VT-Forschungsbericht 2026-01

Untersuchung und Optimierung einer Mikrogasturbine für die Anwendung als automobiler Primärenergiewandler

Dipl.-Ing. Oliver Kislat

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

Untersuchung und Optimierung einer Mikrogasturbine für die Anwendung als automobiler Primärenergiewandler

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

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Oliver Kislat

geboren in
Schwäbisch Gmünd

Hauptberichter:	Prof. Manfred Aigner
Mitberichter:	Prof. Manfred Wirsum
Tag der Prüfung:	27. Juni 2025

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt
Universität Stuttgart

2026

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) in Stuttgart. An dieser Stelle möchte ich mich bei den zahlreichen Kolleginnen und Kollegen aus dem Institut und auch aus anderen Instituten des DLR für deren Unterstützung bedanken.

Zunächst bedanke ich mich bei Prof. Manfred Aigner, der mir diese Arbeit ermöglicht und als Doktorvater betreut hat, für das entgegengebrachte Vertrauen auch nach längerer Abwesenheit aus dem wissenschaftlichen Umfeld diese Aufgabe zu meistern und für die Übernahme des Hauptberichts. Außerdem danke ich Prof. Manfred Wirsum für die Übernahme des Mitberichts und Prof. Stephan Staudacher für die Übernahme des Prüfungsvorsitz.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinem früheren Abteilungsleiter und dem jetzigen Institutsleiter Prof. Dr. Andreas Huber sowie meinem aktuellen Abteilungsleiter Dr. Peter Kutne für die Aufnahme in die Gruppe Gasturbinen und die Möglichkeit spannende Projekte mitgestalten zu dürfen. Besonderer Dank geht an meinen Gruppenleiter und Betreuer Dr. Jan Zanger, der jeder Zeit eine offene Tür für fachliche Diskussionen hatte und half meine Arbeit in die richtigen Bahnen zu lenken, mich aber auch gerne tatkräftig im Labor unterstützte. Für die Unterstützung beim Aufbau meines Demonstratorprüfstands und bei der Durchführung der Experimente geht großer Dank an Jürgen Roth. Ohne ihn wäre der Prüfstand wohl nicht gelaufen und unsere „Mal schnell am Freitagnachmittag“-Aktionen werden mir in Erinnerung bleiben. Besonders bedanke ich mich auch bei Thomas Krummrein der diesen Part bei meinen Simulationen übernommen hat und mich mit großer Geduld bei der Analyse der Diskrepanzen zwischen Modell und Experiment unterstützt hat. Herzlich bedanke ich mich auch bei meinem treuen Bürokollegen Dr. Martin Henke, für die anregenden fachlichen Diskussionen und Gespräche beim gemeinsamen Kaffee. Darüber hinaus bedanke ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen, die die Zeit meiner Promotion sowohl während der Arbeit, als auch im Privaten, zu einer Zeit gemacht haben, an die ich mich noch lange und sehr gerne zurückerinnern werde.

Abseits der Arbeit geht mein Dank an meine Familie, die für mich stets ein Rückhalt war. Die Motivation durch meinen Vater Fritz Kislat nicht aufzuhören mich weiterzubilden, hat mich wohl bis hierher geführt. Abschließend geht mein ganz besonderer Dank an meine Partnerin Anne Werfl, die in dieser intensiven Zeit mir stets den Rücken frei gehalten und mich unermüdlich zum Schreiben motiviert hat.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis **8**

Tabellenverzeichnis **13**

Kurzfassung **14**

Abstract **16**

1 Einleitung **18**

1.1 Motivation und Stand der Technik 18

1.2 Zielsetzung und Vorgehen 23

2 Grundlagen **25**

2.1 Fahrzeuge mit Hybridantrieb 25

2.1.1 Hybrid Kategorien 25

2.1.2 Hybrid Architekturen 26

2.2 Fahrzeugevaluation 29

2.2.1 WLTP 29

2.2.2 Langstreckenprüfung 32

2.3 Fahrzeugmodellierung 34

2.4 Mikrogasturbinen 38

2.4.1 Verdichter 39

2.4.2 Rekuperator 40

2.4.3 Brennkammer 42

2.4.4 Turbine 43

2.4.5 Generator 44

3 Experimentelle Untersuchung des Mikrogasturbinen-Demonstrators **46**

3.1 Anforderungen an den Prüfstand und Experimenteller Aufbau 46

3.1.1 Mikrogasturbine Capstone® C30 47

3.1.2 Prüfstandsaufbau 50
3.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchung 56
3.2.1 Stationärer Betrieb auf der Betriebskennlinie 57
3.2.2 Einfluss von Parametervariationen auf das stationäre Betriebsverhalten 70
3.2.3 Analyse der Leistungsbilanz 78
3.2.4 Transiente Betriebsmanöver 82

4 Numerische Analyse und Bewertung des Optimierungspotenzials 90
4.1 Kreislaufmodell des Demonstrators 90
4.2 Ergebnisse der numerischen Kreislaufoptimierung 92
4.2.1 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit dem numerischen Modell 92
4.2.2 Variation Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad 94
4.2.3 Variation Rekuperatoreffektivität 96
4.2.4 Variation Druckverluste 97

5 Optimierung des Demonstrators 100
5.1 Bewertung und Auswahl der Optimierungsmaßnahmen 100
5.1.1 Verdichtereintrittstemperatur 100
5.1.2 Turbokomponentenwirkungsgrad 101
5.1.3 Rekuperatoreffektivität 101
5.1.4 Druckverluste 102
5.1.5 Emissionen 102
5.2 Zusammenfassung der Optimierungsmaßnahmen 103
5.3 Neuentwicklung Rekuperator 104
5.3.1 Rekuperatorkonzepte 104
5.3.2 Auslegung und konstruktive Umsetzung des Rekuperators 107
5.3.3 Integration des optimierten Rekuperators 110
5.4 Neuentwicklung Brennkammer und Integration Gesamtsystem 114
5.4.1 Brennkammerkonzepte 114
5.4.2 Integration des Brennkammerkonzepts 116
5.5 Auslegung der Zuluft-Vorkonditionierung und Abgasblenden 119
5.5.1 Vorkonditionierung 119
5.5.2 Abgasblenden 120

6 Evaluierung des optimierten Mikrogasturbinen-Demonstrators 121
6.1 Experimentelle Untersuchung des modifizierten Demonstrators 121
6.1.1 Experimenteller Aufbau 121
6.1.2 Inbetriebnahme 123
6.1.3 Überarbeitung des internen Dichtkonzepts 126
6.1.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchung mit neuem Rekuperator 127
6.1.5 Experimentelle Untersuchung mit variablen Umgebungsrandbedingungen 141
6.1.6 Fazit 145
6.2 Evaluierung des Optimierungspotenzials des Gesamtsystems 147

7 Fahrzeugsimulation MGT Hybridfahrzeug 150
7.1 Fahrzyklussimulator 151
7.1.1 Fahrzeugsetup 151
7.1.2 Modellierung der Mikrogasturbine 152
7.2 Ergebnisse Fahrzyklussimulation 162
7.2.1 Betriebsstrategie des Referenz-HEV 165
7.2.2 Einfluss von Gewicht und Wirkungsgrad der Gasturbine 176
7.2.3 Einfluss der Batteriekapazität 178
7.2.4 Fazit zur Fahrzyklussimulation 180

8 Zusammenfassung und Ausblick 182
8.1 Zusammenfassung 182
8.2 Fazit und Ausblick 186

A Anhang 188
A.1 Fehlerbetrachtung 188
A.1.1 Datenerfassungssystem 188
A.1.2 Temperaturmessung 188
A.1.3 Druckmessung 190
A.1.4 Feuchtemessung 191
A.1.5 Massenstrommessung 191
A.1.6 Emissionsmessung 192
A.1.7 Steuerungsgrößen der Capstone C30 193
A.1.8 Fehlerfortpflanzung bei Abgeleiteten Größen 193
A.2 Instrumentierungsskizze 195

A.3 MGT Modell 197
A.4 Fahrzeugmodellierung 198
A.4.1 Gesamtmodell 198
A.4.2 Simulationsablauf 199
A.4.3 Gerechnete Betriebsstrategien 200
A.5 Veröffentlichungen 204

Literatur **206**

Abbildungsverzeichnis

1.1 Aufschlüsselung der Treibhausgasemissionen in Deutschland 19
1.2 Zulassungszahlen aufgeschlüsselt nach Kraftstoffart in Deutschland [8] . . 20
1.3 Schematisches Vorgehen dieser Arbeit 24

2.1 Übersicht Hybridantriebsarchitekturen nach Karle [23] 27
2.2 Geschwindigkeitsprofile der gängigen Fahrzyklen 30
2.3 Schematische Darstellung der Kräfte am Fahrzeug 34
2.4 Generisches Wirkungsgradkennfeld eines E-Motors 36
2.5 Veranschaulichung des Gasturbinenkreislaufs 38
2.6 Verdichterkennfeld 40
2.7 Emissionskonzentrationen in Abhängigkeit der Luftzahl (nach [50]) . . . 43
2.8 Turbinenkennfeld 44

3.1 Schnittbild der C30 mit Strömungsführung und Komponenten [52] 47
3.2 Komponenten der Capstone® C30 49
3.3 Prüfstandsaufbau im Labor im geöffneten Kabinett ohne thermische Isolierung des Abgases 50
3.4 Instrumentierungs- und Prozessschaltbild C30 Demonstrator 51
3.5 Strömungsverteilung in der Brennkammer 52
3.6 Übersicht über die Instrumentierung der C30 54
3.7 Veranschaulichung der Übereinstimmung globaler MGT Parameter vor und nach Installation der detaillierten Instrumentierung 58
3.8 Hautcharakteristika der Capstone C30 MGT in Abhängigkeit der Drehzahl 59
3.9 Charakterisierung des Radialverdichters der C30 in Abhängigkeit der Drehzahl 61
3.10 Charakterisierung des Rekuperators der C30 in Abhängigkeit der Drehzahl 62
3.11 Temperatur und Druckbedingungen der Brennkammer der C30 in Abhängigkeit der Drehzahl 64
3.12 Emissionsverhalten der C30 66

3.13 Druck- und Temperaturcharakteristik an der Turbine der C30 68
3.14 Leistungs- und Wirkungsgradcharakteristik der Turbine der C30 70
3.15 Experimentell vermessener Einfluss der Umgebungstemperatur auf die el. Leistungen und den el. Wirkungsrad im Volllastpunkt im Vergleich zu den Herstellerangaben [65] 71
3.16 Darstellung der vermessenen Turbokomponentenkennfelder mit gefitteten Drehzahl- und Wirkungsgradlinien 72
3.17 Ergebnisse der Lastvariation bei verschiedenen TOT 73
3.18 Ergebnisse der Lastvariation bei verschiedenen TOT 75
3.19 Ergebnisse des Vergleichs zwischen Betrieb mit Jet-A1 und HEL 77
3.20 Leistungsbilanz zwischen Verdichter, Inverter und Turbine 78
3.21 Leistungsbilanz zwischen Verdichter, Inverter und Turbine 79
3.22 Ergebnisse der Lastvariation bei verschiedenen TOT 81
3.23 Mittels Wärmestrom und Verlustannahme angepasste Leistungsbilanz zwischen Verdichter, Inverter und Turbine 82
3.24 Betriebsverhalten bei Start und Hochfahren auf Volllast 85
3.25 Betriebsverhalten während der Abschaltroutine 87
3.26 Betriebsverhalten bei Lastwechseln 89

4.1 Schema des Kreislaufmodells der C30 in MATLAB® Simulink® 90
4.2 Vergleich der Hauptcharakteristika des MGT Systems zwischen Messung und Simulation 92
4.3 Simulationsergebnis des Einflusses der Turbokomponentenwirkungsgrade auf das Systemverhalten im Volllastpunkt 94
4.4 Simulationsergebnis des Einflusses der Rekuperatoreffektivität 96
4.5 Simulationsergebnis des Einflusses der Brennkammerdruckverluste 97
4.6 Simulationsergebnis des Einflusses der Druckverluste durch vor- oder nachgeschaltete Komponenten 98

5.1 Entwurf eines optimierten MGT Systems 103
5.2 Verfügbare Bauformen von Rekuperatoren aus Marktstudie 106
5.3 Korrelation zwischen Rekuperator Effektivität und Gewicht, Volumen und Druckverlust 107
5.4 Konstruktive Umsetzung und Fertigung des additiv gefertigten Rekuperators 108
5.5 Schnittansicht der unteren Hälfte des optimierten Rekuperators mit Verteilergeometrie und Strömungsführung der Luftseite 109

5.6 Gegenüberstellung der Anordnung des originalen Rekuperators des optimierten Rekuperators in Verbindung mit der originalen Brennkammer . . 110
5.7 Aus dem Druckgehäuse der C30 herausgetrennter Injektorring 111
5.8 Erforderliche Anpassungen durch Fehler bei der Montage 112
5.9 Darstellung alternativer Brennkammerintegrationskonzepte 114
5.10 Isometrische Ansicht des neuentwickelten Gehäuses mit FLOX® 117
5.11 Schnittansichten des neu-entwickelten Gehäuses mit FLOX®-basierter Injektor-Brennkammer 118
5.12 Injektoren mit Doppelspaltbrenner [79] zur Integration in die optimierte Brennkammer 118
5.13 Komponenten der Vorkonditionierung 119
5.14 Sensitivitätsanalyse des Abgasdruckverlusts in Abhängigkeit des Blendendurchmessers nach VDI Wärmeatlas [82] 120

6.1 Prüfstandsaufbau der modifizierten MGT 122
6.2 Prozess- und Instrumentierungsschaltbild der modifizierten MGT 123
6.3 Leckageströme zwischen Verdichteraustritt und Brennkammer 125
6.4 Veranschaulichung der Anpassung des Dichtkonzepts zwischen Rekuperator und Brennkammer 127
6.5 Hautcharakteristika der modifizierten MGT in Abhängigkeit der Drehzahl 128
6.6 Charakterisierung des Radialverdichters der modifizierten MGT in Abhängigkeit der Rotordrehzahl 129
6.7 Betriebskennlinie der modifizierten MGT im Verdichterkennfeld 130
6.8 Charakterisierung des optimierten Rekuperators in Abhängigkeit der Rotordrehzahl 131
6.9 Druckverluste des optimierten Rekuperators in Abhängigkeit der Drehzahl 132
6.10 Temperatur und Druckbedingungen an der Brennkammer der modifizierten MGT in Abhängigkeit der Drehzahl 133
6.11 Abgasemissionen der modifizierten MGT über den gesamten Lastbereich 135
6.12 Druck- und Temperaturcharakteristik an der Turbine der modifizierten MGT 136
6.13 Druck- und Temperaturcharakteristik an der Turbine der modifizierten MGT 137
6.14 Bilanzierung zwischen Turbinenleistung und Verbrauchern 138
6.15 Vergleich des Betriebsverhaltens von modifizierter MGT (REX) und C30 bei Kaltstart und Hochfahren auf Volllast 140

6.16 Einfluss der Verdichtereintrittstemperatur auf Leistung und Wirkungsgrad der modifizierten MGT ($p_{comp,in} = 968\,\text{mbar}$) 141
6.17 Einfluss des Verdichtervordrucks auf Leistung und Wirkungsgrad der modifizierten MGT ($T_{comp,in} = 25\,°\text{C}$; $p_{amb} = 960\,\text{mbar}$) 143
6.18 Einfluss der Abgasblenden auf das Betriebsverhalten der modifizierten MGT ($T_{comp,in} = 25\,°\text{C}$; $p_{comp,in} = 980\,\text{mbar}$) 144
6.19 Optimierungspotenzial der neu entwickelten Komponenten 147

7.1 Rendering des DLR Inter Urban Vehicles 151
7.2 Schema des Verbrauch und *SOC* basierten MGT Betriebskonzepts 157
7.3 Umsetzung des Kraftstoffbedarfsrechnung in MATLAB® Simulink® . . . 159
7.4 Zeitabhängige Profile für Leistung, Kraftstoffmassenstrom und NO_X-Emissionen während des Startvorgangs für verschiedene Leistungsvorgaben 160
7.5 Umsetzung des NO_X-Emissionsmodells in MATLAB® Simulink® 161
7.6 Zeittrends eines Langstreckentests mit *SOC*- und lastgesteuerter MGT-Leistung (Tabelle A.8, Index 1) 163
7.7 Zeittrends eines WLTP-Tests mit *SOC*- und lastgesteuerter MGT-Leistung (Tabelle A.8, Index 1) 164
7.8 Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter Leistung - Betriebskonzept A 165
7.9 Änderung des *SOC* über den CS-Zyklus bei konstanter MGT-Leistung . 166
7.10 Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei *SOC*-gestufter Leistung nach Langstreckentest - Betriebskonzept B 168
7.11 Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen für verschiedene Schaltzeiten in s bei Bedarf-gestufter MGT Leistung - Betriebskonzept C - links nach WLTP, rechts nach Langstreckentest 171
7.12 Ausschnitt aus dem Leistungsbedarfsprofil des IUV im WLTC und dem MGT Leistungsprofil für Lastfolgebetrieb zwischen 5 kW and 30 kW (Betriebskonzept (D)) 172
7.13 Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei Lastfolgebetrieb - Betriebskonzept E 173
7.14 Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei *SOC*- und Bedarf-gestufter MGT Leistung - Betriebskonzept E 174
7.15 Simulationsergebnis Einfluss MGT Gewicht auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter MGT Leistung 176

7.16 Simulationsergebnis Einfluss MGT Wirkungsgrad auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter MGT Leistung 177
7.17 Simulationsergebnis Einfluss der Batteriekapazität auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter MGT Leistung 179

A.1 Schematische Darstellung der Druck- und Temperaturmessstellen an der unmodifizierten C30 195
A.2 Schematische Darstellung der Druck- und Temperaturmessstellen an der modifizierten C30 mit neuem Rekuperator 196
A.3 Schema des Kreislaufmodells der C30 in MATLAB® Simulink® 197
A.4 Schema des MGT-HEV Fahrzyklussimulators in MATLAB® Simulink® . 198
A.5 Simulationsablauf des MGT-HEV Fahrzyklussimulators 199

Tabellenverzeichnis

2.1 Emissionsgrenzwerte der EURO 6d Norm [26] 29
2.2 Geschwindigkeiten und Geschwindigkeitsänderungen im WLTC und NEFZ 30
2.3 Konstanten zur Berechnung des UF nach Gleichung 2.1 32

3.1 Übersicht der Kenndaten der flüssig Capstone® C30 [53] 48
3.2 Leistungssollwerte der Referenzmessung und der steigenden bzw. fallenden Lastreihe 57
3.3 Gegenüberstellung Kerosin Jet-A1 und Heizöl extra leicht [40, 68–70] . . 76

5.1 Gegenüberstellung der Entwicklungspotenziale der Rekuperatorkonzepte 105

6.1 Gegenüberstellung der Prozessparameter zwischen C30 mit originalem Rekuperator und der IBN mit dem optimierten Rekuperator 124

7.1 Fahrzeugparameter des Referenzfahrzeugs IUV 152
7.2 Experimentell bestimmte Volllastwerte der C30 MGT [63] 153
7.3 Übersicht der MGT Betriebsstrategien 155
7.4 Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei *SOC*-gestufter Leistung nach WLTP - Betriebskonzept B 168
7.5 Utility Factor (UF) in Abhängigkeit der Batteriekapazität 178

A.1 Messungenauigkeiten der verwendeten Thermoelemente 189
A.2 Messungenauigkeiten der verwendeten Drucksensoren [94–96] 190
A.3 Messbereiche und Messunsicherheiten ABB Abgasanalyse [100, 101] . . . 192
A.4 Parameter der Betriebsstrategie mit konstanter Last 200
A.5 Parameter der Betriebsstrategie mit *SOC*-gestufter Leistung 200
A.6 Parameter der Betriebsstrategie mit Bedarf-gestufter Leistung 201
A.7 Parameter der Betriebsstrategie mit Lastfolge-Betrieb 202
A.8 Parameter der Betriebsstrategie mit *SOC*- und Bedarf-gestufter Leistung 202

Kurzfassung

Die Elektrifizierung des Automobilsektors wird als wichtiger Schritt zur Erreichung der Klimaneutralität im Transportsektor betrachtet. Trotz hohem Entwicklungstempo gibt es Vorbehalte bei den erzielbaren Reichweiten und Ladezeiten. Für Fahrzeuge mit hohen Reichweitenanforderungen können Hybridantriebe eine Vielzahl von Möglichkeiten eröffnen. So bietet der Einsatz von elektrischen Antrieben die Möglichkeit einen Primärenergiewandler entkoppelt von den erforderlichen Dynamiken und Spitzenleistungen in einem günstigen Betriebspunkt zu betreiben. Das ermöglicht den Einsatz alternativer Technologien, wie Brennstoffzellen oder Mikrogasturbinen.
Mikrogasturbinen sind in der dezentralen Energieversorgung, insbesondere in Bereichen wo Kraftstoffflexibilität oder die Auskopplung von Prozesswärme erforderlich sind, bereits etabliert. Ihr vergleichsweise geringer elektrischer Wirkungsgrad nach aktuellem Stand der Technik und hohe Anschaffungskosten stehen dem Einsatz im Automobilbereich entgegen. Die Vorzüge von Mikrogasturbinen liegen zur Zeit in potenziell geringen Unterhaltskosten und niedrigen Schadstoffemissionen. Aufgrund ihres modularen Aufbaus bieten sie viele Ansätze zur Komponentenoptimierung für eine spezifische Anwendung.
In dieser Arbeit wurde auf Basis einer kommerziell verfügbaren Mikrogasturbine vom Typ Capstone® C30 mit 30 kW elektrischer Leistung bei einem elektrischen Wirkungsgrad von 25 % die Eignung und das Optimierungspotenzial von Mikrogasturbinen für die Anwendung als automobiler Primärenergiewandler experimentell und numerisch untersucht. Dazu wurde ein Demonstrator-Prüfstand aufgebaut und mit detaillierter Instrumentierung an den wichtigen Kreislaufkomponenten, einer Abgasanalyse und einer Verdichterzapfluft ausgestattet. Anhand der so instrumentierten C30 wurde das Gesamtsystem, sowie die einzelnen Komponenten stationär und transient über den gesamten Betriebsbereich vermessen. Der experimentelle Datensatz wurde dazu genutzt, ein im institutseigenen Kreislaufsimulationstool MGTS^3 bestehendes Modell der C30 zu validieren. Mit diesem wurden dann Parameterstudien zu Kenngrößen wie Wirkungsgrad oder Druckverlust der Systemkomponenten durchgeführt. Die Ergebnisse wurden hinsichtlich ihrer Wirksamkeit und Umsetzbarkeit zur Optimierung der Mikrogasturbine bewertet. Es

wurde gezeigt, dass durch die Umsetzung einzelner Maßnahmen mit der C30 elektrische Wirkungsgrade von 30 % erreicht werden können.
Als Optimierungsmaßnahmen wurden im Rahmen dieser Arbeit der Rekuperator, die Brennkammer und deren strömungstechnische Integration identifiziert. Deshalb wurde ein neuer Rekuperator konzipiert und durch einen Zulieferer ausgelegt und additiv gefertigt. Es wurden Konzepte zur Integration eines FLOX®-basierten Brennkammersystems aufgezeigt und die konstruktive Umsetzung zur schrittweisen Integration von Rekuperator und Brennkammer beschrieben. Zur Untersuchung der Fahrzeugintegration der Mikrogasturbine wurden eine Zuluftkonditionierung und Abgasblenden ausgelegt. Die Gasturbine wurde mit dem neuem Rekuperator in Betrieb genommen und über den gesamten Drehzahlbereich charakterisiert. Es zeigte sich jedoch, dass die modifizierte Gasturbine interne Leckagen aufweist und die Druckverluste des gefertigten, neuentwickelten Rekuperators die Auslegungswerte deutlich übersteigen, sodass keine Verbesserung der Leistungskennwerte erzielt wurde. Die Vorkonditionierung und Abgasblenden kamen bei der modifizierten Mikrogasturbine zum Einsatz, um den Einfluss von Verdichtereintrittsbedingungen und Abgasdruckverlusten zu charakterisieren.
Um die experimentell ermittelten Kraftstoffverbräuche und Emissionen sowie deren Optimierungspotenziale in fahrzeugrelevanten Dimensionen einzuordnen, wurde in MATLAB® Simulink® ein Fahrzyklussimulator entwickelt. Neben den Bewegungsgleichungen wurden das stationäre und transiente Verhalten der C30 Gasturbine auf Basis der Messergebnisse modelliert. Ausgewertet wurden die Fahrzyklen nach dem WLTP und einem Langstreckentest basierend auf der gesamten Tank- und Batteriekapazität. Mit dem Simulator wurden verschiedene Betriebskonzepte der Mikrogasturbine in Abhängigkeit des Leistungsbedarfs und des Ladezustands der Batterie untersucht. Anhand von Parametervariationen globaler Gasturbinenkennwerte wurde der Einfluss der ermittelten Optimierungspotenziale auf das Gesamtfahrzeug übertragen.
So bietet diese Arbeit eine ganzheitliche Betrachtung des Einsatz- und Optimierungspotenzials von Mikrogasturbinen in PKW. Ausgehend von der experimentellen Erfassung des Ist-Zustands einer Mikrogasturbine in der relevanten Leistungsklasse wurden durch numerische Simulation Optimierungspotenziale identifiziert. Diese wurden in einem Demonstrator umgesetzt und experimentell charakterisiert. Die Erkenntnisse aus dem Optimierungsprozess wurden abschließend in einem Fahrzyklussimulator im Gesamtfahrzeug bewertet. Damit kann diese Arbeit als Grundlage für künftige Entwicklungsstrategien hinsichtlich des Einsatzes von Mikrogasturbinen in Kraftfahrzeugen dienen.

Abstract

The electrification of the automotive sector is regarded as an important step in achieving climate neutrality in the transport sector. Despite rapid development, concerns still exist regarding achievable ranges and charging times. For vehicles with demands for long ranges, hybrid drive trains can provide a multitude of opportunities. The use of electric drives hence offers the possibility to operate a primary energy converter at a favorable operating point, decoupled from necessary dynamics and peak performances. This enables the use of alternative technologies such as fuel cells or micro gas turbines. Micro gas turbines are already established in decentralized power supply, especially in areas where fuel flexibility and the decoupling of process heat are required. Their comparably low electrical efficiency at current state of the art and high investment costs oppose the use in automotive applications. Benefits of micro gas turbines currently lie in potentially low operating costs and low pollutant emissions. Due to their modular setup, micro gas turbines offer many approaches for optimization of components towards a specific application.

In this work the suitability and optimization potential of the use of micro gas turbines as automotive primary energy converters was experimentally and numerically investigated on the basis of a commercially available Capstone® C30 micro gas turbine with 30 kW electric power output with an electric efficiency of 25 %. For this purpose, a demonstrator test-rig was built and equipped with detailed instrumentation of the important cycle components as well as an exhaust gas analysis and a compressor bleed. With this instrumentation, the steady-state and transient overall system performance as well as the single component performance was mapped. The experimental data set was used to validate an existing model of the C30 in the institute's in-house gas turbine cycle simulation tool MGTS^3. With the model, parameter studies to characteristics such as efficiency or pressure loss of system components were performed. The results were evaluated with regard to their effectiveness and feasibility to optimize the micro gas turbine. It was shown, that by the implementation of individual measures, electric efficiencies of 30 % can be achieved with the C30.

In the context of this work the recuperator, the combustion chamber and their fluid dynamic system integration were identified as optimization measures. Therefore, a new recuperator concept was developed, which was designed and additively manufactured by a supplier. Concepts for the integration of a FLOX®-based combustion chamber were shown and the design layout for the step-wise integration of recuperator and combustion chamber were described. To investigate the vehicle integration of the micro gas turbine, an inlet-air preconditioning and exhaust gas orifice plates were designed. The gas turbine with the new recuperator was commissioned and characterized over the full range of operating speed. However, it became apparent, that the modified gas turbine had internal leakages and that the pressure losses of the newly developed and manufactured recuperator were exceeding the design values significantly, hence no improvement of performance was achieved. The inlet-air preconditioning and the exhaust gas orifices were employed with the modified micro gas turbine to characterize the influence of compressor inlet conditions and exhaust gas pressure losses.

