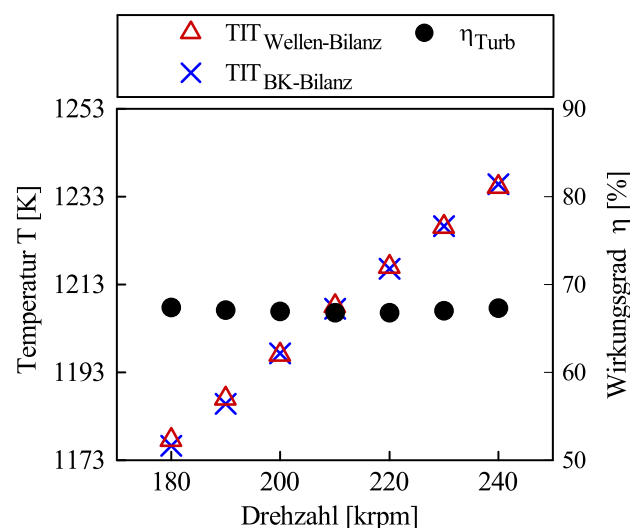


Abbildung 3.16.: Aus der Wellen-Energiebilanz und der Brennkammerbilanz berechnete TIT und der daraus ermittelte Turbinenwirkungsgrad (TIT aus der Wellen-Energiebilanz) in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Die mit beiden Ansätzen ermittelten TIT-Werte stimmen gut überein (maximale Abweichung $< 1\%$). Basierend auf den berechneten TIT-Werten aus der Wellen-Energiebilanz und mit Hilfe von Gleichung (2.25) wird der isentrope Turbinenwirkungsgrad bestimmt. Dieser ist als Funktion der Drehzahl in Abbildung 3.16 aufgezeichnet. Er beträgt über alle Lastpunkte hinweg etwa 67%. Die Turbinenwirkungsgrade und TIT-Werte weiterer Messreihen sind im Anhang (A.6 & A.8) zu finden.

In Anbetracht der Wirkungsgrade der BC-Komponenten [118] und dem potentiellen Einfluss der Re-Zahl sowie den typischen Werten für Turboladerkomponenten dieser Größe [22] liegen die aus den Messdaten ermittelten Wirkungsgrade der Turbokomponenten im erwarteten

Bereich. Die Ergebnisse sprechen für die Plausibilität der Messdaten und der gewählten Ansätze zur Berechnung der TIT und Lagerverluste.

3.2.8. Energiebilanz

In der Betrachtung der Energiebilanz der IBC-MGT wird untersucht, in welche Anteile die dem System zugeführte Brennstoffleistung \dot{Q}_{Br} in Strom, Wärme und Verluste übergeht. Die einzelnen Anteile sind als Funktion der Drehzahl in Abbildung 3.17 abgebildet. \dot{Q}_{Br} beträgt im untersten Teillastpunkt 5,5 kW und steigt mit zunehmender Drehzahl bis auf 7 kW an. Die nutzbare Wärmeenergie \dot{Q}_{Nutz} ist in Abschnitt 3.2.6 detaillierter beschrieben und steigt von 3 kW auf 3,5 kW an. Daraus resultiert ein thermischer Wirkungsgrad von 54 % bei 180 krpm und von etwa 49 % bei 240 krpm.

Auffällig ist die Abnahme des thermischen Wirkungsgrads mit zunehmender Drehzahl. Mit zunehmender Drehzahl steigt der Enthalpieabfall in der Turbine. Somit wird mehr Brennstoff benötigt, um eine konstante TOT zu halten. Gleichzeitig steigt der bei der Kompression entstehende Temperaturhub und somit die nicht genutzte Restwärme im Abgas. Hier zeigt sich, dass die Restwärme im Abgas in einem stärkeren Maße zunimmt als die zugeführte Brennstoffleistung und die Nutzwärme. Außerdem steigt die Brennstoffleistung stärker an als die Nutzwärme. Folglich sinkt der thermische Wirkungsgrad der IBC-MGT. Die Restwärme im Abgas macht bis zu 30 % der Brennstoffenergie aus, fließt jedoch in die Berechnung des thermischen Wirkungsgrads nicht ein. Im Gegensatz zu einem Prüfstand im Labor sollte in einer zukünftigen Anwendung nach dem Verdichter ein zweiter Wasserwärmeübertrager angebracht werden, um die, bei der Kompression anfallende Wärme, zu nutzen.

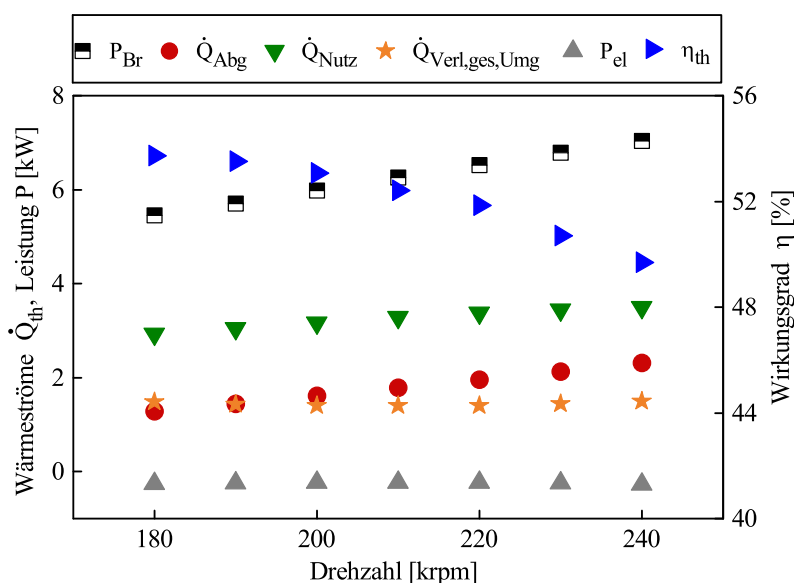


Abbildung 3.17.: Ergebnisse aus der Energiebilanzierung des Systems über den gesamten Betriebsbereich, basiert auf [3].

Weiterhin sind in Abbildung 3.17 die Wärmeverluste an die Umgebung, berechnet nach Gl. (2.19), aufgetragen. Die Wärmeverluste ändern sich nur geringfügig in Abhängigkeit der Drehzahl, was aus der geringen Temperaturschwankung zwischen den einzelnen Betriebspunkten folgt (siehe Abbildung 3.6).

Im Versuchsbetrieb wurde eine negative elektrische Leistung über den gesamten Betriebsbereich beobachtet. Der Generator muss also im Motorbetrieb laufen, um den Drehzahlsollwert zu halten. Einen sehr großen Einfluss auf die elektrische Leistung haben die Turbokomponenten, die mechanischen Verluste und die Wärmeübertrager. Die thermodynamische Bruttoleistung an der Welle mit der berechneten TIT aus der Wellenbilanz beträgt etwa zwischen 560 W bei 180 krpm und 800 W bei 240 krpm. Da die Lagerverluste etwa zwischen 660 W (180 krpm) und 900 W (240 krpm) betragen, resultiert eine negative elektrische Leistung. Demnach können die hohen Lagerverluste als die Hauptursache für die negative elektrische Leistung angesehen werden.

4. Numerische Potentialanalyse

Ziel dieses Kapitels ist es, das Potential der experimentell untersuchten IBC-MGT mit Prozesssimulationen zu analysieren und dabei die Performance der BC Komponenten im inversen Betrieb zu bewerten. Außerdem sollen die Anforderungen an die optimierten Komponenten definiert und die weiteren Entwicklungsschritte erarbeitet werden.

In der Prozesssimulation werden die globalen Kenngrößen der einzelnen Systemkomponenten (z.B. η , Δp) betrachtet. Die Technologien und angenommenen Kenngrößen werden hinsichtlich ihrer prinzipiellen Machbarkeit mit Literaturwerten oder anhand von Herstellerangaben überprüft. Die detaillierte technische Umsetzung zur Erreichung dieser Anforderungen ist nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Für die numerische Potentialanalyse kommt der stationäre in-house Simulator MGTS³ zum Einsatz. Transiente Kreislaufanalysen sind in diesem frühen Entwicklungsstadium nicht notwendig und werden daher nicht durchgeführt. Der Simulator hat gegenüber einfachen Handrechnungen den Vorteil, dass physikalische und komplexe Zusammenhänge mit weniger Aufwand abgebildet werden können. Die MGT stellt ein solches komplexes System dar, in der die Änderung einer Komponenteneigenschaft zu einer Änderung vieler weiterer Systemgrößen führt. Dies soll anhand eines Beispiels verdeutlicht werden.

Durch eine Erhöhung des Rekuperatorwirkungsgrads wird die Abwärme im Abgas effizienter auf die Frischluft übertragen. Somit steigt bei konstanter Frischlufttemperatur am Einlass der IBC-MGT die Brennkammereinlasstemperatur. Bei sonst gleichbleibenden Bedingungen reduziert sich der Brennstoffbedarf der MGT. Gleichzeitig sinkt durch die bessere Übertragung der Wärme vom Abgas auf die Frischluft die Abgastemperatur am Einlass des Wasserwärmeübertragers und des Verdichters. Eine Reduktion der Verdichtereinlasstemperatur reduziert die erforderliche Verdichterleistung und die elektrische Leistung der MGT steigt. Zusammen mit dem geringeren Brennstoffbedarf führt das zu einem Anstieg der elektrischen Effizienz. Dagegen sinkt wegen der geringeren Temperatur am Wasserwärmeübertragereinlass die verfügbare Nutzwärme. Der thermische Wirkungsgrad der IBC-MGT nimmt ab. Durch eine Variation weiterer Komponenteneigenschaften überlagern sich diese Effekte, sodass Aussagen über die Auswirkungen nicht mehr einfach getroffen werden können.

Zur Erreichung der genannten Ziele ist das Kapitel wie folgt strukturiert. Im ersten Abschnitt wird für die Beschreibung der IBC-MGT durch den Simulator das IBC-MGT Modell von Henke et al. anhand der Messdaten parametrisiert. Dabei werden neben der Ermittlung der Modellparameter für die einzelnen Systemkomponenten auch die passenden Komponentenmodelle (siehe Abschnitt 2.4.1) selektiert, mit denen die Betriebsdaten der MGT am

genauesten abgebildet werden.

Im zweiten Abschnitt werden die Ergebnisse der Validierung vorgestellt. Hierfür werden einzelne stationäre Messpunkte nachgerechnet und mit den Messdaten verglichen. Ziel ist dabei zu überprüfen, wie genau der parametrisierte Simulator und die gewählten Modelle das Betriebsverhalten der IBC-MGT wiedergeben.

Im dritten Abschnitt des Kapitels werden die Sensitivitäten der IBC-MGT gegenüber Veränderungen der Komponenteneigenschaften in Form von Parameterstudien untersucht. Dabei werden die einzelnen Komponentenoptimierungen miteinander verglichen und bezüglich ihres Einflusses auf die Entwicklungszielgrößen, ihres Potentials und ihrer Wirtschaftlichkeit bewertet.

Aufbauend auf den gewonnenen Ergebnissen und deren Auswertung werden im vierten Abschnitt des Kapitels die Anforderungen an eine Komponentenoptimierung abgeleitet. In diesem Zusammenhang wird ebenfalls die Performance der BC-Komponenten im inversen Betrieb bewertet. Weiterhin wird festgelegt, welche Komponentenoptimierungen notwendig sind. Abschließend wird das Anforderungsheft vorgestellt und eine Empfehlung für das weitere Entwicklungsvorgehen gegeben.

4.1. Parameteridentifikation

Für die Parameteridentifikation kann zwischen direkten Parametern und indirekten Parametern unterschieden werden. Direkt bestimmbare Parameter lassen sich unmittelbar aus den Messdaten ermitteln oder können aus den Herstellerangaben entnommen werden. Indirekte Parameter werden über die Abweichung zwischen den Mess- und Simulationsdaten ermittelt. Dies können zum Beispiel die Parameter für die Modellierung der Wärmeverluste sein, die über die Abweichung des Brennstoffmassenstroms zwischen Messung (wärmeverlustbehaftet) und Simulation (wärmeverlustfrei) bestimmt werden. In dieser Arbeit können aufgrund der ausführlichen Vermessung der IBC-MGT die Modellparameter direkt aus den Messdaten ermittelt werden. Diese werden im Folgenden vorgestellt.

4.1.1. Druckverluste

Zur Festlegung der Modellparameter der einzelnen Druckverluste wurden die Druckverluste aus den Messdaten für jede einzelne Komponente bestimmt und über alle Betriebspunkte und Messreihen gemittelt. Anschließend wurde überprüft, welche Vereinfachung der Darcy-Weisbach Gleichung diesen Mittelwert am genauesten wiedergibt (siehe Tabelle 4.1). Die Modellierung des Druckverlusts relativ zum Einlassdruck nach Gleichung (2.41) erfolgt für die Luftseite des Rekuperators, da am luftseitigen Rekuperatoreinlass die Temperatur, der Druck und die Gaszusammensetzung nahezu konstant sind. Für alle anderen Komponenten werden die Druckverluste am genauesten durch Gleichung (2.42) wiedergeben, welche den Druckver-

lust als Funktion der Dichte und des Volumenstroms beschreibt. Die Modellparameter für die Druckverluste der einzelnen Komponenten sind in Tabelle 4.1 angegeben.

4.1.2. Wärmeverluste und Wärmeströme

Für die Simulationsrechnungen werden die Wärmeverluste analog zur Messdatenauswertung der Brennkammer, der Turbine, dem Rekuperator und dem Verbindungsrohr zwischen Turbine und Rekuperator (Rohr 1) angerechnet. Die Brennkammer und die Turbine sind in der MGT unmittelbar miteinander verbunden und gemeinsam isoliert. Für die Auswertung der Messdaten bezüglich der Wärmeverluste werden daher die beiden Komponenten als eine Einheit betrachtet und der Brennkammer zugeschrieben. Dies wird ebenfalls im Simulator so hinterlegt. Im Experiment zeigte sich, dass die Wärmeverluste kaum über die Drehzahl variieren (siehe Abbildung 3.13). Somit werden die berechneten Wärmeverluste aus den Messwerten für Brennkammer, Rekuperator und Rohr 1 über alle Betriebspunkte und Messreihen gemittelt und jeweils als Konstante für die Modellparameterberechnung eingesetzt.

In den Simulationsmodellen werden die Wärmeverluste auf die Umgebungstemperatur bezogen. Diese wird auf 293,15 K festgelegt, da dies der mittleren Labortemperatur über alle Messtage entspricht. Die Parameterbestimmung wird im Folgenden näher beschrieben.

Rohr 1:

Durch die Wärmeverluste weisen die gemessenen Temperaturen am Ein- und Auslass von Rohr 1 eine Differenz von 5 – 8 K auf. Diese Temperaturdifferenz wird am genauesten durch die Modellierung proportional zur Temperaturdifferenz zwischen Rohreinlass und der Umgebungstemperatur nach Gleichung (2.46) wiedergegeben. Der Parameter $\gamma_{\Delta T_{\text{Rohr 1}}}$ wird direkt aus den Messdaten bestimmt und ergibt sich zu 0,006852 K/K.

Rekuperator:

Im Simulator werden die Wärmeverluste des Rekuperators durch die Vorgabe einer Wärmedifferenz pro Temperaturdifferenz nach Gleichung (2.45) berücksichtigt. Dabei werden für die Wärmedifferenz $\Delta\dot{Q}$ die gemessenen Wärmeverluste und für T_{ein} die abgasseitige Rekuperatoreinlasstemperatur eingesetzt. Der Parameter $\gamma_{\Delta\dot{Q}_{\text{Rek}}}$ wird so gewählt, dass die Simulationsrechnungen die gemessene abgasseitige Rekuperatorauslasstemperatur trifft. Er ergibt sich zu $\gamma_{\Delta\dot{Q}_{\text{Rek}}} = 0,032$.

Brennkammer:

Die Wärmeverluste an der Brennkammer werden ebenfalls über die Vorgabe einer Wärmedifferenz pro Temperaturdifferenz nach Gleichung (2.45) berechnet. Dabei entspricht $\Delta\dot{Q}_{\text{Verl,BK,ges}}$ den berechneten Wärmeverlusten (siehe Kapitel 3.2.6). T_{ein} ist die gemessene

Brennkammereinlasstemperatur. Der daraus berechnete Parameter $\gamma_{\Delta\dot{Q}_{BK}}$ ergibt sich zu 3 W/K.

4.1.3. Weitere Modellparameter

Wärmetauscher

Die Effizienzen des Rekuperators und Wasserwärmeübertragers variieren im Experiment kaum über die Drehzahl. Daher können sie vereinfacht im Simulator drehzahlunabhängig hinterlegt werden. Gemittelt über alle Messreihen und Drehzahlen ergeben sich diese zu $\eta_{\text{Rek}} = 90,7\%$ und $\eta_{\text{WWT}} = 97,8\%$.

Turbokomponenten

Für die Turbokomponenten liegen vom Hersteller keine Kennfelder vor. Infolgedessen werden die Kenngrößen der Turbokomponenten für jeden Betriebspunkt über alle Messpunkte gemittelt und direkt im Simulator hinterlegt. Für die Simulationsrechnungen eines Betriebspunkts (Drehzahl) werden als Randbedingungen der Massenstrom, die Wirkungsgrade und das Druckverhältnis des Verdichters vorgegeben. Das Druckverhältnis der Turbine resultiert aus den Druckverlusten und aus dem Verdichterdruckverhältnis. Die Werte sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Mechanische Verluste

Die Berücksichtigung der mechanischen Verluste zur Ermittlung der tatsächlich generierten elektrischen Leistung erfolgt über Gleichung (2.48). Für den Term $(a \cdot N + b)$ werden die experimentell ermittelten Lagerverluste herangezogen. Die Parameter c und d stammen vom Hersteller. Parameter e wird aus den Messdaten ermittelt. Ausgehend von Gleichung (2.48) ergibt sich somit zu:

$$P_{\text{el,netto}} = (P_{\text{Welle}} - (0,004 \text{ W min} \cdot N - 54,97 \text{ W})) \cdot 0,91 \cdot 0,91 - 148 \text{ W}. \quad (4.1)$$

4.1.4. Übersicht der Modellparameter

Die Zusammensetzung des Brennstoffs stammt aus den Messdaten. Für die Luft wird die Zusammensetzung von trockener Luft herangezogen. Für die Lufttemperatur und den Luftdruck wurden ebenfalls die über alle Messreihen gemittelte Messdaten eingesetzt. Eine Zusammenfassung der Modellparameter für die Parametrisierung des Modells sowie der Randbedingungen für die Simulation sind in der folgenden Tabelle gegeben:

Tabelle 4.1.: Die aus allen Messreihen abgeleiteten Modellparameter und Randbedingungen für die Simulation.