To classify the experimentally determined fuel consumption and emissions into vehicle relevant dimensions, a drive cycle simulation tool was developed in MATLAB® Simulink®. In addition to the equations of motion, the steady state and transient behavior of the C30 gas turbine was modeled based on the measurement results. The drive cycles were evaluated according to the WLTP and a long distance test based on the total tank and battery capacity. The simulator was used to analyze various micro gas turbine control strategies based on load requirement and battery state of charge. Based on the variation of global gas turbine parameters, the influence of the evaluated optimization potentials was transferred to the full vehicle.

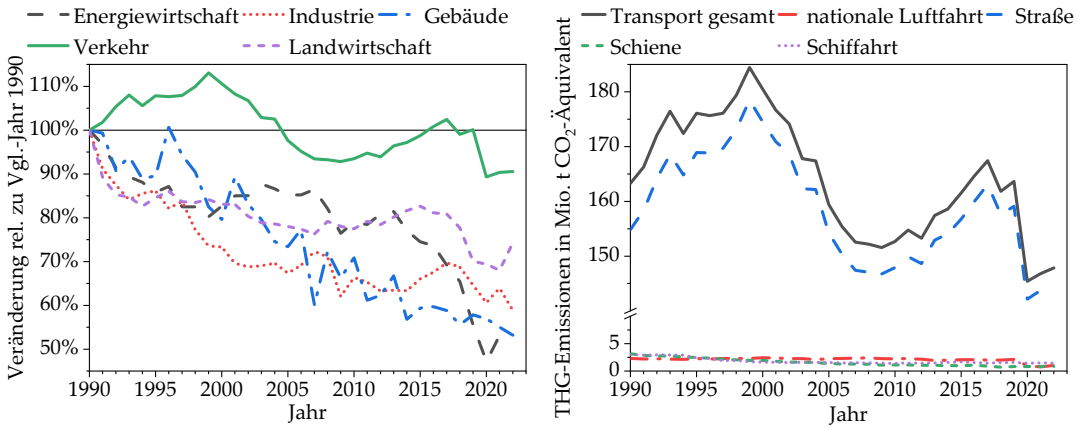
Hence, this work offers a holistic examination of the application and optimization potential of micro gas turbines in passenger cars. Based on the experimental assessment of the as-is state of a micro gas turbine in the relevant power range, optimization potentials were identified by numerical simulations. These were implemented into a demonstrator rig and experimentally characterized. Finally the findings of the optimization process were evaluated in the full vehicle by means of a drive cycle simulator. Thereby this work can serve as basis for future development strategies with regard to the use of micro gas turbines in automobiles.

1 Einleitung

1.1 Motivation und Stand der Technik

Mit dem Übereinkommen von Paris haben sich 175 Teilnehmer der UN-Klimakonferenz bzw. der 21. Conference of Parties (COP 21) auf eine Einschränkung der Erderwärmung festgelegt. In dem Abkommen wurde vereinbart die Erwärmung nach Möglichkeit auf 1,5 °C, jedoch zumindest deutlich unter 2 °C gegenüber dem vorindustriellen Niveau zu beschränken [1]. Mit der Ratifizierung des Abkommens verpflichten sich die Unterzeichnerstaaten Maßnahmen auf nationaler Ebene zur Umsetzung des Ziels zu ergreifen.
In Deutschland wurde die Umsetzung der Ziele 2019 im Bundes-Klimaschutzgesetz verankert, welches bis 2030 eine Reduktion der Treibhausgase um 55% gegenüber 1990 und bis 2050 die Anstrebung der Treibhausgasneutralität festlegt[2]. Um die Koordination der Maßnahmen auf die zuständigen Ministerien zu verteilen, sind in dem Gesetz jährliche Emissionsobergrenzen für die Sektoren Energie, Industrie, Verkehr, Gebäude, Landwirtschaft und Abfallwirtschaft festgelegt. Die Maßnahmen und Handlungsfelder sind im Klimaschutzplan 2050 [3] der Bundesregierung beschrieben. So ist für den Verkehrsbereich vorgesehen, dass dieser mit einer Reduktion der Treibhausgasemissionen (THG-Emissionen) um 40 bis 42 % gegenüber 1990 zum Klimaziel 2030 beitragen soll. Darüber hinaus, wurde im Rahmen des „Fit for 55“-Pakets der Europäischen Union im Jahr 2023 eine weitere Verschärfung hin zu Null Treibhausgasen bis zum Jahr 2035 beschlossen [4]. Damit können de facto ab dem Jahr 2035 keine neuen Fahrzeuge mit Verbrennermotor mehr zugelassen werden. Explizit ausgenommen sind jedoch Antriebe mit nicht fossilen Brennstoffen wie synthetische Kraftstoffe oder Wasserstoff. Nicht explizit erwähnt in der Gesetzgebung sind hybride Antriebsmodelle.

Betrachtet man die historische Entwicklung der einzelnen Sektoren seit dem Referenzjahr 1990 (Abb. 1.1a), so ist zu erkennen, dass in den einzelnen Sektoren bereits Reduktionen zwischen 20 % und 40 % bis 2019 erzielt werden konnten. Einzige Ausnahme bildet hier der Verkehrssektor, der sich Stand 2019 auf dem gleichen Niveau wie 1990 befindet.



(a) Entwicklung der THG-Emissionen nach Sektoren relativ zum Stand 1990 [5]

(b) Aufteilung der THG-Emissionen auf die einzelnen Verkehrssektoren [6]

Abbildung 1.1: Aufschlüsselung der Treibhausgasemissionen in Deutschland

Dabei entfällt der größte Teil mit leicht steigender Tendenz, wie in Abbildung 1.1b zu sehen ist, auf den straßengebundenen Verkehr. Hier werden die durch Weiterentwicklung erzielten Fortschritte bei Verbrauch und Treibhausgasemissionen durch den kontinuierlich wachsenden Fahrzeugbestand und Mobilitätsbedarf der Gesellschaft aufgehoben. Um das Treibhausgasziel für 2030 im Sektor Verkehr zu erreichen, sind daher weitreichende Innovationen erforderlich.

Seitens des Gesetzgebers werden auf EU-Ebene Flottenziele für die Fahrzeughersteller festgelegt. Für die Jahre 2020 und 2021 liegt das Ziel für die Hersteller bei einem CO_2-Ausstoß von 95 g/km. Dieser ergibt sich zum Einen in Verbindung mit den Zulassungszahlen aus den im Fahrversuch der Typengenehmigung ermittelten Verbräuchen. Zum anderen können sog. Ökoinnovationen angerechnet werden, darunter versteht man innovative Technologien zur Einsparung von THG Emissionen die sich bei der Zulassung im Fahrzyklus nicht bemerkbar machen. Dies kann beispielsweise eine effiziente Beleuchtung sein oder eine navigationsdatenbasierte Ladestandskonditionierung der Batterie. Des Weiteren können Hersteller besonders sparsame Fahrzeuge mehrfach anrechnen. Im Jahr 2020 können Fahrzeuge mit einem CO_2-Ausstoß von weniger als 50 g/km doppelt gezählt werden [7].

Diese Anforderungen und der gesetzliche Rahmen führen bei Automobilherstellern immer mehr zu einem Umdenken hin zu Alternativen zum Verbrennungsmotor als Antrieb. Diese fristen bisher nur ein Nischendasein. So gibt es beispielsweise nur einige wenige Serienmodelle mit Wankelmotor-Antrieb und Erdgas-Antriebe (LNG und CNG) liegen bei einem Marktanteil von 0,2 % in Deutschland (Abb. 1.2). Komplett andere Antriebstechnologien wurden nur in Prototypen umgesetzt (Dampfantrieb, Mikrogasturbinen-Direktantrieb).

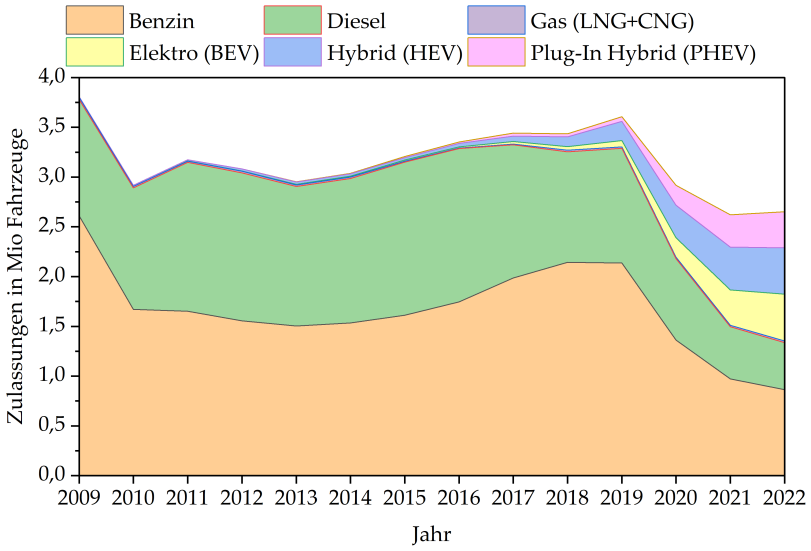


Abbildung 1.2: Zulassungszahlen aufgeschlüsselt nach Kraftstoffart in Deutschland [8]

Seit etwa 2010 kann man allerdings einen Trend zur vermehrten Teil- und Vollelektrifizierung des Antriebsstrangs anhand der Zulassungszahlen von hybrid-elektrischen Fahrzeugen erkennen. So liegt der Anteil an Hybridfahrzeugen bei den Neuzulassung 2019 bei 6,6 % und erzielt damit einen Zuwachs gegenüber dem Vorjahr von 83,7 % (Abb. 1.2). Durch die Kopplung von Elektromotor lassen sich durch das Ausspielen der individuellen Stärken der Antriebe Effizienzsteigerungen erzielen (s. Kap. 2.1).

Seit etwa 2015 nehmen auch die Zulassungszahlen rein elektrischer Fahrzeuge Fahrt auf (Abb. 1.2). An dem stetig wachsenden Angebot an Modellen, kann man erkennen, dass ein Großteil der Fahrzeughersteller in rein elektrischen Fahrzeugen die Lösung zur Erreichung der strikten Flottenziele sehen. Dies ist auch von daher naheliegend, da diese mit 0 g/km CO_2 in die Flottenstatistik einfließen. Trotz steigender Akzeptanz durch ein allmähliches Umdenken im Mobilitätsverhalten und einer rapiden technologischen Weiterentwicklung gibt es gegenüber rein elektrischer Fahrzeuge kundenseitig noch Vorbehalte bezüglich der zur Verfügung stehenden Reichweite mit einer Batterieladung, den langen Batterie-Ladezeiten und der dadurch eingeschränkten universellen Einsetzbarkeit, wodurch der Begriff "Range Anxiety"geprägt wurde [9].
Um diese Reichweitenangst zu umgehen, bieten sich als Alternative zum rein elektrischen Fahrzeug „reichweitenverlängerte“ elektrische Fahrzeuge an. Genau genommen handelt es sich dabei um serielle Hybridfahrzeuge. Angetrieben wird das Fahrzeug rein elektrisch, allerdings wird im Fahrzeug ein kleines Aggregat mit Generator verbaut, welches die Batterie bei Bedarf unterwegs laden kann (s. Kap. 2.1). Trotz des starken Zuwachs an Hybridfahrzeugen gibt es mit dem Opel Ampera bzw. dem Schwestermodell Chevrolet

Volt [10] derzeit in Deutschland nur ein verfügbares Modell. In diesem wird ein 1,4 l 4-Zylinder Otto-Motor mit 68 kW elektrischer Ausgangsleistung verbaut. Hier lag der Fokus allerdings darauf ein möglichst günstiges Aggregat zu verbauen. Der BMW i3 mit Range Extender [11], bei dem mit einem 28 kW 2-Zylinder Reihenmotor aus dem Roller-Portfolio von BMW das Konzept des Down-Sizing konsequent umgesetzt wurde, wird nicht mehr hergestellt, da dieser durch steigende Batteriekapazität obsolet wurde. Beim seriellen Hybridantrieb sind Primärenergiewandler, also das Aggregat, welches die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie in eine nutzbare Energieform wandelt, und Vortriebsenergiewandler bzw. Traktionsantrieb entkoppelt. Dadurch kann der Primärenergiewandler kontinuierlich im Auslegungsbetriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad betrieben werden und die Leistung des Primärenergiewandlers auf die durchschnittliche benötigte Leistung ausgelegt werden. Zudem ermöglicht es den Einsatz neuer Energiewandlertechnologien, welche die hohen Dynamikanforderungen des Vortriebsenergiewandlers nicht erfüllen müssen. So ist hier der Einsatz von Brennstoffzellen, Linear-Freikolben-Generatoren oder Mikrogasturbinen möglich. In diesem Technologiesegment sind aktuell zwei Fahrzeuge mit Brennstoffzellen Energiewandler auf dem Markt verfügbar (Hyundai Nexo und Toyota Mirai) [12].
Mikrogasturbinen kommen mit dem Rover Jet-1 [13] erstmalig in den 1940er Jahren und später in Konzeptfahrzeugen wie dem Auto 2000 [14] von Mercedes aus dem Jahr 1981 zum Einsatz. In diesen Fahrzeugen werden diese jedoch direkt als Traktionsantrieb eingesetzt. Deswegen sind sie aufgrund ihrer im Vergleich zum Kolbenmotor schlechten Dynamik und ihrem kleinen effizienten Betriebsbereich, wenig erfolgreich. Seit den 1990er Jahren werden Mikrogasturbinen vermehrt im Bereich der dezentralen, stationären Energieversorgung eingesetzt. Auch aufgrund der Hybridisierung des automobilen Antriebsstrangs steigt auch hier wieder das Interesse. Bisher gibt es allerdings nur einige Demonstrationsprojekte, insbesondere durch den Mikrogasturbinen-Marktführer Capstone Green Energy: den Van Ford Whisper [15], den Supersportwagen CMT-380 [16] und die hybrid-elektrischen Busse Trolza ECObus-5250 [17] und ECOSaver IV [18]. Darüber hinaus gibt es noch einige Konzeptfahrzeug wie beispielsweise den Sportwagen C-X75 des Automobilherstellers Jaguar Land Rover Ltd. mit zwei Gasturbinen der Firma Bladon Micro Turbine [19]. Bei diesen Projekten wird jedoch mit Ausnahme der Leistungselektronik direkt die Mikrogasturbine aus der stationären Anwendung übernommen. Das heißt, an der Mikrogasturbine selbst wurde keine Optimierung für die Anwendung als Range Extender durchgeführt. Der Fokus der Anforderungen unterscheidet sich jedoch zwischen den Anwendungen. Das Ziel ist in beiden Fällen der bestmögliche Wirkungsgrad bei kleinstmöglichen Emissionen. In der stationären Energieversorgung gestaltet sich dieser

jedoch als Kompromiss aus größtmöglicher Verfügbarkeit und Langlebigkeit. Dies führt letztlich zu einer robusten Auslegung ohne Fokus auf Gewicht oder Bauraum. In der mobilen Anwendung mit deutlich geringeren Betriebszeiten kehren sich die Verhältnisse um, dort sind Kompaktheit und Leichtbau eine primäre Anforderung.
Gegenüber dem klassische Verbrennungsmotor zeichnet sich die Mikrogasturbine aktuell beispielsweise durch einen vergleichsweise einfachen mechanischen Aufbau aus, der insbesondere durch die geringe Anzahl an beweglichen Teilen besticht. So beschränkt sich dies neben Kraftstoffregelventil und -pumpe auf den Gasturbinenrotor. Wird dieser durch Luftlager aufgenommen entfällt zusätzlich das Schmierölsystem. Dadurch ergibt sich ein sehr geringer Wartungsaufwand in langen Intervallen. Die radialen Turbokomponenten selbst lassen sich aus der bekannten Turboladertechnologie der Automobilbranche ableiten. Wie aus der Luftfahrt bekannt ist, lassen sich mittels der Gasturbinentechnologie extrem hohe Leistungsdichten erzielen. In Verbindung mit der guten Kraftstoffflexibilität, bis hin zum Einsatz von Wasserstoff, gepaart mit geringen Abgasemissionen ohne Abgasnachbehandlung bieten Mikrogasturbinen eine vielversprechende Basis für automobile Range Extender. Ein Kritikpunkt an Mikrogasturbinen ist der im Vergleich zu Verbrennungsmotoren geringere elektrische Wirkungsgrade nach Stand der Technik [20]. Durch den Einsatz von Rekuperatoren zur Wirkungsgradsteigerung reduziert sich wiederum der Leistungsdichtevorteil. Daher ist es erforderlich, die optimale Abstimmung zwischen Wirkungsgrad und Leistungsdichte zu finden. Für eine verbreitete Markteinführung müsste auch eine Optimierung der Produktionskosten erfolgen. Aufgrund der geringeren Stückzahlen des Energiesektors im Vergleich zum Automobilsektor dürften diese nach aktuellem Stand nicht vergleichbar sein, wenn man die Investitionskosten von MGT- und Motor-BHKW vergleicht [21].
Der Verbrennungsmotor hat bereits über ein Jahrhundert intensiver Optimierung auf die Fahrzeuganwendung hinter sich. Die vorliegende Arbeit macht den Schritt hin zur Betrachtung des Optimierungspotenzials von Mikrogasturbinen für die Anwendung als Primärenergiewandler in seriellen hybridelektrischen Fahrzeugen.

1.2 Zielsetzung und Vorgehen

Ziel dieser Arbeit ist es, die Möglichkeiten aufzuzeigen, die der Einsatz einer Mikrogasturbine als Primärenergiewandler in einem PKW mit hybrid-elektrischem Antrieb bietet. Es werden bestehende Potenziale in kommerziellen Systemen hinsichtlich Wirkungsgrad, Leistungsdichte und Emissionen aufgezeigt. Darauf aufbauend werden die Optimierungspotenziale der Mikrogasturbine im Hinblick auf deren Anwendung im Fahrzeug identifiziert und bewertet. Die Umsetzung ausgewählter Maßnahmen wird in einem kommerziellen System untersucht. Die gefundenen Wirkungsgrad- und Emissionspotenziale werden im Kontext zu bestehenden Regularien und den Kraftstoffverbrauchen anderer Antriebssysteme eingeordnet und bewertet, ob Mikrogasturbinen eine technisch relevante Alternative für hybridelektrische Fahrzeuge bieten. Darüber hinaus wird differenziert, ob dies durch Modifikationen an bestehenden Systemen erreicht werden kann oder ob dies nur durch eine grundlegende Neuentwicklung möglich ist.
Dazu wird ein Mikrogasturbinen-Demonstrator-Prüfstand aufgebaut. Als Basis für diesen Prüfstand dient die Capstone C30 Mikrogasturbine. Um diese grundsätzlich hinsichtlich ihrer Eignung zum Einsatz als Primärenergiewandler in Fahrzeugen zu bewerten, wird deren Betriebsverhalten und thermodynamischer Kreislauf detailliert charakterisiert. Um die thermodynamischen Eigenschaften und Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten des Mikrogasturbinenkreislaufs zu bestimmen, werden diese an Einlass und Auslass mit Druck-, Temperatur- und sofern erforderlich mit Durchflusssensoren versehen. Die Zusammensetzung des Abgases wird anhand einer Abgasanalyse bestimmt. Um die thermodynamischen Zusammenhänge zwischen den Komponenten besser verstehen zu können, wird das Verhalten sowohl auf der Betriebskennlinie vermessen als auch das Off-Design-Verhalten durch Variation von Betriebsparametern bestimmt.
Ein thermodynamisches Modell des Mikrogasturbinenkreislaufs wird dazu genutzt, Einflussgrößen zu ermitteln, anhand derer die Mikrogasturbine für den Einsatz im Hybridfahrzeug optimiert werden kann. Das Modell wurde in der institutseigenen, stationären Gasturbinenkreislaufsimulationsplattform MGTS^3 erstellt und wird basierend auf den im Versuch ermittelten Daten validiert. Es wird untersucht, wie sich die Variation der Leistungskennwerte einzelner Komponenten auf das Gesamtsystems auswirken.
Aus den experimentellen Daten und den ermittelten Einflussgrößen der Kreislaufsimulation können Optimierungsmaßnahmen für die Mikrogasturbine abgeleitet werden. Diese werden hinsichtlich ihrer Wirkung und Umsetzbarkeit bewertet. Für die vielversprechendsten Maßnahmen werden Konzepte zur Realisierung am Demonstrator ausgearbeitet. Diese werden konstruktiv umgesetzt und nach Möglichkeit gefertigt, so-

dass deren Integration am Demonstrator untersucht werden kann. Die Wirksamkeit der Optimierungsmaßnahmen wird dann experimentell am Demonstrator untersucht.
Die Ergebnisse aus Kreislaufsimulation und Experiment fließen in ein Fahrzeugmodell, anhand dessen Mikrogasturbinen-Hybridfahrzeuge in relevanten Fahrzyklen bewertet werden können. Dabei wird das vom DLR entworfene serielle Hybrid-Fahrzeugkonzept des Inter Urban Vehicles (IUV) aus dem Projekt Next Generation Car als Fahrzeugbasis herangezogen. Das Modell wird in MATLAB® auf der Simulationsplattform Simulink® aufgebaut. Es berücksichtigt die grundlegenden Kräfte- und Energiebilanzen am Fahrzeug in Verbindung mit den Geschwindigkeitsprofilen der Fahrzyklen. Seitens der Gasturbine bildet das Modell stationäre Betriebszustände, aber auch fixe, transiente Vorgänge ab. Dazu gehören die An- und Abfahrmanöver sowie Lastgradienten. Über das Fahrzeugmodell wird ermittelt, welche Parameter entscheidend für den Einsatz der Gasturbine im Fahrzeug sind und welche Betriebsstrategie der Gasturbine am besten geeignet ist, um sich möglichst schadstoffarm und effizient fortzubewegen.
Anhand der gesammelten Ergebnisse aus Experiment und Simulation wird das Potenzial der Mikrogasturbine als automobiler Primärenergiewandler vom technischen Standpunkt aus, ausgehend vom betrachteten Demonstrator, evaluiert.

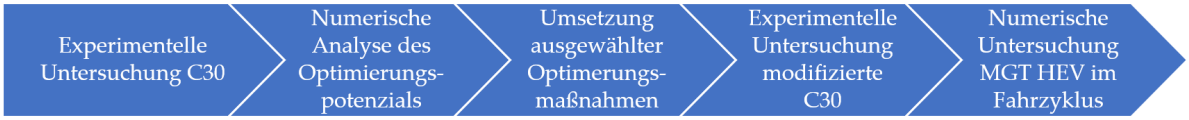


Abbildung 1.3: Schematisches Vorgehen dieser Arbeit

Entsprechend der hier dargelegten Zielsetzung und der Vorgehensweise, wie sie auch in Abb. 1.3 verdeutlicht ist, gliedert sich auch diese Arbeit. Zunächst werden in Kapitel 2 die Grundlagen für die durchgeführten Arbeiten behandelt. Kapitel 3 beschreibt den experimentellen Aufbau des Prüfstands und die Ergebnisse der Charakterisierung des Demonstrators. Das numerische Modell und die damit ermittelten Einflüsse der einzelnen Komponenten auf das Gesamtsystem sind in Kapitel 4 dargestellt. Darauf aufbauend werden in Kapitel 5 die Optimierung des Demonstrators und darüber hinaus Optimierungsmöglichkeiten des Gasturbinenkreislaufs beschrieben. Die experimentelle Untersuchung und Evaluierung des Optimierungspotenzials erfolgt in Kapitel 6. In Kapitel 7 werden die aus der experimentellen und numerischen Betrachtung der Mikrogasturbine gewonnenen Leistungskennwerte auf die Fahrzeuganwendung übertragen und deren Einflüsse numerisch im Fahrzyklus evaluiert.
Die Arbeiten am Demonstrator und Kreislaufsimulator erfolgen im Rahmen des DLR-internen Projekts Next Generation Car im Teilprojekt Antriebsstrang (NGC-AS).

2 Grundlagen

2.1 Fahrzeuge mit Hybridantrieb

Als Fahrzeuge mit Hybridantrieb oder Hybridfahrzeuge werden Fahrzeuge mit zwei oder mehr Energiewandlern als Antrieb und Energiespeichern bezeichnet. In dieser Arbeit werden ausschließlich hybridelektrische Fahrzeuge (HEV) behandelt, im üblichen Sprachgebrauch ist damit ein Fahrzeug gemeint, dessen Antriebssystem sich aus einem Elektromotor und Verbrennungsmotor zusammensetzt. Neben dem elektrischen Traktionsantrieb bzw. Vortriebsenergiewandler kann es sich beim zweiten Energiewandler, dem Primärenergiewandler, aber um einen beliebiges System handeln. So können als Primärenergiewandler z.B. auch eine Brennstoffzelle oder ein Schwungrad-Speicher [22] zum Einsatz kommen.

HEV werden zum Einen gegliedert in „Kategorien“ entsprechend des Anteils der elektrischen Leistung an der gesamten Vortriebsleistung. Zum Anderen werden HEV nach der „Architektur“ des Antriebs unterteilt, also nach Anordnung und Verschaltung der Energiewandler. Bei der Untergliederung in Kategorien und Architekturen gibt es durchaus Überschneidungen. So wird man die Kategorien Mikro- und Mild-Hybride vorrangig als Parallel-Hybride Anordnung finden, Voll-Hybride als Parallel- oder Mischhybrid und Range-Extender nur als seriellen Hybrid. Es werden jedoch jeweils unterschiedliche Eigenschaften abgegrenzt. Diese werden im Folgenden auf Basis von Karle [23] näher beschrieben.

2.1.1 Hybrid Kategorien

Mikro-Hybrid

Beim Mikro-Hybrid wird der Elektromotor entgegen der eigentlichen Definition von Hybridfahrzeugen nicht als Antrieb verwendet. Hier wird ein Startergenerator mit 2 bis

5 kW Leistung, der i. d. R. über einen Riemen mit der Kurbelwelle verbunden ist, in Verbindung mit einer optimierten Starterbatterie eingesetzt. Über dieses System kann Bremsenergie zurückgewonnen werden. Diese kann über eine Start-Stopp-Automatik genutzt werden und zu einer Kraftstoffeinsparung in Höhe von 5 bis 10 % führen.

Mild-Hybrid

In der Mild-Hybrid Kategorie ist der Startergenerator direkt mit der Kurbelwelle verbunden. Der Leistungsbereich der Elektromotoren liegt hier in der Größe von 5 bis 15 kW und auch die Spannung und Kapazität der Batterie ist gegenüber konventionellen Fahrzeugen gesteigert. Dies erlaubt einen eingeschränkten Einsatz zum Antrieb des Fahrzeugs. Insbesondere kommt der Elektromotor zur Leistungssteigerung zum Einsatz und wenn sich der Verbrennungsmotor in Bereichen schlechten Wirkungsgrads befindet, wie z.B. beim Anfahren.