Komponente	Typ	Wert	Einheit
Einlass-Rohr	$dp_{rel,\rho}\dot{V}^2$	$9,22 \cdot 10^5$	$[\frac{1}{m^4}]$
Rekuperator, luftseitig	$dp_{rel,p}$	2,22	[%]
Brennkammer	$dp_{rel,\rho}\dot{V}^2$	$2,92 \cdot 10^6$	$[\frac{1}{m^4}]$
Rekuperator, abgasseitig	$dp_{rel,\rho}\dot{V}^2$	$6,41 \cdot 10^5$	$[\frac{1}{m^4}]$
Wasserwärmeübertrager	$dp_{rel,\rho}\dot{V}^2$	$1,85 \cdot 10^5$	$[\frac{1}{m^4}]$
Rohr 2 (WWT → Verdichter)	$dp_{rel,\rho}\dot{V}^2$	$1,57 \cdot 10^6$	$[\frac{1}{m^4}]$
Auslass-Rohr	$dp_{rel,\rho}\dot{V}^2$	$1,76 \cdot 10^6$	$[\frac{1}{m^4}]$
Brennkammer	$\gamma_{\Delta\dot{Q}_{BK}}$	3,0	$[\frac{W}{K}]$
Rohr 1 (Turbine → Rekuperator)	$\gamma_{\Delta T_{Rohr\ 1}}$	$6,8 \cdot 10^{-3}$	$[\frac{K}{K}]$
Rekuperator	$\gamma_{\Delta\dot{Q}_{Rek}}$	0,032	$[\frac{W}{K}]$
Rekuperator	η_{Rek}	90,7	[%]
Wasserwärmeübertrager	η_{WWT}	97,8	[%]
Druckverhältnis Verdichter	Π_{Verd}	1,9 – 2,8	[-]
Wirkungsgrad Verdichter	η_{Verd}	71,7 – 69,4	[%]
Wirkungsgrad Turbine	η_{Turb}	67,4 – 66,9	[%]
Umgebungstemperatur	T_{Umg}	288	[K]
Umgebungsdruck	p_{Umg}	0,96	[bar]
Luftzusammensetzung	-	Iso-Air	[-]
Relative Luftfeuchte	$\phi_{rel,Umg}$	60	[%]
Rücklauftemperatur des Wassers	T_{RL}	289	[K]
Vorlauftemperatur des Wassers	T_{VL}	293	[K]
Heizwert	$H_{i,Erdgas}$	48	[MJ/kg]
Brennstofftemperatur	$T_{Br,ein}$	304	[K]
Turbinenauslasstemperatur	TOT	1073	[K]

4.2. Validierungsergebnisse

Zur Beurteilung der Simulationsgüte werden einzelne Messreihen mit dem parametrisierten Modell nachgerechnet und die Simulationsdaten mit den Messdaten verglichen. Die Abweichung zwischen den Messdaten und den Simulationsdaten liegen für alle Messreihen in der selben Größenordnung. Daher werden die Validierungsergebnisse für eine Messreihe (MR1) detailliert vorgestellt und die maximale Abweichung zwischen den Mess- und Simulationsdaten über alle Messreihen mit angegeben.

Für das Nachrechnen einer Messreihe im Prozesssimulator werden neben der Drehzahl die Luft- und Brennstoffbedingungen sowie die Kühlwassertemperaturen des jeweiligen Messtags vorgegeben. Die Vorgabe der Drehzahl selbst erfolgt indirekt durch die Vorgabe der Eigenschaften der Turbokomponenten (Π , η_{TK}) für den jeweiligen Betriebspunkt.

Neben den absoluten Abweichungen werden auch die relativen Abweichung zwischen Simulations- und Messdaten betrachtet, welche wie gefolgt ermittelt werden:

$$\delta_T = \left(\frac{T_{\text{Mess}}}{T_{\text{Sim}}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad \delta_p = \left(\frac{p_{\text{Mess}}}{p_{\text{Sim}}} - 1 \right) \cdot 100\%. \quad (4.2)$$

Abbildung 4.1 zeigt beispielhaft für einen Volllastpunkt (240 krpm) und Abbildung 4.2 für einen Teillastpunkt (180 krpm) die Abweichung zwischen Messung und Simulation für die Temperatur- und Druckwerte an den einzelnen Komponenten im System. Die relativen Abweichungen sind in Prozent gegeben. Die Symbole repräsentieren die Messwerte und die Linien die simulierten Verläufe.

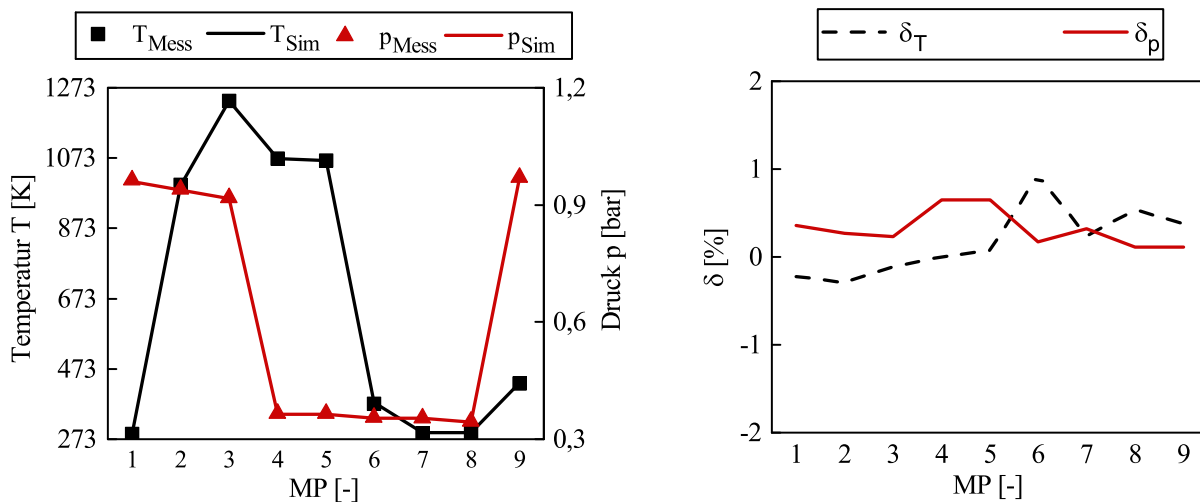


Abbildung 4.1.: Validierung des Druck- und Temperaturverlaufs über die gesamte Anlage für den Volllastfall im stationären Betrieb, basiert auf [2]. Die Messpositionen sind Abbildung 3.4 zu entnehmen.

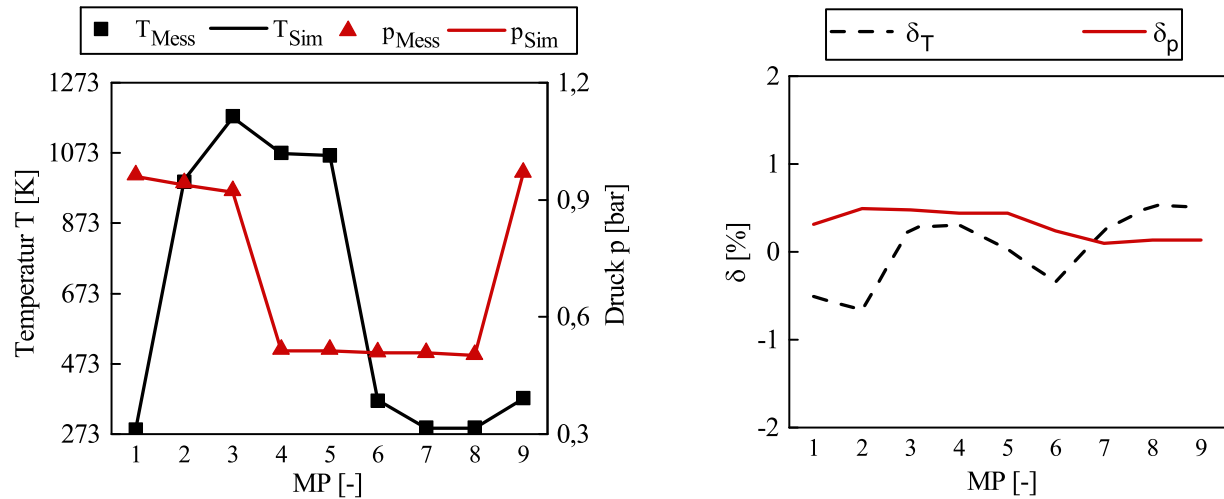


Abbildung 4.2.: Validierung des Druck- und Temperaturverlaufs über die gesamte Anlage für den untersten Teillastfall im stationären Betrieb, basiert auf [2]. Die Messpositionen sind Abbildung 3.4 zu entnehmen.

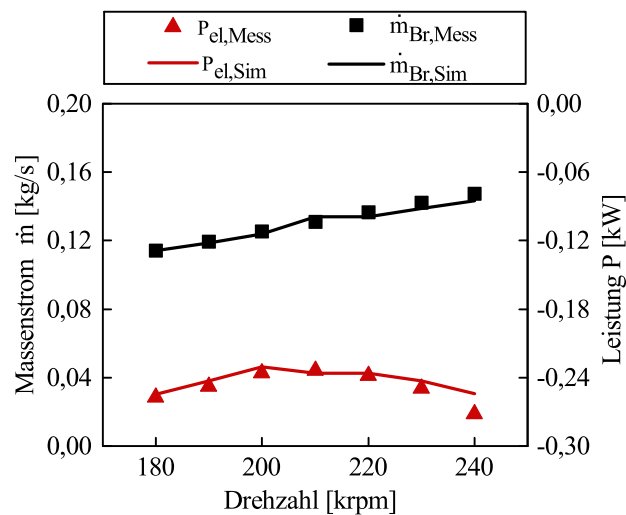


Abbildung 4.3.: Validierung des Brennstoffmassenstroms und der elektrischen Leistung für alle Betriebspunkte, basiert auf [2].

Für die Simulationen wird als Druckrandbedingung am MGT-Einlass der Umgebungsdruck der jeweiligen Messreihe vorgegeben. Aus dem Umgebungsdruck und dem Druckverlust der ersten Systemkomponente (MGT-Einlass) wird der Auslassdruck dieser Komponente berechnet, welcher dem Einlassdruck der nächst liegenden Komponente entspricht. Die simulierten Drücke am Ein- und Auslass jeder Komponente sind abhängig von der Güte des Druckverlustmodells und der Modellparameter. Die Abweichung zwischen den Simulationsergebnissen und den Messdaten summieren sich über den Strömungspfad der MGT auf. Je nach Vorzeichen der Abweichung können sich diese auch ausgleichen.

Die maximale relative Abweichung der Druckwerte für die Betriebspunkte der MR1 beträgt 0,65 % bei Volllast und 0,5 % bei Teillast. Das entspricht einer absoluten Abweichung von

$\Delta p_{\text{Vollast}} = 2,4 \text{ mbar}$ und $\Delta p_{\text{Teillast}} = 4,6 \text{ mbar}$.

Für die Temperaturwerte der MR 1 liegt die relative Abweichung bei Vollast unter 0,94 % und bei Teillast, unterhalb von 0,7 %. Das entspricht einer absoluten Abweichung von $\Delta T_{\text{Vollast}} = 3,5 \text{ K}$ und $\Delta T_{\text{Teillast}} = 6,6 \text{ K}$.

In der Simulation führen Wärmeverluste in der MGT zu einem erhöhten Brennstoffbedarf. Die Abweichung zwischen den gemessenen und den simulierten Brennstoffmassenströmen hängt zum einen von den verwendeten Korrelationen zur Berücksichtigung der Wärmeverluste im Simulator ab. Zum anderen hängt die Abweichung von der Güte der aus den Messdaten berechneten Wärmeverluste ab. Ein Vergleich der resultierenden Brennstoffmassenströme ist für den gesamten Betriebsbereich in Abbildung 4.3 gegeben. Hier zeigt sich eine maximale relative Abweichung von 2,8 %. Das entspricht einem Absolutwert von 0,004 g/s. Für die elektrische Leistung beträgt die maximale Abweichung 6,7 % bei 240 krpm. Absolut entspricht das einer Abweichung von 18 W.

Die maximale Abweichung zwischen den Mess- und Simulationsdaten über alle Messreihen beträgt für die Temperaturen 2,3 %, für den Druck 1,4 %, für die elektrische Leistung 57 W und für den Brennstoffmassenstrom 3 %. Das IBC-MGT-Modell ist somit ausreichend detailliert, um es für die weiteren Untersuchungen einzusetzen.

4.3. Potential- und Sensitivitätsanalyse

Tabelle 4.2.: Randbedingungen der Sensitivitätsanalyse.

Komponente	Formelzeichen	Wert	Einheit
Umgebungstemperatur	T_{Umg}	288	[K]
Umgebungsdruck	p_{Umg}	1,01325	[bar]
Luftzusammensetzung	-	Iso-Air	[-]
Relative Luftfeuchte	$\phi_{\text{rel,Umg}}$	60	[%]
Rücklauftemperatur des Wassers	T_{RL}	303	[K]
Vorlauftemperatur des Wassers	T_{VL}	313	[K]
Turbinenauslasstemperatur	TOT	1073	[K]

In den folgenden Parameterstudien wird die Sensitivität des Systems gegenüber einer Änderung einzelner Komponentenkenngößen näher untersucht. Dafür wird der parametrisierte und validierte Simulator eingesetzt. Die Randbedingungen für die Sensitivitätsanalyse sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Als Umgebungsbedingungen werden die ISO-Standardwerte verwendet. Die Kühlwassertemperaturen, also die Vor- und Rücklauftemperaturen, sind abhängig vom

Gebäudezustand, den Witterungsbedingungen und der Heizungsart. Die Differenz von Vor- und Rücklauftemperatur, die sogenannte Spreiztemperatur, ist abhängig von der Art des Heizkörpers. Üblich sind Spreizungen von 20 K, wobei der Trend zu kleineren Spreizungen geht [35]. Für die Sensitivitätsanalyse werden beispielhaft die Werte für eine Fußbodenheizung herangezogen. Die Vorlauftemperatur beträgt 313 K und die Temperaturspreizung wird auf 10 K festgelegt [35, 115]. Alle anderen hinterlegten Modellparameter entsprechen den Werten aus Tabelle 4.1. Die hier vorgestellten Ergebnisse beziehen sich auf den Volllastpunkt (240 krpm) und auf die experimentell untersuchte IBC-MGT-Konfiguration aus Abbildung 3.4. In den einzelnen Parameterstudien werden jeweils nur die beschriebenen Parameter angepasst.

4.3.1. Mechanische Verluste

Aus den Messdaten kann abgeleitet werden, dass die mechanischen Verluste in Relation zur angestrebten elektrischen Leistung der MGT von 1 kW hoch sind. Die Lagerverluste machen etwa 80 % der gemessenen mechanischen Verluste aus. Somit liegt der Fokus der folgenden Betrachtungen auf den Lagerverlusten. Die Lagerverluste sind abhängig von der Lagertechnologie und der Anwendung. Wie bereits in Abschnitt 2.2 beschrieben, haben hydrodynamische Gleitlager deutlich höhere Reibungsverluste als Magnet- oder Luftlager [93]. Eine Einschätzung der Luftlagerverluste erfolgte zusammen mit dem Luftlagerhersteller Celeroton. Sie basiert auf Daten für Turbokompressoren in ähnlichen Leistungs- und Drehzahlbereichen aus deren Produktportfolio. Hier zeigte sich, dass eine Verlustleistung der Luftlager für diesen Anwendungsfall in Höhe von 200 W möglich sind [129]. Die Verlustleistung von Magnetlagern liegt sogar bei nur 5 – 20 % des Werts konventioneller Lager [94, 100]. In Bezug auf die gemessenen Lagerverluste der IBC-MGT entspricht dies Werten von 45 – 180 W. Infolgedessen werden für die Sensitivitätsanalyse die Lagerverluste zwischen 100 und 900 W (Ist-Zustand) variiert. Die Wirkungsgrade des Generators und der Leistungselektronik sowie der Energiebedarf für die Hilfsaggregate bleiben unverändert.

Abbildung 4.4 zeigt den elektrischen Wirkungsgrad und die elektrische Leistung in Abhängigkeit der Lagerverluste. Als Vergleich ist der gemessene Ist-Zustand der IBC-MGT im Volllastfall eingezeichnet (grüner Punkt). Bei einer Reduktion der Lagerverluste um 800 W und gleichbleibender Drehzahl steigt η_{el} linear um etwa 9 %-Punkte an. Die mechanischen Verluste reduzieren die elektrische Leistung an der Welle. Folglich haben sie keinen Einfluss auf die Brennstoff- und thermische Leistung der MGT und den thermodynamischen Kreislauf (siehe auch Abschnitt 2.3.3). Eine alleinige Reduktion der Lagerverluste reicht also nicht aus, die angestrebte Leistung von 1 kW_{el} zu erzielen. Motoren und Generatoren in dieser Leistungsklasse und in diesem Drehzahlbereich können nach dem aktuellen Stand der Technik Wirkungsgrade von bis zu 93 % erreichen [74, 129]. Eine Erhöhung der Wirkungsgrade der Leistungselektronik und des Generators vom Ist-Zustand auf $\eta_{GE} = \eta_{LE} = 93 %$ bei einer Wellenleistung von 1 kW (nach Abzug der Lagerverluste) führt zu einem Anstieg

der elektrischen Leistung um etwa 40 W. Das entspricht einer Zunahme des elektrischen Wirkungsgrads der MGT von etwa 1 %-Punkt.