Voll-Hybrid

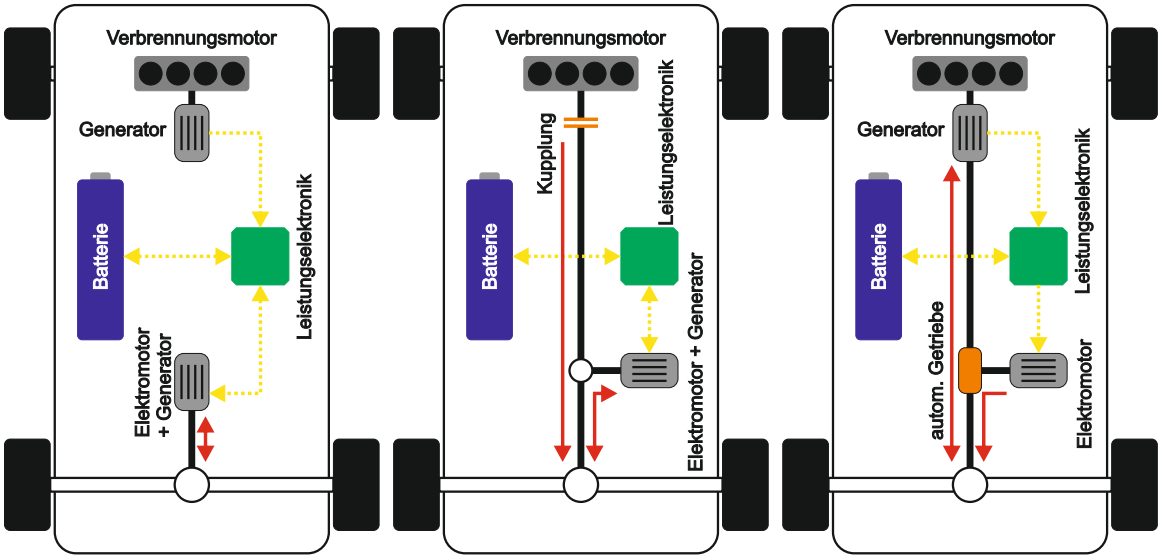
Ein Voll-Hybrid ermöglicht in der Regel rein elektrisches Fahren auf kurzen Strecken. Dafür werden Elektromotoren mit deutlich über 15 kW Leistung verbaut und die Akkumulatoren, welche eingesetzt werden, sind vergleichbar mit denen, die in rein elektrischen Fahrzeugen verbaut werden, nur mit einer geringeren Kapazität.

Range-Extender

Bei der Range Extender Konfiguration sind die Größenverhältnisse zwischen Elektroantrieb und Primärenergiewandler umgekehrt. Der Elektroantrieb übernimmt die Hauptantriebsaufgabe. Dementsprechend kann beispielsweise der Verbrennungsmotor in der Leistung auf eine Größenordnung von 30 kW herunterskaliert werden. Dieser dient dann hauptsächlich zum Laden der Batterie und kann somit unabhängig vom Fahrzustand im optimalen Betriebspunkt betrieben werden. Die Konfiguration kommt somit dem reinen Elektrofahrzeug sehr nahe, daher spricht man auch von einem Range Extended Electric Vehicle (REEV).

2.1.2 Hybrid Architekturen

Übergeordnet zu der Verschaltung der Hybridkomponenten wird unterschieden ob es sich um einen Plug-In Hybrid handelt oder nicht. Als Plug-In (engl. einstecken) wer-



(a) Serieller Hybrid (b) Paralleler Hybrid (c) Mischhybrid

Abbildung 2.1: Übersicht Hybridantriebsarchitekturen nach Karle [23]

den Hybridfahrzeuge bezeichnet, deren Batterie zusätzlich extern über das Stromnetz aufgeladen werden kann.

Serieller Hybrid

Beim seriellen Hybridantrieb gibt es keine mechanische Verbindung zwischen Primärenergiewandler und Antriebsachse. Die Konfiguration ist in Abbildung 2.1a schematisch dargestellt. Der Vortrieb wird allein durch die Elektromotoren generiert. Dabei wird die Dauerleistungsfähigkeit des Fahrzeugs durch die Leistung des Primärenergiewandlers und die Batteriekapazität bestimmt. Leistungsspitzen werden durch den elektrischen Antrieb abgedeckt. Der Primärenergiewandler wird in einem optimalen Betriebspunkt stationär betrieben.

Paralleler Hybrid

Im Gegensatz zum seriellen Hybrid wirken beim Parallel-Hybrid, wie in Abbildung 2.1b dargestellt, beide Energiewandler direkt auf den Antrieb ein. Je nach Angriffspunkt des Elektromotors werden die Klassen P0 bis P4 unterschieden. So kann der elektrische Antrieb z.B. an der Kurbelwelle ansetzen oder eine eigene Achse antreiben. Durch die Kombination der beiden Antriebsarten können beide Antriebe herunterskaliert werden, wodurch Kosten und Gewicht eingespart werden.

Mischhybrid oder Leistungsverzweigter Hybrid

Beim Mischhybrid können die Betriebszustände beider oben beschriebener Hybridarchitekturen hergestellt werden. Beide Antriebe sind in der Regel über ein automatisches Getriebe mit der Antriebsachse verbunden (Abbildung 2.1c). Die Lasten können so verteilt werden, dass über die Verbrenner-Generator-Einheit der Elektromotor mit Strom versorgt und ausschließlich dieser für Vortrieb sorgt. Bei leistungsintensiven Fahrzuständen, wie z.B. Beschleunigungen oder Hochgeschwindigkeitsfahrten, kann der Verbrenner zusammen mit dem Elektromotor das Fahrzeug antreiben oder eben auch nur der Verbrennungsmotor. Durch diese komplexe Verschaltung können die Vorteile der Hybridisierung vollständig ausgeschöpft werden.

Aufgrund ihrer hohen Drehzahlen und geringeren Dynamik im Vergleich zu Verbrennungsmotoren eignen sich Mikrogasturbinen insbesondere für den Einsatz als Range Extender und somit als seriellen Hybrid. Durch ihre Herkunft aus der stationären Energieversorgung sind sie bereits für kontinuierlichen Betrieb in einem Lastpunkt ausgelegt und können dadurch ihr Potenzial bestmöglich ausspielen.

2.2 Fahrzeugevaluation

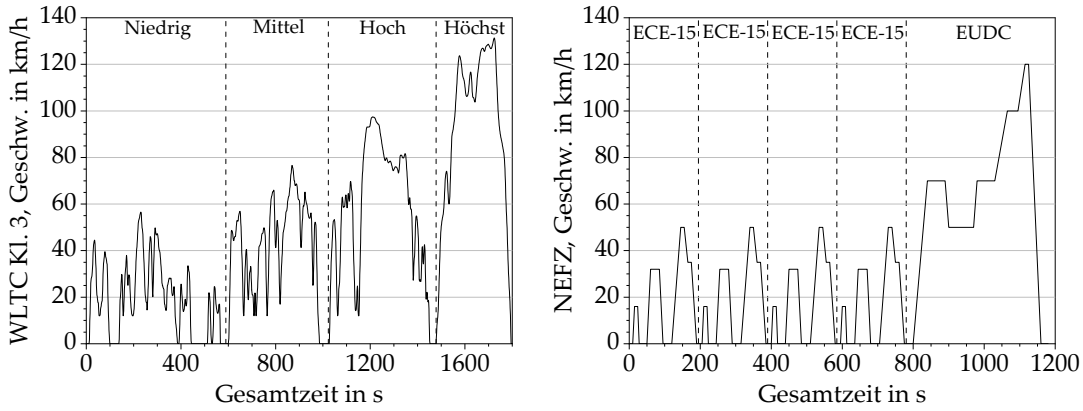
Ziel der Fahrzeugevaluation ist es, anhand eines standardisierten Verfahrens für ein Fahrzeug oder einen Fahrzeugtyp zu überprüfen ob sie den gesetzlichen Anforderungen entsprechen. Dies geschieht im Rahmen der Typenzulassung, welche im europäischen Wirtschaftsraum gemäß der Verordnung (EU) 2018/858 [24] durchgeführt wird. In Kontext dieser Arbeit gilt diese Prüfung insbesondere dem Ausstoß von Schadstoffemissionen und der Höhe des Kraftstoffverbrauch bzw. der CO_2 Emissionen. Die Prüfung leichter Personen- und Nutzfahrzeuge hinsichtlich ihrer Emissionen erfolgt nach der Richtlinie (EU) 2017/1151 [25], die als Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure oder WLTP bekannt ist und im folgenden Abschnitt näher beschrieben wird. Die Ergebnisse der Prüfung werden mit der jeweils gültigen Abgasvorschrift verglichen. Die aktuell in Europa gültige Norm EURO 6d [26] schreibt die in Tabelle 2.1 aufgelisteten Grenzwerte für NO_X und CO für leichte PKW und Nutzfahrzeuge vor. Im Zuge der Vorbereitungen für die nachfolgende EURO 7 Norm wird in entsprechenden Positionspapieren bereits eine weitere Reduktion der Grenzwerte erwartet. Es werden Werte in der Größenordnung von 30 mg/km bis 10 mg/km für NO_X und 200 mg/km bis 100 mg/km für CO diskutiert [27]. Dies schafft eine Langzeitperspektive für die in dieser Arbeit erzielten Ergebnisse.

Tabelle 2.1 Emissionsgrenzwerte der EURO 6d Norm [26]

	CO	NO_X
Diesel	500 mg/km	80 mg/km
Benzin	1000 mg/km	60 mg/km

2.2.1 WLTP

Am 1. September 2017 wurde die WLTP als Abnahmeverfahren für die Zulassung von Kraftfahrzeuge eingeführt hinsichtlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch [25]. In ihr wird das Verfahren zur Durchführung der zulassungsrelevanten Prüfungen vorgeschrieben, sowie die Methoden zu deren Auswertung. Mit dem neuen Verfahren wird auch der bisher gültige Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) durch den Worldwide Harmonized Light Vehicles Testzyklus (WLTC) abgelöst. Die Zyklen dienen dazu unter Prüfstandsbedingungen die Leistungsfähigkeit der Fahrzeuge hinsichtlich zulassungsrelevanter Parameter



(a) WLTC (b) NEFZ

Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsprofile der gängigen Fahrzyklen

wie Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und CO_2 zu überprüfen und die Einhaltung der gesetzlichen Grenzwerte zu gewährleisten. Die Testprozedur gibt, abhängig vom Antriebskonzept (ICE, HEV, Brennstoffzellen-HEV) eine spezifische Abfolge der Zyklen, sowie Berechnungsvorschriften vor, welche in dieser Arbeit zur Anwendung kommen. Des Weiteren wird mit dem WLTP die Möglichkeit eingeführt, Fahrzeugemissionen unter realen Fahrbedingungen (engl. Real Driving Emissions oder RDE) zu überprüfen. Teil der Vorschriften ist auch, wie die Fahrzeuge für die Prüfungen vorkonditioniert werden müssen. Dies kommt im Kontext der numerischen Simulation allerdings nicht zum tragen. Die WLTP ist ein mehrere hundert Seiten umfassendes Dokument, daher werden im Folgenden die für diese Arbeit relevanten Abschnitte vorgestellt. Alle Angaben beziehen sich auf die EU Vorschrift [25].

Tabelle 2.2 Geschwindigkeiten und Geschwindigkeitsänderungen im WLTC und NEFZ

Phase	v_{max} km/h	v_{mittel} km/h	a_{min} m/s^2	a_{max} m/s^2
Niedrig	56,5	18,9	-1,47	1,47
Mittel	76,6	39,5	-1,49	1,57
Hoch	97,4	56,6	-1,49	1,58
Höchst	131,3	92,0	-1,21	1,03
ECE-15	50,0	18,35	-1,11	1,04
EUDC	120,0	62,59	-0,95	0,83

Grundlage der KFZ Simulationen dieser Arbeit ist der in der Vorschrift verankerte Fahrzyklus WLTC. Er ist in Form eines zeitabhängigen Geschwindigkeitsprofils vorgegeben und stellt die Basis für die Bewegung des Fahrzeugs dar. Ein voller Zyklus kann aus bis zu vier verschiedenen Phasen bestehen, die in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse aneinandergereiht werden. Die Phasen repräsentieren unterschiedliche Fahrszenarien, wie Stadt-, Überland- oder Autobahnfahrt. Sie werden entsprechend ihrer Geschwindigkeit als Niedrigwert- (Low), Mittelwert- (Medium), Hochwert- (High) und Höchstwertphase (Extra High) klassifiziert. HEVs werden generell als Klasse 3 Fahrzeuge eingestuft und somit in einem Zyklus aus allen vier Phasen getestet (sofern deren Höchstgeschwindigkeit über 120 km/h liegt). Dieser gesamte Zyklus umfasst eine Zeitdauer von 30 min, entsprechend einer Strecke von 23,262 km. Da es sich um einen Prüfstandszyklus handelt, ist keine Straßenneigung vorgesehen. Das Geschwindigkeitsprofil ist in Abbildung 2.2a dargestellt. Die Maximal- und Durchschnittsgeschwindigkeiten v_{max} und v_{mittel}, sowie Beschleunigungen a_{max} und Verzögerungen a_{min} der einzelnen Phasen können Tabelle 2.2 entnommen werden. Im Vergleich zum abgelösten NEFZ weist der WLTC mehr Anteile mit höherer Geschwindigkeit und stärkeren Beschleunigungen auf (vgl. Abbildung 2.2b). Die Prüfung nach WLTP unterteilt sich für Hybridfahrzeuge in zwei Teile mit unterschiedlichen Betriebsmoden, deren Reihenfolge unter Beachtung der Vorgaben frei wählbar ist. Der erste Teil wird als Prüfung bei Entladung (engl. Charge Depletion oder CD) bezeichnet. Er besteht aus einer Abfolge von vollständigen Zyklen, während denen das Fahrzeug rein elektrisch betrieben wird. Der Test beginnt mit vollständig geladenen Batterien und schließt mit einem Übergangszyklus, in dessen Verlauf der Verbrennungsmotor oder Range Extender startet. Im praktischen Test folgt diesem noch ein Bestätigungszyklus im Ladungserhaltungsmodus, der allerdings für die Simulation ohne Bewandtnis ist, da dieser nicht in die Bilanz einfließt. Im zweiten Teil wird, im praktischen Fall nach einer Abkühlphase, ein voller Zyklus im Ladungserhaltungsmodus (engl. Charge Sustaining oder CS) durchgeführt. Während diesem unterliegt der Ladezustand der Batterie (SOC) bedarfsabhängigen Schwankungen, wird aber insgesamt durch den Generator auf einem konstanten Niveau gehalten. Aus der CD Prüfung wird der Utility Factor (UF) für das Fahrzeug abgeleitet. Er bestimmt sich nach Gleichung 2.1 für jede Phase p, die bis zur letzten Phase t des Übergangszyklus durchlaufen wird. Anhand des UF werden sämtliche Abgasemissionsmassen M_i und analog der Kraftstoffverbrauch während den CD und CS Tests anhand Gleichung 2.2 gewichtet. Dabei ist d_p die bis zum Ende jeder Phase p gefahrene Strecke und $d_n = 800\,\text{km}$ eine fest vorgegebene normierte Strecke. Die Konstanten $C1$ bis $C10$ aus Gleichung 2.2 sind ebenfalls vorgegeben und können

Tabelle 2.3 entnommen werden. Ziel der Gewichtung durch die UF ist es, die im Alltag rein elektrisch fahrbare Strecke zur Geltung zu bringen.

$$UF_p(d_p) = 1 - exp\left(-\left(\sum_{j=1}^{10} C_j * \left(\frac{d_p}{d_n}\right)^j\right)\right) - \sum_{l=1}^{p-1} UF_l \tag{2.1}$$

$$M_{i,weighted} = \sum_{p=1}^{t} (UF_p * M_{i,CD,p}) + \left(1 - \sum_{p=1}^{t} UF_p\right) * M_{i,CS} \tag{2.2}$$

Tabelle 2.3 Konstanten zur Berechnung des UF nach Gleichung 2.1

$C1$	26,25	$C3$	-631,05	$C5$	-25094,60	$C7$	-87517,16	$C9$	-35748,77
$C2$	-38,94	$C4$	5964,83	$C6$	60380,21	$C8$	75513,77	$C10$	7154,94

In der WLTP ist vorgesehen, dass die Prüfungen in einem Standard Betriebskonzept des Fahrzeugs durchgeführt werden. Für den Fall, dass mehrere Konzepte zur Verfügung stehen, wird der Mittelwert aus dem Betriebskonzept mit dem besten und dem schlechtesten Ergebnis berechnet, woraus sich dann das Endergebnis ergibt. In dieser Arbeit wird vereinfachend angenommen, dass jeweils nur ein festes Betriebskonzept für das Hybridfahrzeug implementiert ist.

2.2.2 Langstreckenprüfung

Zusätzlich zu der für eine Typengenehmigung relevante Prüfung nach dem WLTP wird in dieser Arbeit eine zweite Prüfung simuliert. Dies geschieht im Hinblick auf den vorrangigen Einsatzzweck des hier untersuchten Fahrzeugkonzepts IUV. Das IUV ist aufgrund seiner Batteriekapazität in der Lage tägliche Pendelstrecken rein elektrisch zurückzulegen, was bei der Prüfung nach WLTP über den UF berücksichtigt wird. Konzipiert ist das IUV allerdings als komfortables Langstreckenmobil, dementsprechend bezieht sich die zweite Prüfung auf die maximale Reichweite der Fahrzeugkonfiguration. In diesem Szenario sind zum Prüfungsbeginn die Batterie vollständig geladen und der Tank gefüllt. Als Geschwindigkeitsprofil dienen nach wie vor aneinandergereihte vollständige WLTC Zyklen. Beendet wird die Prüfung sobald Tankfüllung und SOC aufgebraucht sind. Dieses Vorgehen wird im Rahmen dieser Arbeit definiert und unterliegt keiner

offiziellen Norm. Aus der Prüfung ergeben sich Emissionswerte und Verbrauch für eine Langstreckenmission in dessen Verlauf CO_2-neutrales Laden an einer Ladestation nicht wahrgenommen werden kann. Sie repräsentiert zum Teil aber auch die Art und Weise, wie heutzutage viele HEV genutzt werden [28]. Dabei wird die Möglichkeit zum rein elektrischen Fahren aus anderen Gründen, wie mangelnde Ladeinfrastruktur, nur selten wahrgenommen [29]. In dieser Prüfung wird daher keine Gewichtung der Emissionen vorgenommen. Das bedeutet, es wird nicht zwischen den Moden Ladungserhaltung (CS) oder Entladung (CD) unterschieden, folglich ergibt sich kein UF. In der WLTP ist vorgesehen, dass zur Berücksichtigung technologischer Entwicklungen eine Neubewertung der Konstanten zur Berechnung des UF (Tabelle 2.3) durchgeführt werden kann [25]. Sollte der Einfluss der rein elektrischen Reichweite reduziert werden und folglich der UF sinken, ermöglicht dieser Test zudem einen Ausblick wie sich die Ergebnisse im Extremfall entwickeln würden.

2.3 Fahrzeugmodellierung

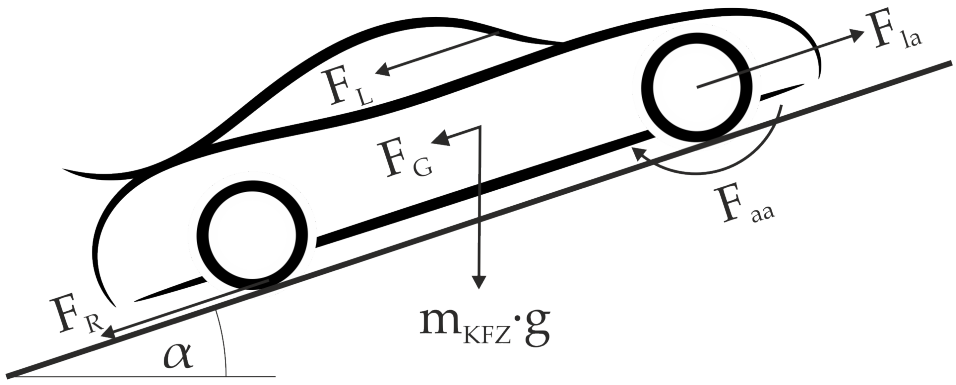


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der Kräfte am Fahrzeug

Die Grundlage der Fahrzeugsimulation liegt in der Bestimmung der Kräfte, die auf das Fahrzeug einwirken. Für die Modellierung in dieser Arbeit werden die in Abbildung 2.3 dargestellten Kräfte berücksichtigt. Zum Einen die Kräfte zur Überwindung der Massenträgheit um das Fahrzeug linear zu beschleunigen, sowie der Trägheitsmomente von Räder, Motoren, etc. um diese in Rotation zu versetzen F_{aa} (Gl. 2.4) [30]. Die Linearbeschleunigungskraft F_{la} ergibt sich wie in Gl. (2.3) beschrieben aus der Masse m des Fahrzeugs und der Änderung der Geschwindigkeit v des Fahrzeugs die sich aus dem Geschwindigkeitsprofil des Fahrzyklus ableiten lässt. Die Winkelbeschleunigungskraft F_{aa} berechnet sich aus den zwei in Gl. (2.4) beschriebenen Teilen. Θ_{Rad} beschreibt das Trägheitsmoment der Räder und Achsen und $\Theta_{Antrieb}$ das Trägheitsmoment der Antriebsmotoren, für welches noch das Übersetzungsverhältnis des Getriebes γ berücksichtigt werden muss. Die Trägheitsmomente werden über den Raddurchmesser d_{Rad} auf die Fahrzeuggeschwindigkeit v umgerechnet unter der Annahme, dass es keinen Radschlupf gibt.

$$F_{la} = m \cdot \frac{d}{dt} v(t) \tag{2.3}$$

$$F_{aa} = \left(\frac{4}{\cdot} d_{Rad}^2 \cdot \Theta_{Rad} + \frac{4 \cdot \gamma^2}{d_{Rad}^2} \cdot \Theta_{Antrieb} \right) \frac{d}{dt} v(t) \tag{2.4}$$

Da für das generische Fahrzeugkonzept IUV keine Trägheitsmomente vorliegen, wird wie von Karvountzis-Kontakiotis et. al [31] vereinfachend angenommen, dass F_{aa} 5 % von F_{la} entspricht (Gl. 2.5).

$$F_{aa} = 0.05 \cdot F_{la} \tag{2.5}$$

Zum Anderen müssen die Widerstandskräfte berücksichtigt werden, die sich aus der Bewegung des Fahrzeugs ergeben, wie der Luftwiderstand F_L aus Gl. (2.6) und den Rollwiderstand F_R aus Gl. (2.7), aber auch die Schwerkraft F_G bei geneigter Fahrbahn wie in Gl. (2.8) beschrieben [30].

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot v(t)^2 \cdot c_W \cdot A_F \tag{2.6}$$

$$F_R = c_R \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha(t)) \tag{2.7}$$

$$F_G = m \cdot g \cdot \sin(\alpha(t)) \tag{2.8}$$

Dabei sind für den Luftwiderstand die Luftdichte ρ_L, der Luftwiderstandskoeffizient c_W und die anzurechnende Stirnfläche des Fahrzeugs A_F zu berücksichtigen. Der Rollwiderstand ergibt sich aus dem Rollwiderstandskoeffizienten c_R und der Normalkraft des Fahrzeugs auf die Straße mit der Neigung α durch die Schwerkraft g. Die Traktionskraft F_T, die zur Fortbewegung des Fahrzeugs erforderlich ist, ergibt sich nun als Summe der Einzelkräfte wie in Gl. (2.9) dargestellt. Daraus errechnen sich entsprechend Gl. (2.10) die Vortriebsleistung P_T und mit dem Übersetzungsverhältnis γ das Vortriebsdrehmoment T_T nach Gl. (2.11).

$$F_T = F_{la} + F_{aa} + F_L + F_R + F_G \tag{2.9}$$

$$P_T = F_T \cdot v(t) \tag{2.10}$$

$$T_T = \frac{F_T \cdot d_{Rad}}{2 \cdot \gamma} \tag{2.11}$$

Der Wirkungsgrad eines Elektromotors ergibt sich als Kennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment. Dieser Arbeit wird das generische Motorkennfeld aus Abbildung 2.4 zugrunde gelegt, welches von der Schaeffler eDrive Plattform [32] abgeleitet wurde. Der Wirkungsgradbereich wurde zwischen 50 % und 95 % festgelegt. Drehzahl und

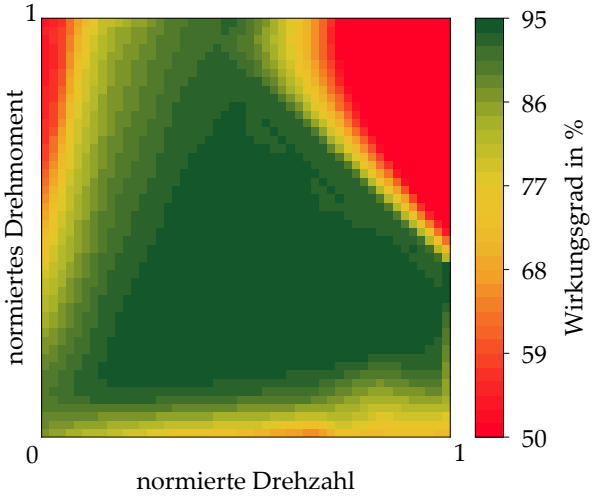


Abbildung 2.4: Generisches Wirkungsgradkennfeld eines E-Motors

Drehmomentachse werden entsprechend den Nennwerten skaliert. Leitungs- und Wandlungsverluste werden über das Kennfeld hinaus nicht betrachtet. Einer der großen Vorteile des Einsatzes von Elektromotoren zum Vortrieb von Fahrzeugen ist die Möglichkeit einen Teil der Bremsenergie im generatorischen Betrieb der Motoren zurückzugewinnen. Für diesen Betriebszustand wird das Kennfeld als gespiegelt angenommen. Da das Bremsmoment der Elektromotoren in der Regel nicht ausreichend ist um Spitzenlasten abzudecken, werden für diese zusätzlich klassische Reibbremsen eingesetzt. Um diesem „gestapelten“ Einsatz der Bremsen Rechnung zu tragen, wird angenommen, dass 70 % der Bremsenergie zurückgewonnen werden können [33, 34]. Daraus ergibt sich ein Leistungsbedarf bzw. Überschuss des elektrischen Motors P_M entsprechend den folgenden Gleichungen:

$$P_M = \frac{P_T}{\eta_m} \qquad \text{bei Beschleunigung} \tag{2.12}$$

$$P_M = 0.7 \cdot P_T \cdot \eta_m \qquad \text{bei Verzögerung} \tag{2.13}$$

Ein Leistungsüberschuss bei Verzögerung des Fahrzeugs ergibt ein $P_M < 0$. Zusätzlich zu dem Leistungsbedarf des elektrischen Motors müssen auch Nebenverbraucher wie Beleuchtung, Lüfter, Klimaanlage, Radio, usw. mit elektrischer Leistung versorgt werden. Der Bedarf kann entsprechend der Fahrsituation, den Umgebungsbedingungen oder Vorzügen des Fahrers signifikant variieren [35]. In dieser Arbeit wird ein mittlerer Verbrauch von konstant $P_{aux} = 1000\,W$ angenommen [34].

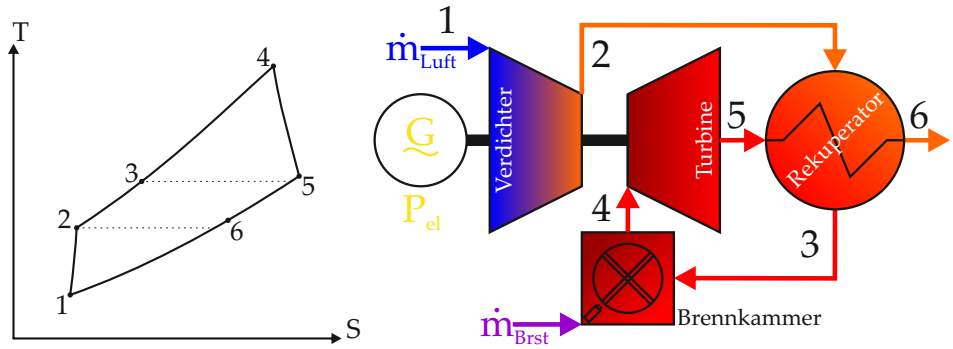
Bei den in dieser Arbeit betrachteten HEV treffen sich die Energieströme der Wandler in der Fahrzeugbatterie. Diese wird in dieser Arbeit als ideal betrachtet. Interne Verluste sowie eine Variation der Ausgangsspannung mit dem Ladezustand (SOC) werden vernachlässigt. Der Energieinhalt der Batterie E_{Bat} zum Zeitpunkt t nach dem Start, errechnet sich anhand der zeitabhängigen Leistungsanforderungen der Fahrzeugkomponenten nach Gleichung (2.14). Die klassischen Verbraucher wie Motor und Nebenaggregate tauchen im Integral positiv auf. Analog zum Fall der Rekuperation wird die vom Primärenergiewandler zugeführte Leistung abgezogen. Aus dem Energieinhalt und der Kapazität der Batterie C_{Bat} errechnet sich nach Gleichung (2.15) der Ladezustand oder „State of Charge“ (SOC) der Batterie.

$$E_{Bat} = E_{Bat,start} - \int_0^t (P_m + P_{aux} - P_{REX})dt \tag{2.14}$$

$$SOC = \frac{E_{bat}}{C_{bat}} \tag{2.15}$$

2.4 Mikrogasturbinen

Der Begriff Mikrogasturbine (MGT) wird in der Regel für kleine schnell-drehende Gasturbinen in der stationären Energieversorgung verwendet. Typischerweise liefern diese eine elektrische Leistung zwischen 1 kW und 500 kW. Diese wird in der Regel über die Drehzahl moduliert und über eine Leistungselektronik auf Netzfrequenz konvertiert. Der elektrischen Wirkungsgrad liegt bei Volllast im Bereich von 20 % und bis zu 40 % [36]. In Anwendungen mit Kraft-Wärme-Kopplung wird zusätzlich die verbleibende Energie im Abgas über einen Wärmetauscher zurückgewonnen und als Prozesswärme beispielsweise für Warmwasser oder Dampf weiterverwendet. Dadurch werden Gesamtwirkungsgrade in der Größenordnung von 75 % erzielt [37, 38].