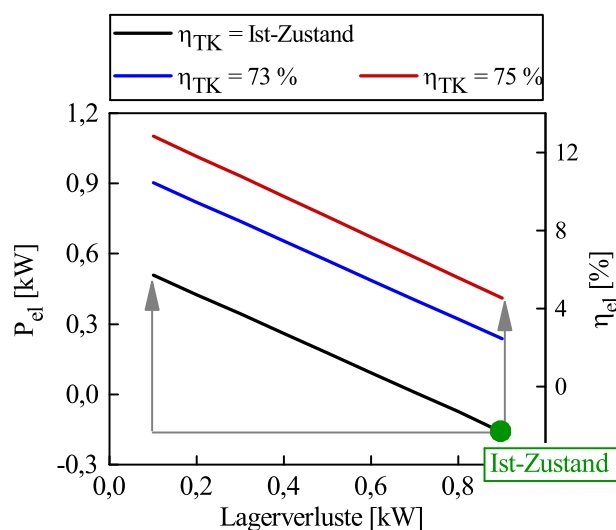


Abbildung 4.4.: Elektrische Leistung und elektrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von den Lagerverlusten und den Turbokomponentenwirkungsgraden.

4.3.2. Turbokomponenten

Im Vergleich zu den mechanischen Verlusten ist der Einfluss der Turbokomponenteneigenschaften (Wirkungsgrad, Massenstrom, Druckverhältnis) auf den thermodynamischen Kreislauf der MGT komplex und vielfältig. Wird zum Beispiel das Druckverhältnis der Turbokomponenten reduziert, nimmt die elektrische Leistung der MGT ab. Um dennoch dieselbe Zielleistung zu erreichen, kann entsprechend der Massenstrom angehoben werden. Der Massenstrom und das Druckverhältnis haben ihrerseits Einfluss auf den Volumenstrom und die Druckverluste der einzelnen Systemkomponenten. Folglich ist eine iterative Abstimmung zwischen den Anforderungen an die Turbokomponenten, resultierend aus der Prozesssimulation und der Umsetzbarkeit in der Rad-Auslegung, notwendig.

Für die Sensitivitätsanalyse wird vereinfacht nur der Einfluss der Turbokomponentenwirkungsgrade betrachtet. Der Einfluss des Massenstroms und des Druckverhältnisses werden im Rahmen der Anforderungsermittlung gezeigt.

Die Turbokomponenten der EnerTwin stammen aus dem Turboladerbereich. Typische Wirkungsgrade, die bei ähnlichen Bedingungen (Temperatur, Radgröße) und Anwendungsbereiche erreicht werden können, liegen bei der Turbine zwischen 58 – 75 %. Für den Verdichter sind Werte bis zu 78 % möglich [22]. Die Wirkungsgrade der aktuellen Turbokomponenten liegen im mittleren Segment dieses Wertebereichs und weisen somit ein Optimierungspotential auf. Für die Sensitivitätsanalyse wird der Wertebereich zwischen dem Ist-Zustand der IBC-MGT und $\eta_{\text{Verd,Soll}} = \eta_{\text{Turb,Soll}} = 75\%$ betrachtet.

Abbildung 4.4 zeigt den Einfluss der η_{TK} -Variation auf die elektrische Leistung und den elek-

trischen Wirkungsgrad. Der Massenstrom und das Druckverhältnis des Verdichters wurden aus den experimentellen Daten übernommen. Bei einer Optimierung der Wirkungsgrade beider Räder (angedeutet durch den rechten grauen Pfeil), steigt die elektrische Leistung um etwa 600 W und der elektrische Wirkungsgrad um etwa 7 %-Punkte an (siehe Abbildung 4.4). Ferner werden die Auswirkungen einer Anhebung der Turbokomponentenwirkungsgrade auf die thermische Leistung der IBC-MGT analysiert. Durch den Anstieg von η_{TK} vom Ist-Zustand auf 75 % generiert die Turbine mehr Leistung. Bei konstanter TOT führt das zu einem Anstieg der TIT um etwa 30 K. Infolgedessen nimmt die zugeführte Brennstoffleistung um 500 W zu und es resultiert ein leichter Abfall der thermischen Effizienz (< 1 %-Punkt). Der Gesamtnutzungsgrad steigt dennoch an.

Eine Änderung der η_{TK} hat aufgrund der konstanten TOT und den zwischen der Turbine und dem Verdichter geschalteten Wärmeübertrager keine Auswirkungen auf die Verdichtereinlasstemperatur. Mit konstanter Einlasstemperatur und steigendem Verdichtewirkungsgrad sinkt die Verdichterauslasstemperatur um 13 K. Somit sinkt die im Abgas gebundene Wärmemenge um etwa 200 W. Die Wärmemenge könnte in einer optimierten IBC-MGT an dieser Stelle durch einen zweiten WWT aus der MGT ausgekoppelt werden.

In Abbildung 4.4 ist die gleichzeitige Optimierung der Turbokomponenten und der Lagerverluste dargestellt (rote Kurve). Die MGT weist bei 100 W Lagerverlusten und einem $\eta_{TK} = 75$ % einen elektrischen Wirkungsgrad von 14 % und eine elektrische Leistung von 1100 W auf; sie liegt somit sehr nah an dem angestrebten Entwicklungsziel.

Zur Demonstration weiterer Optimierungen in der Sensitivitätsbetrachtung werden beispielhaft die Verluste von Luftlagern (200 W) so festgelegt, dass die IBC-MGT eine positive elektrische Leistung hat. Die Wirkungsgrade der Turbokomponenten entsprechen weiterhin den Werten aus der Parametrisierung des Simulators ($\eta_{Verd} = 69,4$ % und $\eta_{Turb} = 66,9$ %).

4.3.3. Rekuperator

Der Wirkungsgrad des Rekuperators im inversen Betrieb ist vergleichbar zu gängigen MGT-Rekuperatoren in diesem Temperaturbereich [1, 43, 57, 118] und liegt sogar etwas höher. Der Wirkungsgrad des Plattenwärmeübertragers kann durch die Anzahl der Wärmeübertragungsplatten beeinflusst werden (siehe Abbildung 3.2). Infolgedessen ändern sich neben dem Wirkungsgrad das Bauvolumen, die Bauteilkosten sowie die Wärme- und Druckverluste des Rekuperators. Basierend auf numerischen Abschätzungen von Hiflux Ltd kann durch eine Verdopplung der Anzahl der Wärmeübertragungsplatten der Wirkungsgrad im IBC vom Ist-Zustand auf 95 % erhöht werden [11]. Dabei sinken die Druckverluste auf ein Drittel des Ist-Zustands ab. Allerdings verdoppelt sich auch das Bauvolumen, was einen erheblichen Einfluss auf die Bauteilkosten hat und sich negativ auf die Wärmeverluste auswirkt. Die Wirtschaftlichkeit der IBC-MGT ist ein wichtiger Aspekt und wird im Rahmen der Bewertungsmatrix näher betrachtet. Daher wird in den Parameterstudien auch eine Reduktion der Effizienz auf bis zu 85 % und somit der Bauteilgröße untersucht.

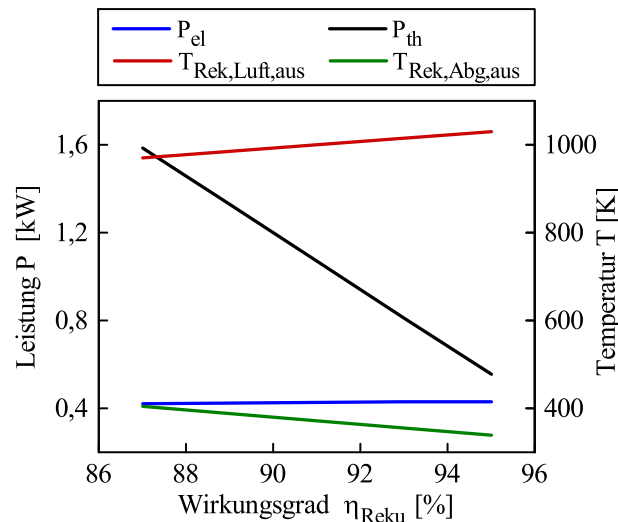


Abbildung 4.5.: Elektrische und thermische Leistung sowie die Auslasstemperaturen des Rekuperators in Abhängigkeit des Rekuperatorwirkungsgrads.

In den folgenden Betrachtungen wird η_{Rek} in ± 1 %-Punkt-Schritten vom Ist-Wert (91 %) variiert. Um ausschließlich den Einfluss der Rekuperatoreffizienz auf den thermodynamischen Kreislauf und die Leistung der IBC-MGT zu untersuchen, wird eine Variation der Druck- und Wärmeverluste gesondert betrachtet. In Abbildung 4.5 sind die elektrische und thermische Leistung der IBC-MGT sowie die luft- und abgasseitige Auslasstemperatur des Rekuperators in Abhängigkeit der Rekuperatoreffizienz dargestellt. Mit zunehmendem η_{Rek} zeigt sich ein Anstieg des elektrischen Wirkungsgrads um 1,5 %-Punkte bezogen auf den Ist-Zustand, was nur wenigen Watt an elektrischer Leistung entspricht. Dagegen verhält es sich mit der thermischen Leistung gegenläufig. Diese nimmt bei einer Steigerung von η_{Rek} vom Ist-Zustand auf 95 % um etwa 500 W ab. Das entspricht einer Reduktion des thermischen Wirkungsgrads von $\Delta\eta_{\text{th}} = 7$ %-Punkte. Entsprechend führt eine Reduktion von η_{Rek} um 4 %-Punkte zu einer Zunahme der thermischen Leistung der MGT um etwa 500 W. Infolge der effizienteren Wärmeübertragung im Rekuperator steigt die Brennkammereinlasstemperatur ($T_{\text{Rek,Luft,aus}}$). Dadurch ist weniger Brennstoffleistung notwendig, um das System auf dieselbe TOT zu bringen. Gleichzeitig führt dies zu einer Senkung der abgasseitigen Rekuperatorauslasstemperatur (siehe Abbildung 4.5), die mit einer Abnahme der im Abgas gebundenen Wärmemenge einhergeht. Somit nimmt die aus dem WWT entkoppelbare thermische Nutzleistung ab. Der Rekuperatorwirkungsgrad kann in der Auslegung also dazu genutzt werden, die thermische Leistung der MGT an den Anwendungsfall anzupassen. Eine alleinige Optimierung von η_{Rek} und den Lagerverlusten reicht nicht aus, um das Entwicklungsziel zu erreichen.

4.3.4. Druckverluste

Die Druckverluste beeinflussen den Eingangsdruck und den Gegendruck an den Turbokomponenten und haben direkten Einfluss auf die elektrische Leistung der MGT. Ferner führt eine Änderung der Druckverluste im System zu einer Verschiebung des Betriebspunktes der

Turbokomponenten im Kennfeld und folglich zu anderen Wirkungsgraden. Dieser Einfluss sollte bei einer Optimierung der Druckverluste und Turbokomponenten berücksichtigt werden, um sicherzustellen, dass die TK im Optimum betrieben werden. Für die hier durchgeführten Sensitivitätsanalysen wird eine Verschiebung des Betriebspunkts im Kennfeld vernachlässigt. Der Einfluss der Druckverluste auf die MGT wird beispielhaft am Rekuperator erläutert, da dieser die Komponente mit dem größten Druckverlust ist. Das Optimierungspotential der Druckverluste einzelner Verbindungselemente ist vergleichsweise gering und wird hier nicht näher untersucht. Außerdem verhält sich der Einfluss für alle Komponenten gleich. In der Parameterstudie werden die Gesamtdruckverluste um jeweils $\pm 10\%$, $\pm 20\%$, $\pm 30\%$, $\pm 40\%$ und $\pm 50\%$ relativ zum Ist-Wert variiert. Wie bereits im Zusammenhang mit η_{Rek} beschrieben, werden die Leistungsdaten auch bei $1/3 \cdot \Delta p_{\text{rel, Ist}}$ berechnet. Dies entspricht dem Druckverlust eines Rekuperators mit doppeltem Bauvolumen.

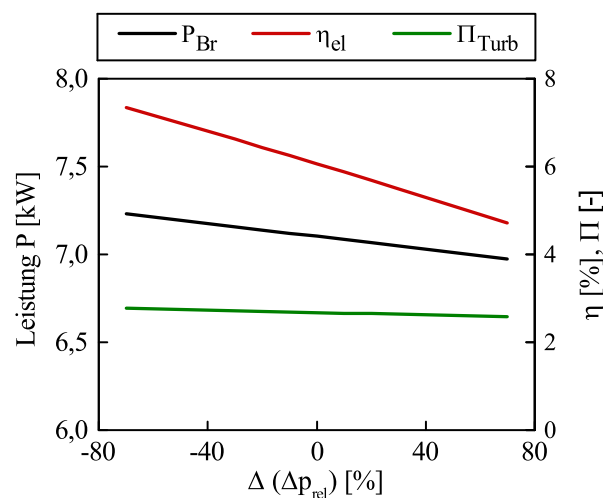


Abbildung 4.6.: Elektrischer Wirkungsgrad und Brennstoffbedarf sowie das Turbinendruckverhältnis der IBC-MGT in Abhängigkeit vom Rekuperatordruckverlust.

In Abbildung 4.6 ist der Einfluss des Druckverlusts auf den elektrischen Wirkungsgrad und auf das Druckverhältnis der Turbine dargestellt. Die Reduktion der Druckverluste des Rekuperators auf etwa ein Drittel des Ist-Werts führt zu einem Anstieg des Turbineneinlassdrucks und somit des Turbinendruckverhältnisses um 4%. Das wirkt sich positiv auf die elektrische Leistung aus, die um 100 W zunimmt. Folglich steigt auch der elektrische Wirkungsgrad um 1,3 %-Punkte. Mit zunehmendem Druckverhältnis der Turbine und konstanter TOT steigt die Einlasstemperatur an der Turbine um etwa 6 K. Folglich nimmt der Brennstoffbedarf zu (etwa 100 W). Die thermische Leistung und der thermische Wirkungsgrad ändern sich bei der Reduktion des Druckverlusts des Rekuperators nur unwesentlich.

4.3.5. Wasserwärmeübertrager und Wasserkreislauf

Die Vor- und Rücklauftemperatur sowie die Effizienz des Wasserwärmeübertragers beeinflussen maßgeblich die Prozessgastemperatur am Verdichtereinlass und folglich P_{el} und η_{el} der

IBC-MGT. Auch die thermische Nutzleistung des Systems hängt davon ab. Daher wird der Einfluss der genannten Größen im Folgenden genauer untersucht.

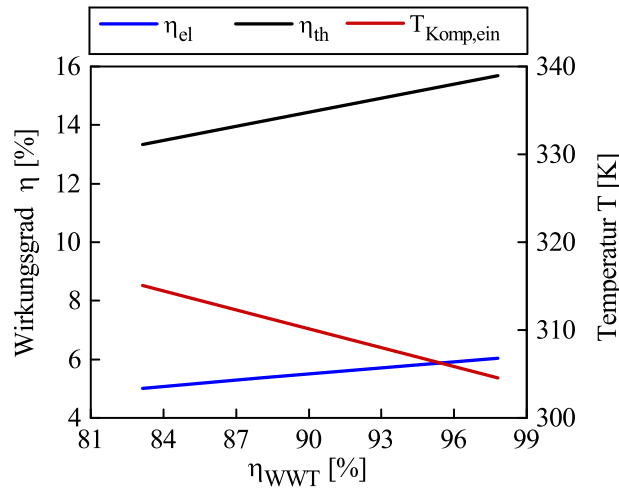


Abbildung 4.7.: Elektrischer und thermischer Wirkungsgrad sowie die Verdichtereinlasstemperatur in Abhängigkeit vom Wasserwärmeübertragerwirkungsgrad.

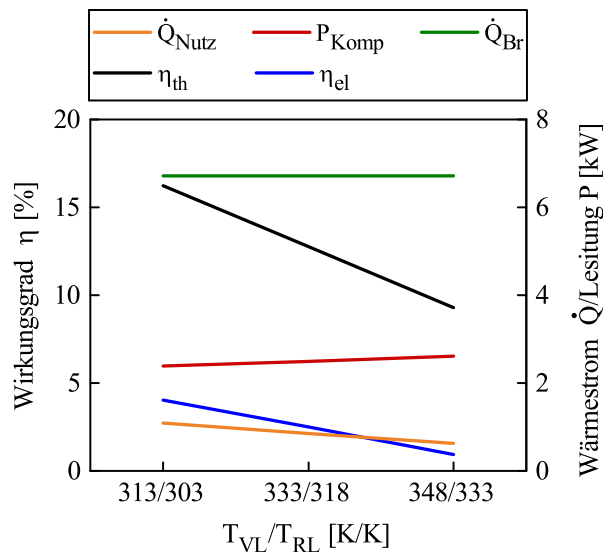


Abbildung 4.8.: Elektrischer und thermischer Wirkungsgrad sowie die Nutz-, Verdichter- und Brennstoffleistung in Abhängigkeit von den Vor- und Rücklaufemperaturen.

Der WWT weist im inversen Betrieb einen hohen Wirkungsgrad von 97,5% auf. In der Sensitivitätsanalyse wird daher der Einfluss kleinerer Wirkungsgrade auf die MGT untersucht, um das Potential kleinerer und kostengünstigerer Komponenten zu bewerten. Die Reduktion des Wirkungsgrads erfolgt um 5 %-Punkte ($\eta_{\text{WWT}} = 93\%$), 10 %-Punkte ($\eta_{\text{WWT}} = 88\%$), und 15 %-Punkte ($\eta_{\text{WWT}} = 83\%$) relativ zum Ist-Wert.

In Abbildung 4.7 sind der elektrische und der thermische Wirkungsgrad der MGT sowie die Verdichtereinlasstemperatur in Abhängigkeit der Wasserwärmeübertragereffizienz aufgetragen. Bei einer Reduktion von η_{WWT} um 15 %-Punkte nimmt der elektrische Wirkungsgrad

der MGT um 1 %-Punkt und die elektrische Leistung um 70 W ab. Dies ist auf eine Zunahme der Verdichtereinlasstemperatur um 10 K zurückzuführen. Durch die schlechtere Wärmeübertragung vom Prozessgas auf das Kühlwasser sinkt die thermische Leistung um 170 W und der thermische Wirkungsgrad um 2 %-Punkte.

Als nächstes wird der Einfluss verschiedener Vor- und Rücklauftemperaturen auf die IBC-MGT untersucht. Hierzu werden beispielhaft die Temperaturen (T_{VL}/T_{RL}) eines Gebäudes mit Fußbodenheizung (313 K/303 K), eines mit Brennwertsystem (333 K/318 K) und eines Altbaus mit Heizkörpern (348 K/333 K) betrachtet [115]. In Abbildung 4.8 sind der elektrische und der thermische Wirkungsgrad sowie die Nutz-, Verdichter- und Brennstoffleistung in Abhängigkeit der Vor- und Rücklauftemperaturen aufgetragen. Durch die Änderung der Wassertemperatur ändert sich weder der Luft- noch der Brennstoffmassenstrom. Die Brennstoffleistung bleibt somit konstant. Allerdings nimmt der Wassermassenstrom bei einer Anhebung der Vor- und Rücklauftemperaturen von 313 K/303 K auf 348 K/333 K um 43 % ab. Somit wird dem Abgas durch das Wasser weniger Wärme entzogen. Folglich sinkt zum einen die thermische Nutzleistung der IBC-MGT von 1,1 kW auf 0,6 kW sowie der thermische Wirkungsgrad um 7 %-Punkte ab. Zum anderen steigt die Austrittstemperatur aus dem WWT, welche gleichzeitig die Verdichtereinlasstemperatur ist. Daher benötigt der Verdichter eine höhere Leistung, um das Abgas auf Umgebungsdruck zu komprimieren, was zu einer Abnahme der elektrischen Leistung um etwa 200 W und des elektrischen Wirkungsgrads um 3 %-Punkte führt.

4.3.6. Wärmeverluste

Die thermische Leistung der MGT wird maßgeblich von den thermischen Verlusten, dem Rekuperator (siehe Abbildung 4.5) und dem Wasserwärmeübertrager (siehe Abbildung 4.7) beeinflusst. Die Isolierung am Prüfstand ist aufgrund der zusätzlich angebrachten Messtechnik beeinträchtigt und nicht optimal. Daher stellen die aktuellen Wärmeverluste ein *worst case* dar. Um das maximal mögliche Potential im Idealzustand aufzuzeigen, werden in der Sensitivitätsanalyse die Wärmeverluste von 0 W bis zum Ist-Zustand betrachtet.

Wie bereits beschrieben, werden für eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse in den Sensitivitätsanalysen ISO-Standardwerte für die Luftbedingungen herangezogen. Das wirkt sich auf die Wärmeverluste aus, da diese in Abhängigkeit der Prozessgastemperatur berechnet werden. Somit betragen die Wärmeverluste hier 2500 W im Volllastpunkt und weichen von den Messdaten ab (siehe Abschnitt 3.2.6).

In Abbildung 4.9 ist der Einfluss der Wärmeverluste auf den thermischen und elektrischen Wirkungsgrad sowie den Brennstoffbedarf und der thermischen Leistung der MGT dargestellt. Wie zu erwarten, fällt durch die Reduktion der Wärmeverluste der Brennstoffbedarf der MGT um bis zu 35 % ab. Das führt zu einem Anstieg des thermischen Wirkungsgrads um 10 %-Punkte. Zudem steigt der elektrische Wirkungsgrad ebenfalls um 3 %-Punkte an. Durch die Reduktion der Wärmeverluste am Rekuperator erhöht sich die Auslasstemperatur

des Rekuperators abgasseitig um 8 K und luftseitig um 5 K. Infolgedessen steigt auch die thermische Nutzleistung der MGT um 100 W an.

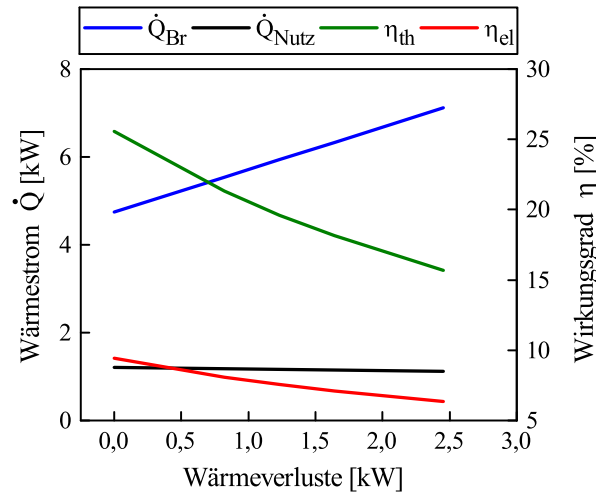


Abbildung 4.9.: Einfluss der Gesamtwärmeverluste auf die thermische Leistung, den Brennstoffbedarf und den elektrischen und thermischen Wirkungsgrad.

4.3.7. Vergleich und Bewertung der Sensitivitäten

Tabelle 4.3.: Definition der Bewertungsskala für die einzelnen Bewertungskriterien.

Zahl	Kosten	techn. Potential, η_{th} , η_{el}
0	0 – 10 T€	kein
1	10 – 50 T€	klein
2	50 – 100 T€	mittel
3	>100 T€	hoch

Im Folgenden werden der Einfluss der einzelnen Komponentenoptimierungen auf die Zielparameter der Entwicklung miteinander verglichen und bewertet. Als Bewertungskriterien werden der Einfluss auf den thermischen und elektrischen Wirkungsgrad und das technische Potential der einzelnen Komponenten betrachtet. Des Weiteren wird zur Vervollständigung der Bewertung der Einfluss der Komponenten auf den späteren Produktpreis sowie der Einfluss der Optimierungen auf mögliche Entwicklungskosten berücksichtigt. Dabei handelt es sich nicht um eine detaillierte Wirtschaftlichkeitsbetrachtung sondern um Abschätzungen. Diese dienen zur Orientierung bei der Festlegung des weiteren Entwicklungsvorgehens. Die Definition der Bewertungsskala ist in Tabelle 4.3 aufgelistet. Sie reicht von 0, kein Einfluss,

bis 3, hoher Einfluss. Die Bewertung basiert auf den Simulations- und Messergebnissen sowie auf der Kommunikation mit verschiedenen Herstellerfirmen (z.B. MTT, Hilflux Ltd, Celeroton AG, AVL Schrick).

Die Vor- und Rücklaufemperatur des Wassers sind abhängig von der Anwendung, also der Gebäude- und Heizungsart, und stellen keine Optimierungsgröße dar. Daher wird ihr Einfluss nicht anhand der Matrix aus Tabelle 4.3 bewertet. Vielmehr geben die durchgeführten Sensitivitätsuntersuchungen Aufschluss darüber, ob die IBC-MGT für die jeweilige Anwendung vorteilhaft ist. Die Ergebnisse zeigen, dass der Betrieb der IBC-MGT bei höheren Vor- und Rücklaufemperaturen, zum Beispiel bei einem schlecht isolierten Gebäude, zu deutlichen Leistungseinbußen führt. Für einen optimalen Betrieb der IBC-MGT als stromerzeugende Heizung sollte eher ein Einsatz mit Tieftemperatur-Heizkörper oder Fußbodenheizung angestrebt werden.

Rekuperator

Im Folgenden wird der Rekuperatorwirkungsgrad bewertet. Der Einfluss auf die thermische Leistung wird hier, im Vergleich zum Einfluss der thermischen Verluste, als mittel bewertet. Dagegen ist der Einfluss auf den elektrischen Wirkungsgrad, im Vergleich zu dem Einfluss der mechanischen Verluste und der Turbokomponenten, als gering einzuschätzen. Das Optimierungspotential des Rekuperators wird als mittel angesehen. Einerseits sind die Kenngrößen des EnerTwin Rekuperators eher besser als andere MGT-Rekuperatoren, die auf dem Markt erhältlich sind. Andererseits können die Kenngrößen des Rekuperators, im Vergleich zu einer Neuentwicklung, mit geringem Aufwand über die Anzahl der Wärmeübertragerplatten angepasst werden. Die Kosten einer Optimierung des Rekuperators werden nach Absprachen mit mehreren Herstellerfirmen mit 1 bewertet. Der Rekuperator wird aus einer hochtemperaturfesten Nickelbasislegierung gefertigt und ist die größte Komponente in der MGT (siehe Abbildung 3.3). Aufgrund der Materialkosten und der speziellen Fertigungsverfahren [59] ist der Rekuperator die teuerste Komponente in der MGT. Daher werden die späteren Produktkosten als hoch angesehen.

Druckverluste

Die Druckverluste in der MGT haben, im Vergleich zu den Turbokomponenten, einen kleinen Einfluss auf die elektrische und thermische Effizienz. Das Potential zur Reduktion der Druckverluste durch eine Vergrößerung der Rekuperatordimensionen wird zunächst als hoch angesehen. Allerdings geht diese Optimierung auch mit höheren Materialkosten und Wärmeverlusten einher. Daher wird das technische Potential einer Optimierung als mittel eingestuft. Der Einfluss einer Druckverlustreduktion auf die Entwicklungs- und Produktkosten verhält sich gleich zum Einfluss einer Wirkungsgradsteigerung des Rekuperators. Daher werden die Bewertungswerte übernommen.

Wärmeverluste

Wie zu erwarten haben, die Wärmeverluste einen großen Einfluss auf die thermische und einen mittleren auf die elektrische Effizienz der MGT. Auch das Optimierungspotential wird als hoch angesehen, da der hier untersuchte IBC-MGT-Versuchsaufbau aufgrund der Instrumentierung nicht optimal isoliert ist. Zudem können Optimierungen hier kostengünstig durchgeführt werden, indem zum Beispiel das Isolationsmaterial durch ein besseres ersetzt, die Dicke der Isolationsschicht angepasst oder die Brennkammer-Turbinen-Behausung zur Isolierung der heißen Bauteile optimiert wird. Die Optimierungskosten hierfür sind vergleichsweise gering. Der Einfluss der Wärmedämmung auf die Kosten eines zukünftigen Produkts werden, im Vergleich zu anderen Systemkomponenten, ebenfalls als gering angesehen.

Wasserwärmeübertrager

Der Einfluss des Wasserwärmeübertragers auf die thermische und elektrische Leistung und die Effizienz der MGT ist mittel. Dagegen wird das Potential des BC-WWTs im inversen Betrieb aufgrund der hohen Güte als gering angesehen. Die Entwicklungskosten eines neuen WWTs fallen im Vergleich zu den Komponenten der Leistungseinheit und basierend auf Gesprächen mit Herstellern klein aus. Ebenso werden die Kosten in einem späteren Produkt als klein geschätzt. Ein Grund liegt darin, dass im Vergleich zum Rekuperator kostengünstige nicht hochtemperaturfeste Materialien verwendet werden können. Außerdem ist die Geometrie des Wasserwärmeübertragers einfacher und somit kostengünstiger zu fertigen.

Turbokomponenten

Der Wirkungsgrad der Turbokomponenten hat großen Einfluss auf die elektrischer Leistung und besitzt im Vergleich zu Literaturwerten auch ein großes Potential. Der Einfluss auf die thermische Effizienz ist, basierend auf den Parameterstudien, eher gering. Bei einer Optimierung der Turbokomponenten besteht die Möglichkeit auf existierende Komponenten aus dem Turboladerbereich zurückgegriffen und diese gegebenenfalls zu modifizieren. Daher liegen die Entwicklungskosten vermutlich in einer ähnlichen Größenordnung wie die des Rekuperators (Matrix-Wert 2). Die Produktkosten werden aus der Affinität zum Turboladerbereich und den damit verbunden hohen Stückzahlen als niedrig angesehen.

Mechanische Verluste

Der Einfluss des Wirkungsgrads des Generators und der Leistungselektronik auf die elektrische Leistung ist groß, da diese proportional zur elektrischen Leistung der MGT sind. Der Wirkungsgrad der bestehenden Komponenten ist im Auslegungspunkt gut [129] und folglich das Potential klein. Die geschätzten Kosten für die Optimierung der letzten %-Punkte im Wirkungsgrad werden als mittel angesehen.

Wie schon in den Parameterstudien angedeutet, haben die Lager durch den Einsatz alternativer verlustarmer Technologien ein hohes Optimierungspotential. Daher wird der Einfluss

auf die elektrische Leistung und das Optimierungspotential als hoch angesehen. Die verschiedenen Technologien werden in Abschnitt 4.4 näher besprochen. Der Einfluss auf zukünftige Produktkosten eines nicht existierenden Produkts ist schwer abzuschätzen. Daher wurde auf Werte ähnlicher, schon bestehender Produkte zurückgegriffen [129]. Die Produktkosten einer verlustarmen Lagertechnologie werden ähnlich hoch wie die Produktkosten des Rekuperators angesehen und somit auch mit 3 bewertet. Die Kosten für eine Optimierung oder auch eine Neuentwicklung der Lager wird aufgrund der Komplexität und hohen Anforderungen an diese (hohen Drehzahlen, Unterdruck, Stabilität, niedrige Reibungsverluste) als hoch angesehen. Die Lagerverluste sowie η_{LE} und η_{GE} nehmen keinen Einfluss auf die thermische Leistung.

Zusammenfassung

Der Einfluss der einzelnen Komponentenoptimierungen auf die Zielparameter der Entwicklung sind in der folgenden Bewertungsmatrix zusammengefasst (Tabelle 4.4). Da die Erzeugung einer ausreichenden elektrischen Leistung und eines ausreichenden elektrischen und thermischen Wirkungsgrads die größten Herausforderungen darstellen, sind die Einzeloptimierungen in der Bewertungsmatrix nach ihrem Einfluss auf diese Größen sortiert. Hierbei zeigt sich schnell, dass die Turbokomponenten, die Lagerverluste und die Wärmeverluste den größten Einfluss und das größte Optimierungspotential haben.

Die Sensitivitätsanalyse ergab, dass sowohl die Turbokomponenten als auch die Lagerung optimiert werden müssen, um das Entwicklungsziel in Bezug auf die elektrische Leistung zu erreichen. Allerdings führt die große wechselseitige Abhängigkeit der Leistungseinheitkomponenten dazu, dass bei der Änderung einer Komponente die Dimensionierung aller weiteren überprüft und gegebenenfalls angepasst werden muss. So führt zum Beispiel die Optimierung der TK zu einer Änderung der Radgrößen, Radmassen und Trägheitsmomenten. Das beeinflusst die Lager- und Rotordimensionierung. Somit muss die Rotordynamik, also die Stabilität des Verbunds gegenüber Resonanzzuständen und Unwuchten, überprüft werden. Dabei kann es rotordynamisch notwendig sein, die Anordnung der Komponenten der Leistungseinheit sowie die Auslegungsdrehzahl anzupassen. Auch die Dimensionierung des Generators muss untersucht werden. Die Optimierung der genannten Komponenten kann daher nur iterativ erfolgen.

In der Konsequenz ist das Hauptergebnis der Sensitivitätsanalyse, dass zur Erreichung des Entwicklungsziels eine Neuauslegung der Leistungseinheit notwendig ist. Ob und welche weiteren Komponenten optimiert werden müssen, resultiert aus der Anforderungsermittlung, die im nächsten Abschnitt diskutiert wird.

Tabelle 4.4.: Bewertungsmatrix zum Einfluss der einzelnen Komponentenoptimierungen.

Komponente	η_{el}	η_{th}	techn. Potential	Entwicklung-€	Produkt-€
$P_{Verl,Lager}$	3	0	3	3	3
η_{TK}	3	1	3	2	1
$\dot{Q}_{Verl,th}$	2	3	3	1	1
η_{GE}, η_{LE}	2	0	1	2	1
η_{WWT}	2	2	1	1	1
η_{Rek}	1	2	2	1	3
Δp_{rel}	1	1	2	1	3

4.4. Systemauslegung und Definition der Anforderungen

Basierend auf den bisherigen Ergebnissen und Erkenntnissen dieser Arbeit wird in der Anforderungsermittlung als erstes die Optimierung der elektrischen Leistung, also der Leistungseinheit, behandelt. Ein weiterer Grund ist, dass die Eigenschaften der Turbokomponenten einen großen Einfluss auf die Systemtemperaturen, -drücke und -performance sowie auf die Lagerdimensionierung haben. Nach Festlegung der Anforderungen an die Komponenten der Leistungseinheit erfolgt die Optimierung der thermischen Leistung sowie die Anforderungsermittlung der weiteren Systemkomponenten.

Die Simulationsrandbedingungen für die Anforderungsermittlung sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Die Modellparameter entsprechen den Werten aus Tabelle 4.1. Allerdings werden die Druckverlustbeiwerte im Simulator für die Betrachtungen in diesem Kapitel aus Stabilitätsgründen relativ zum Einlassdruck der jeweiligen Komponente vorgegeben.