(a) im Kreisprozess (b) im Prozessdiagramm

Abbildung 2.5: Veranschaulichung des Gasturbinenkreislaufs

Das Prinzip und der klassische MGT-Aufbau sind in Abb. 2.5 dargestellt. Ihnen liegt der offene Joule Kreisprozess (Abb. 2.5a) zugrunde. Der ideale Kreislauf setzt sich zusammen aus: isentroper Kompression ($1 \rightarrow 2$), isobarer Wärmezufuhr ($2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$), isentroper Expansion ($4 \rightarrow 5$) und isobarer Wärmeabfuhr ($5 \rightarrow 6$). In den Komponenten stellt dieser sich im Prozessschaltbild in Abb. 2.5b wie folgt dar:

- Verdichter: ($1 \rightarrow 2$)
- Rekuperator: ($2 \rightarrow 3$) und ($5 \rightarrow 6$)
- Brennkammer: ($3 \rightarrow 4$)
- Turbine: ($4 \rightarrow 5$)
- Generator: (G)

2.4.1 Verdichter

Die Prozessluft wird über den Einlass angesaugt (1) und typischerweise über einen einstufigen Radialverdichter auf maximal 3 bar(a) bis 5 bar(a), je nach Modell, verdichtet (2). Im realen Kreisprozess ist diese Verdichtung verlustbehaftet und lässt sich näherungsweise durch eine polytrope Zustandsänderung beschreiben. Das hier für die Kreislaufsimulationen verwendete Modell des Verdichters basiert auf Messdaten an Ein- und Austritt. Um die thermodynamischen Zusammenhänge einfacher darstellen zu können, wird daher zur Beschreibung der Güte der Zustandsänderung, wie in [39] vorgeschlagen, in dieser Arbeit der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{comp,is}$ verwendet. Dieser lässt sich entsprechend Gl. 2.16 mit dem Isentropenexponent $\kappa = 1,4$ berechnen [40]. Für das Verdichtungsverhältnis Π_{comp} ergibt sich damit die Beziehung nach Gl. 2.17 [41], mit der isobaren Wärmekapazität c_p und der spezifischen Gaskonstante R_s. Bei den angegebenen Drücken handelt es sich, wie in der gesamten Arbeit, sofern nicht anders gekennzeichnet, um Totaldrücke. Die Leistung P_{comp}, die zur Verdichtung der Luft benötigt wird, lässt sich, wie in Gl. 2.18 dargestellt [42], näherungsweise anhand des Luftmassenstroms $\dot{m}_{air}$ und der Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt bestimmen. Die isobare Wärmekapazität c_p wird dabei über die Ein- und Austrittsbedingungen gemittelt.

$$\eta_{comp,is} = \frac{\left(\frac{p_{comp,out}}{p_{comp,in}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{comp,out}}{T_{comp,in}} - 1} \tag{2.16}$$

$$\Pi_{comp} = \frac{p_{comp,out}}{p_{comp,in}} = \left(\frac{T_{comp,out}}{T_{comp,in}}\right)^{\frac{c_p \cdot \eta_{comp}}{R_s}} \tag{2.17}$$

$$P_{comp} = \int_{T_0}^{T_1} \dot{m}_{air} \cdot c_p(T) \cdot dT \approx \dot{m}_{air} \cdot c_p|_{in}^{out} \cdot (T_{comp,out} - T_{comp,in}) \tag{2.18}$$

Die Verdichtercharakteristik wird in Kennfeldern dargestellt. In Abb. 2.6 ist beispielhaft das in dieser Arbeit für die C30 ermittelte Verdichterkennfeld gezeigt (Kap. 3). Dabei wird das Verdichterdruckverhältnis Π_{comp} über dem Massenstromparameter oder reduzierten Massenstrom mp_{comp} aufgetragen [43]:

$$mp_{comp} = \frac{\dot{m}_{air}}{p_{comp,in}} \cdot \sqrt{T_{comp,in}} \tag{2.19}$$

Die gestrichelten Linien repräsentieren Iso-Linien konstanten Verichterwirkungsgrads $\eta_{comp,is}$ und die dünnen durchgezogenen Linien sind Iso-Linien konstanter normierter Drehzahl np. Diese bestimmt sich aus der Wellendrehzahl n zu [43]:

$$np_{comp} = \frac{n}{\sqrt{T_{comp,in}}} \tag{2.20}$$

In Abhängigkeit des Massenstromparameters ergibt sich jeweils ein maximal erreichbares Druckverhältnis. Dieses wird als Pumpgrenze bezeichnet. Wird diese Grenze überschritten, kommt es zum sogenannten Verdichterpumpen. Dies bedeutet teilweisen oder kompletten Strömungsabriss im Verdichter, welcher zu einer Umkehr der Strömungsrichtung führt. Im schlimmsten Fall kann dies zu beträchtlichen Schäden am System führen.

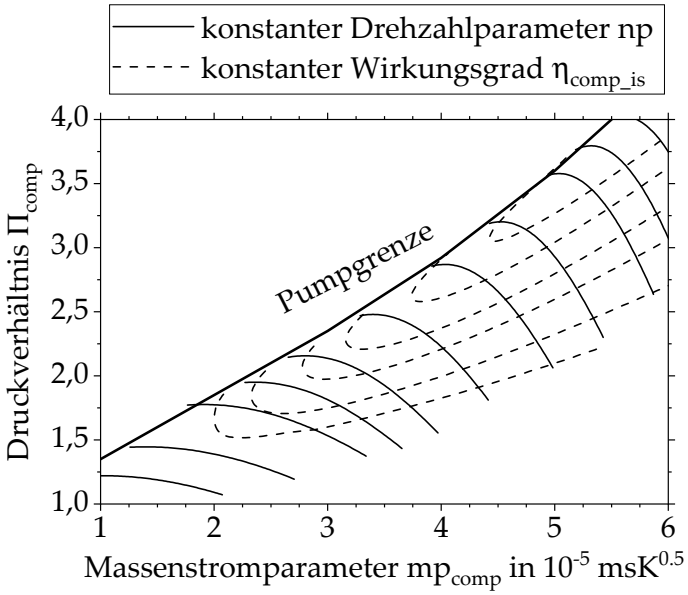


Abbildung 2.6: Verdichterkennfeld

2.4.2 Rekuperator

Zur Steigerung des elektrischen Wirkungsgrads wird die Verdichterluft (2) in einem Rekuperator durch das heiße Turbinenabgas vorgeheizt (3) bevor es in die Brennkammer strömt. Dadurch wird dem Turbinenabgas ein Teil der Energie entzogen (6) und dem MGT Kreisprozess wieder zugeführt. Bei einem Rekuperator handelt es sich um einen

Wärmetauscher, den die Strömungsmedien baulich voneinander getrennt durchströmen. Dabei werden drei typische Arten der Strömungsführung unterschieden:

- Gegenstromwärmeübertragung: Die Medien werden parallel, entgegenläufig geführt. Im theoretischen Idealfall tauschen die beiden Medien ihre Temperatur. Dies entspricht einem Wirkungsgrad von 100 %.
- Gleichstromwärmeübertragung: Die Medien werden parallel, gleichläufig geführt. Zu beginn ist die Wärmeübertragung am größten, da heißes und kaltes Medium direkt aufeinander treffen. Am Ausgang gleicht sich die Temperatur der beiden Medien an.
- Kreuzstromwärmeübetragung: Die Strömungsführung ist so angeordnet, dass sich die Medien kreuzen. Dies wird typischerweise eingesetzt um eine spezifische Temperatur am Ausgang zu erreichen.

In der Praxis kommen häufig Mischformen der oben genannten Strömungsführungen, wie z.B. Kreuzgegenstrom zum Einsatz. Die Bauliche Umsetzung erfolgt typischerweise durch Plattenwärmeübertrager, bei denen die beiden Medien abwechselnd zwischen einer Vielzahl von parallel angeordneten Platten strömt. Durch das niedrige Druckverhältnis und in der Folge hohen Temperaturdifferenz zwischen Verdichteraustritt und Turbinenaustritt, lassen sich Rekuperatoren bei Mikrogasturbinen besonders effizient einsetzen. Die Effektivität ϵ von Rekuperatoren lässt sich auf zwei Arten definieren. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis von entweder der Temperaturdifferenz über die Luftseite $\epsilon_{rec,air}$ oder Abgasseite $\epsilon_{rec,exh}$ und der maximalen Temperaturdifferenz. Nach Henke [44] wird die Seite mit der größeren Temperaturdifferenz gewählt. Für die Capstone® C30 ist dies die Abgasseite und somit ergibt sich mit der Abgaseintrittstemperatur $T_{rec,exh,in}$, der Abgasaustrittstemperatur $T_{rec,exh,out}$, der Lufteintrittstemperatur $T_{rec,air,in}$ und der über die Abgasseite gemittelten isobaren Wärmekapazität $c_{p,rec,exh}$:

$$\epsilon_{rec,exh} = \frac{c_{p,rec,exh} \cdot (T_{rec,exh,in} - T_{rec,exh,out})}{c_{p,rec,air} \cdot (T_{rec,exh,in} - T_{rec,air,in})} \tag{2.21}$$

Neben dem Zugewinn an Wirkungsgrad, spielt der Druckverlust über den Rekuperator eine maßgebliche Rolle. Dieser wirkt sich auf die an der Turbine zur Verfügung stehende Leistung aus und verschiebt den Betriebspunkt des Verdichters in Richtung der Pumpgrenze. Der relative Druckverlust $p_{rec,rel}$ wird für beide Rekuperatorseiten, mit dem jeweiligen Eintrittsdruck $p_{rec,in}$ und Austrittsdruck $p_{rec,out}$, folgendermaßen berechnet:

$$\Delta p_{rec,rel} = \frac{p_{rec,in} - p_{rec,out}}{p_{rec,in}} \cdot 100\% \tag{2.22}$$

2.4.3 Brennkammer

Die im Rekuperator vorgeheizte Luft (3) wird in der Brennkammer durch Zufuhr von Kraftstoff auf die erforderliche Turbineneintrittstemperatur (TIT) erhitzt (4). Häufig kommen in Mikrogasturbinen drall-stabilisierte Brenner zum Einsatz. Einer der Forschungsschwerpunkte des Instituts für Verbrennungstechnik des DLR ist die Entwicklung jet-stabilisierter Brennersysteme für Mikrogasturbinen basierend auf dem FLOX®-Prinzip [45, 46]. Diese bieten neben geringen NO_X-Emissionen eine große Kraftstoffflexiblität. Dementsprechend können Mikrogasturbinen mit einer Vielzahl gasförmiger und flüssiger Kraftstoffe betrieben werden. Klassischerweise sind dies Erdgas oder Heizöl. In spezifischen Anwendungen kommen aber auch Schwachgase wie Deponie- und Klärgase [47], biogene Kraftstoffe [48] oder Wasserstoff [49] mit einem großen Heizwertbereich zum Einsatz. Die thermische Leistung Q_{th} die in der Brennkammer umgesetzt wird, hängt vom Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{fuel}$ und dem Heizwert H_u des Kraftstoffs ab [50]:

$$Q_{th} = \dot{m}_{fuel} \cdot H_u \tag{2.23}$$

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{air}}{\mathrm{AFR}_{st} \cdot \dot{m}_{fuel}} \tag{2.24}$$

Der Kraftstoff soll über einen möglichst großen Leistungsbereich der MGT vollständig umgesetzt werden. Um dies zu ermöglichen kommen z.B. Stufungskonzepte von Injektoren wie bei der C30 oder Pilotbrenner [46] zum Einsatz. Neben einer stabilen Verbrennung sind die entstehenden Schadstoffe bei der Brennkammerauslegung zu berücksichtigen. Dies sind insbesondere Stickoxide NO_X und Kohlenstoffmonoxid CO. Bei unvollständiger Verbrennung beinhaltet das Abgas zusätzlich unverbrannte Kohlenwasserstoffe UHC. Je nach Kraftstoff können weitere Spezies im Abgas enthalten sein. Die Bildungsrate der aufgeführten Schadstoffe hängt stark von der Verbrennungstemperatur und der Verweilzeit der Verbrennungsgase in der Brennkammer ab. Diese Parameter werden neben dem Lastpunkt der MGT maßgeblich von der vorherrschenden Luftzahl λ bei der Verbrennung beeinflusst [50], welche sich entsprechend Gl. 2.24 aus dem

Luftmassenstrom $\dot{m}_{air}$, dem Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{fuel}$ und dem stöchiometrischen, kraftstoffspezifischen Kraftstoff–Luftverhältnis AFR_{st} ergibt. Die typische, qualitative Abhängigkeit der Emissionen von λ ist in Abb. 2.7 dargestellt.

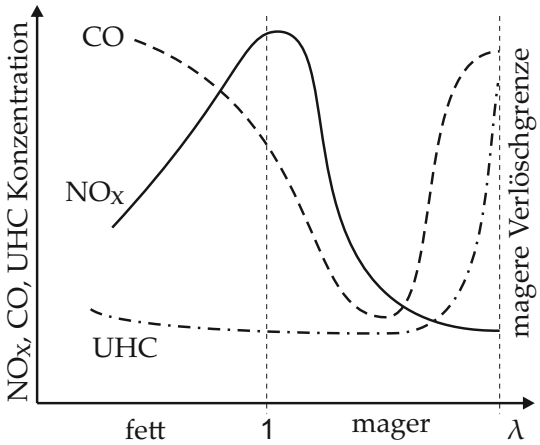


Abbildung 2.7: Emissionskonzentrationen in Abhängigkeit der Luftzahl (nach [50])

2.4.4 Turbine

An die Brennkammer schließt die Turbine an, die zusammen mit dem Verdichter auf einer Welle sitzt und in der Regel ebenfalls einstufig und radial ausgeführt ist. Über diese wird das heiße Abgas (der Brennkammer (4)) auf Umgebungsdruck (5) entspannt. Wie beim Verdichter basiert das verwende Kreislaufmodell der Turbine auf Messdaten an Ein- und Austritt. Die Güte der Entspannung wird ebenfalls anhand des isentropen Wirkungsgrads beschrieben. Da diese im technischen System verlustbehaftet - also irreversibel - verläuft, ist zu erwarten, dass die berechneten isentropen Turbinen-Wirkungsgrade zwischen 2 % und 4 % über dem Wert des polytropen Wirkungsgrads liegen [39].
Es ergeben sich folgende Beziehungen für den Turbinenwirkungsgrad $\eta_{turb,is}$ [40], das Turbinendruckverhältnis Π_{turb} [41] und die Turbinenleistung P_{turb} [42]:

$$\eta_{turb,is} = \frac{T_{turb,in} - T_{turb,out}}{T_{turb,in}} \cdot \left(1 - \Pi_{turb}^{\frac{1-\kappa_{exh}}{\kappa_{exh}}}\right) \; mit \; \kappa_{exh} = \frac{c_p|_{in}^{out}}{c_p|_{in}^{out} - R_{exh}} \tag{2.25}$$

$$\Pi_{turb} = \frac{p_{turb,in}}{p_{turb,out}} = \left(\frac{T_{turb,out}}{T_{turb,in}}\right)^{-\frac{c_p \cdot \eta_{turb}}{R_{exh}}} \tag{2.26}$$

$$P_{turb} = \int_{T_0}^{T_1} \dot{m}_{exh} \cdot c_p(T) \cdot dT \approx \dot{m}_{exh} \cdot c_p|_{in}^{out} \cdot (T_{turb,in} - T_{turb,out}) \tag{2.27}$$

Dabei berechnet sich der Abgasmassenstrom $\dot{m}_{exh}$ aus der Summe von Luft- und Kraftstoffmassenstrom.

Das Betriebsverhalten der Turbine lässt sich ebenfalls in einem Kennfeld darstellen, wie in Abb. 2.8 am Beispiel der C30 gezeigt. Hier wird der reduzierte Massenstrom mp_{turb} (Gl. 2.28) [43] über dem Turbinendruckverhältnis aufgetragen. Es lassen sich wieder Iso-Linien der reduzierten Drehzahl np_{turb} (Gl. 2.29) [43] und des Turbinenwirkungsgrads $\eta_{turb,is}$ darstellen (letztere sind nicht gezeigt).

$$mp_{turb} = \frac{\dot{m}_{exh}}{p_{turb,in}} \cdot \sqrt{T_{turb,in}} \tag{2.28}$$

$$np_{turb} = \frac{n}{\sqrt{T_{turb,in}}} \tag{2.29}$$

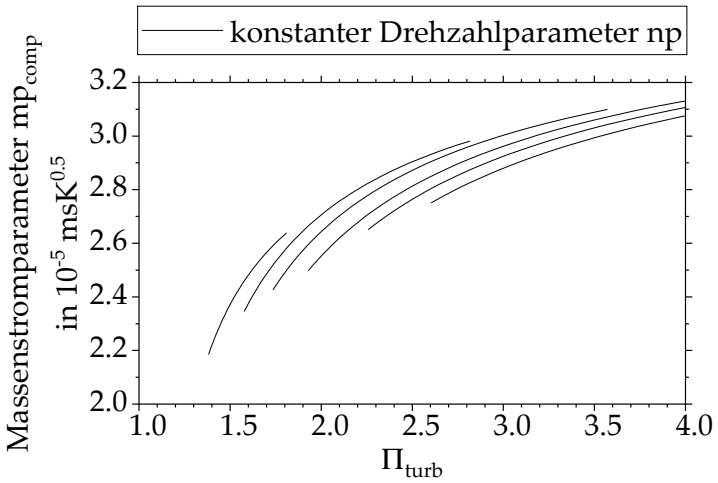


Abbildung 2.8: Turbinenkennfeld

2.4.5 Generator

Nach Abzug der Verdichterleistung kann die überschüssige Energie an der Turbinenwelle abzüglich Reibungsverluste über einen Generator in elektrische Energie gewandelt werden. In den meisten Fällen handelt es sich dabei um einen Hochdrehzahlgenerator (z.B. 96 000 1/min bei der C30 oder 240 000 1/min bei der MTT EnerTwin [51]) mit einem Permanentmagnet-Rotor ohne mechanisches Getriebe. Die Leistungsregelung erfolgt über die Wellendrehzahl, wobei der hochfrequente Wechselstrom über einen Inverter auf Netzfrequenz umgerichtet wird (AC/DC/AC). Der elektrische Wirkungsgrad η_{el} der

Mikrogasturbine ergibt sich aus dem Verhältnis der am Inverter abgreifbaren elektrischen Leistung P_{el} zur über den Kraftstoff zugeführten thermischen Leistung Q_{th}:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_{th}} \tag{2.30}$$

3 Experimentelle Untersuchung des Mikrogasturbinen-Demonstrators

Dieses Kapitel beschreibt die detaillierte Analyse der Basis MGT, die in dieser Arbeit zum Einsatz kommt. Zunächst wird der experimentelle Aufbau sowie die eingesetzte Messtechnik beschrieben. Der erste Schritt der experimentellen Arbeiten umfasst eine detaillierte Charakterisierung der Gasturbine. Dabei wird das Verhalten globaler Parameter betrachtet, aber auch die Hauptkomponenten innerhalb des Mikrogasturbinenkreislaufs vermessen. Die gewonnenen Daten dienen als Grundlage für das numerische Gasturbinenmodell, das in der Folge dazu genutzt wird, Parameter zu identifizieren, anhand derer die Gasturbine für den Einsatz in einem HEV bestmöglich optimiert werden kann.

3.1 Anforderungen an den Prüfstand und Experimenteller Aufbau

Als Basis der experimentellen Untersuchungen wird im Rahmen dieser Arbeit ein Mikrogasturbinen Demonstrator aufgebaut. Dieser soll zum Einen den aktuellen technologischen Stand von Mikrogasturbinen der stationären Energieversorgung aufzeigen und Validierungsdaten für ein bestehendes Kreislaufmodell liefern, zum Anderen soll er als Plattform zur Umsetzung der ermittelten Optimierungsmaßnahmen dienen. Anhand detaillierter Instrumentierung werden dafür die wichtigsten Prozessgrößen ermittelt. Die Instrumentierung umfasst Temperatur- und Druckmessungen vor und nach den Hauptkomponenten des MGT Prozesses, Luft- und Kraftstoffmassenstrommessungen, sowie die Messung der elektrischen Leistung und der Zusammensetzung des Abgases. Die ermittelten Größen werden ausgewertet und Gesamt- und Komponentenwirkungsgrade bestimmt. In Verbindung mit numerischen Kreislaufsimulationen werden die Ergebnisse

hinsichtlich des Optimierungspotenzials analysiert. Im Anschluss werden dann die ermittelten, technischen Optimierungsmaßnahmen ausgearbeitet und am Demonstrator umgesetzt, sodass deren Einfluss auf das Gesamtsystem vermessen werden kann.

Aus dem Vorgehen ergeben sich insbesondere für die eingesetzte Mikrogasturbine einige grundlegende Anforderungen. Da keine MGT Neuentwicklung erfolgen soll, sondern zunächst der Stand der Technik untersucht wird, kommt ein kommerzielles System zum Einsatz. Dieses muss an die Leistungsanforderungen eines HEV Passagierfahrzeug angepasst sein, um repräsentative Daten erheben zu können. Als Kraftstoff sollen flüssige Medien zum Einsatz kommen und die Einsatzmöglichkeit von verschiedenen - auch synthetischen - Kraftstoffen wäre wünschenswert. Um eine gute Zugänglichkeit zur Instrumentierung der einzelnen Komponenten zu gewährleisten und die angesprochenen Optimierungsmaßnahmen bestmöglich umsetzen zu können, ist ein modularer Aufbau erwünscht. Aufgrund der Modifikationen an der Hardware kann die Möglichkeit zum Zugriff auf gewisse Regelparameter der Gasturbine notwendig werden. Des weiteren muss die eingesetzte MGT zu den Randbedingungen der Laborinfrastruktur kompatibel sein, d.h. Massenströme müssen mit den zur Verfügung stehenden Zuluft- und Abgasquerschnitten zu bewältigen sein, die Abgastemperatur sollte unter 300 °C liegen und die von der Flüssigkraftstoffinfrastruktur bereitgestellten Druckniveaus und Massenströme müssen sich mit den Anforderungen der MGT decken.

3.1.1 Mikrogasturbine Capstone® C30

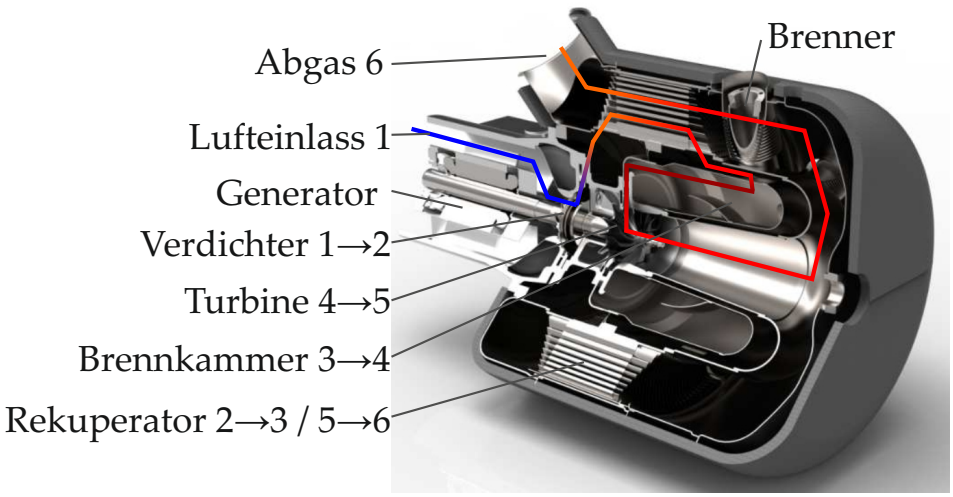


Abbildung 3.1: Schnittbild der C30 mit Strömungsführung und Komponenten [52]

Da die Auswahl an kommerziell verfügbaren Modellen auf dem Markt sehr eingeschränkt ist, stand zum Zeitpunkt des Projektstarts mit der Capstone® C30 nur ein Modell in der Leistungsklasse ($< 50\,\mathrm{kW_{el}}$), die für PKWs als relevant betrachtet wird, zur Verfügung. Die Capstone® C30 (im Folgenden als C30 bezeichnet) hat ihren Ursprung in der stationären Energieversorgung und kommt hauptsächlich in kleinen und mittelständischen Betrieben zum Einsatz, insbesondere in abgelegenen Regionen, die auf eine unabhängige Stromversorgung angewiesen sind. Eine weitere typische Anwendung der C30 ist die Verstromung von Deponie und Klärgasen. Die C30 wurde in Ausführungen für gasförmige und flüssige Kraftstoffe angeboten. Außerdem war eine Paketierung für hybridelektrische Fahrzeuge verfügbar. Aktuell wird die C30 von Capstone® allerdings nicht mehr vertrieben, sodass keine offiziellen Informationen im Internetauftritt des Herstellers verfügbar sind. Die Herstellerkenndaten der mit Flüssigkraftstoff betriebenen C30, die den nachfolgenden experimentellen Arbeiten zugrunde liegt, sind in Tabelle 3.1 dargestellt.

Tabelle 3.1 Übersicht der Kenndaten der flüssig Capstone® C30 [53]

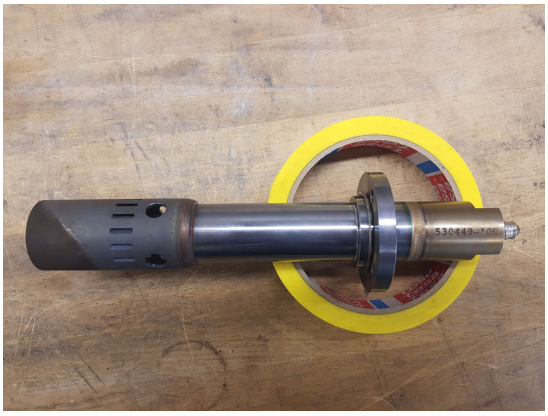
el. Leistung	0 bis 30 (±1) kW
Nenndrehzahl	96.000 1/min
el. Wirkungsgrad	max. 26, 0 (±2) %
Leistungsbedarf Start	max. 3, 5 kW
Leistungsbedarf Abkühlen	max. 2, 8 kW
Leistungsbedarf Standby	0, 5 kW
Luftbedarf	max. 283 l/s
Abgastemperatur	275 °C
Durchschnittlicher Kraftstoffbedarf	457 MJ/h
Abgasenergie	327 MJ/h
Abwärme	1500 W
Abmessungen	836 mm x 572 mm x 729 mm (L/B/H)
Gewicht	91 kg

Die Capstone® C30 folgt dem klassischen Mikrogasturbinenaufbau aus Verdichter (2), Brennkammer (4), Rekuperator (3/6) und Turbine (5), wie im Schnittbild in Abb. 3.1 ersichtlich ist. Angetrieben wird ein durch die Verdichterzuluft gekühlter Hochdrehzahl-Synchron-Generator mit Permanentmagnet-Rotor [54]. Eine der herausragenden Eigenschaften der C30 ist die Luftfolienlagerung des Rotors [52], wodurch die Notwendigkeit eines Schmiermittelsystems entfällt. Ein weiteres typisches Merkmal der Capstone® Mikrogasturbinen ist der ringförmige Aufbau. Dieser schränkt allerdings die Zugänglich-

keit zu den einzelnen Komponenten ein und erschwert auch deren Modifikation deutlich. Der Radial-Verdichter der C30 ist einstufig ausgelegt und verfügt über dreiecksförmige Auslass-Leitschaufeln. Durch den ringförmigen Aufbau der MGT ist keine Volute erforderlich, sondern die Prozessluft strömt radial in den Rekuperator, wird im Rekuperator umgelenkt und axial in Richtung Brennkammer geführt und verlässt diesen wieder radial in die Brennkammer. Der ringförmig um die Turbokomponenten angeordnete Rekuperator entspricht damit einer Art Kreuzgegenstromprinzip. Er ist im Plattendesign mit Primäroberflächenwärmeübertragung ausgeführt. Die einzelnen Schichten sind miteinander verschweißt und leicht volutenförmig angeordnet, um die Wärmeübertrageroberfläche zu vergrößern. Der Rekuperatorkern kommt auf ein Gesamtgewicht von ca. 30 kg [55].