Die Anforderungsermittlung erfolgt drehzahlunabhängig. Die Drehzahl resultiert aus der Detailauslegung und dem Zusammenspiel der Turbokomponenten, der Lagerung und der Rotordynamik.

4.4.1. Mechanische Verluste

Abschnitt 2.2 fungiert als Basis für die nachfolgende Diskussion und für die Auswahl eines geeigneten Lagerkonzepts zur Optimierung der IBC-MGT.

Aus den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung und der Sensitivitätsanalyse lässt sich ableiten, dass eine optimierte Lagerung für die IBC-MGT, im Vergleich zu den aktuellen hydrodynamischen Gleitlagern, deutlich geringere Reibungsverluste aufweisen sollte. Im Hinblick auf eine zukünftige Anwendung im EFH haben schmiermittelfreie Lagerkonzepte im inversen Betrieb Vorteile bezüglich Ölleckagen, die sich negativ auf die Emissionen und die Wartungsintervalle auswirken. In dieser Hinsicht sind luftgeschmierte Gleitlager, Wälzlager

und Magnetlager vorteilhaft.

Wälzlager weisen gegenüber Magnetlagern eine höhere Reibleistung auf. Außerdem ist der höhere Verschleiß, der die Lebensdauer und Wartungsintervalle verkürzt, sowie der höhere Geräuschpegel von Wälzlagern gegenüber Magnet- und luftgeschmierten Gleitlagern nachteilig für die Anwendung im EFH.

Magnetlager haben im Vergleich zu Luftlagern Vorteile in Bezug auf die Reibungsverluste, das Dämpfungsvermögen und die Geräuscharmheit. Allerdings benötigen sie im Notlauf ein Fanglager. Die Ausführung der MGT mit doppelter Lagerung erhöht die Komplexität des Systems deutlich. Darüber hinaus sind Magnetlager in ihren Herstellungskosten in Serie und Entwicklungskosten deutlich teurer als Luftlager.

Aus den genannten Gründen werden für die IBC-MGT Luftlager favorisiert. Die Auswahl zwischen einem aerodynamischen oder aerostatischen Gleitlager und die Art der Ausführung des Lagers (z.B. Folienlager) muss unter Berücksichtigung aller Randbedingungen in Zusammenarbeit mit einem Lagerhersteller getroffen werden. Außerdem ist die Komplexität von Luftlagern in so kleinen Systemen nicht zu unterschätzen. Folglich muss die Umsetzbarkeit der Lagertechnologie (Stabilität, Dämpfungsverhalten, usw.) für eine inverse MGT und im Zusammenspiel mit den optimierten Turbokomponenten, dem Generator und der Rotordynamik im Rahmen einer Konzeptstudie überprüft werden.

Wie bereits in Abschnitt 4.3 beschrieben, sind für die Anwendung in der IBC-MGT mit 1 kW_{el} Luftlagerreibungsverluste von etwa 200 W möglich. Dieser Wert wird als Anforderung für eine optimierte Lagerung festgelegt.

Für den Generator und die Leistungselektronik wird eine leichte Optimierung gegenüber dem Ist-Zustand auf 93% angenommen. Sie kann durch eine Anpassung der Komponenten auf die Auslegungsleistung von 1 kW_{el} erreicht werden [129].

Der Leistungsbedarf der Ölpumpe zur Schmierung der Gleitlager wurde im Experiment gemessen und beläuft sich auf 50 W . Folglich reduziert sich durch eine Luftlagerung die erforderliche Leistung für die Hilfsaggregate auf 100 W . Je nach Luftlagerkonzept kann ein zusätzliches Aggregat zur Bereitstellung des geforderten Luftdrucks für die Schmierung der Lagerung notwendig sein.

4.4.2. Turbokomponenten

Bei einer Neuauslegung der Leistungseinheit können der Massenstrom, das Druckverhältnis und die Wirkungsgrade der Turbokomponenten neu definiert werden. Da sich die Größen gegenseitig bedingen, müssen diese iterativ festgelegt werden. Als erstes werden anhand typischer Werte für diese Art der Anwendung die Wirkungsgrade der Turbokomponenten festgelegt. Anschließend wird das optimale Druckverhältnis Π_{opt} , an dem der elektrische Wirkungsgrad der IBC-MGT maximal ist, ermittelt. Die prinzipielle Machbarkeit dieser Anforderungen werden mit einem Turbokomponentenhersteller abgestimmt und iteriert. Abschließend wird die elektrische Leistung durch den Massenstrom abgestimmt.

Das Ziel der Turbokomponentenwirkungsgrade wird mit 75 % angenommen (siehe auch Abschnitt 4.3). Für die Ermittlung des optimalen Druckverhältnisses der IBC-MGT wird in den Prozesssimulationen eine Variation des Verdichterdruckverhältnisses durchgeführt. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass die maximale TIT (1273 K) durch die Materialgrenze der Turbine und die maximale TOT (1073 K) durch die Materialgrenze des Rekuperators limitiert sind. Da die TOT aus der TIT und dem Π resultiert, wird die Π -Variation für verschiedene TIT-Werte zwischen 1273 K und 1213 K durchgeführt. Die Realisierung höherer TIT-Werte (> 1273 K), zum Beispiel durch den Einsatz einer keramischen Turbine, ist immer noch Gegenstand der Forschung und wird hier nicht näher berücksichtigt. Für die Parameterstudie betragen die Lagerverluste 200 W, die Leistung für die Hilfsaggregate 100 W, $\eta_{GE} = \eta_{LE} = 93\%$ und $\eta_{TK} = 75\%$. Der Massenstrom sowie alle anderen Systemgrößen bleiben unverändert und entsprechen den Werten aus der experimentellen Untersuchung.

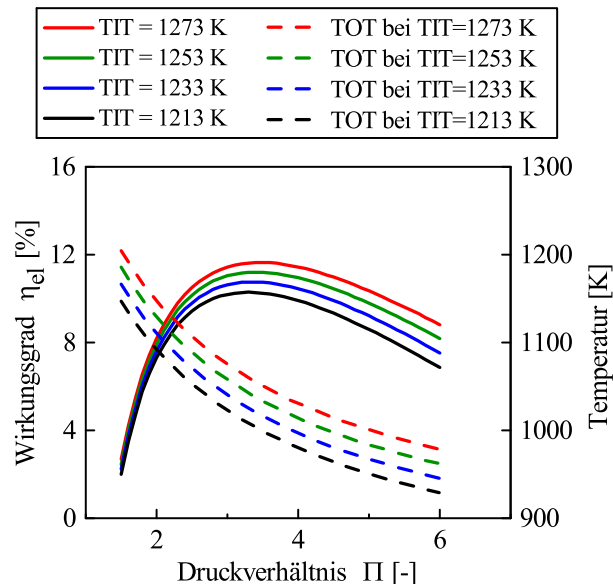


Abbildung 4.10.: Elektrischer Wirkungsgrad als Funktion des Verdichterdruckverhältnisses für verschiedene TIT und TOT.

Abbildung 4.10 zeigt den elektrischen Wirkungsgrad der IBC-MGT in Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnisses beispielhaft für vier TIT-Werte. Wie zu erwarten, hat die elektrische Effizienz der IBC-MGT ein eindeutiges Maximum für ein bestimmtes Druckverhältnis. Außerdem führt eine höhere TIT zu höheren elektrischen Wirkungsgraden der IBC-MGT (siehe Gleichung (2.4)). Anhand dessen kann ermittelt werden, bei welchem Druckverhältnis der elektrische Wirkungsgrad maximal ist, und die höchstzulässige TOT nicht überschritten wird. Aus den Kurvenscharen ist zu erkennen, dass für jede TIT das Optimum der elektrischen Effizienz der IBC-MGT bei Druckverhältnissen liegt, an denen die TOT kleiner als 1073 K ist. Da der Wirkungsgrad des Prozesses umso größer ist je höher die maximale Temperatur im System ist (siehe Gleichung (2.4)), wird der Auslegungspunkt bei einer TIT von 1273 K mit $TOT = 1050$ K und $\Pi = 3,5$ gewählt.

Nach Absprache mit dem Turbokomponentenhersteller AVL Schrick sind die angestrebten Wirkungsgrade mit dem für den Kreislauf theoretisch optimalen Druckverhältnis schwierig zu realisieren [22]. Daher wird das Druckverhältnis auf 2,7 festgelegt.

Nachdem eine umsetzbare Kombination aus Druckverhältnis und Wirkungsgrade der Turbokomponenten definiert ist wird abschließend der Massenstrom so gewählt, dass die elektrische Leistung 1 kW beträgt. Dies ist der Falle für $\dot{m} = 18 \text{ g/s}$. Die Druckverluste skalieren durch die relative Angabe zum Einlassdruck der Komponente nicht mit dem Massenstrom. In der realen MGT dagegen führt eine Änderung des Massenstroms zu einer Änderung der Druckverluste. Um die aktuellen Druckverluste bei einer Änderung des Massenstroms beizubehalten, müssen die Rohrleitungsdurchmesser entsprechend angepasst werden.

Die Leistungsdaten der IBC-MGT nach Festlegung der Anforderungen an die mechanischen Verluste und Turbokomponenten sind in Tabelle 4.5 gegeben. Es zeigt sich dass, die thermische Leistung und Effizienz noch sehr gering sind. Daher werden in den nächsten Abschnitten die Wärmeübertrager und die Wärmeverluste genauer betrachtet. Diese wirken sich auch auf den elektrischen Wirkungsgrad aus, der noch nicht die Zielgröße von $> 16 \%$ erreicht hat.

Tabelle 4.5.: Leistung der IBC-MGT bei Volllast nach Optimierung der Leistungseinheit.

P_{el}	η_{el}	P_{th}	η_{ges}	TOT
1030 W	13 %	1362 W	30 %	1073 K

4.4.3. Wärmeübertrager

Um möglichst viele BC-Komponenten im IBC zu verwenden, werden in dieser Auslegungsite-ration die Kenngrößen (η , Δp) des Rekuperators und der WWT zunächst beibehalten und nur dann optimiert, wenn das Entwicklungsziel sonst nicht erreichbar ist. Außerdem wird in den Simulationsrechnungen im Abgasstrang ein zweiter WWT angebracht, um die Restwärme aus diesem zu nutzen und eine Abgasrezirkulation zu realisieren (siehe Abbildung 2.11). Für den zweiten WWT werden die Kenngrößen des BC-WWT im inversen Betrieb aus der experimentellen Untersuchung eingesetzt. Ferner wird der Strömungspfad des Kühlmediums beider WWT (im Unterdruckpfad und im Abgas) parallel verschaltet. Hierdurch ist an beiden WWT die Vor- und Rücklauf-temperatur gleich, was in der Prozesssimulation durch eine Anpassung des Wassermassenstroms geregelt wird.

Durch den Wasserwärmeübertrager im Abgasstrang, zunächst hier ohne AGR betrachtet, ist ein deutlicher Anstieg der thermischen Leistung auf 3,7 kW und des Gesamtnutzungsgrads auf 47 % im Vergleich zu den Leistungsdaten aus Tabelle 4.5 zu verzeichnen. Der Einfluss einer AGR wird weiter unten in Abschnitt 4.4.5 behandelt.

4.4.4. Wärmeverluste

In der folgenden Betrachtung sollen die möglichen Wärmeverluste einer optimierten Isolation der IBC-MGT abgeschätzt werden. Der Fokus liegt auf jenem Anteil der Wärmeverluste, der an die Umgebung abgegeben wird und ungenutzt das System verlässt. In der experimentellen Untersuchung betrug dieser Anteil, unabhängig von der Drehzahl, 1,5 kW (siehe Abbildung 3.17). Wärmeverluste aus der Kühlung von Systemkomponenten, die dann als Nutzleistung zur Verfügung stehen, werden hier nicht betrachtet.

Für die Abschätzung der Wärmeverluste müssen einige Annahmen getroffen werden. So werden analog zur Messdatenauswertung die Wärmeverluste, vereinfacht nur dem Rekuperator und der Brennkammer angerechnet. Ferner werden Verluste aufgrund von Wärmestrahlung vernachlässigt.

Die Berechnung der Wärmeleitung erfolgt nach Gleichung (2.43). Bei Vernachlässigung des Widerstands durch Konvektion beläuft sich die Wärmeübergangszahl k auf den Term $k = \lambda/d$. In der BC-MGT werden mikroporöse Isolationsplatten der Firma Insulcon verwendet, die bei 1073 K eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 0,04 \text{ W}/(\text{m K})$ aufweisen [64].

Für die Berechnung der Wärmeleitung werden die Oberflächentemperaturen benötigt. Da diese nicht in der experimentellen Untersuchung ermittelt wurden, erfolgt hier eine Abschätzung. Für die innen-seitige Oberflächentemperatur der Isolation am Rekuperator kann vereinfacht die Prozessgastemperatur angenommen werden. Die äußere Box des Rekuperators wird von Abgas durchströmt (siehe Abbildung 3.2). Vereinfacht wird hier der Mittelwert aus der abgasseitigen Ein- und Auslasstemperatur herangezogen. Dieser beträgt 723 K.

Für die Abschätzung der innen-seitigen Oberflächentemperatur der Isolation an der Brennkammer-Turbinen-Einheit (siehe Abbildung 3.1) wird der Mittelwert aus der Ein- und Auslasstemperatur der Turbine angenommen. Dieser beträgt 1158 K. Da für beide Baugruppen die Isolation am Prüfstand während des Versuchsbetriebs von außen berührbar ist, wird vereinfacht für die äußere Oberflächentemperatur der Isolationsschicht die Umgebungstemperatur angenommen. Die Dimensionen des Rekuperators und des Isolationsgehäuses der Brennkammer-Turbinen-Einheit wurden am Prüfstand bestimmt. Die Oberfläche beträgt $1,2 \text{ m}^2$. Beim Anbringen einer zweifachen Isolationsschicht (6 cm Dicke) betragen die berechneten Wärmeverluste an die Umgebung 500 W. Diese werden als Zielanforderung für die Optimierung festgelegt. Dies ist eine optimistische Abschätzung, da von einer idealen Isolation ausgegangen wird und die Isolation der Brennkammer-Turbinen-Einheit eine Durchführung für das Anbringen der Leistungseinheit benötigt. Eine quantitative Aussage der optimierten Wärmeverluste kann erst durch Messungen der Wärmeverluste am Prüfstand erfolgen.

Die Leistungsdaten der IBC-MGT mit den optimierten Wärmeverlusten, dem zweiten WWT und der optimierten Leistungseinheit sind in Tabelle 4.6 aufgelistet. Die Leistungsdaten der IBC-MGT liegen sehr nah an den geforderten Zielen von 1 kW_{el} und $\eta_{\text{el}} > 16 \%$. Allerdings liegen der thermische bzw. der Gesamtnutzungsgrad noch nicht bei den geforderten 90 %.

Wie bereits in den Sensitivitätsanalysen in Abschnitt 4.3 gezeigt, wird der thermische Wirkungsgrad zum einen vom Rekuperator und zum anderen von den Wärmeverlusten beeinflusst. Allerdings kann dieser weiterhin wie Henke et al. in seinen Arbeiten gezeigt hat (siehe Abschnitt 1.2) durch eine Abgasrezirkulation signifikant gesteigert werden. Im folgenden Abschnitt wird der Einfluss einer AGR beispielhaft für die hier untersuchte Anwendung ($T_{VL} = 313 \text{ K}$, $T_{RL} = 303 \text{ K}$) untersucht.

Tabelle 4.6.: Leistung der IBC-MGT bei Vollast mit Wasserwärmeübertrager im Abgasstrang nach Optimierung der Leistungseinheit und der Wärmeverluste.

P_{el}	η_{el}	P_{th}	η_{ges}	TOT
1030 W	17 %	3750 W	79 %	1073 K

4.4.5. Abgasrezirkulation und Brennkammersystem

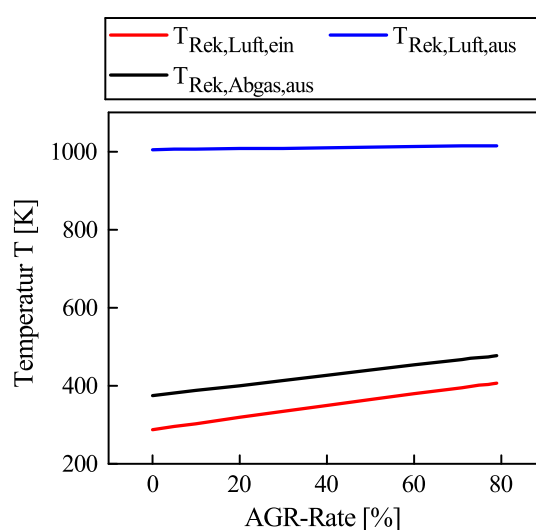


Abbildung 4.11.: Einfluss der AGR auf die Systemtemperaturen.

Im Folgenden wird der Einfluss einer AGR auf die optimierte IBC-MGT mit 1 kW_{el} untersucht. Die AGR-Rate ist ein Maß für die Menge des rezirkulierten Abgases. Sie ist definiert als das Verhältnis des rezirkulierten Abgasmassenstroms zum gesamten Abgasmassenstrom. Für den Betrieb der IBC-MGT ist allerdings der Sauerstoffmassenanteil am Brennkammereinlass relevant, da die Stabilität der Verbrennung und der Betriebsbereich der Brennkammer davon abhängt. Daher werden im Folgenden immer beide Größen betrachtet.

Für die Realisierung einer AGR ist ein geeignetes Brennkammersystem erforderlich, das einen stabilen Brennkammer- und MGT-Betrieb bei gleichzeitig geringen Emissionen ermöglicht.

Wie bereits in Abschnitt 1.2 beschrieben, haben Hasemann et al. in ihren Arbeiten eine Brennkammer für eine IBC-MGT mit 1 kW_{el} und AGR entwickelt. Diese wurde in einem atmosphärischen Prüfstand ohne Mischluftereinfluss untersucht und konnte bis zu einem Sauerstoffgehalt am Brennkammereinlass von $Y_{\text{O}_2} = 12,5\%$ betrieben werden [53–55]. Folglich wird in der Prozesssimulation die AGR-Rate von 0% ($Y_{\text{O}_2} = 23\%$) bis 79% ($Y_{\text{O}_2} = 12,5\%$) variiert. Weiterhin weist dieses Brennkammersystem einen relativen Druckverlust von $1,1\%$ auf, welcher ebenfalls in den Randbedingungen der Prozesssimulation berücksichtigt wird. Der Einfluss der AGR auf das Emissionsverhalten des Brennkammersystems wird hier nicht näher behandelt, da diese in den Arbeiten von Hasemann et al. ausführlich beschrieben sind [53]. Hier wurde gezeigt, dass die Einhaltung der Emissionsvorschriften auch bei hohen AGR-Raten möglich ist.

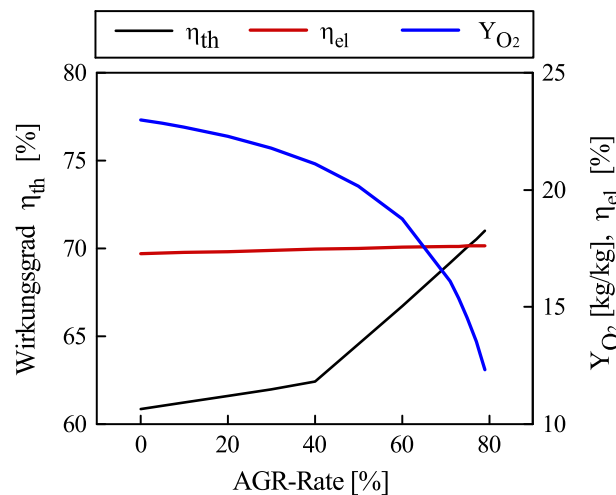


Abbildung 4.12.: Einfluss der AGR-Rate auf den elektrischen und thermischen Wirkungsgrad sowie auf den Sauerstoffmassenanteil am Brennkammereinlass.

Die Ergebnisse der Prozesssimulation mit variabler AGR-Rate sind in Abbildung 4.11 und Abbildung 4.12 dargestellt. Abbildung 4.11 zeigt die luftseitige Einlass- und Auslasstemperatur am Rekuperator sowie die Einlasstemperatur in den WWT. Durch die Abgasrezirkulation, also das Zumischen des warmen Abgases mit der kalten Frischluft, steigt die luftseitige Einlasstemperatur am Rekuperator von 288 K auf 413 K . Infolgedessen wird abgasseitig das Prozessgas im Rekuperator, im Vergleich zum Betrieb ohne AGR, weniger stark abgekühlt. Somit erhöht sich mit zunehmender AGR-Rate die abgasseitige Auslasstemperatur am Rekuperator bzw. am Einlass des Wasserwärmeübertragers von 373 K auf 473 K .

Die luftseitige Auslasstemperatur am Rekuperator liegt bei einer AGR-Rate von 79% um 10 K höher als im Betrieb ohne AGR. In Kombination mit der konstanten TOT führt dies zu einer Abnahme des Brennstoffbedarfs um etwa 100 W in der Brennkammer.

Durch den Anstieg der Einlasstemperatur am WWT kann im WWT mehr Nutzwärme ausgekoppelt werden. Folglich steigt, wie in Abbildung 4.12 ersichtlich, mit wachsender AGR-Rate der thermische Wirkungsgrad der IBC-MGT an. Bei einer maximalen AGR-Rate von 79%

liegt dabei der thermische Wirkungsgrad um 10 %-Punkte höher als im Fall ohne AGR, sodass der Gesamtnutzungsgrad der IBC-MGT 89 % beträgt. Ferner ist ab einer AGR-Rate von 40 % ein Knick im Verlauf von η_{th} zu erkennen, der mit einem deutlich stärkeren Anstieg des thermischen Wirkungsgrads einhergeht. Dies ist auf die einsetzende Kondensation des Wasserdampfs im Abgas zurückzuführen. Außerdem ist zu erkennen, dass auch vor Eintritt der Kondensation η_{th} ansteigt, sodass sich eine AGR auch ohne Kondensation positiv auf die Leistung der IBC-MGT auswirkt. Weiterhin ist in Abbildung 4.12 der Sauerstoffmassenanteil am Brennkammereinlass in Abhängigkeit der AGR-Rate mit dargestellt. Beim elektrischen Wirkungsgrad ist ebenfalls ein leichter Anstieg von 0,3 %-Punkte mit zunehmender AGR-Rate zu verzeichnen, da die Temperaturen um die Turbokomponenten und der Massenstrom durch die AGR sich nicht ändern. Folglich bleibt auch die elektrische Leistung gleich. Durch die Reduktion der Brennstoffleistung mit steigender AGR-Rate ist ein leichter Anstieg von η_{el} zu verzeichnen.

Die Betrachtungen erfolgten hier beispielhaft für eine Vor- und Rücklauftemperatur (siehe Tabelle 4.2). Bei einer Umsetzung der AGR muss ihr Einfluss für den jeweiligen Anwendungsfall genauer betrachtet werden.

Tabelle 4.7.: Leistung der IBC-MGT bei Vollast mit Wasserwärmeübertrager im Abgasstrang und externer Abgasrezirkulation nach Optimierung der Leistungseinheit und der Wärmeverluste.

P_{el}	η_{el}	P_{th}	η_{ges}	TOT	AGR
1030 W	17,3 %	4300 W	89 %	1073 K	79 %

4.4.6. Zusammenfassung der Anforderungen

Nach Umsetzen der eben beschriebenen Anpassungen und Anforderungen resultieren für die optimierte IBC-MGT mit AGR ein elektrischer Wirkungsgrad von 17,3 %, eine elektrische Leistung von 1 kW, eine Gesamteffizienz von 89 % und eine thermische Leistung von 4,3 kW. Die Leistungsdaten sind in Tabelle 4.7 aufgelistet. Die in dieser Arbeit ermittelten Anforderungen an die Komponentenoptimierung sind in Tabelle 4.8 zusammengefasst.

Für das weitere Entwicklungsvorgehen der IBC-MGT lässt sich ableiten, dass die Leistungseinheit neu ausgelegt und die Entwicklung mit dieser Baugruppe, also der Turbokomponenten, der Lagerung und des Generators, begonnen werden sollte. Grund dafür ist der große Einfluss dieser Komponenten (z. B. Druckverhältnis, Massenstrom, Verluste) auf die Kenngrößen weiterer Systemkomponenten und das Gesamtsystem (z. B. Druckverluste, Wirkungsgrade und Leistung). Aufgrund der starken Abhängigkeit zwischen den einzelnen Komponenten

der Leistungseinheit sollte die Auslegung und Abstimmung der Komponenten aufeinander iterativ erfolgen.

Tabelle 4.8.: Anforderungen an die optimierten Komponenten der IBC-MGT, bestimmt bei einer Rücklaufftemperatur des Wassers von 303 K und einer Vorlauftemperatur des Wassers von 313 K.

Kenngröße	Formelzeichen	Wert	Einheit
Mechanische Verluste			
Lagerverluste	$P_{\text{Verl, Lager}}$	200	[W]
Generator	η_{GE}	93	[%]
Leistungselektronik	η_{LE}	93	[%]
Leistung der Hilfsaggregate	P_{aux}	100	[W]
Turbokomponenten			
Wirkungsgrade	η_{TK}	75	[%]
Verdichterdruckverhältnis	II_{Verd}	2,7	[-]
Massenstrom	\dot{m}	0,18	[kg/s]
Turbineneinlasstemperatur	TIT	1246	[K]
Turbinenauslasstemperatur	TOT	1073	[K]
Wärmeübertrager			
Rekuperatorwirkungsgrad	η_{Rek}	91	[%]
Rekuperatordruckverlust	$\Delta p_{\text{rel,Rek,Luft}}$	2,2	[%]
Rekuperatordruckverlust	$\Delta p_{\text{rel,Rek,Abg}}$	2,6	[%]
WWT-Wirkungsgrade	η_{WWT}	97,8	[%]
WWT-Druckverluste	$\Delta p_{\text{rel,WWT}}$	0,022	[%]
Wärmeverluste	$\dot{Q}_{\text{Verl,ges,Umg}}$	500	[W]
Abgasrezirkulation	AGR-Rate	79	[%]

Der Rekuperator und der WWT der BC-MGT sind für den inversen Betrieb ausreichend dimensioniert; eine Optimierung bezüglich ihrer Kenngrößen ist nicht erforderlich. Beim Rekuperator der BC-MGT sollte die struktur-mechanische Festigkeit für den inversen Betrieb optimiert werden. Das betrifft vor allem die äußere Box, da diese nicht auf einen Druckunterschied ausgelegt ist. Unter Umständen kann hier ein Design gefunden werden, das den BC- und IBC-Dauerbetrieb mit der baugleichen Komponente erlaubt. Für die Druckverluste der einzelnen Verbindungselemente wurden in der Prozesssimulation die experimentell ermittelten

Werte als Konstanten hinterlegt. Da der Massenstrom der optimierten IBC-MGT allerdings größer ist als im Experiment, muss zur Einhaltung gleicher absoluter Druckverluste die Geometrie der Verbindungselemente bei der Umsetzung der optimierten IBC-MGT (z. B. durch größere Rohrdurchmesser) angepasst werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine IBC-MGT auf Basis einer BC-MGT entwickelt und experimentell untersucht. Anschließend erfolgte eine numerische Potentialanalyse, in der das Optimierungspotential der IBC-MGT ermittelt und die Anforderungen an die einzelnen Systemkomponenten abgeleitet wurden.

Als erster Schritt für die experimentelle Untersuchung wurde analytisch der Einfluss des inversen Betriebs abgeschätzt, um daraus die notwendigen Modifikationen der BC-MGT abzuleiten. Anschließend erfolgten der Aufbau und die Instrumentierung der IBC-MGT. Eine der Herausforderungen, die der inverse Betrieb einer BC-MGT mit sich bringt, sind in den Prozesspfad eindringende Ölleckagen aus der Lagerschmierung, welche durch den Unterdruck des Prozessgases im IBC begünstigt werden. Im Versuchsaufbau konnten die Ölleckagen verhindert werden, indem der Systemunterdruck dazu genutzt wurde, den Öl Ablauf ebenfalls im Unterdruck zu betreiben. Ferner wurde für die Ermittlung der Lagerverluste eine Variation des Versuchsaufbaus realisiert, die es erlaubt, die Lagerverluste unabhängig von thermischen Einflüssen zu ermitteln.

In den experimentellen Untersuchungen konnte die IBC-MGT im selben Drehzahlbereich wie die BC-MGT stabil betrieben werden. Die Drehzahl wurde zwischen 180 krpm und 240 krpm variiert. Dabei stellte sich ein Turbinenauslassdruck von 0,35 bar bei Volllast und 0,5 bar bei Teillast ein. Das entspricht einem Verdichterdruckverhältnis von 1,9 bis 2,8. Im Volllastfall betrug der Wirkungsgrad des Verdichters $\eta_{\text{Verd}} = 70\%$ und der der Turbine $\eta_{\text{Turb}} = 67\%$. Der Rekuperator hatte einen über die Drehzahl konstant verlaufenden Wirkungsgrad von $\eta_{\text{Rek}} = 91\%$. Die ermittelten Lagerverluste lagen zwischen 660 W (180 krpm) und 900 W (240 krpm). Die thermische Leistung betrug, ohne Berücksichtigung der im Abgas vorhandenen Wärmemenge, welche in einer späteren Anwendung genutzt werden kann, 3,5 kW im Volllastpunkt. Bei einer Brennstoffleistung von 7 kW entspricht das einer thermischen Effizienz von etwa $\eta_{\text{th}} = 50\%$. Die Wärmeverluste an die Umgebung betrugen dabei 1,5 kW. Die elektrische Leistung lag bei -250 W; daher musste der Generator als Motor fungieren. Als Hauptursache für die negative elektrische Leistung konnten die hohen Lagerverluste identifiziert werden. Folglich skalieren bei einer Reduzierung der elektrischen Leistung durch die Invertierung der MGT die mechanischen Verluste nicht im gleichen Maße mit.

Durch die erfolgreiche experimentelle Untersuchung und die detaillierte Instrumentierung der IBC-MGT konnten alle Leistungsdaten der einzelnen Komponenten und des Gesamtsystems, die für die vollständige Beschreibung der IBC-MGT notwendig sind, ermittelt werden. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung entsprechen dem theoretisch betrachteten

thermodynamischen Prozess und demonstrieren die Machbarkeit der inversen MGT basierend auf den Komponenten einer BC-MGT. Ferner bilden sie die Datenbasis für eine Validierung des IBC-Modells des Kreislaufsimmers und für die numerische Potentialanalyse.

Im zweiten Teil der Arbeit erfolgte die numerische Potentialanalyse der IBC-MGT durch stationäre Prozesssimulationen. Ziel war hier, das weitere Entwicklungsvorgehen abzuleiten und die Anforderungen an eine Komponentenoptimierung zu ermitteln. Als erstes wurde das IBC-Modell anhand der Messdaten parametrisiert und validiert. Alle Modellparameter konnten dabei aufgrund der guten Datenlage direkt aus den Messdaten bestimmt werden. Die Validierungsergebnisse zeigten über den gesamten Lastbereich der MGT eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Simulations- und Messdaten. Die maximalen, relativen Abweichungen lagen für die Temperaturwerte bei 2,3 %, für die Druckwerte bei 1,4 % und für die Brennstoffmassenströme bei 3 %.

Anschließend wurden mit Hilfe des validierten Simulators die Sensitivitäten der IBC-MGT gegenüber Änderungen der Kenngrößen einzelner Systemkomponenten betrachtet. Der Einfluss der einzelnen Komponenten wurde im Hinblick auf die elektrische und thermische Leistung verglichen und bezüglich ihres Einflusses auf die Entwicklungszielgrößen, ihres Optimierungspotentials und ihrer Wirtschaftlichkeit bewertet.

Die Analysen ergaben, dass die Wärmeverluste den größten Einfluss auf die thermische Effizienz und einen mittleren Einfluss auf die elektrische Effizienz haben. Außerdem bringen sie ein großes Potential zur Minimierung mit. Ferner ist eine Optimierung der Turbokomponenten und Lagerung notwendig, um das Entwicklungsziel hinsichtlich der elektrischen Leistung und Effizienz zu erreichen. Wegen der großen wechselseitigen Abhängigkeit der genannten Komponenten muss bei einer Optimierung von Turbokomponenten und Lagerung die Dimensionierung des Rotors und des Generators angepasst werden. Demnach hat die Optimierung der Turbokomponenten und der Lagerung eine Neuauslegung der Leistungseinheit zur Folge.

In der Anforderungsermittlung wurden auf Basis der gewonnenen Ergebnisse und ihrer Auswertung die Zielgrößen für die Komponenten der Leistungseinheit definiert. Die geforderten Wirkungsgrade der Turbokomponenten sind $\eta_{TK} = 75\%$, bei einem Verdichterdruckverhältnis von $\Pi = 2,7$. Zur Erreichung der geforderten elektrischen Leistung von 1 kW ist bei unveränderten absoluten Druckverlusten ein Massenstrom von $\dot{m}_{Luft} = 0,18 \text{ kg/s}$ notwendig. Die Verluste der optimierten Lager sollten kleiner als 200 W sein. Zur Bestimmung einer geeigneten Lagertechnologie für die IBC-MGT wurden die Vor- und Nachteile verschiedener Lagertechnologien erörtert. Hier zeigen Luftlager ein großes Potential für den Einsatz in der IBC-MGT. Gründe dafür sind die Schmiermittelfreiheit, der geringe Verschleiß, die geringen Verluste und geringere Entwicklungskosten gegenüber Magnetlagern. Allerdings ist die Komplexität von Luftlagern in so kleinen Systemen nicht zu unterschätzen. Daher muss ihre Machbarkeit unter Berücksichtigung aller Randbedingungen und weiterer Komponenteneigenschaften, die sich erst aus der Optimierung ergeben (zum Beispiel das

Trägheitsmoment der Turbokomponenten), überprüft werden. Gegebenenfalls muss das hier vorgeschlagene Lagerkonzept geändert werden.

Die umsetzbaren Wärmeverluste der optimierten IBC-MGT an die Umgebung wurden auf 500 W abgeschätzt. Ferner hat sich bei der Anforderungsermittlung gezeigt, dass die Kenngrößen des BC-Rekuperators im inversen Betrieb hinreichend sind. Eine Optimierung des Wasserwärmeübertragers ist ebenfalls nicht erforderlich. Vielmehr ist der Einbau eines zweiten Wasserwärmeübertragers nach dem Kompressor notwendig, um die Restwärme im Abgas nutzen zu können. So kann auch das Potential der AGR ausgeschöpft werden. Beim Einsatz einer AGR kann die thermische Leistung um etwa 0,5 kW und der Gesamtnutzungsgrad der IBC-MGT um 10 %-Punkte gesteigert werden.

Die prinzipielle Realisierbarkeit der hier definierten Anforderungen wurde mit potentiellen Herstellern überprüft. Die Umsetzbarkeit der genannten Anforderungen kann erst durch detaillierte Untersuchungen und Auslegungsrechnungen realistisch eingeschätzt werden. Bei einer Realisierung der hier definierten Anforderungen kann eine so optimierte IBC-MGT eine elektrische Leistung von etwa 1 kW, eine thermische Leistung von 4,3 kW, einen elektrischen Wirkungsgrad von $\eta_{el} = 17,3\%$ und einen Gesamtnutzungsgrad von $\eta_{ges} = 89\%$ aufweisen. Durch die Ergebnisse dieser Arbeit ist ein wichtiger Grundstein für die Weiterentwicklung der inversen MGT als stromerzeugende Heizung im Einfamilienhaus gelegt.