(a) Plattenrekuperator der C30 [55]



(b) Kraftstoffinjektoren der C30 - Injektor 1 mit kurzem Mischrohr

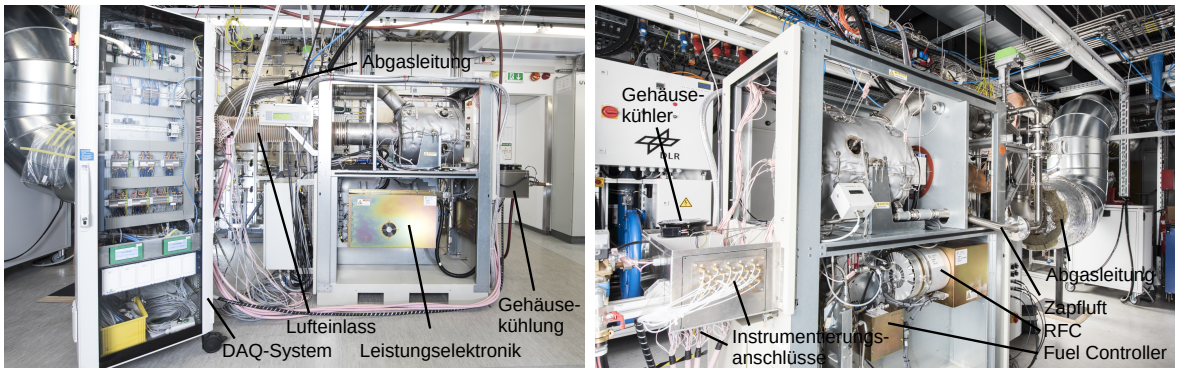
Abbildung 3.2: Komponenten der Capstone® C30

Dem allgemeinen Aufbau der Capstone® MGT angepasst, ist die Brennkammer ebenfalls ringförmig aufgebaut und um den Turbinenauslass angeordnet. Kraftstoff wird über drei Injektoren eingespritzt die tangential in Umfangrichtung zum Brennkammerring angeordnet sind (s. Abb. 3.1). Die Injektoren werden lastabhängig zu- oder abgeschaltet, wodurch eine Kraftstoff Stufung erzielt wird. Der in Abbildung 3.2b gezeigte Injektor 1 verfügt über ein kürzeres Mischrohr als die Injektoren 2 und 3, die identisch ausgeführt sind. Sämtliche Injektoren sind mit Drallluftschlitzen zur Unterstützung der Kraftstoffverdampfung und Flammenstabilisierung ausgestattet [56]. Der flüssige Kraftstoff wird in den Injektoren einstufig zugeführt und mit Luftunterstützung (air-assist) zerstäubt. Die Zerstäubungsluft wird vom Verdichterplenum abgezapft, bzw. im unteren Lastbereich durch einen zusätzlichen Kompressor (RFC) bereitgestellt. Wie der Verdichter ist die Turbine auch einstufig und radial ausgeführt und besitzt Leitschaufeln am Einlass. Auch hier ist keine Volute erforderlich, sondern die Turbine wird zunächst axial angeströmt

und die Strömung dann im gesamten Umfang radial umgelenkt. Neben der Leistung wird bei der C30 auf die TOT geregelt.
Trotz des kompakten Aufbaus der C30 lassen sich einzelne Module abgrenzen. Der Generator stellt mit dem Lufteinlass eine Einheit dar. Verdichter und Turbine bilden mit dem gesamten Rotor (auch Generator) das Turbo-Modul. Der Rekuperator bildet prinzipiell eine Einheit für sich, ist jedoch über das Druckgehäuse fest mit der Brennkammer verschweißt, sodass diese beiden Komponenten ein weiteres Modul bilden.

3.1.2 Prüfstandsaufbau

Der Prüfstandsaufbau erfolgt, wie in Abb. 3.3 gezeigt, im Labor Forschungskraftwerk des DLR Instituts für Verbrennungstechnik und ist dort an die vorhandene Laborinfrastruktur angeschlossen. Es bestehen Anschlüsse an einen Lufteinlass (DN 200) mit Massenstrom-, Temperatur-, Druck- und Feuchtemessung und an einen Abgaskamin (DN 300) mit optionalem Quench durch Wassereinspritzung zur Abgaskühlung. Des weiteren bestehen medienseitig Anschlüsse an einen Flüssigkraftstoffkreislauf mit regelbarem Vordruck sowie Anschlüsse für Druckluft, Kühl- und Heizwasser.



(a) „Elektronik“ Seite (b) „Kraftstoff“ Seite

Abbildung 3.3: Prüfstandsaufbau im Labor im geöffneten Kabinett ohne thermische Isolierung des Abgases

Für den im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Demonstrator wird die Variante der C30 für die stationäre Energieversorgung ausgewählt, da die HEV Variante hauptsächlich ohne Einhausung und einige Teile der Peripherie geliefert wird, die sonst laborseitig gestellt werden müssten. Um eine vollständige Charakterisierung des Demonstrators durchführen zu können, werden umfassende Modifikationen an der C30 und deren Peripherie durchgeführt. Durch die Umbauten entfällt die konvektive Kühlung der

MGT Einhausung und wird durch eine regelbare Wasserkühlung ersetzt (s. Abb. 3.3a und 3.3b). Zur Anbindung an den Labor-Zuluft-Strang wird der Luftfilter der C30 entfernt, da bereits der laborseitige Zuluft-Strang über einen Filter verfügt. Der Anschluss an die Zuluft erfolgt über ein instrumentiertes Zwischenrohr und einen Kunststoff-Ringwellschlauch (s. Abb. 3.3a). Der Kamin der C30 wird entfernt und durch einen Krümmer mit Kompensator ersetzt, der das Abgas horizontal aus dem Kabinett leitet. Dort befindet sich ein Diffusor, der die Abgassonde aufnimmt und weiter stromab die Verdichterzapfluft (s.u.) zuführt. Der Anschluss an den Labor-Kamin erfolgt über einen Metallflexschlauch (s. Abb. 3.3a und 3.3b). Um die Vermessung der Turbokomponenten zu ermöglichen, wird eine Verdichter-Zapfluft installiert. Dies ermöglicht eine Verschiebung des Betriebspunkts in den Kennfeldern. Dazu wird die Verrohrung zum Verdichter-Notabblasventil um einen Zapfluft-Strang erweitert. Über ein Regelventil und eine Massenstrommessung kann so gezielt Prozessluft nach dem Verdichter abgezweigt und an der Turbine vorbei (wie oben beschrieben) ins Abgas geführt werden (s. Abb. 3.3b). Zur Einbringung der Kreislaufinstrumentierung sind zudem umfangreiche Eingriffe in die MGT Hardware erforderlich. Diese sind im nachfolgenden Abschnitt näher beschrieben.

3.1.2.1 Instrumentierung

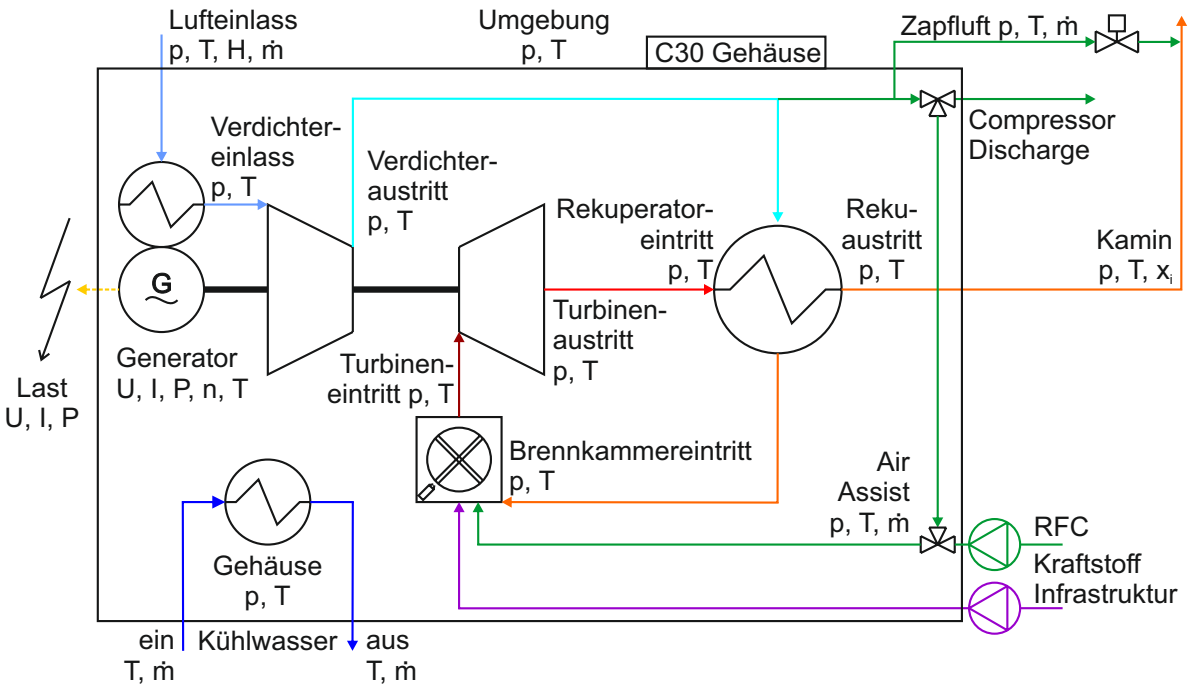


Abbildung 3.4: Instrumentierungs- und Prozessschaltbild C30 Demonstrator

Abbildung 3.4 zeigt im Prozessschaltbild des Demonstratorkreislaufs welcher Instrumentierungstyp an welcher Position im Kreislauf installiert ist. Eine detaillierte Schnittdarstellung der C30, die skizziert, wo an der Hardware wie viele Sensoren zu finden sind, ist in Abb. A.1 im Anhang A.2 zu finden. Welche Messtechnik konkret eingesetzt wird und welche Messungenauigkeiten sich dadurch ergeben ist im Anhang A.1 detailliert betrachtet. Typischerweise sind Temperatur und Druckmessstellen redundant ausgeführt, um die Ausfallwahrscheinlichkeit zu reduzieren, aber auch die Möglichkeit zu bieten, Profile in Umfangrichtung der MGT zu vermessen. Druckmessstellen (A.1.3) sind in den meisten Fällen senkrecht zur Strömungsrichtung als statische Druckmessung p_{stat} ausgeführt. Die Umrechnung auf Totaldruck p bzw. p_{tot} erfolgt nach Gleichung (3.1) über den Prozessmassenstrom $\dot{m}_{Prozess}$ und die Querschnittsfläche an der Messstelle $A_{Prozess}$. Temperaturmessungen hingegen werden als Totaltemperaturen angenommen. Eine Abschätzung über den Recoveryfaktor [57] zeigt, dass die Abweichungen zwischen gemessener Temperatur und der daraus errechneten Totaltemperatur aufgrund der moderaten Strömungsgeschwindigkeiten bei dieser Anwendung innerhalb der Messungenauigkeit der Thermoelemente liegt (Anh. A.1.2) .

$$p = p_{tot} = p_{stat} + \frac{\dot{m}^2_{Prozess} \cdot R_s \cdot T}{2 \cdot p_{stat} \cdot A_{Prozess}} \tag{3.1}$$

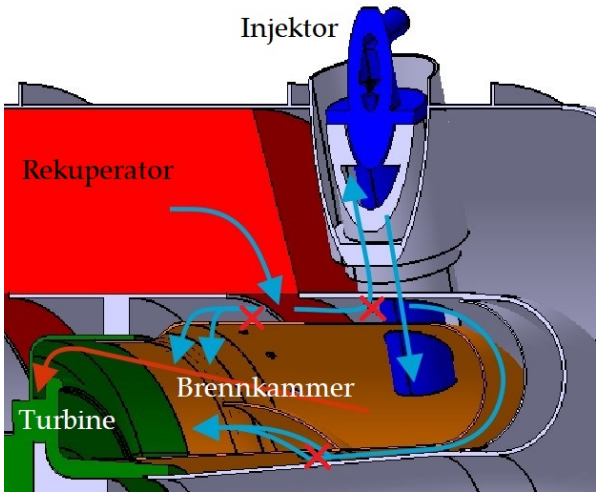
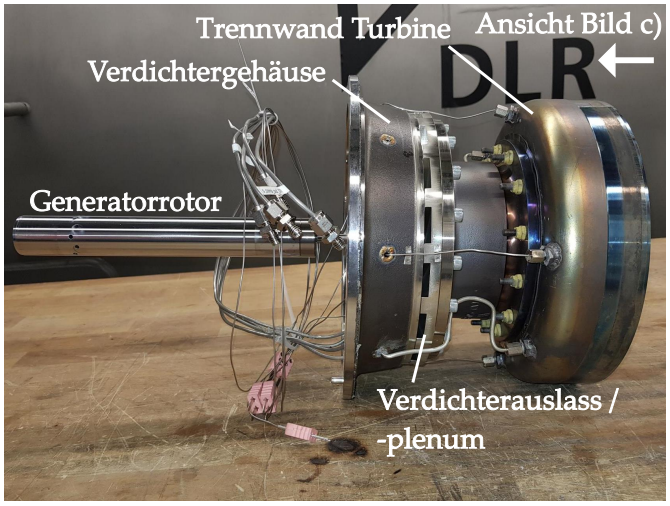


Abbildung 3.5: Strömungsverteilung in der Brennkammer

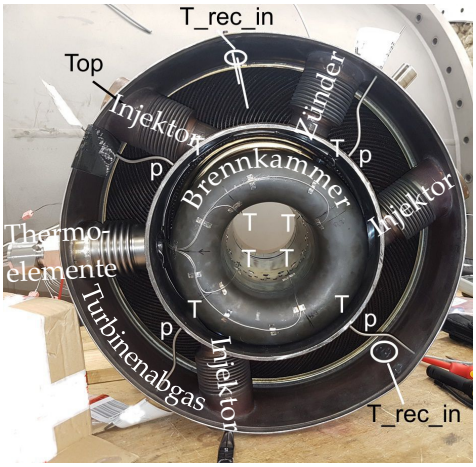
Folgt man dem Hauptprozesspfad vom Lufteinlass, so findet man hier die Massenstrom- (A.1.5.1) und Feuchtemessung (A.1.4) der Laborinfrastruktur sowie je eine Temperatur- und Druckmessstelle direkt am Einlass der MGT und stromauf in der Zuleitung. Zunächst

passiert die Prozessluft den Generator zur Kühlung. Am Verdichtereintritt befinden sich zwei Druck- und vier Temperaturmessstellen in den Kanälen des Generators. Zusätzlich wird dort die Temperatur durch die Gasturbinensteuerung (A.1.7) erfasst. Der Verdichteraustritt ist ebenfalls mit zwei Druck- und vier Temperaturmessstellen instrumentiert. Eine zusätzliche Temperaturmessung ist bei der Trennwand zur Turbine installiert, um einen Eindruck hinsichtlich des Temperatureintrags von der Turbine ins Verdichterplenum zu bekommen (s. Abb. A.1). Aufgrund des geringen Abstands zum Verdichteraustritt befinden sich luftseitig keine weiteren Messstellen am Rekuperatoreintritt. Der Rekuperatoraustritt wird ebenfalls mit dem Brennkammereintritt gleichgesetzt. Hier befinden sich vier Druckmessungen und acht Temperaturmessungen. Die Thermoelemente sind so in der Brennkammer verteilt, dass sie die aufgeteilte Strömung, wie sie in Abbildung 3.5 dargestellt ist, erfassen kann. Zwei Messungen befinden sich am Rekuperatorauslass in Richtung der äußeren Mischluftbohrungen, zwei an den Injektoren und vier bei den inneren Mischluftbohrungen, in Abb. 3.6b durch rote Kreuze indiziert (s. auch Abb. A.1). Der Kraftstoffmassenstrom (A.1.5.3) in die Brennkammer wird laborseitig gemessen. Der Turbineneintritt ist wieder mit vier Temperatur- und zwei Druckmessstellen bestückt. Aufgrund der Geometrie sind die Druckmessungen allerdings als Totaldruckmessungen ausgeführt (s. Abb. 3.6c). Die Turbinenaustrittstemperatur wird von der MGT Steuerung über einen Doppelsensor in der Kanalmitte gemessen. Vier zusätzlich installierte Messungen befinden sich etwas stromauf über den Querschnitt verteilt. An der gleichen Position wie die Temperaturmessungen befindet sich eine Totaldruckmessung. Nach der Umlenkung zum Rekuperator befinden sich zwei weitere statische Druckmessungen und vier Temperaturmessungen. Am Rekuperatoraustritt, im Abgasplenum befinden sich wiederum vier Temperatur- und zwei Druckmessstellen. Weiter stromab sind weitere Temperatur und Druckmessungen vor und nach dem Quench, sowie im Außenkamin installiert. Wie bereits im vorherigen Abschnitt 3.1.2 beschrieben befindet sich im Abgaskanal vor der Zufuhr der Verdichterzapfluft die luftgekühlte Mehrloch-Abgassonde zur Probennahme für die Abgasanalyse (A.1.6). Die Sondenwandtemperatur ist auf 180 °C temperiert um sowohl Kondensation zu vermeiden, als auch eine Weiterreaktion der Abgasspezies zu unterbinden.
Im Zapfluft- (Anh. A.1.5.2) und Air-Assist-Pfad, sowie in der Kraftstoffzufuhr (Anh. A.1.5.3) befinden sich jeweils eine Temperatur-, statische Druck- und Massenstrommessung. Die installierte Wasserkühlung ist mit einer Durchflussmessung sowie Temperaturmessungen am Ein- und Austritt zur Bestimmung der Kühlleistung instrumentiert. Am Inverter und Generator werden von der C30 Steuerung über Spannung und Strom die elektrische Leistung bestimmt. Für die Auswertung wird später die Leistung am Inverter verwendet.

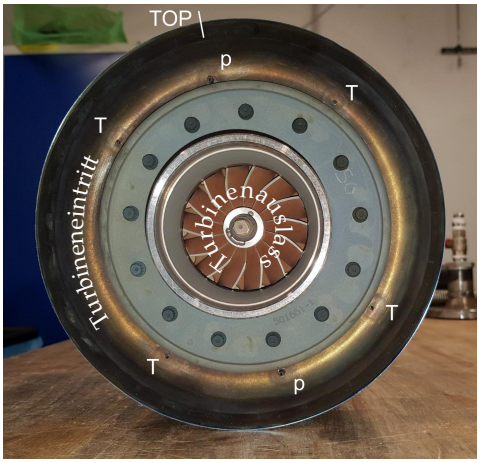
Weiterhin wird durch die Steuerung die Wellendrehzahl sowie die Generatorgehäusetemperatur gemessen (A.1.7). Im MGT Gehäuse und im Labor gibt es jeweils eine Messung der Umgebungstemperatur und im Labor eine Messung des Umgebungsdrucks. Diese dient als Referenz für sämtliche relativen Druckmessungen.
Die Prüfstandssteuerung und Datenerfassung erfolgt über das mobile Prozessleitsystem (mPLS) des Labors (A.1.1). Das Leitsystem verfügt über eine graphische Oberfläche zur Vorgabe sämtlicher Stellgrößen und Visualisierung der Prozessparameter. Die Aufzeichnungsrate für alle Signale liegt bei 1 Hz.



(a) Turbokomponenten



(b) Brennkammer



(c) Turbineneintritt

Abbildung 3.6: Übersicht über die Instrumentierung der C30

Durch den ringförmigen Aufbau der MGT ist die Installation der Instrumentierung deutlich erschwert. Um Zugang zu sämtlichen Messpositionen des Gasturbinenkreislaufs zu erhalten, wird im hinteren Bereich der MGT das Abgasgehäuse und das Brennkammer-

druckgehäuse aufgetrennt, wie in der Draufsicht von Abbildung 3.6b zu sehen ist. Im Bild auf der neun Uhr Position ist die Durchführung der Thermoelemente zur Brennkammer zu sehen. Diese ist analog zu den bestehenden Injektor- und Zünderdurchführungen durch die Installation eines Kompensators realisiert, um thermische Verschiebung im Betrieb aufzunehmen. Die Durchführung der Thermoelemente ins Verdichterplenum erfolgt auf die gleiche Weise stromab des Rekuperators. In Abbildung 3.6c sind die Druck- und Temperaturmessstellen des Turbineneintritts gezeigt. Deren Zuleitungen werden zunächst durch die Zuluftkanäle des Generators gelegt. Von dort werden diese dann, wie in Abb. 3.6a durch das Verdichtergehäuse ins Verdichterplenum geführt und von dort durch die Trennwand zwischen Verdichterplenum und Turbine zum Turbineneintritt. Wanddurchführungen werden generell über eingeschraubte oder, wie in Abb. 3.6a an der Trennwand zur Turbine zu sehen, aufgeschweißte Klemmringverschraubungen realisiert.

3.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchung

Um ein technisches System optimieren zu können, müssen dessen Betriebsverhalten und die Einflüsse der einzelnen Komponenten darauf bekannt sein. Einige experimentelle Daten zur Capstone® C30 lassen sich der Literatur entnehmen. Do Nascimento et. al beschreiben in ihrer Veröffentlichung [36] globale Parameter und Messungen des MGT Leitsystems der Capstone® Model 330 von der sich die C30 ableitet. In der Dissertation von Betsch [58] wird die Modifikation einer C30 auf eine extern befeuerte Brennkammer beschrieben; er betrachtet dabei auch detailliert das Verhalten der Turbokomponenten. Bolszo et.al gehen in ihren Veröffentlichungen [59–61] detailliert auf die Ringbrennkammer der C30 ein. Um ein vollständiges Bild des Gesamtsystems und insbesondere der Einzelkomponenten der C30 zu erhalten, müssen allerdings, wie bereits in [62] diskutiert, mehrere teils widersprüchliche Quellen zusammengeführt werden.
Um einen konsistenten und vollständigen Datensatz zu erhalten, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit als Basis der Weiterentwicklung eine detaillierte experimentelle Vermessung des Ausgangszustands des Demonstrators durchgeführt. Zunächst werden die thermodynamischen Parameter und Charakteristiken des Gesamtsystems und der einzelnen Komponenten stationär entlang der Betriebskennlinie bestimmt. Um später anhand von Kreislaufsimulationen den Einfluss von Modifikationen einzelner Komponenten auf das Gesamtsystem vorhersagen zu können, werden dann Parametervariationen von Verdichterzapfluft und TOT-Sollwert abseits des Standardbetriebskonzepts durchgeführt. Da für die Bewertung im Fahrzeug der gesamte Betriebszyklus vom Hochfahren bis zum Abstellen relevant ist, werden diese Manöver, sowie Lastwechselvorgänge zusätzlich transient untersucht. Anhand der experimentellen Ergebnisse lassen sich bereits erste Optimierungspotenziale ableiten. Deren quantitative Auswirkung wird dann anhand der Kreislaufsimulationen im nachfolgenden Kapitel 4 bestimmt.
Für den Großteil der Untersuchungen kommt Kerosin Jet A-1 als Kraftstoff zum Einsatz. Hintergrund dafür sind die Verfügbarkeit des Kraftstoffs, und dass die Flüssigkraftstoffinfrastruktur von mehreren Prüfständen geteilt wird. Ein Kraftstoffwechsel verlangt jeweils eine Aufwändige Prozedur und ist beim Wechselbetrieb von Prüfständen impraktikabel. Da Jet A-1 grundsätzlich ähnliche Eigenschaften wie Diesel aufweist (Tab. 3.3), wurde dieser Kompromiss gewählt. Um einen repräsentativen Vergleich zu klassischem KFZ Diesel zu erhalten, wird aus den gleichen Gründen zusätzlich ein Vergleichstest mit leichtem Heizöl (HEL) durchgeführt. Teile der in diesem Kapitel präsentierten Daten wurden bereits in [63] veröffentlicht.

3.2.1 Stationärer Betrieb auf der Betriebskennlinie

Die detaillierten Daten zum stationären Betrieb entsprechend der voreingestellten Betriebskennlinie stammen aus einem zusammenhängenden Testlauf. Messdaten von redundanten Messstellen einer Messposition werden gemittelt. Die stationären Punkte werden über einen Zeitraum von zwei Minuten aufgenommen und gemittelt. Die Ergebnisse basieren auf Messungen unter Vorgabe der ins Netz eingespeisten el. Leistung zwischen $0\,kW_{el}$ Nulllast und $30\,kW_{el}$ Volllast mit einer Schrittweite von maximal $5\,kW_{el}$. Die Vorgabe von $0\,kW_{el}$ entspricht einem minimalen Ertrag von etwa $0{,}5\,kW_{el}$. Um einen definierten Wert zu erhalten wird für die Charakterisierung $1\,kW_{el}$ gewählt. Zum Vergleich werden jeweils Datensätze bei steigender und fallender Leistung aufgenommen. Es zeigt sich allerdings, dass es im relevanten Lastbereich keine messbaren Unterschiede in Abhängigkeit der Richtung, aus der die Lastpunkte angefahren werden, gibt. Eine Ausnahme bildet hier der Lastbereich unterhalb des Schaltpunkts zur Stufung zwischen ein und drei Injektoren bei ca. $5\,kW_{el}$. Das Verhalten wird in Abschnitt 3.2.1.5 detailliert beschrieben. Alle anderen gezeigten Datenreihen stammen aus der Messreihe mit fallender Last, um sicherzustellen, dass das System vollständig durchgewärmt ist. In Tabelle 3.2 sind die gewählten Lastvorgaben aufgeführt.