Für eine weitere Entwicklung der IBC-MGT sollten die hier aufgestellten Anforderungen für die einzelnen Komponenten zusammen mit Herstellern in detaillierten Designstudien auf ihre Machbarkeit geprüft werden. Dabei sollte als erstes der Fokus auf den Komponenten der Leistungseinheit liegen. Weiterhin ist die Realisierung einer AGR am IBC-MGT-Prüfstand zur Validierung der Simulationsdaten von Interesse.

In den Arbeiten von Hasemann et al. [53–55] erfolgte die Entwicklung eines Brennkammersystems speziell für den Einsatz in einer IBC-MGT mit AGR. In experimentellen Untersuchungen am Einzelbrennerprüfstand konnte hier ein stabiler Betrieb bei AGR-Raten von bis zu 79 % gezeigt werden. Als nächstes gilt es, das Brennkammersystem in die IBC-MGT zu integrieren, um das Betriebsverhalten der Brennkammer und den Einfluss der AGR auf die IBC-MGT zu evaluieren.

Darüber hinaus sollten vor Beginn der Optimierung Simulationen von Verbraucherjahresganglinien durchgeführt werden. Dadurch kann untersucht werden, inwieweit die IBC-MGT den Strom- und Warmwasserverbrauch von EFH abbilden kann. Ferner kann daraus abgeleitet werden, wie viel der erzeugten Leistung vom Verbraucher genutzt, gespeichert oder eingespeist wird oder ob zusätzlich Energie extern bezogen werden muss. Aus diesen Ergebnissen können die Randbedingungen für ein Steuerungs- und Regelungskonzept der IBC-MGT abgeleitet werden, mit dem ein wirtschaftlicher Betrieb in Bezug auf die Lebensdauer und den Eigennutzungsgrad der erzeugten Energie gewährleistet werden kann.

A. Anhang

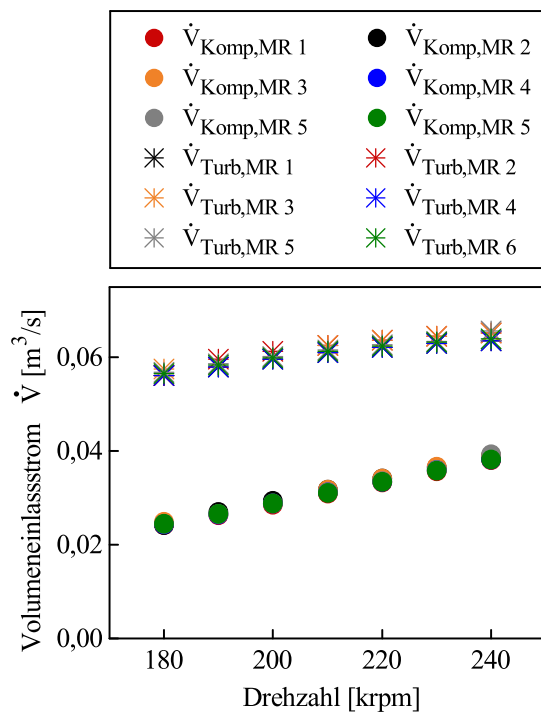


Abbildung A.1.: Volumenstrom am Einlass von Turbine und Verdichter als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.

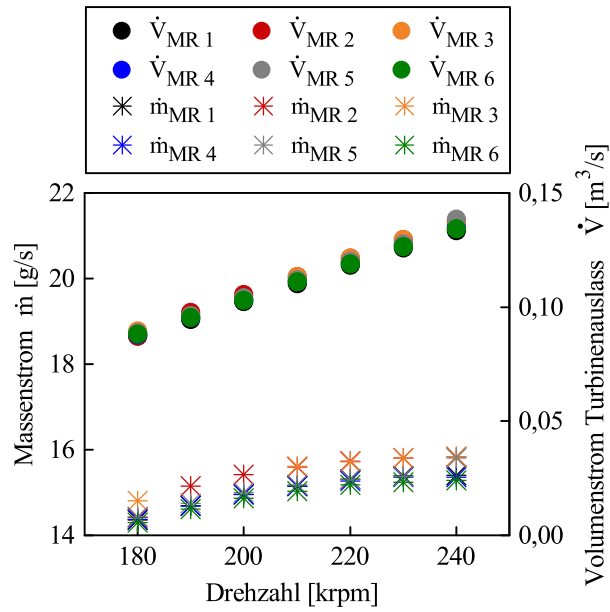


Abbildung A.2.: Gesamtmassenstrom und Volumenstrom am Turbinenauslass als Funktion der Drehzahl für die Messreihen 1-6.

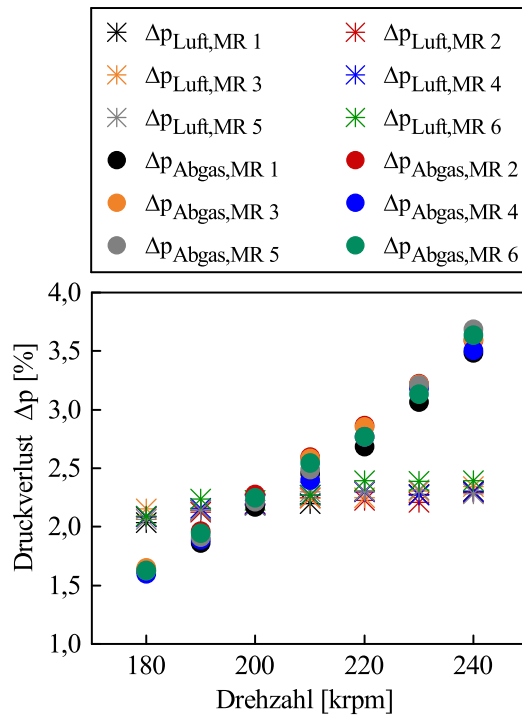


Abbildung A.3.: Relativer Druckverlust beider Prozessgasströme des Rekuperators als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.

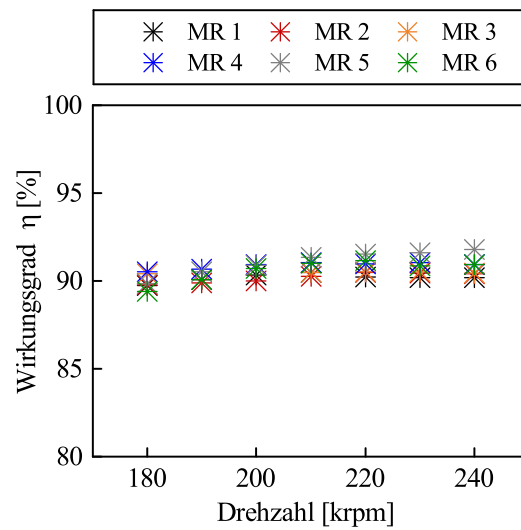


Abbildung A.4.: Wirkungsgrad des Rekuperators als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.

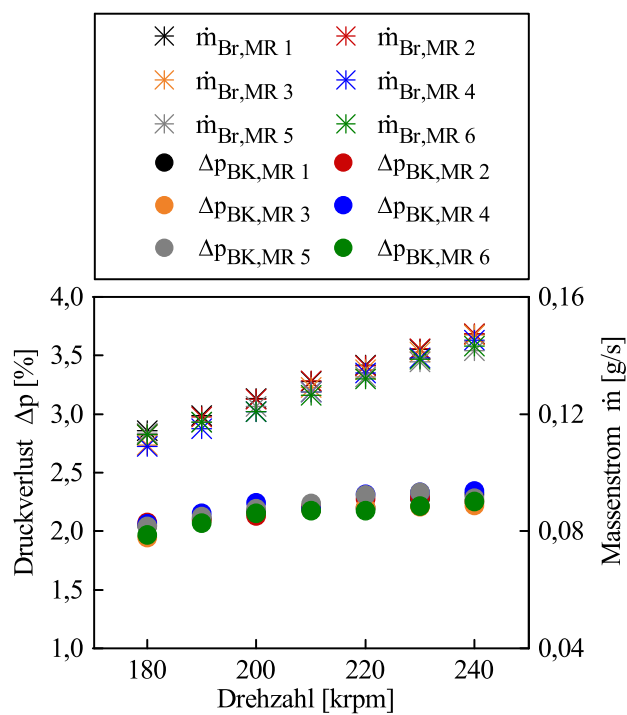


Abbildung A.5.: Brennstoffmassenstrom und Druckverlust der Brennkammer in Abhängigkeit von der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.

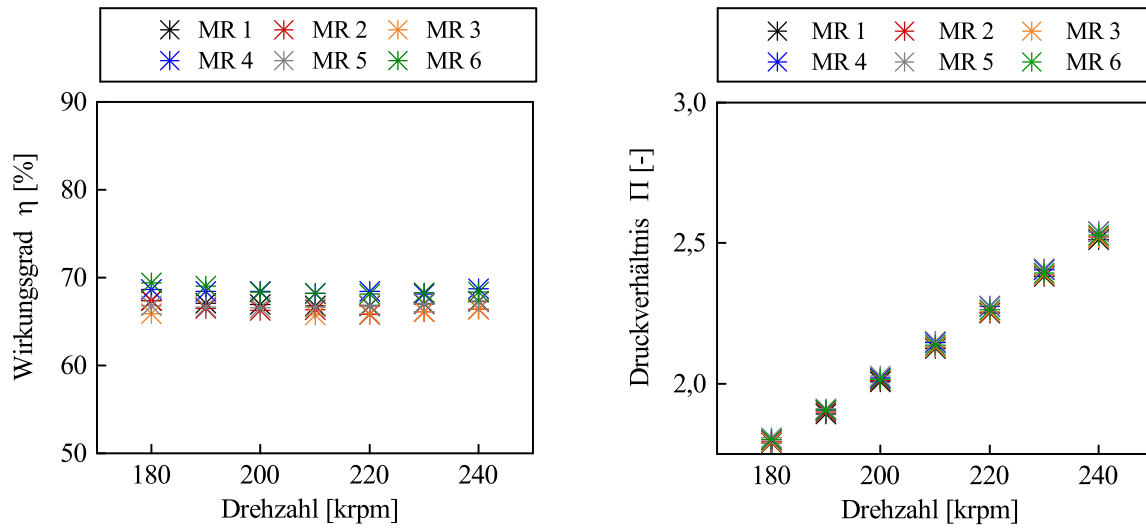


Abbildung A.6.: Berechnete Kenngrößen der Turbine als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6. Links: Wirkungsgrad, Rechts: Turbinendruckverhältnis.

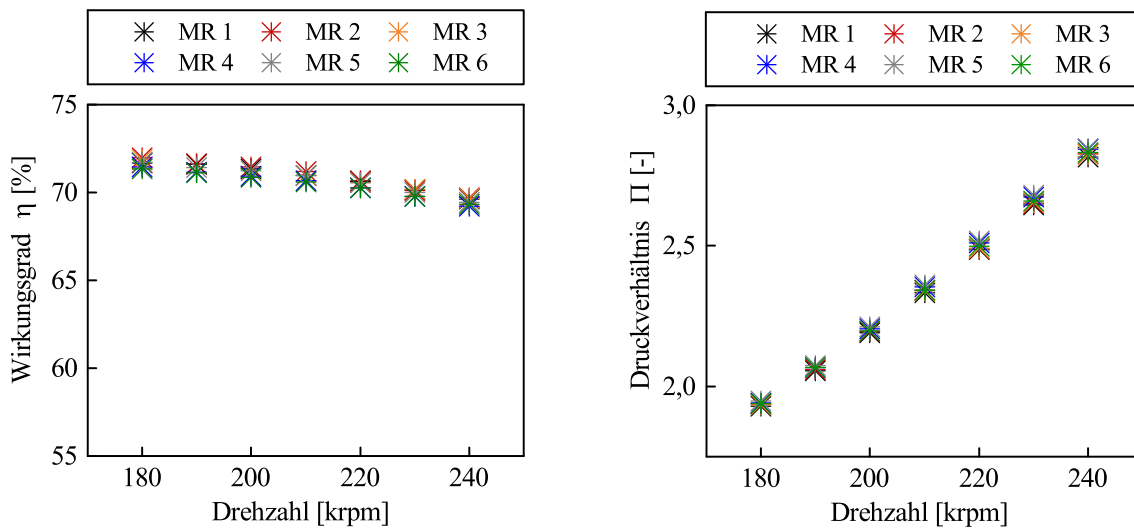


Abbildung A.7.: Berechnete Kenngrößen des Verdichters als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6. Links: Wirkungsgrad, Rechts: Verdichterdruckverhältnis.

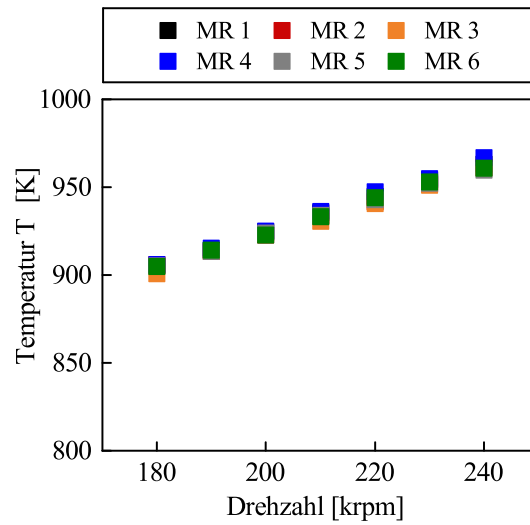


Abbildung A.8.: Die aus der Wellen-Energiebilanz berechnete TIT als Funktion der Drehzahl und für die Messreihen 1-6.

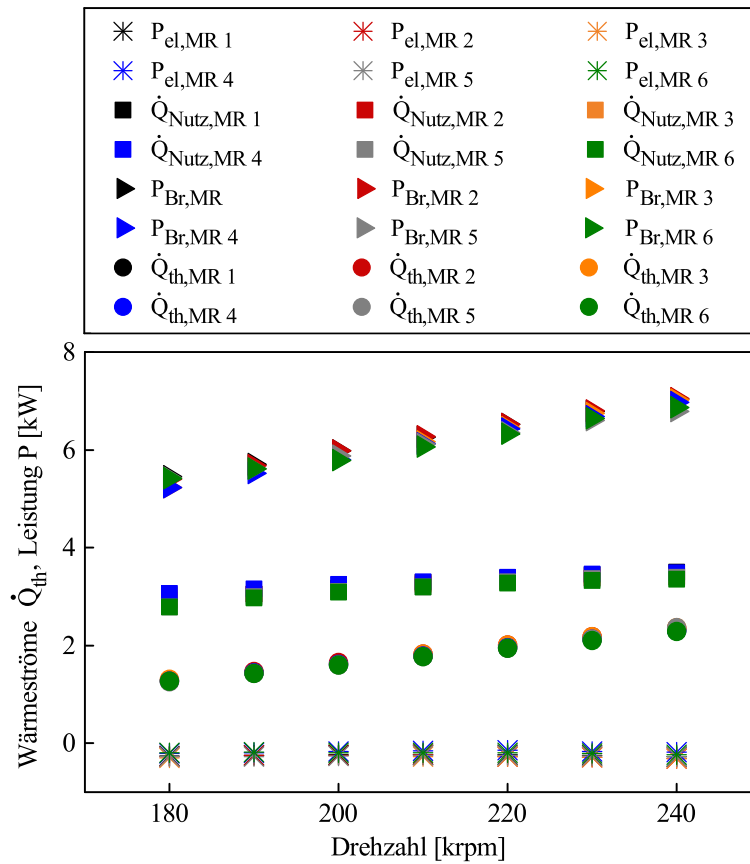


Abbildung A.9.: Ergebnisse aus der Energiebilanzierung des Systems über den gesamten Betriebsbereich für die Messreihen 1-6.

Literaturverzeichnis

- [1] ACTE: *COMPACT Heat Recuperators for Micro Gas Turbines*. Online, (2019).
- [2] Agelidou, E. u. a.: *Numerical Investigation of an Inverted Brayton Cycle Micro Gas Turbine based on Experimental Data*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018-76377, (2018).
- [3] Agelidou, E. u. a.: *Experimental Investigation of an Inverted Brayton Cycle Micro Gas Turbine for CHP Application*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2017-64490, (2017).
- [4] Agnew, B. u. a.: *Simulation of Combined Brayton and Inverse Brayton Cycles*. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, Seiten 953–963, (2003).
- [5] Aida, M. u. a.: *Development of a Ball Bearing Turbocharger SAE 900125*. In: *SAE Technical Paper Series*, (1990).
- [6] Alabdoadaim, M.A. u. a.: *Performance Analysis of Combined Brayton and Inverse Brayton Cycles and Developed Configurations*. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, Seite 1448–1454, (2006).
- [7] ASUE - Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V.: *BHKW-Grundlagen*, (2010).
- [8] Baehr, H. u. a.: *Thermodynamik Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer, 13. Auflage, (2006).
- [9] Baehr, H. u. a.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer, 5. Auflage, (2006).
- [10] Baljé, O. E.: *A Study on Reynolds Number Effects in Turbomachines*. *Journal of Engineering for Power*, Seiten 227–235, (1964).
- [11] Barnes, D.: *Email mit D. Barnes von Hiflux Ltd, vom 12.07.2016*.
- [12] Barnes, D.: *Interner Bericht - Initial Analysis for Recuperator in Inverted Brayton Cycle (Day 1)*. Technischer Bericht, Hiflux LtD, (2014).
- [13] Barnes, D.: *Interner Bericht - Intermediate Analysis for Recuperator in Inverted Brayton Cycle (Day 2)*. Technischer Bericht, Hiflux LtD, (2014).

- [14] Basshuysen, R. v.: *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff*. Springer, (2016).
- [15] BDEW-Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft: *Endenergieverbrauch von Haushalten nach Anwendungen, Berechnungen des BDEW*. Online, (2015).
- [16] Bhargava, R. K. u. a.: *Gas Turbine Bottoming Cycles for Cogenerative Applications: Comparison of Different Heat Recovery Cycle Solutions*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seiten 631–641. GT2011-46236, (2011).
- [17] Bianchi, M. u. a.: *Thermo-Economic Optimization of a Cogeneration Plant with Below Ambient Pressure Discharge Gas Turbine*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. 2001-GT-0209, (2001).
- [18] Bianchi, M. u. a.: *Inverted Brayton Cycle employment for low-temperature cogenerative applications*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, Seiten 561–565, (2002).
- [19] Bianchi, M. u. a.: *A Feasibility Study of Inverted Brayton Cycle for Gas Turbine Repowering*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2003-38186, (2003).
- [20] Bianchi, M. u. a.: *Micro Gas Turbine Repowering with Inverted Brayton Cycle*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2005-68550, (2005).
- [21] Bianchi, M. u. a.: *Bottoming Cycles for Electric Energy Generation: Parametric Investigation of Available and Innovative Solutions for the Exploitation of Low and Medium Temperature Heat Sources*. *Applied Energy*, Vol. 88, Seiten 1500–1509, (2011).
- [22] Biewer, P.: *Interner Projektbericht, IBC Gasturbine - Potentialanalyse*. Technischer Bericht, AVL SCHRICK GmbH, (2017).
- [23] Birkhofer, H. u. a.: *Feststoffgeschmierte Wälzlager: Einsatz, Grundlagen und Auslegung*. Springer Berlin Heidelberg, 1. Auflage, (2012).
- [24] BMTS-Technology: *BMTS Pressebilder*. Online, (2019).
- [25] Bohl, W.: *Strömungsmaschinen I*. Vogel, Buchverlag, Würzburg, Germany, (2008).
- [26] Bohl, W. u. a.: *Technische Strömungslehre*. Vogel, 15. Auflage, (2014).
- [27] Bower, H. u. a.: *Experimental Analysis of a Micro Gas Turbine Combustor Optimized for Flexible Operation with Various Gaseous Fuel Compositions*. *J. Eng. Gas Turbines Power*, (2019).

- [28] Brecher, C. u. a.: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme*. Springer Berlin Heidelberg, (2017).
- [29] Bronkhorst: *Datenblatt M14V10l Coriolis Massendurchflussmesser für Gase*, (2018).
- [30] Bräunling, W. J.: *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer, (2009).
- [31] Bullock, R. O.: *Analysis of Reynolds Number and Scale Effects on Performance of Turbomachinery*. Journal of Engineering for Power, (1964).
- [32] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU): *Klimaschutzplan 2050 Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung*. Online, (2019).
- [33] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi): *Erneuerbare Energien in Zahlen*. Online, (2015).
- [34] Bundestag der Bundesrepublik Deutschland.: *Gesetz zur Änderung der Bestimmungen zur Stromerzeugung aus Kraft-Wärme-Kopplung und zur Eigenversorgung*, (2016).
- [35] Burkhardt, W. u. a.: *Projektierung von Warmwasserheizungen*. Oldenburg Industrie-verlag, 7. Auflage, (2006).
- [36] Capstone: *Products C65*. Online, (2019).
- [37] Casey, M.: *Dampf- und Gasturbinen*. Vorlesungsskript Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenbaulaboratorium, Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik, Universität Stuttgart, (Wintersemester 2009/2010).
- [38] Cavaliere, A. u. a.: *Mild Combustion*. Progress in Energy and Combustion Science, Seiten 329 – 366, (2004).
- [39] Copeland, C. u. a.: *The Benefits of an Inverted Brayton Cycle as an Alternative to Turbocompounding*. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, Vol. 138*, (2016).
- [40] Czichos, H. u. a.: *Tribologie-Handbuch*. Springer Fachmedien Wiesbaden, (2015).
- [41] D. Schlegel, SKI GmbH: *Interne Email-Kommunikation vom 22.03.2018*.
- [42] Davis, H. u. a.: *The Influence of Reynolds Number on the Performance of Turbomachinery*. ASME, Vol. 73, Seiten 499–509, (1951).
- [43] Delanaye, M. u. a.: *Development of a Recuperated Flameless Combustor for an Inverted Brayton Cycle Microturbine used in Residential Micro-CHP*. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, (2017).

- [44] Dietzel, F.: *Gasturbinen kurz und bündig*. Vogel Verlag und Druck, (1985).
- [45] Dixon, S.: *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, (1998).
- [46] E-quad, Power Systems GmbH: *C30 Mikrogasturbine zur Erzeugung von Strom und Wärme*. Technischer Bericht, Capstone, E-quad, (2018).
- [47] Europäische Union: *Amtsblatt der Europäischen Union - Richtlinie 2004/8/EG*, (2004).
- [48] Flegel, G. u. a.: *Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik*. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 10. Auflage, (2016).
- [49] Flexitallic: *Technical Information*, (2019).
- [50] Frey, H.: *Energieautarke Gebäude: Auf dem Weg zu Smart Energy Systems*. Springer Vieweg, (2018).
- [51] Fujii, S. u. a.: *Mirror Gas Turbines: A Newly Proposed Method of Exhaust Heat Recovery*. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, (2001).
- [52] Goos, E. u. a.: *Extended Third Millennium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion With Updates From Active Thermochemical Tables*, (2010).
- [53] Hasemann, S.: *Entwicklung eines Brennkammersystems mit Abgasrückführung für den Einsatz in Mikrogasturbinen*. Doktorarbeit, Universität Stuttgart, (2019).
- [54] Hasemann, S. u. a.: *Investigation of a FLOX-Based Combustor for a Micro Gas Turbine with Exhaust Gas Recirculation*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2017-64396, (2017).
- [55] Hasemann, S. u. a.: *Experimental and Numerical Design Study for a Small Scale Jet-Stabilised Micro Gas Turbine Combustor*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*,. GT2018-75050, (2018).
- [56] Henke, M. u. a.: *Inverted Brayton Cycle with exhaust gas recirculation - a numerical investigation*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 135, (2013).
- [57] Henke, M. u. a.: *Validation of a T100 micro gas turbine steady-state simulation tool*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2015-42090, (2015).
- [58] Heshmat, H. a. u.: *Oil-Free Turbocharger Demonstration Paves Way to Gas Turbine Engine Applications*. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2000-GT-0620, (2000).

- [59] Hiflux-Limited. Homepage, (2019).
- [60] Huba Control: *Durchflusssensor Typ 210 für flüssige Medien*, (2018).
- [61] IEA-International Energy Association: *Recent trends in the OECD, energy and CO₂ emissions*. Online, (2014).
- [62] IEA-International Energy Association: *Statistics and Balances*. Online, (2014).
- [63] Inoue, K. u. a.: *Construction and Performance Evaluation of a Prototype Atmospheric Pressure Turbine (APT)*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2006-90938, (2006).
- [64] INSULCON GmbH: *Technical Datasheet*. Technischer Bericht, (2015).
- [65] Kennedy I., u. a.: *Inverted Brayton Cycle with Exhaust Gas Condensation*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2017-64695, (2017).
- [66] Kennedy I., u. a.: *Experimental Investigation of an Inverted Brayton Cycle for Exhaust Gas Energy Recovery*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018-75386, (2018).
- [67] Kintech Laboratory: *Chemical Workbench*, (2015).
- [68] Krummrein, T. u. a.: *A highly flexible approach on the steady-state analysis of innovative micro gas turbine cycles*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*,. GT2018-75664, (2018).
- [69] Lecheler, S.: *Numerische Strömungsberechnung - Schneller Einstieg durch ausführliche praxisrelevante Beispiele*. Vieweg und Teubner, (2009).
- [70] Lechner, C. u. a.: *Stationäre Gasturbinen*. Springer Verlag, 2. Auflage, (2010).
- [71] Löser, J. u. a.: *Technische Thermodynamik in ausführlichen Beispielen*. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, (2018).
- [72] Lu, P. u. a.: *Analysis and Comparison of the Performance of an Inverted Brayton Cycle and Turbo-Compounding with Decoupled Turbine and CVT Driven Compressor for Small Automotive Engines*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2016-57675, (2016).
- [73] Mayer, M. u. a.: *Abgasturbolader – Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie*, Band 6. Moderne Industrie, (2011).
- [74] Merkes: *Merkes Small Motors - Über 100 Jahre nach der Erfindung des Elektromotors*. Pressebericht, (2014).

- [75] Moustapha, H. u. a.: *Axial and Radial Turbines*. Concepts NRCS, (2003).
- [76] MTT: *Interner Bericht des Projekts Bio-Hypp*, (2016).
- [77] MTT: *Micro gas turbine for CHP*. Homepage, (2019).
- [78] MTT: *Specifications EnerTwin*. Homepage, (2019).
- [79] Omega: *Datenblatt - PAA23, PR23, PD 23*, (2019).
- [80] Pearce, J. u. a.: *Electricity Generation in the Home: Evaluation of Single-House Domestic Combined Heat and Power*. In: *IEE Proc.-Sci. Meas. Technol.*, Vol. 143, (1996).
- [81] Pfaff, M.: *Schiffsbetriebstechnik: Nachschlagewerk und Ratgeber*. Springer, (2018).
- [82] Pilavachi, P. u. a.: *Power Generation with Gas Turbine Systems and Combined Heat and Power*. Applied Thermal Engineering, Vol. 20, Seiten 1421 – 1429, (2000).
- [83] Pilavachi, P. u. a.: *Mini-and Micro-Gas Turbines for Combined Heat and Power*. Applied Thermal Engineering, Vol. 22, Seiten 2003–2014, (2002).
- [84] Rick, H.: *Gasturbinen und Flugantriebe - Grundlagen, Betriebsverhalten und Simulation*. Springer, (2013).
- [85] Robert-Bosch-GmbH: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Vieweg, (2003).
- [86] Rüttschi, K.: *Problematik bisheriger Formeln zur Wirkungsgradaufwertung bei Strömungsmaschinen*. Konstruktion 34, Seiten 279–285, (1982).
- [87] SCHAEFFLER: *Rillenkugellager*. Online, (2019).
- [88] Schaumann, G. u. a.: *Kraft-Wärme-Kopplung*. Springer, (2010).
- [89] Schmid, M. u. a.: *AACTOR !GT© Entwicklung einer inversen Gasturbine Aactor zur Nutzung erneuerbarer Energie und industrieller Abwärme, Phase 2*. Technischer Bericht, Ökozentrum Langenbruck, (2008).
- [90] Schmid, M. u. a.: *Aactor !GT - atmosphärische Turbine für brennbare Gase aus Feststoffpyrolyse, konzentrierte Solarstrahlung und Abhitze*. Technischer Bericht, Ökozentrum Langenbruch, (2010).
- [91] Schmid, M. u. a.: *Field Testing of an inverted Brayton cycle Turbine with lean waste gas*. Technischer Bericht, Centre of Appropriate Technology ans Social Ecology CATSE, (2012).
- [92] Schmiegel, A. u. a.: *Energiespeicher für die Energiewende: Auslegung und Betrieb von Speichersystemen*. Hanser, (2019).

- [93] Schmitt, S.: *Untersuchungen zum Reibleistungsverhalten von Wellen-Lagerungen für PKW-Abgasturbolader*. Doktorarbeit, Universität Stuttgart, Institut für Luftfahrtantriebe, (2007).
- [94] Schweitzer, G. u. a.: *Magnetische Lagerung eines einfachen starren Körpers*. Springer Berlin Heidelberg, (1993).
- [95] Shaaban, S.: *Experimental Investigation and Extended Simulation of Turbocharger Non-Adiabatic Performance*. Doktorarbeit, Universität Hannover, (2004).
- [96] Shell Deutschland Oil GmbH, Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umwelttechnik e. V.: *Klimaschutz im Wohnungssektor – wie heizen wir morgen? Fakten, Trends und Perspektiven für Heiztechniken bis 2030*, (2013).
- [97] S.K.I. Schlegel & Kremer Industrieautomation GmbH: *AccuFlo Bedienungsanleitung*. Technischer Bericht BA-Accu-Flo-de-L-1401, (2014).
- [98] Statistisches Bundesamt, Wiesbaden: *Bautätigkeit und Wohnungen, Bestand an Wohnungen*. Technischer Bericht, Statistisches Bundesamt, September (2016).
- [99] Staudacher, S.: *Luftfahrtantriebe*. Vorlesungsskript Institut für Luftfahrtantriebe, Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie, Universität Stuttgart, (2008).
- [100] Steffen, R.: *Magnetlager - Prinzip und Berechnungsgrundlagen*. Vorlesung Feinwerktechnische Fertigung, (2004).
- [101] Sterner, M. u. a.: *Energiespeicher - Bedarf, Technologien, Integration*. Springer Vieweg, 2. Auflage, (2017).
- [102] Swanson, E. u. a.: *Performance of a Foil-Magnetic Hybrid Bearing*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, Seite 375, (2002).
- [103] Tanaka, K. u. a.: *The Development of 50 kW Output Power Atmospheric Pressure Turbine (APT)*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2007-27783, (2007).
- [104] Tanimoto, K. u. a.: *Performance of Hybrid Ball Bearings for Turbochargers*. In: *KOYO Engineering Journal English Edition, No.157E*, (2000).
- [105] Tetsui, T. u. a.: *Development of a TiAl Turbocharger for passenger vehicles*. Materials Science and Engineering, Vol. 37, (2000).
- [106] Thomas, B.: *Mini-BHKW - noch zu groß für Ein- und Zweifamilienhäuser?* eBWK, Vol. 60, (2008).
- [107] Thomas, B.: *Mini-Blockheizkraftwerke: Grundlagen, Gerätetechnik, Betriebsdaten (Sanitär - Heizung - Klima)*. Vogel Business Media, (2011).

- [108] Traupel, W.: *Thermische Turbomaschinen - Erster Band*. Springer, (1977).
- [109] Traupel, W.: *Thermische Turbomaschinen - Zweiter Band*. Springer, (1982).
- [110] Tsujikawa, Y. u. a.: *Conceptual Recovery of Exhaust Heat from a Conventional Gas Turbine by an Inter-cooled Inverted Brayton Cycle*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, (1999).
- [111] Tsujikawa, Y. u. a.: *Proposal of the Atmospheric Pressure Turbine (APT) and High Temperature Fuel Cell Hybrid System*. JSME International Journal, Vol. 47, Seiten 256–260, (2004).
- [112] Tsujikawa, Y. u. a.: *Performance Analysis of APT (Atmospheric Pressure Turbine)- Molten Carbonate Fuel Cell Hybrid System*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2006-90091, (2006).
- [113] Tsujikawa, Y. u. a.: *Proposal for a Highly Efficient Cogeneration System Using an Atmospheric Pressure Turbine Coupled with Biomass Gasification*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2009-59841, (2009).
- [114] Umweltsystemmodellierung, IWS Institut für Wasser-und: *Campus Wetter (Stuttgart-Vaihingen)*. online, (2016).
- [115] Vaillant: *Vorlauftemperatur: Fußbodenheizung und Heizanlage richtig einstellen*. Online, (2019).
- [116] VDI Fachbereich Energiewandlung und -anwendung: *Planung und Dimensionierung von Mikro-KWK-Anlagen, VDI 4656*, (2013).
- [117] Visser, W. u. a.: *Development of a 3 kW Micro Turbine for CHP Applications*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2010-22007, (2010).
- [118] Visser, W. u. a.: *Performance Optimization of a 3 kW Microgasturbine for CHP Applications*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2012-68686, (2012).
- [119] Weigand, B. u. a.: *Thermodynamik Kompakt*. Springer Lehrbuch, (2008).
- [120] Weigel, C. u. a.: *Reynolds Number Effect on Overall Performance of a 10,8-Centimeter (4,25-in.) Sweptback-Bladed Centrifugal Compressor*. (1972).
- [121] Wilson, D. u. a.: *The Inverted Brayton Cycle for Waste-Heat Utilization*. In: ASME, (1973).
- [122] Wilson, D. u. a.: *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. The MIT Press, 2. Auflage, (2014).

- [123] Wittel, H. u. a.: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung; Lehrbuch und Tabellenbuch*. Vieweg+Teubner Verlag, 20. Auflage, (2011).
- [124] Wüning, J.A. u. a.: *Flameless Oxidation to Reduce Thermal NO-Formation*. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 23, Seiten 81 – 94, (1997).
- [125] XinQian, Z. u. a.: *Effects of Reynolds Number on the Performance of a High Pressure-Ratio Turbocharger Compressor*. Science China Technological Sciences, Vol. 56, Seite 1361–1369, (2013).
- [126] Zapf, M.: *Stromspeicher und Power-to-Gas im deutschen Energiesystem: Rahmenbedingungen, Bedarf und Einsatzmöglichkeiten*. Springer Viewweg, (2017).
- [127] Zornek, T. u. a.: *Performance analysis of the micro gas turbine Turbec T100 with a new FLOX-combustion system for low calorific fuels*. Applied Energy, (2015).
- [128] Zornek, T. u. a.: *Optical Measurements of a LCV-Combustor Operated in a Micro Gas Turbine With Various Fuel Compositions*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, (2018).
- [129] Zwysig, C.: *Persönliche Gespräche mit der Firma Celeroton AG*. (2017).

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Eleni Agelidou
Geburtstag	15.02.1987
Geburtsort	Stuttgart
Nationalität	Deutsch

Schulbildung

1996-1997	Linden-Realschule, Stuttgart
1997-2006	Wirtemberg-Gymnasium, Stuttgart

Studium

2006-2013	Studium der Luft- und Raumfahrttechnik an der Universität Stuttgart Schwerpunkte: Thermodynamik, Flugzeugentwurf und Leichtbau
März 2013	Diplom der Luft- und Raumfahrttechnik

Berufliche Tätigkeit

seit Oktober 2013	Wissenschaftliche Mitarbeiterin am DLR in Stuttgart, Institut für Verbrennungstechnik, Abteilung Gasturbinen
-------------------	---