Tabelle 3.2 Leistungssollwerte der Referenzmessung und der steigenden bzw. fallenden Lastreihe

Referenz	kW_{el}	0				5		10	15	20	25	30
steigend	kW_{el}		1	3	4	5	6	10	15	20	25	30
fallend	kW_{el}		1	3	4	5		10	15	20	25	30

3.2.1.1 Referenzmessung

In Kapitel 3.1 sind die aufwändigen Arbeiten beschrieben, die notwendig sind, um zusätzliche Kreislaufinstrumentierung zu installieren. Um zu bestimmen, ob die mechanischen Eingriffe einen Einfluss auf die Charakteristik der MGT haben, wird eine Vergleichsmessung globaler Größen vor und nach Installation der zusätzlichen Sensoren durchgeführt. Der Vergleich basiert auf der Standardinstrumentierung der C30, sowie Durchflussmessern in der Zuluft- und Kraftstoffleitung. Die Datensätze werden bei ähnlichen Umgebungsbedingungen und mit dem gleichen Kraftstoff aufgenommen. Verglichen

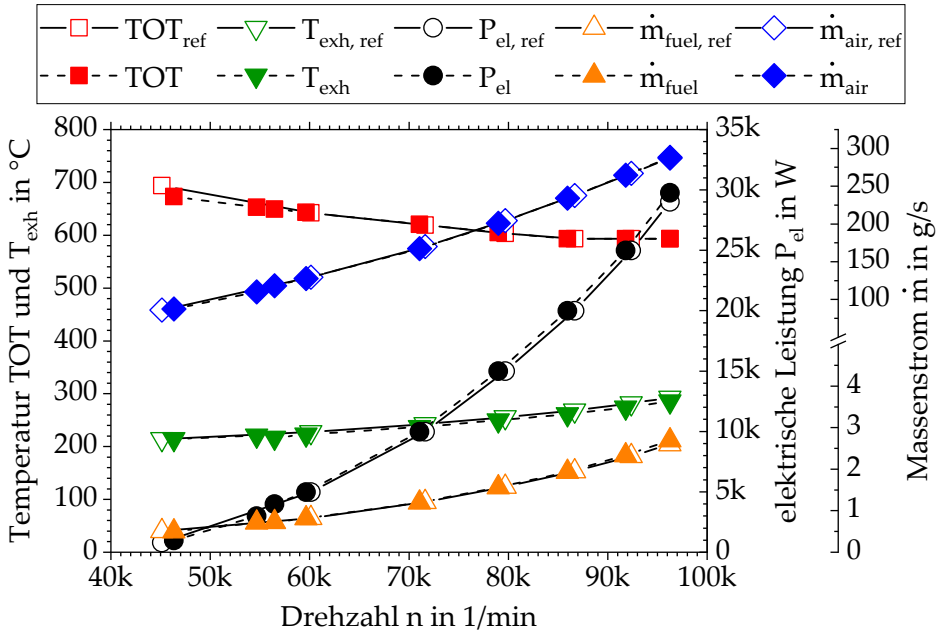
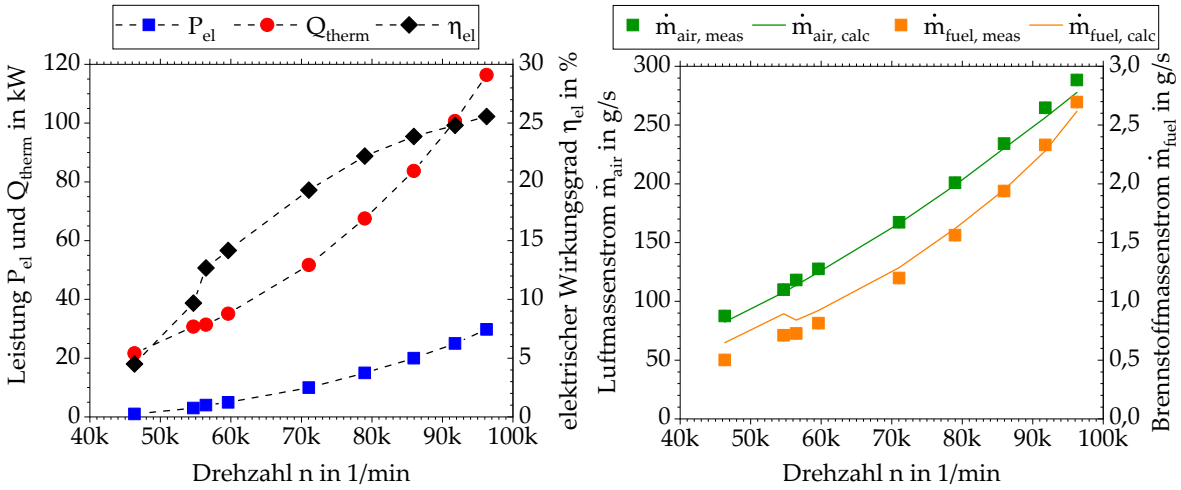


Abbildung 3.7: Veranschaulichung der Übereinstimmung globaler MGT Parameter vor und nach Installation der detaillierten Instrumentierung

werden Turbinenaustrittstemperatur (TOT), Abgastemperatur T_{exh}, el. Leistung P_{el} sowie Luft- und Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{fuel}$ und $\dot{m}_{air}$ in Abhängigkeit der Turbinendrehzahl n. Die Messung vor der Instrumentierung wird im Folgenden als Referenz (ref) bezeichnet. Wie aus Abb. 3.7 ersichtlich ist, ergibt der Vergleich nur geringe Unterschiede zwischen den beiden Testreihen. Die größte Abweichung weist der Kraftstoffmassenstrom mit bis zu 3,65 % im Volllastpunkt auf. Bezieht man den zugeführten Kraftstoff allerdings auf die el. Leistung liegt der Unterschied bei unter 1 %. Aufgrund der leicht unterschiedlichen Umgebungsbedingungen ergibt sich eine Verschiebung beim Zusammenhang zwischen Drehzahl und el. Leistung und somit eine Leistungsdifferenz von 2,6 %. Die Abgastemperatur weist eine Abweichung von $< 2{,}6$ % über den Drehzahlbereich auf. Aufgrund der unterschiedlichen Abgasführungen ergibt sich für diese Messung eine leicht geänderte Position des Sensors. Die ausgegebenen Betriebsparameter der C30 zeigen, dass auf die Turbinenaustrittstemperatur geregelt wird, daher ergeben sich für diesen Parameter über weite Bereiche keine Unterschiede. Die größeren Abweichungen im tiefen Lastbereich unterhalb 60 000 1/min resultieren aus unterschiedlichen TOT Vorgaben vom C30-Leitsystem, in Abhängigkeit davon, ob der Lastpunkt von niedrigeren oder höheren Lasten kommend angefahren wird. Beim Luftmassenstrom in Abhängigkeit von der Drehzahl ergeben sich nur minimale Abweichungen von $< 0{,}3$ %.
Somit liegen die Abweichungen zwischen Referenzmessung und vollständig instrumentiertem System innerhalb der Messgenauigkeiten der Sensoren, sofern diese bekannt sind

(Anh. A.1.7). Daraus kann geschlossen werden, dass sowohl die mechanischen Eingriffe, die zur Installation notwendig waren als auch die Instrumentierung im Strömungspfad das Gesamtsystem nicht signifikant beeinflussen. Eine detaillierte Beschreibung des Maschinenverhaltens erfolgt in den nächsten Kapiteln.

3.2.1.2 Leistung und Wirkungsgrad



(a) Leistung und Wirkungsgrad (b) Massenströme

Abbildung 3.8: Hautcharakteristika der Capstone C30 MGT in Abhängigkeit der Drehzahl

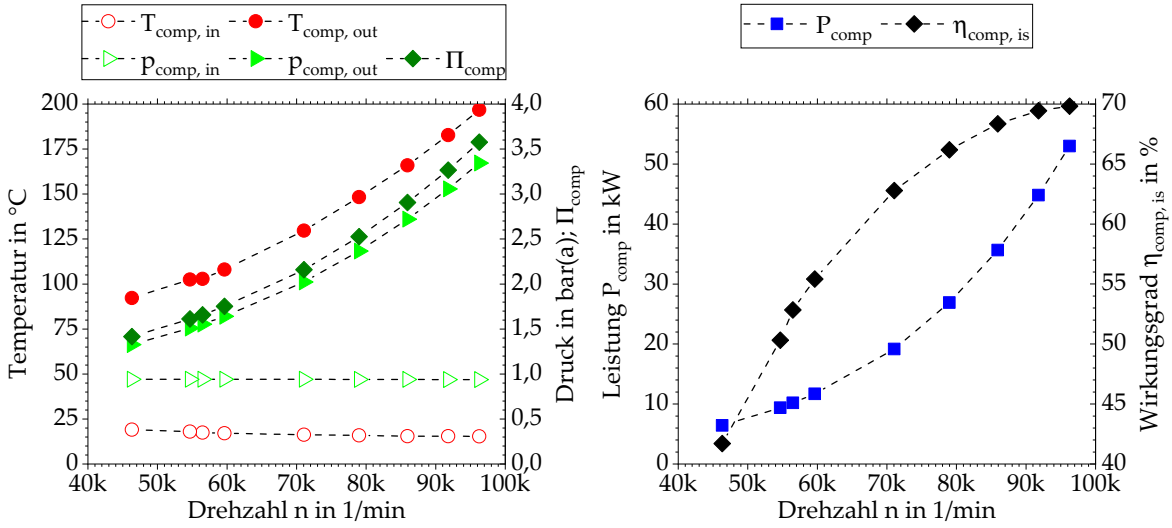
Die Hauptcharakteristika von Gasturbinen zur Erzeugung elektrischer Leistung sind zum einen die maximal zur Verfügung stehende Leistung P_{el} und zum anderen der elektrische Wirkungsgrad η_{el}, mit der die Energie umgewandelt wird. Wie in Kapitel 2.4 beschrieben ist die elektrische Leistung bei Mikrogasturbinen typischerweise drehzahlabhängig. Der Verlauf, der ins Netz eingespiesenen Leistung, ist in Abb. 3.8a durch die blauen Quadrate dargestellt. Die Minimallast von 1 kW_{el} liegt bei 46 000 1/min. Von dort steigt die Leistung mit der Drehzahl bis entweder 96 300 1/min oder 30 kW_{el} anliegen. Dies hängt davon ab, welche Umgebungsbedingungen (T_{amb}, p_{amb}) vorherrschen, aber auch wie hoch die Druckverluste in der Zuluft- und Abgasleitung sind. Die thermische Leistung Q_{th}, die dem System in Form von Kraftstoff zugeführt werden muss, ist in Abb. 3.8a durch rote Kreise dargestellt. Diese liegt zwischen 21,6 kW und 116,4 kW. Der Quotient aus elektrischer und thermischer Leitung ergibt den el. Wirkungsgrad η_{el} entsprechend Gl. 2.30. Bei minimaler Last dient der Großteil des eingesetzten Kraftstoffs zur Erhaltung von Rotation und Verbrennung, wodurch η_{el} bei 4,5 % liegt. Bis Vollast steigt η_{el} auf 25,5 % an und erreicht damit fast die Herstellerangabe von 26 % (Tab. 3.1).

Bei höheren Lasten flacht die Wirkungsgradkurve ab, was bedeutet, dass bereits bei 50 % el. Leistung ein el. Wirkungsgrad von >20 % zur Verfügung steht. Zieht man den Vergleich mit modernen Dieselmotoren, die teils einen mechanischen Wirkungsgrad von über 40 % aufweisen [64], so sollten Optimierungsmaßnahmen der MGT Komponenten insbesondere auf eine Steigerung des el. Wirkungsgrads abzielen.
Die thermische Leistung wird dem System in Form von Krafttoff zugeführt. Der Zusammenhang zwischen gemessenen Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{fuel}$ und Q_{th} ist durch Gl. 2.23 gegeben. Für das eingesetzte Jet A-1 wurde der untere Heizwert H_u per Analyse als 43,2 MJ/kg bestimmt. Der gemessene Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{fuel,mess}$ ist in Abb. 3.8b durch orange Kreise dargestellt. Dieser liegt zwischen 0,50 g/s und 2,69 g/s. Parallel dazu, als durchgezogene Linie, ist der durch die Steuerung der C30 berechnete Wert $\dot{m}_{fuel,calc}$ dargestellt. Abweichungen ergeben sich durch den im Leitsystem voreingestellten Heizwert. Zudem hat es sich gezeigt, dass der berechnete Kraftstoffmassenstrom trotz der im System integrierten Boost-Pumpe eine Abhängigkeit vom Kraftstoffvordruck aus der Laborinfrastruktur aufweist. Als zweites Prozessmedium ist der Verlauf des gemessenen Luftmassenstroms $\dot{m}_{air,mess}$ in Abb. 3.8b als grüne Quadrate dargestellt. Abhängig von der Drehzahl liegt dieser zwischen 87 g/s bei minimaler Last und 288 g/s bei Volllast. Ebenfalls als durchgezogene Linie dargestellt ist der von der C30 berechnete Wert $\dot{m}_{air,calc}$, der insgesamt eine gute Übereinstimmung aufweist, nur bei hohen Lasten etwa 3 % tiefer liegt. Nimmt die gemessenen Volllastwerte von Brennstoff und Luft, so ergibt sich ein Abgasmassenstrom von bis zu 291 g/s. Dies liegt ca. 20 g/s unterhalb der Angabe des Datenblatts [65].

3.2.1.3 Verdichter

Abbildung 3.9a zeigt die Drücke (grüne Symbole) und Temperaturen (rote Symbole) vor und nach dem Verdichter. Die Eintrittsbedingungen sind dabei durch nicht gefüllte und die Austrittsbedingungen durch gefüllte Symbole gekennzeichnet. Bevor die angesaugte Luft in den Verdichter gelangt, dient sie bei der C30 als Kühlluft für den Generator. Dadurch liegt die Verdichtereintrittstemperatur $T_{comp,in}$ ca. 5 bis 6 K über Umgebungstemperatur, welche zwischen 16 °C und 19 °C bei dieser Versuchsreihe liegt. Der Verdichtereintrittsdruck $p_{comp,in}$ liegt konstant bei 940 mbar(a), dies entspricht dem vorherrschenden Umgebungsdruck. Das Verdichterdruckverhältnis Π_{comp} (dunkelgrüne Rauten), reicht drehzahlabhängig von $1,42$ bei Minimallast bis $3,58$ im Vollastpunkt. Damit liegt der Verdichteraustrittsdruck $p_{comp,out}$ zwischen 1,33 bar(a) bei Minimallast und 3,34 bar(a). Die Kompression der Luft führt zu einem Temperaturanstieg zwischen 85 °C

und 192 °C. Die Leistung P_{comp}, die der Verdichter dafür benötigt, ist in Abb. 3.9b in blau dargestellt. Sie lässt sich nach Gl. 2.18 berechnen und liegt zwischen 6,4 kW und 53,0 kW. Für den Verdichter ergibt sich damit ein isentroper Wirkungsgrad $\eta_{comp,is}$ durch Gl. 2.16 von 69,8 % auf Volllast. Dieser fällt, wie in Schwarz dargestellt, bis zum Nulllastpunkt auf 41,7 %. Dies entspricht einer relativ großen Spreizung über den Lastbereich [62, 66], allerdings gibt Betsch [58] in seiner Berechnung einen ähnlich großen Wirkungsgradbereich an, kommt aber auf einen höheren maximalen Wirkungsgrad von ca. 79 %, welcher sich auch mit den Herstellerangaben [67] deckt, bei einem Volumenstrom von 0,35 m^3/s und ähnlichem Druckverhältnis. Da die gemessene Verdichtereintrittstemperatur im Bereich typischer Simulationsrandbedingungen liegt, deutet dies auf eine, im Vergleich zur Simulation, höhere, gemessene Verdichteraustrittstemperatur hin. Mögliche Ursachen hierfür werden in Kapitel 3.2.3 näher betrachtet.

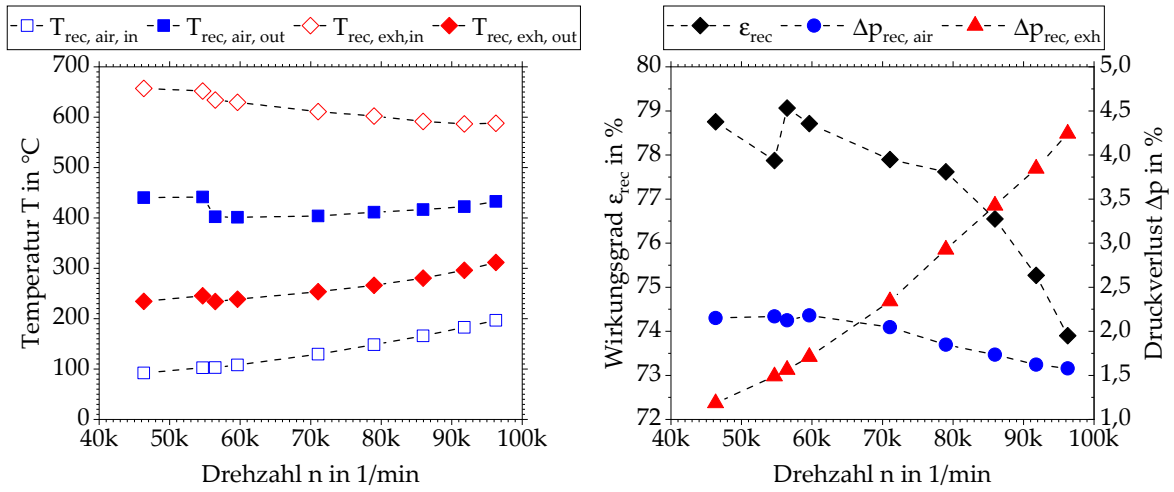


(a) Druck und Temperatur

(b) Leistung und Wirkungsgrad

Abbildung 3.9: Charakterisierung des Radialverdichters der C30 in Abhängigkeit der Drehzahl

Mit einem vermessenen Volllastwirkungsgrad von 69,8 % weist der Verdichter durchaus Optimierungspotenzial auf. Allerdings kann eine Modifikation des Verdichters nur in Verbindung mit einer Anpassung der Turbine geschehen, daher können diese nicht unabhängig bewertet werden.



(a) Temperaturen (b) Druckverlust und Wirkungsgrad

Abbildung 3.10: Charakterisierung des Rekuperators der C30 in Abhängigkeit der Drehzahl

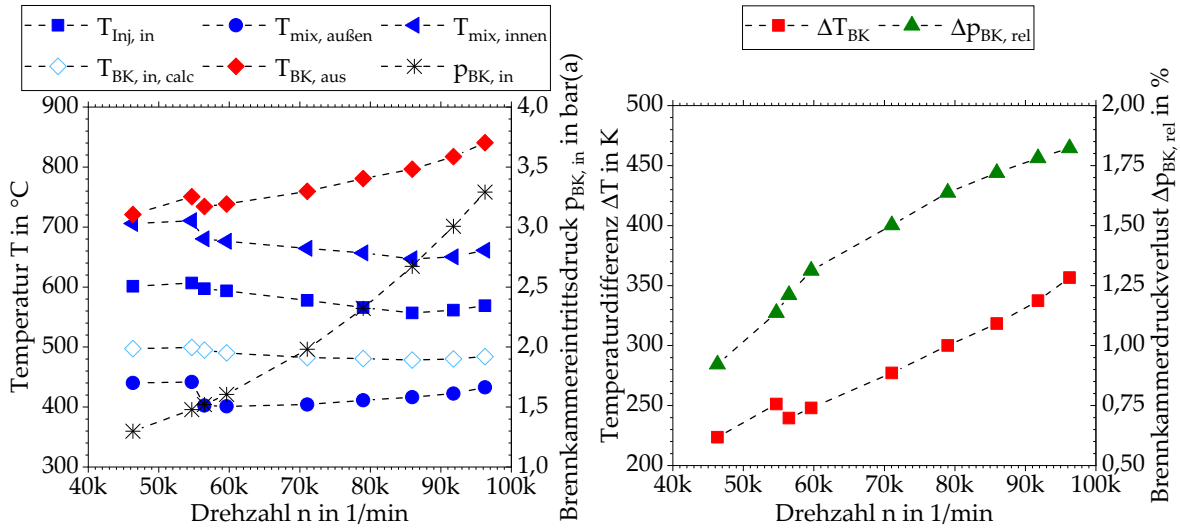
3.2.1.4 Rekuperator

Da der Abstand zwischen Austritt des Verdichters und Einlass der Rekuperator-Luftseite sehr klein ist und dazwischen ein geringer Wärmeverlust vorausgesetzt wird, wird die Rekuperatoreintrittstemperatur $T_{rec,air,in}$ der Verdichteraustrittstemperatur $T_{comp,out}$ gleichgesetzt. Diese steigt daher ebenfalls mit der Rotordrehzahl von 85 °C auf 192 °C. Abgasseitig wird die Eintrittstemperatur in den Rekuperator $T_{rec,exh,in}$ durch die geregelte TOT vorgegeben. Aufgrund von Wärmeverlusten über die 90° Umlenkung nach der Turbine und einer möglichen Strähnigkeit des Abgases liegt diese allerdings bis zu 16 K unter der TOT, zwischen 657 °C bei 46 000 1/min und 588 °C bei Volllast. Als Referenz für die Austrittstemperatur der Luftseite dienen die Temperaturmessungen an den äußeren Mischluftbohrungen der Brennkammer (s. Abb. 3.5 und A.1). Diese weisen die niedrigsten Temperaturen im Brennkammereintrittsbereich aus. Messstellen weiter stromab zeigen höhere Werte aufgrund von Konvektion oder Wärmestrahlung vom Flammrohr. Unter der Annahme, dass es keine Leckage zwischen Verdichter und Brennkammer gibt, entsprechen sie daher der Rekuperatoraustrittstemperatur $T_{rec,air,out}$. Die Temperatur liegt zwischen 401 bis 441 °C. Dabei bleibt die gemessene Temperatur im 1-Injektor-Betrieb konstant bei ca. 440 °C und fällt mit der Umschaltung auf drei Injektoren bei ca. 55,000 1/min auf 401 °C ab. In der Folge steigt die Temperatur im 3-Injektor-Betrieb wieder leicht an auf 433 °C. Dieser Effekt ist größtenteils einer lokalen Temperaturüberhöhung bzw. Strähnigkeit beim Betrieb mit einem Injektor geschuldet. Die Abgas-Eintrittstemperatur $T_{rec,exh,in}$ weist zwar ebenfalls eine leichte Stufe zwischen

1- und 3-Injektor-Betrieb auf, aber in deutlich geringerem Ausmaß. Am Luft-Eintritt gibt es diesen Effekt nicht. Die Austrittstemperatur auf der Abgasseite fällt ebenfalls mit fallender Drehzahl von 312 °C auf 234 °C. Auch hier gibt es am Injektorschaltpunkt einen Sprung, allerdings fällt dieser mit 11 K deutlich geringer aus. Aus den Messwerten ergibt sich, dass die Temperaturdifferenz über die Luftseite von Nulllast bis Volllast von 348 K auf 236 K abfällt. Abgasseitig fällt diese über den Lastbereich von 423 K auf 276 K. Damit fällt die größere Temperaturdifferenz auf die Abgasseite. Dies bedeutet, wie in Kap. 2 beschrieben, dass die Effektivität des Rekuperators $\epsilon_{rec,exh}$ über die Abgasseite berechnet wird (Gl. 2.21). Diese ist in Abb. 3.10b über der Drehzahl durch schwarze Quadrate dargestellt. Tendenziell fällt die Effektivität mit zunehmender Last ab und liegt bei Werten zwischen 79 % und 74 %. Damit bleibt die ermittelte Effektivität deutlich hinter den Angaben durch den Hersteller von 86 % zurück [67]. Dies könnte, wie bereits beim Verdichter (Abschitt 3.2.1.3) beobachtet, ebenfalls auf eine zu hohe, gemessene Lufteintrittstemperatur des Rekuperators $T_{rec,air,in}$ bzw. Verdichteraustrittstemperatur $T_{comp,out}$ hinweisen. Der Verlauf lässt sich in drei Bereiche gliedern. Der Drehzahlbereich unterhalb des Injektorschaltpunkts mit dessen Überschreiten die Effektivität, aufgrund der beschriebenen Temperatursprünge, einen Sprung nach oben macht. In der Folge fällt die Kurve wieder, flacht aber ab, bis zum Drehzahlbereich ab dem die TOT vom Regelungskonzept nicht weiter abgesenkt wird (s. Kap. 3.2.1.6). Dort knickt der Verlauf aufgrund der (im Vergleich zur Lufteintrittstemperatur) stärker ansteigenden Abgastemperatur $T_{rec,exh,out}$ ab und die Effektivität fällt deutlich ab.
Als zweites wichtiges Maß zur Bewertung des Rekuperators sind die relativen Druckverluste, bezogen auf den jeweiligen Eintrittsdruck, zu berücksichtigen. Diese sind in Abb. 3.10b Luftseite (blaue Kreise) und für die Abgasseite (rote Dreiecke) als Funktion der Drehzahl dargestellt. Auffällig ist, dass der relative Druckverlust über die Luftseite mit steigender Drehzahl und somit steigendem Luftmassenstrom von 2,18 % auf 1,58 % abfällt. Der absolute Druckverlust steigt zwar mit der Drehzahl, allerdings weniger stark in Relation zum Verdichteraustrittsdruck (s. Gl. 2.22). Ursache hierfür liegt darin, dass der Volumenstrom durch den steigenden Verdichteraustrittsdruck bei höherem Verdichterwirkungsgrad deutlich weniger ansteigt als der Massenstrom und somit die Geschwindigkeit weniger stark zunimmt. Auf der Abgasseite ist ein derartiger Effekt nicht zu beobachten, da der Turbinenaustrittsdruck sich in allen Lastbereichen in der Größenordnung des Umgebungsdrucks befindet. Dementsprechend steigt der relative Druckverlust abgasseitig mit der Drehzahl von 1,18 % auf 4,24 %. Damit liegt der vermessene Gesamtdruckverlust des Rekuperators im Bereich der Angabe durch den Hersteller von 5,01 % [67].

Sollten die ermittelte Rekuperatoreffektivität anstelle der Herstellerangabe zutreffen, erscheint eine Steigerung der Rekuperatoreffektivität eine sinnvolle Optimierungsmaßnahme für die PKW-Anwendung. Allerdings müssen bei der Optimierung fahrzeugrelevante Parameter wie Volumen und Gewicht berücksichtigt werden. Eine Verschlechterung des Druckverlust sollte ebenfalls vermieden werden.

3.2.1.5 Brennkammer



(a) Eintrittsdruck und -temperatur (b) Druckverlust und Temperaturerhöhung

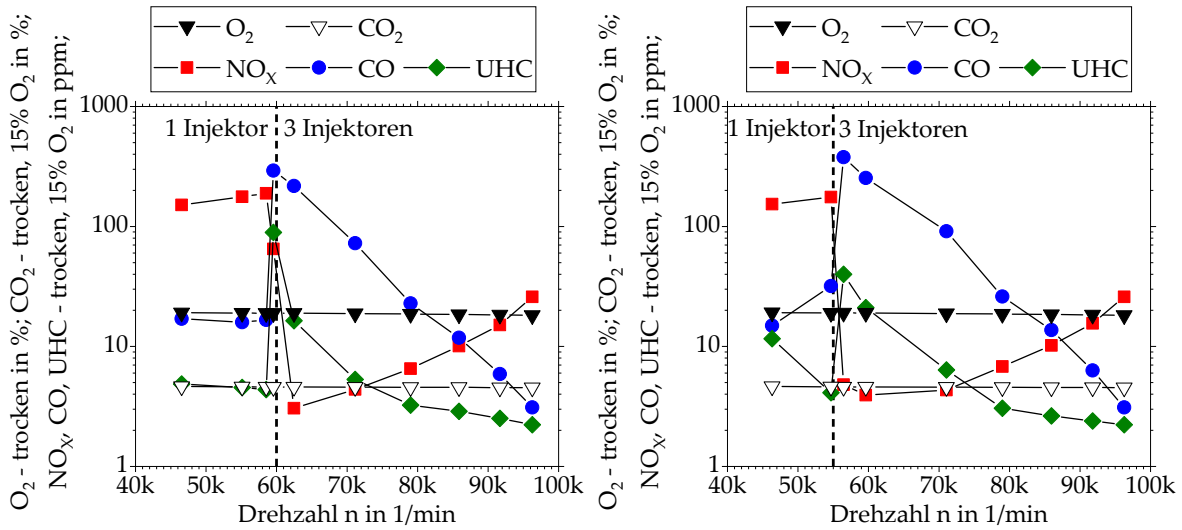
Abbildung 3.11: Temperatur und Druckbedingungen der Brennkammer der C30 in Abhängigkeit der Drehzahl

Um die bereits beobachteten Temperatursprünge und Phänomene bei der Turbinendrehzahl $n = 55{,}000\,1/\text{min}$ näher zu verstehen wird an dieser Stelle zunächst das ermittelte Stufungskonzept der Injektoren der C30 beschrieben, welches der Ursprung dafür ist. Beim Hochfahren der C30 wird der Zündvorgang und Betrieb bis zu einer Drehzahl von 62,000 1/min bzw. $5\,\text{kW}_\text{el}$ mit nur einem aktiven Injektor durchgeführt. Oberhalb von von 62,000 1/min werden zeitgleich die zwei weiteren Injektoren zugeschaltet. Beim Herunterfahren der Last wird mit einer Hysterese, bei 55,000 rpm oder $3{,}8\,\text{kW}_\text{el}$, wieder auf einen Injektor zurückgeschaltet. Wie zu Beginn der stationären Untersuchungen beschrieben (Kap. 3.2.1) werden Messreihen mit fallender Last betrachtet. Der Betrieb mit nur einem Injektor findet standardmäßig mit Injektor 1 statt. Bei längerem Betrieb in diesem Lastbereich werden die einzelnen Injektoren durchgeschaltet, vermutlich um ein lokales Überhitzen zu vermeiden.
Wie in Kap. 3.1.2.1 beschrieben, wird die Brennkammereintrittstemperatur an drei

Positionen gemessen; jeweils vor den äußeren und inneren Mischluftbohrungen und am Einlass zu den Injektoren. Die Messwerte an den drei Positionen sind in Abb. 3.11a in blau dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Luft von den äußeren Mischluftbohrungen (die am nächsten zum Rekuperatoraustritt liegen) kommend, beim Umströmen des Flammrohrs stark erhöht. Bei der Messung an den äußeren Mischluftbohrungen, welche auch als Rekuperatoraustrittstemperatur definiert ist, liegt die Temperatur $T_{mix,aussen}$ zwischen 401 bis 441 °C (Kreise). Die Messwerte fallen von Volllast kontinuierlich von 433 °C auf 401 °C bei einer Drehzahl von 56 000 1/min ab. Bei niedrigeren Drehzahlen steigt die Temperatur, durch die Injektorumschaltung, wieder sprunghaft auf ca. 440 °C an (s. auch Kap 3.2.1.4). Beim Umströmen des Flammrohrs steigt die Temperatur auf 557 bis 607 °C bis zu den Injektoren $T_{inj,in}$ (Quadrate) und weiter auf 647 bis 711 °C bis zu den inneren Mischluftbohrungen $T_{mix,innen}$ (Dreiecke). Über die Drehzahl lassen sich die Verläufe der stromab gelegenen Temperaturmessungen wieder in die drei Bereiche einteilen. Den Betrieb mit einem Injektor, in dem die Temperaturen nahezu konstant bleiben und der bereits beschriebenen Stufe am Umschaltpunkt. Oberhalb des Injektorschaltpunkts fallen die Temperaturen bis zu einer Drehzahl von ca. 85 000 1/min leicht ab. Danach steigen die Temperaturen wieder leicht an. Dies ergibt sich aus dem Zusammenspiel von steigendem Luftmassenstrom und der Feuerungsleistung der Brennkammer, welche auf die Turbinenaustrittstemperatur geregelt wird. Diese wird von Nulllast bis 85 000 1/min reduziert und darüber konstant gehalten (ausführliche Beschreibung in Kap. 3.2.1.6). Die mittlere Eintrittstemperatur in den Brennraum ergibt sich jeweils anteilig aus den einzelnen in Abb. 3.11a dargestellten Messungen. Eine eindeutige Gewichtung der Eintrittstemperaturen ist nur schwer möglich, da die Aufteilung der Massenströme nicht bekannt ist. Daher wird die mittlere Temperatur $T_{BK,in,calc}$ aus der thermischen Leistung Q_{th} der Brennkammer (Abb.3.8a) und der Brennkammeraustrittstemperatur bestimmt. Diese ist in Abb. 3.11a durch rote Rauten dargestellt. Sie steigt mit der Drehzahl von 721 °C auf 841 °C. Der Temperaturhub der Brennkammer ΔT_{BK} ergibt sich aus der thermischen Leistung durch folgende Beziehung:

$$Q_{th} = \dot{m}_{exh} \cdot cp_{BK} \cdot \Delta T_{BK} \tag{3.2}$$

Er liegt zwischen 224 °C bei minimaler Last und 357 °C auf Volllast, dargestellt in Abb. 3.11b als rote Quadrate. Des weiteren zeigt Abb. 3.11b den relativen Druckverlust über die Brennkammer. Dieser verdoppelt sich über den Lastbereich von 0,9 % auf 1,8 %, liegt damit aber noch auf sehr niedrigem Niveau verglichen mit anderen Brennkammersystemen [47].



(a) bei Lasterhöhung (b) bei Lastsenkung

Abbildung 3.12: Emissionsverhalten der C30

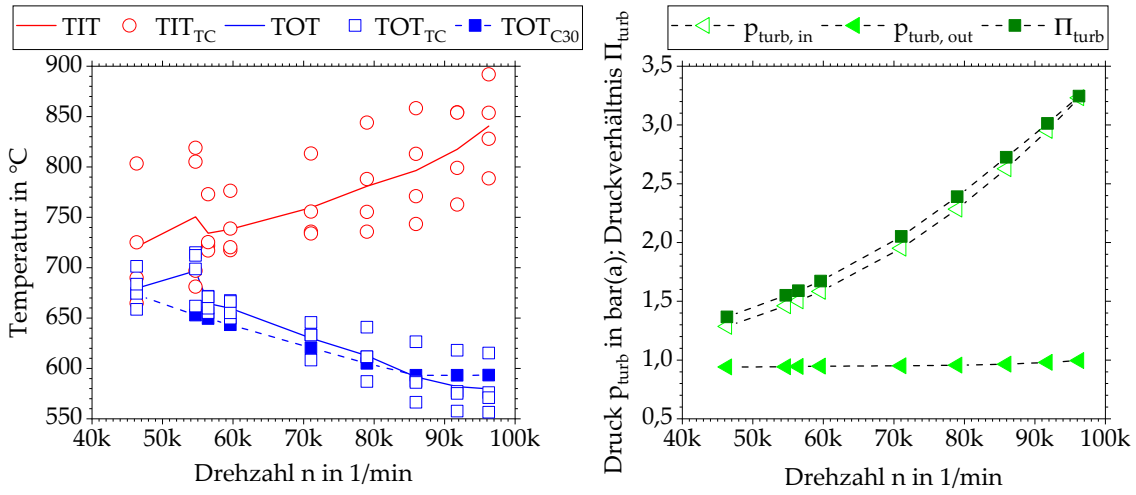
In Abb. 3.12 sind die Abgasemissionen der Capstone C30 in logarithmischer Skalierung als Funktion der Turbinendrehzahl beim Betrieb mit Jet A-1 dargestellt. Um das Betriebsverhalten der Brennkammer, insbesondere um den Injektorschaltpunkt, zu verdeutlichen, ist in Abb. 3.12a das Verhalten beim Erhöhen der Leistung von Nulllast bis Volllast dargestellt und in Abb. 3.12b der umgekehrte Fall beim Reduzieren der Last. Der Injektorschaltpunkt ist jeweils als gestrichelte Linie bei der zugehörigen Drehzahl eingezeichnet und markiert jeweils einen deutlichen Bruch in den Emissionstrends. Abgasemissionen sind wie für den Betrieb von stationären Gasturbinen üblich, in volumetrischen ppm, im trockenen Abgas, korrigiert auf einen Restsauerstoffgehalt von 15 % dargestellt. Die Umrechnung in mg/km wie sie für die Bewertung von KFZ erforderlich ist, erfolgt in Kapitel 7 anhand des spezifischen Fahrzyklus und der gemessenen Rohemissionen im trockenen Abgas.

Aufgrund des globalen Luft-Kraftstoffverhältnisses bleibt das Hauptverbrennungsprodukt CO_2 (nicht ausgefüllte schwarze Dreiecke) über den gesamten Lastbereich nahezu konstant zwischen 4,63 % bei Nulllast und 4,53 % bei Volllast. Ähnlich verhält sich der Restsauerstoff im Abgas (ausgefüllte schwarze Dreiecke). Dieser fällt leicht von 19,1 % auf 18,2 %. Die Werte ergeben unabhängig von der Lastrichtung (steigend oder fallend). Die Schadstoffemissionen NO_X, CO und UHC oberhalb des Injektorschaltpunkts zeigen klare Trends, die sich auch quantitativ insbesondere bei den NO_X Emissionen hinsichtlich der Lastrichtung kaum unterscheiden. NO_X (rote Rechtecke) steigt mit der Drehzahl in diesem Bereich von 3 ppm auf 26 ppm. Dabei weichen der auf- und absteigende Trend weniger als 0,3 ppm von einander ab. CO und UHC (blaue Kreise, bzw. grüne Rauten)

fallen oberhalb des Injektorschaltpunkts signifikant ab. Im Fall aus Abb. 3.12b fällt CO von 378 ppm vom Injektorschaltpunkt auf 3 ppm bei Volllast und UHC über den gleichen Bereich von 40 ppm auf 2 ppm. Bei magerer Verbrennung, wie sie bei Gasturbinen üblich ist [39], wird die Oxidation von CO zu CO_2 von der Verbrennungstemperatur und der Verweilzeit des Gases in der Brennkammer bestimmt. Bei Teillast steigt zwar mit dem abnehmenden Volumenstrom die globale Verweilzeit in der Brennkammer, der Einfluss der reduzierten Temperatur überwiegt jedoch, somit steigt der CO Gehalt im Abgas. Bei zunehmend magerer Verbrennung folgen die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen dem Trend von CO, außerdem spielt hier die verringerte Güte der Kraftstoffzerstäubung bei niedrigen Massenströmen eine Rolle. Die NO_X Emissionen sinken bei magerer Verbrennung typischerweise mit steigendem λ aufgrund der niedrigeren Flammentemperatur. Damit lässt sich aus den Ergebnissen in Abb. 3.12, unter der Annahme eines konstanten Mischluftverhältnisses schließen, dass sich im 3-Injektoren-Betrieb die Luftzahl ausgehend von Teillast hin zu Volllast vom mageren Bereich in Richtung stöchiometrischer Verbrennung verschiebt.
Insbesondere in Bereichen mit hohen Emissionen ergeben sich doch messbare Unterschiede bei CO und UHC in Abhängigkeit der Lastrichtung. Im Fall des Auflastens sind die Emissionswerte durchweg niedriger. Eine klare Ursache hierfür lässt sich nicht festlegen, da es weder in Luft- und Kraftstoffmassenstrom, noch in den Temperaturen am Brennkammerein- und -austritt Unterschiede gibt, die das Verhalten erklären. Veränderte thermische Zustände im System durch die Aufheizung von Komponenten oder strähnige Verteilung der Emissionen im Abgas können hierfür die Ursache sein.
Betrachtet man nun das Emissionsverhalten am Injektorschaltpunkt und darunter, so erkennt man als erstes deutlich die Hysterese, mit der die Umschaltung erfolgt. Von einem auf drei Injektoren wird bei 62,000 1/min (s. Abb. 3.12a) geschaltet, zurückgeschaltet wird bei 55,000 1/min (s. Abb. 3.12b), wie aus der Indikation der C30 Steuerung hervorgeht. Des Weiteren erkennt man in Abb. 3.12a, dass bereits vor der Umschaltung auf drei Injektoren ein sprunghafter Anstieg der CO und UHC Emissionen erfolgt und NO_X leicht sinkt. In diesem Punkt wird die Luft zur Unterstützung der Zerstäubung nicht mehr vom RFC bereitgestellt, sondern aus dem Verdichterplenum entnommen. Durch den geringeren Druck in der Zerstäubungsluft können sich am Injektor größere Tropen bilden, die zu den schlechteren Emissionen führen. Dieser Punkt wird allerdings in der Regel transient durchfahren. Beim Betrieb mit einen Injektor wird der gesamte Kraftstoff nun gebündelt über einen Injektor eingedüst, sodass dieser näher am Auslegungspunkt mit besserer Zerstäubungsqualität betrieben wird. Dadurch kommt es aber auch zu einer lokal fetteren Verbrennung. In der Folge steigen die NO_X Emissionen auf etwa 150 ppm

bis 190 ppm. CO und UHC fallen dementsprechend. Allerdings nicht auf des Niveau wie bei Volllast, da sich die Verweilzeit in der Brennkammer bei der Injektor-Umschaltung nicht ändert. Durch die nun sehr lokale Einbringung des Kraftstoffs kommt es vermehrt zu einer strähnigen Verteilung der Abgaskomponenten, wodurch sich die Messungen von Messpunkt zu Messpunkt bei gleicher Last durchaus unterscheiden (vgl. Abb. 3.12a und Abb. 3.12b). Zudem geht aus den Betriebsdaten der C30 hervor, dass der Messpunkt bei 55,000 1/min beim Ablasten (Abb. 3.12b) auf Injektor 2 statt 1 durchgeführt wurde.
Für die Anwendung in Fahrzeugen lassen sich damit folgende Schlüsse hinsichtlich des Optimierungspotenzials ziehen. Strömungstechnisch ist die Brennkammer bereits sehr gut ausgelegt und weist nur einen geringen Druckverlust auf. Um die MGT möglichst emissionsarm bei maximalen Wirkungsgrad betreiben zu können, sollte zunächst eine Reduktion der NO_X Emissionen auf Volllast angestrebt werden, da hier für PKW auch die strengsten Grenzwerte gelten. Um mehr Lastflexibilität zu erhalten, kann eine Optimierung der CO Emissionen bei Teillast in Betracht gezogen werden.

3.2.1.6 Turbine



(a) Temperatur (b) Druck

Abbildung 3.13: Druck- und Temperaturcharakteristik an der Turbine der C30

In Abb. 3.13 sind die Temperaturen und Drücke an Turbinenein- und austritt dargestellt. Wie bereits in Kapitel 3.1.1 beschrieben, wird die TOT durch das C30 Steuerungssystem geregelt. In Abb. 3.13a ist der Mittelwert der beiden maschineninternen Messungen TOT_{C30} (blaue, gestrichelte Linie mit gefüllten Quadraten) zu sehen. Die Messung entspricht erwartungsgemäß dem vorgegebenen Sollwert. Bei Nulllast bzw. einer Drehzahl von 45 000 1/min wird die TOT auf 673 °C geregelt. Bis zu einer Drehzahl von

85 000 1/min wird die Vorgabe auf 593 °C reduziert und bleibt danach konstant bis Volllastdrehzahl. Außerdem sind in Abb. 3.13a die Messwerte der vier zusätzlichen Thermoelemente TOT_{TC} dargestellt (blaue, nicht gefüllte Quadrate) und deren Mittelwert TOT (durchgezogene blaue Linie). Es ist zu erkennen, dass sich über den Abgaskanal verteilt eine Spreizung der Temperatur von bis zu 60 K einstellt, der Mittelwert aber gut mit der Regelgröße übereinstimmt. Die lastabhängige Temperaturvorgabe dient der Steigerung der Lebensdauer bzw. Einhaltung der Materialgrenzwerte der Turbokomponenten beim Betrieb im Volllastpunkt und der Steigerung des elektrischen Wirkungsgrads im Teillastbereich. Dies wird ersichtlich aus dem Mittelwert der Turbineneintrittstemperatur TIT (rote Linie) der trotz reduzierter TOT mit der Drehzahl von 720 °C auf 840 °C ansteigt. Der Mittelwert weist am Injektorschaltpunkt einen Sprung auf. Anhand der Einzelmessungen TIT_{TC} (rote Kreise) erkennt man in Abb. 3.13a, dass das Temperatureintrittsprofil sehr inhomogen ist und im Betrieb mit drei Injektoren eine Spreizung von bis zu 115 K aufweist. Im 1-Injektor-Betrieb liegt diese sogar bei 138 K. Einzelne Messungen liegen in diesem Bereich unterhalb der TOT. Dies lässt darauf schließen, dass Abgase der Einzelflamme die Turbine als heiße Strähne durchwandern. Ein längerer Betrieb in diesem Zustand ist also nicht ratsam. Bei der weiteren Verwendung der gemittelten TIT-Messung ist daher zu bedenken, dass diese dadurch mit einer hohen Unsicherheit behaftet ist.
Turbineneintrittsdruck und -austrittsdruck sind in Abb. 3.13b als grüne Dreiecke dargestellt. Der Turbineneintrittsdruck $p_{turb,in}$ steigt entsprechend des Verdichteraustrittsdrucks abzüglich der Druckverluste über Rekuperator und Brennkammer mit der Drehzahl von 1,29 bar(a) auf 3,23 bar(a) an. Der Turbinenaustrittsdruck $p_{turb,out}$ liegt aufgrund des Gegendrucks durch die Rekuperatorabgasseite und den Abgaskanal leicht oberhalb des Umgebungsdrucks von 935 mbar und steigt mit der Drehzahl ebenfalls um 55 mbar an. Daraus ergibt sich, wie in Abb. 3.13b dargestellt (grüne Quadrate), ein maximales Druckverhältnis über die Turbine Π_{turb} von $3,24$.

Aus den Temperaturverhältnissen an der Turbine ergibt sich nach Gl. 2.25 die von der Turbine zur Verfügung gestellte Leistung P_{turb}, welche in Abb. 3.14 gezeigt ist (schwarze Rauten). Im Nulllastpunkt beläuft sich diese auf 4,2 kW und steigt überproportional mit der Drehzahl bis auf 88,5 kW. Weiter ergibt sich aus den Temperatur- und Druckverhältnissen nach Gl. 2.25 der ebenfalls in Abb. 3.14 dargestellte Verlauf des isentropischen Turbinenwirkungsgrads $\eta_{turb,is}$ über der Drehzahl (rote Quadrate). Ähnlich wie beim Verdichter variiert der Wirkungsgrad stark über den Lastbereich, zwischen 50,9 % beim Betrieb mit einem Injektor und 92,7 % im Volllastpunkt. Wie aufgrund der TIT-Kurve zu erwarten ist, weist auch der Wirkungsgrad am Injektorschaltpunkt einen Sprung auf. Hier

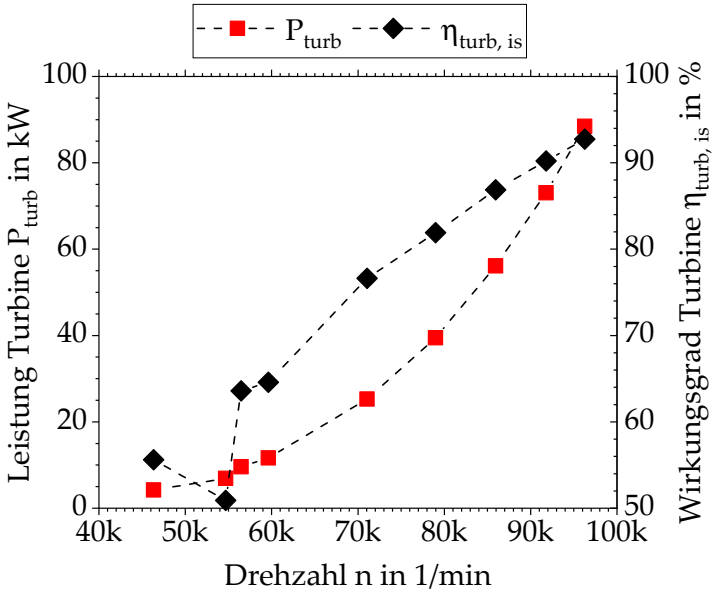


Abbildung 3.14: Leistungs- und Wirkungsgradcharakteristik der Turbine der C30

zeigt sich bereits, dass insbesondere die Temperaturmessung am Turbineneintritt nur bedingt weiterzuverwenden ist. Turbinenwirkungsgrade von über 90 % sind, verglichen mit der Herstellerangabe von max. 84,3 % [67] oder der Rechnung von Betsch [58], nicht zu erwarten. Eine Aussage zum Optimierungspotenzial der Turbine ist daher rein auf Basis der Messdaten nicht möglich. Dafür müssen diese weiter analysiert (Abschnitt 3.2.3) und in Verbindung mit Kreislaufsimulationen (Abschnitt 4.2.2) betrachtet werden.

3.2.2 Einfluss von Parametervariationen auf das stationäre Betriebsverhalten

3.2.2.1 Einfluss der Umgebungstemperatur

Die Randbedingungen wie Umgebungsdruck und -temperatur sind mitunter die Haupteinflussgrößen auf die Leistungswerte von Gasturbinen im alltäglichen Betrieb. Darum werden herstellerseitig in der Regel Werte und Korrekturfaktoren für die maximale el. Leistung $P_{el,ref}$ und den el. Wirkungsgrad $\eta_{el,ref}$ angegeben. Die von Capstone angegebenen, umgebungstemperaturabhängigen Werte für Leistung und Wirkungsgrad [65] sind in Abb. 3.15 als Linien eingezeichnet. Da es maschinenseitig keine direkte Umgebungstemperaturmessung gibt, beziehen sich die Werte auf die durch die Steuerungssoftware gemessene Verdichtereintrittstemperatur. Zur Charakterisierung der Basis C30 steht

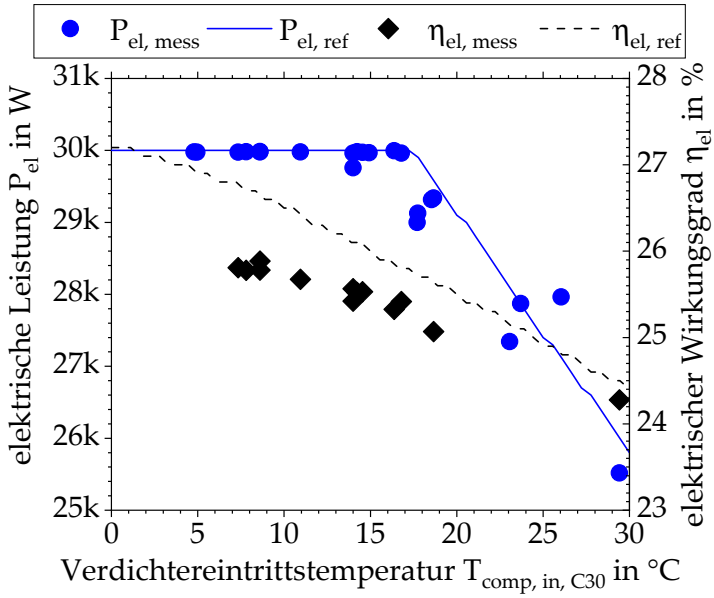


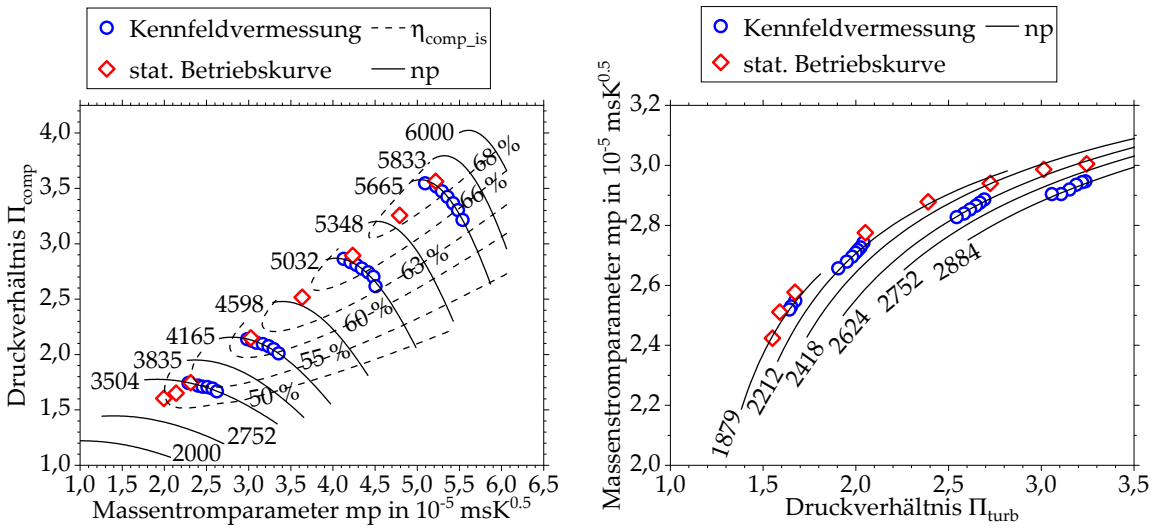
Abbildung 3.15: Experimentell vermessener Einfluss der Umgebungstemperatur auf die el. Leistungen und den el. Wirkungsrad im Volllastpunkt im Vergleich zu den Herstellerangaben [65]

noch keine Zuluft-Vorkonditionierung zur Verfügung, daher setzten sich die eingezeichneten Messwerte aus sämtlichen aufgenommenen Volllastpunkten $P_{el,mess}$ zusammen. Da nicht bei allen Messungen Daten zum Kraftstoffmassenstrom erhoben wurden, ist nur teilweise ein el. Wirkungsgrad $\eta_{el,mess}$ angegeben. Es ist zu erkennen, dass die Referenzleistungskurve die Messwerte sehr gut wiedergibt. Der el. Wirkungsgrad stimmt bei hoher Umgebungstemperatur gut mit der Referenzkurve überein, steigt aber bei abnehmender Temperatur nicht so stark an, wie zu erwarten wäre. Der Grund für die Abweichung kann darin liegen, dass sich die Referenzkurven rein auf die Umgebungstemperatur beziehen, Effekte wie Druckverluste an Ein- und Auslass oder Umgebungsdruck aber nicht berücksichtigt sind. Aus den Messungen kann jedoch geschlossen werden, dass über den im alltäglichen Gebrauch eines Fahrzeugs relevanten Temperaturbereich (Vermessen zwischen 5 °C und 30 °C Verdichtereintrittstemperatur $T_{comp,in,C30}$) die maximal zur Verfügung stehende Leistung um 4,5 kW variiert und der elektrische Wirkungsgrad um 1,5 % − Punkte.

3.2.2.2 Kennfeldvermessung der Turbokomponenten

Wie in Kapitel 2.4 beschrieben werden die Charakteristiken der Turbokomponenten in Kennfeldern dargestellt. Anhand der Lage der Betriebslinie im Kennfeld kann ermittelt

werden, wie viel Spielraum hinsichtlich der Druckverluste bei zukünftigen Modifikationen der Komponenten besteht. Daher ist es erstrebenswert die Strömung hinter dem Verdichter zum einen anzudrosseln, um sich der Pumpgrenze des Verdichters anzunähern und zum anderen einen Teil der Luft hinter dem Verdichter abzublasen, um sich in Richtung der Schluckgrenze zu bewegen. Da aufgrund der Geometrie der C30 eine Androsselung nicht zu realisieren ist, besteht hier nur die Möglichkeit Richtung Schluckgrenze zu messen und die Drehzahllinien in Richtung der Pumpgrenze zu extrapolieren. Eine Bestimmung der Pumpgrenze, wie durch Zanger et al. [43] ist nicht möglich.



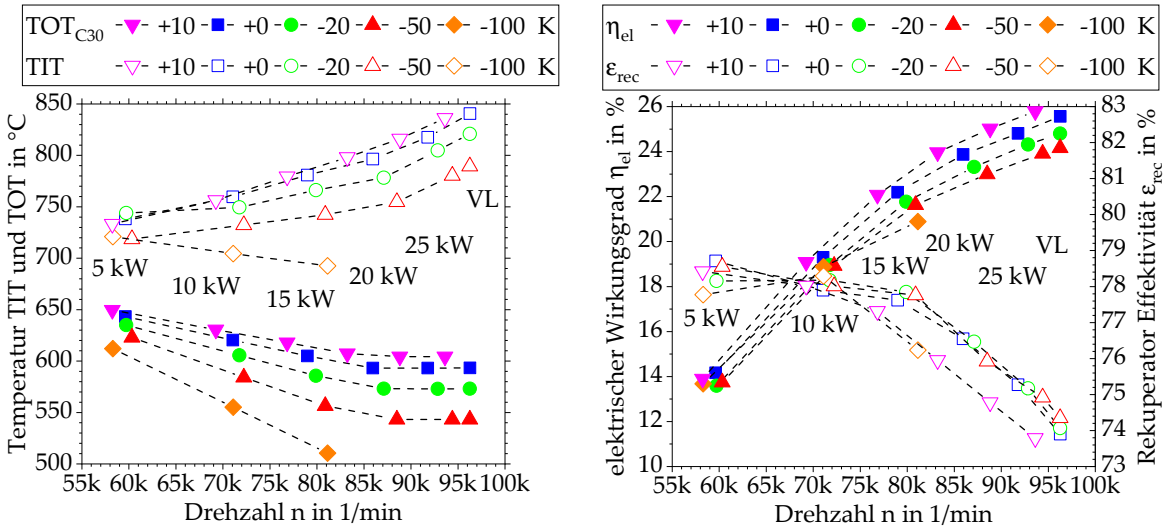
(a) Verdichter (b) Turbine

Abbildung 3.16: Darstellung der vermessenen Turbokomponentenkennfelder mit gefitteten Drehzahl- und Wirkungsgradlinien

Abbildung 3.16 zeigt die Kennfelder der C30 für Turbine und Verdichter. Dabei sind die Messpunkte, die während der Messreihe der Zapfluftvariation aufgenommen wurden, als blaue Kreise dargestellt. Die Messpunkte werden bei einer möglichst konstanten reduzierten Drehzahl *np* (Gl. 2.20 und Gl. 2.29) aufgenommen. Da über die Steuerungssoftware nur die el. Leistung vorgegeben werden kann, wird diese abhängig vom Zapfluftmassenstrom so eingestellt, dass jeweils die natürlichen Drehzahlen 59 700 1/min, 70 900 1/min, 85 600 1/min und 96 300 1/min gehalten werden. Die Iso-Linien reduzierter Drehzahl und isentropischen Wirkungsgrads sind polynomisch an die Messdaten approximiert und können so zwischen den Daten interpoliert aber auch über die Messwerte hinaus extrapoliert werden. Des weiteren ist die Betriebskennlinie aus der Messreihe der stationären Betriebspunkte (Tab. 3.2) als rote Rauten eingezeichnet. Diese wurde zu einem anderen Zeitpunkt aufgenommen. Verdichterseitig deckt diese sich gut mit den Messpunkten aus der Kennfeldvermessung wie in Abb. 3.16a zu sehen ist. Bei der

Turbine (Abb. 3.16b) ergeben sich größere Abweichungen beim Massenstromparameter, bei größeren Druckverhältnissen, diese können sich aus den Ungenauigkeiten bei der TIT Messung ergeben. Die Kennfelder dienen als Grundlage für die Modellierung der Turbokomponenten im stationären Kreislaufsimulator (s. Kap. 4.1).

3.2.2.3 TOT Variation



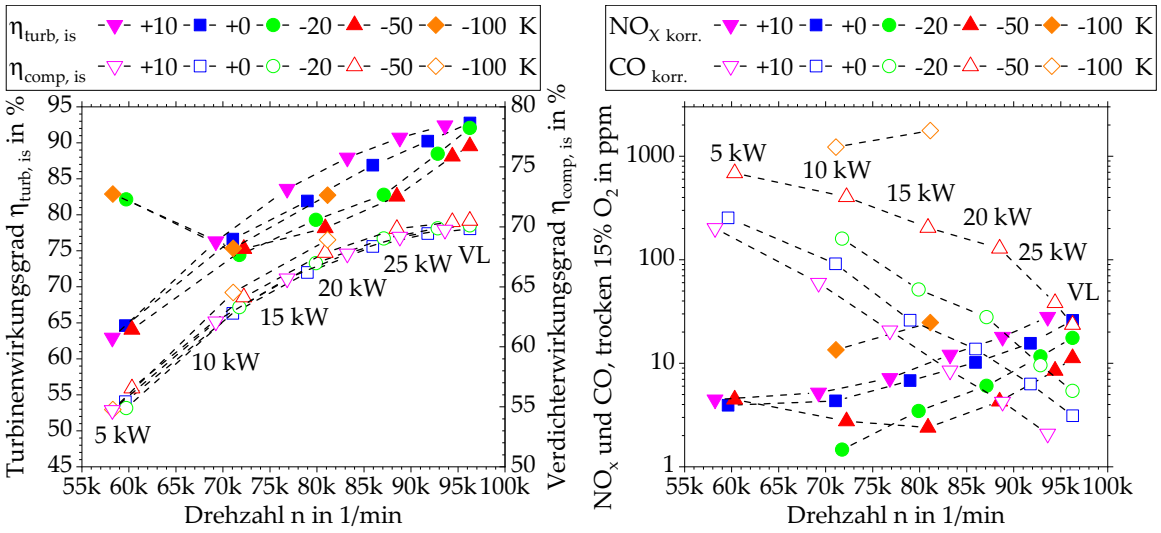
(a) TIT und TOT (b) η_{el} und $\epsilon_{rec,exh}$

Abbildung 3.17: Ergebnisse der Lastvariation bei verschiedenen TOT

Aus den Gleichungen 2.27 und 2.25 geht hervor, dass die Temperaturverhältnisse an der Turbine maßgeblich für deren Leistung und Wirkungsgrad verantwortlich sind. Neben der el. Leistung ist die TOT einer der Hauptregelparameter der MGT. Der drehzahlabhängige Verlauf der TOT-Sollgröße ist fest im EEPROM der C30 einprogrammiert und kann nur bei Stillstand geändert werden. Für diese Untersuchung des TOT-Einflusses wird nur der Volllast-Sollwert variiert, da dort der maximale Wirkungsgrad erreicht wird und Verbrennungsinstabilitäten bei niedrigen Lasten vermieden werden sollen. Aus der Variation resultieren die in Abb. 3.17a dargestellten TOT-Profile TOT_{C30}. Diese sind über die maschineneigene Instrumentierung gemessenen. Jede Messreihe ist durch die relative Änderung zum Standard-TOT-Sollwert von 593 °C gekennzeichnet. Bei der Versuchsreihe −100 K, war es aufgrund von Verbrennungsinstabilitäten nicht möglich elektrische Lasten oberhalb 15 kW anzufahren. Extrapoliert man die Verläufe hin zu Nulllast (nicht dargestellt in Abb. 3.17a), so bleibt der TOT-Sollwert bei 45 000 1/min konstant bei 673 °C. Bis ca. 85 000 1/min fällt die TOT linear auf den jeweils eingestellten Volllast-Sollwert und bleibt dann konstant bis Volllast (VL). Der Knickpunkt wird

aufgrund der lastabhängigen Messreihen nicht genau getroffen. Es ist zu erkennen, dass sich für die konstanten Lastvorgaben, jeweils eine Verschiebung der Drehzahl ergibt. Mit abnehmender TOT steigt die Drehzahl für konstante P_{el} zunächst an, wobei der Effekt sich abschwächt, und bei einer TOT-Reduktion um 100 K bei niedrigen Lasten wieder umkehrt. Eine Ursache für den Effekt lässt sich im Turbinenwirkungsgrad $\eta_{turb,is}$ ausmachen. In Abb. 3.18a ist zu sehen, dass dieser für die Messreihe −100 K höher liegt gegenüber den anderen Versuchsreihen mit abgesenkter TOT. Die TIT, dargestellt in Abb. 3.17a, zeigt ein ähnliches Verhalten wie die TOT. Richtung Nulllast konvergieren die Messungen gegen 720 °C. Mit steigender Last erhöht sie sich allerdings bis maximal ca. 840 °C, sowohl für den Standardfall als auch für 10 K erhöhte TOT. Sonst senkt sich die Volllast-TIT entsprechend der TOT-Sollwertänderung. Eine Ausnahme bildet wieder die Messreihe mit um 100 K abgesenkter TOT, hier fällt die TIT mit steigender Drehzahl. Damit könnte es bei zunehmender Drehzahl zu kalt für eine vollständige Verbrennung sein, wodurch sich die aufgetretenen Instabilitäten erklären. Zudem lässt sich dadurch auch der zuvor genannte anstieg des Turbinenwirkungsgrads $\eta_{turb,is}$ dieser Messreihe erklären.
Da die elektrische Maximalleistung auf 30 kW begrenzt ist, ist es insbesondere interessant, den Einfluss der TOT auf den el. Wirkungsgrad η_{el} zu betrachten. Dieser ist in Abb.3.17b für die unterschiedlichen TOT-Sollwerte über der Drehzahl aufgetragen. Hier zeigt sich eine Steigerung des elektrischen Wirkungsgrads mit steigender TOT. Der beschriebene Effekt ist bei höheren Drehzahlen ausgeprägter. Bei geringen Drehzahlen liegen die Wirkungsgrade bei TOT +10 K sogar unterhalb des Standardfalls. Die Abflachung dieser Iso-Kurven zeigt, dass die Standard-TOT bereits Nahe am Optimum liegt. Der Standardfall bildet daher einen guten Kompromiss aus Teillastwirkungsgrad, Volllastwirkungsgrad und thermischer Belastung der Turbine.
Betrachtet man nun die Auswirkung der TOT Variation auf die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten so stellen sich unterschiedliche Effekte ein. Abgesehen von den der Turbine selbst, wird der Rekuperator unmittelbar von der Veränderung betroffen, da das Turbinenabgas direkt in den Rekuperator strömt. Die Effektivitäten $\epsilon_{rec,exh}$ sind ebenfalls in Abb. 3.17b dargestellt. Die Messreihen zwischen Standardsollwert und −50 K erwecken oberhalb des Injektorschaltpunkts bei $n = 55\,000\,1/\text{min}$ den Eindruck, dass der Verlauf der Effektivität, abgesehen von kleineren Abweichungen, rein drehzahlabhängig ist. Bei einer Erhöhung der TOT über den Standardsollwert hinaus, ergibt sich allerdings oberhalb des Injektorschaltpunkts eine deutliche Verschlechterung der Rekuperatoreffektivität von ca. 1,1 %. Eine eindeutige Ursache für den Effekt ist schwer auszumachen. Im Vergleich zu den TOT-Absenkungen fällt die Reduktion der Drehzahl für den Fall +10 K,

relativ groß aus und entsprechend auch der Rückgang der Verdichteraustrittstemperatur, bei gleichzeitig nur kleinen Veränderungen abgasseitig. Für eine Sollwertabsenkung um −100 K reduziert sich die Effektivität ebenfalls, allerdings kann hier das Messerergebnis auch durch eine Strähnigkeit im Turbinenabgas verfälscht sein.



(a) Wirkungsgrade der Turbokomponenten (b) Abgasemissionen NO_X und CO

Abbildung 3.18: Ergebnisse der Lastvariation bei verschiedenen TOT

Der Wirkungsgrad der Turbine $\eta_{turb,is}$ ist in Abb. 3.18a dargestellt. Hier fallen zunächst die Ausreißer bei 5 kW_{el} bei den Messreihen −20 K und −100 K ins Auge. Diese resultieren aus dem Betrieb mit einem Injektor, bei dem es durch die Strähnigkeit der Temperaturverteilung zu einer Überschätzung des Wirkungsgrads kommen kann. Ansonsten ist zu erkennen, dass insbesondere im Teillastbereich zwischen 10 kW_{el} und 25 kW_{el} die TOT einen signifikanten Einfluss auf den Turbinenwirkungsgrads. So ergibt die Änderung des TOT-Sollwerts von −50 K auf +10 K ein Steigerung von $\eta_{turb,is}$ von 8 Prozentpunkten. Wie in Verbindung mit der Drehzahlverschiebung bereits beschrieben, liegt der Verlauf des Turbinenwirkungsgrads im Fall TOT −100 K wieder höher. Dies kann aus einer entsprechenden Verschiebung des Betriebspunkts im Kennfeld resultieren. Auch wenn der Verdichter nicht direkt von der Turbinenaustrittstemperatur betroffen ist, lassen sich auch hier Auswirkungen auf den Wirkungsgrad aus dem Zusammenspiel von Turbine und Verdichter erkennen. Zum einen sinkt der Verdichterwirkungsgrad $\eta_{comp,is}$ durch die Drehzahlreduktion bei konstanter el. Leistung. Darüber hinaus, weisen die Trendlinien eine generelle Steigerung des Verdichterwirkungsgrads mit abnehmender TOT auf. Dies resultiert aus einer Verschiebung im Kennfeld, z.B. auch durch reduzierten Gegendruck in der Brennkammer.

Neben den Auswirkungen der TOT auf die Wirkungsgrade sind auch die Abgasemissionen zu betrachten. Die Turbinenaustrittstemperatur wird über die Zufuhr des Kraftstoffmassenstroms geregelt und somit bestimmt sie maßgeblich die Bedingungen in der Brennkammer. In Abb. 3.18b sind die Schadstoffemissionen NO_X und CO der unterschiedlichen TOT-Sollwerte über der Drehzahl aufgetragen. Für eine bessere Übersichtlichkeit wurden die Werte bei $5\,kW_{el}$ der Messreihen $-20\,K$ und $-100\,K$ weggelassen. Es ergeben sich für die beiden Abgaskomponenten zwei generelle Trends. Wie zu erwarten, steigt der NO_X-Anteil mit höheren Turbinenaustrittstemperaturen, wohingegen CO-Emissionen abnehmen, da sich die Luftzahl λ bei magerer Verbrennung in Richtung Stöchiometrie verschiebt. Die höheren Brennkammertemperaturen führen zu stärkerer Bildung von NO_X, aber gleichzeitig zu einer schnelleren Weiterreaktion von CO zu CO_2. Bei einer TOT-Sollwertabsenkung um $100\,K$ kehren sich die Trends für NO_X wieder um. Der reduzierte Kraftstoffmassenstrom führt zu einer schlechteren Zerstäubung des Kraftstoffs, wodurch unverdampfte Tröpfchen in die Brennkammer gelangen können, die diffusiv und stöchiometrienah und somit lokal heißer verbrennen. Es ist außerdem zu erkennen, dass durch die mit der Drehzahl sinkende TIT die Verbrennungstemperatur zu niedrig wird für eine vollständige Verbrennung, wodurch es zu einer vermehrten Bildung von CO und den erwähnten Instabilitäten kommt.

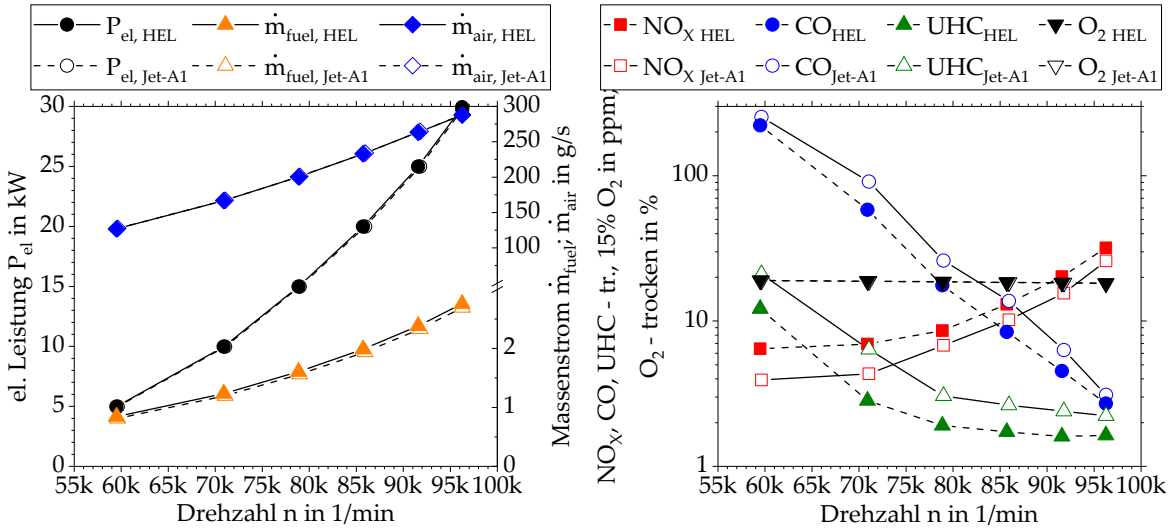
3.2.2.4 Vergleichsmessung mit leichtem Heizöl

Tabelle 3.3 Gegenüberstellung Kerosin Jet-A1 und Heizöl extra leicht [40, 68–70]

	Kerosin	Heizöl EL
Raffination	Mitteldestillat	Mitteldestillat
Heizwert	min. 42,8 MJ/kg	min. 42,9 MJ/kg
Dichte	775 bis 840 kg/m^3	820 bis 860 kg/m^3
Viskosität	max. 8,0 mm^2/s (−20 °C)	6,00 mm^2/s (20 °C)
Flammpunkt	min. 38 °C	min. 55 °C
Zündtemperatur	225 °C	220 °C
Siedebereich	180 bis 260 °C	180 bis 320 °C

Wie bereits eingangs erwähnt wurde der Großteil der Messungen aufgrund der Verfügbarkeit mit Jet A-1 Flugkerosin durchgeführt. Grundsätzlich weisen Kerosin und Diesel ähnliche Eigenschaften auf, jedoch gibt es durchaus Unterschiede bei der Zusammensetzung und folglich Unterschiede beim Energiegehalt und bei den Verbrennungseigenschaf-

ten. Für die Verbrennung spielt insbesondere das Siedeverhalten des Kraftstoffs eine Rolle, worin sich Heizöl und Jet A-1 deutlich unterscheiden [40]. In Tabelle 3.3 sind die Spezifikationen der beiden Kraftstoffe gegenübergestellt.



(a) Leistung und Massenströme

(b) Abgasemissionen

Abbildung 3.19: Ergebnisse des Vergleichs zwischen Betrieb mit Jet-A1 und HEL

Abbildung 3.19 zeigt die Ergebnisse des Versuchsbetriebs zwischen 5 kW_{el} und 30 kW_{el} mit Kerosin und leichtem Heizöl (HEL) im Vergleich. Anhand des Luftmassenstroms $\dot{m}_{air}$ und der el. Leistung P_{el} in Abb. 3.19a zeigt sich, dass sich, bedingt durch die Umgebungsbedingungen, nur minimale Unterschiede im Betriebsverhalten ergeben. Die Kurven aller Parameter liegen fast identisch aufeinander. Der Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{fuel}$ liegt beim Betrieb mit HEL jedoch durchweg ca. 1 % höher im Vergleich zum Betrieb mit Kerosin. Dies ist höchstwahrscheinlich auf einen niedrigeren Heizwert des HEL zurückzuführen. Da dieser vom verwendeten Heizöl nicht bekannt ist, lässt sich keine Aussage zum el. Wirkungsgrad machen. Beim Vergleich der Emissionen in Abb. 3.19b zeigt sich ebenfalls ein eindeutiges Bild. So stößt die MGT betrieben mit HEL über den gesamten Lastbereich weniger CO und UHC aus, dafür mehr NO_X. Auf Volllast fallen die Unterschiede bei CO und UHC mit 2,7 ppm zu 3,1 ppm bzw. 1,6 ppm zu 2,2 ppm vernachlässigbar aus. Wohingegen der Unterschied von 6 ppm in den NO_X Emissionen bei 31,9 ppm mit HEL zu 25,9 ppm mit Jet-A1 signifikant ausfällt. Ursächlich hierfür können Unterschiede bei der Spraybildung und im Verdampfungsverhalten bei der Einspritzung in die Brennkammer sein, aber auch unterschiedliche Flammentemperaturen in den jeweiligen Lastpunkten. Zusätzlich ergibt sich mit einem AFR_{st} von 14,669 kg/kg für Jet A-1 [71] und 14,5 kg/kg für Diesel, bzw. HEL [72] eine minimal niedrigeres λ für HEL nach Gl. 2.24 (vgl. Abb. 2.7).

3.2.3 Analyse der Leistungsbilanz

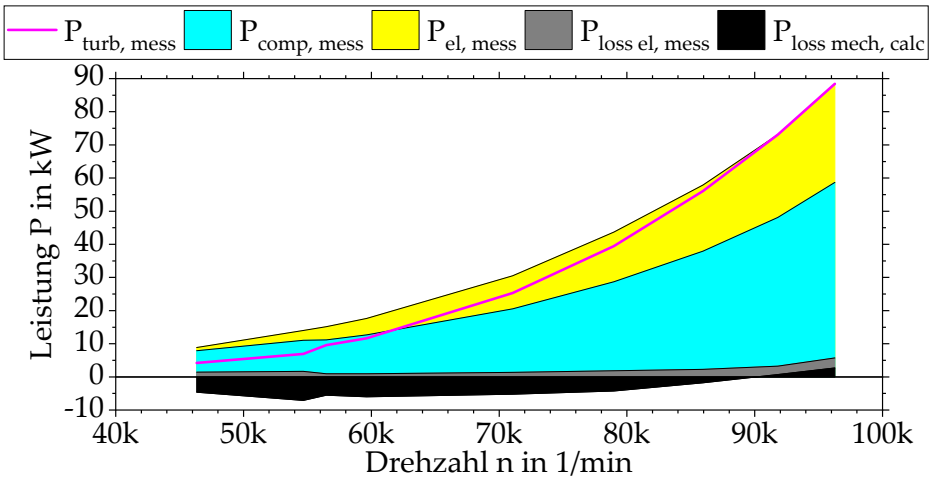


Abbildung 3.20: Leistungsbilanz zwischen Verdichter, Inverter und Turbine

In den vorangehenden Kapiteln wurden die thermodynamischen Gegebenheiten an den Hauptkomponenten der Mikrogasturbine präsentiert. Daraus ergeben sich auch die Leistungsbilanzen über die einzelnen Komponenten. Aus den Einzelkomponenten wiederum lässt sich die Bilanz über das Gesamtsystem erstellen, welche in Abb. 3.20 dargestellt ist. Hier wird die an der Turbine erzeugte Leistung P_{turb} (Magenta) der Summe aus Verbrauchern (Verdichter P_{comp} (Türkis) und Netzeinspeisung P_{el} (Gelb)) und Verlusten gegenübergestellt. Es werden zwei Arten von Verlusten unterschieden. Das Leitsystem gibt neben der ins Netz eingespeisten el. Leistung der Gasturbine ebenfalls die am Generator gemessene el. Leistung an, welcher direkt von der Welle angetrieben wird. Aus der Differenz ergeben sich die elektrischen Verluste $P_{loss,el}$ (Grau) nach Gl. 3.3. Diese umfassen Wandlungsverluste im „elektronischen Getriebe“, sowie den Leistungsbedarf der Nebenverbraucher, wie Leistungs- und Regelelektronik, Pumpen, Ventile und RFC. Bei Volllast betragen diese etwa 3 kW und fallen bis 60 000 1/min auf 1 kW ab. Bei niedrigeren Lasten steigen sie durch den Einsatz des RFC wieder an. Die zweite Verlustart sind die mechanischen Verluste $P_{loss,mech}$ (Schwarz), die z.B. durch Lagerreibung entstehen. Da diese nicht direkt gemessen werden können, ergeben sich diese nach Gl. 3.4 aus der Turbinenleistung abzüglich Verbraucher und el. Verluste.

$$P_{loss_el} = P_{el,gen} - P_{el} \tag{3.3}$$

$$P_{loss_mech} = P_{turb} - P_{comp} - P_{el} - P_{loss_el} \tag{3.4}$$

Am Volllastpunkt betrachtet, stellt die Turbine eine Leistung P_{turb} von 88,5 kW zur Verfügung. Davon benötigt der Verdichter eine Leistung P_{comp} von 53,0 kW. Damit stehen an der Welle 35,5 kW mechanische Leistung zur Verfügung. Da hiervon nur 29,8 kW P_{el} ins Netz eingespeist werden, ergeben sich Gesamtverluste in Höhe von 5,7 kW. Die el. Verluste $P_{loss,el}$ können über Gl. 3.3 zu 3,0 kW berechnet werden, womit nach Gl. 3.4 noch 2,7 kW mechanische Verlustleistung $P_{loss,mech}$ zu verzeichnen sind.

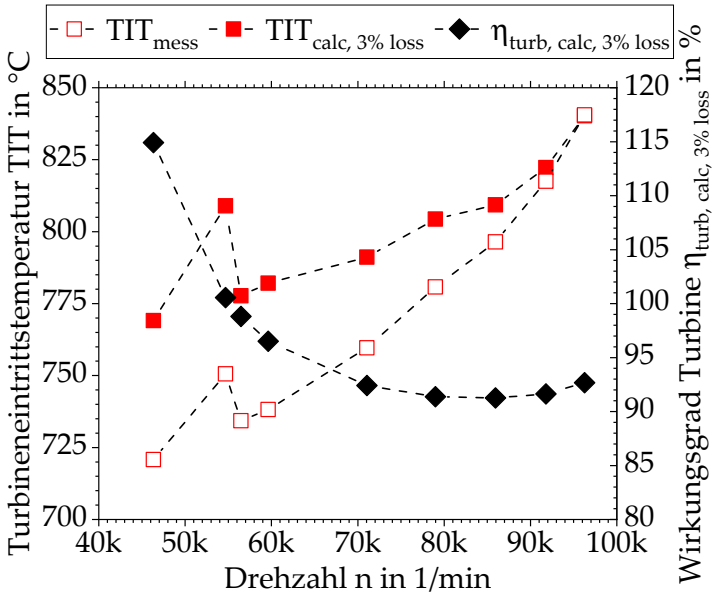


Abbildung 3.21: Leistungsbilanz zwischen Verdichter, Inverter und Turbine

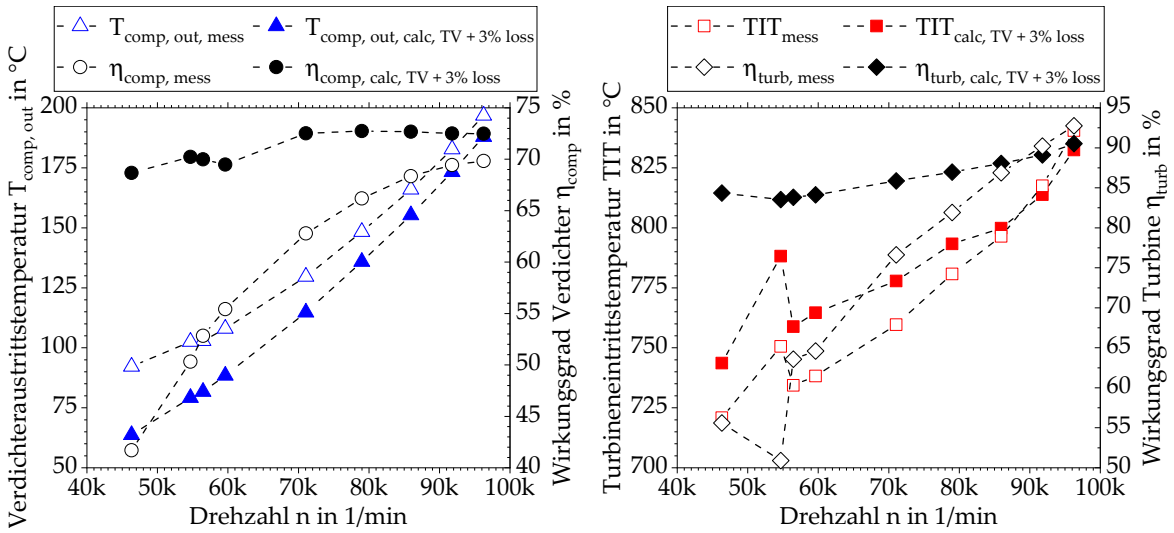
Folgt man nun den Trends in Abb. 3.20 hin zu niedrigeren Lasten, übersteigt bereits unterhalb einer Drehzahl von 90 000 1/min die Summe der Verbraucher und el. Verluste die von der Turbine zur Verfügung gestellte Leistung. Nach Gl. 3.4 ergeben sich dann negative mechanischen Verluste. Dies deutet auf eine Unterschätzung der Turbinenleistung bzw. eine Überbewertung der Verdichterleistung hin. Wie bereits in Kapitel 3.2.1.6 erläutert, ist die Messung der Turbineneintrittstemperatur hohen lokalen Schwankungen und damit einer großen Unsicherheit unterworfen. Geht man in der Folge ausschließlich von einer Fehlmessung der Turbinenaustrittstemperatur aus, lässt sich über eine Annahme der mechanischen Verluste eine Abschätzung der tatsächlichen Turbineneintrittstemperatur durchführen. Im Volllastpunkt liegen die mechanischen Verluste bei etwa 3 % der Wellenleistung. Nimmt man dies über den gesamten Lastbereich an, lässt sich über Gl. 3.4 eine neue Turbinenleistung bestimmen, anhand Gl. 2.26 kann nun eine angepasste Turbineneintrittstemperatur $TIT_{calc,3\%\ loss}$ berechnet werden. Deren Verlauf ist im Vergleich zur gemessenen TIT TIT_{mess} in Abb. 3.21 dargestellt. Wie zu erwarten, ergibt sich im Volllastpunkt keine Änderung. Hin zum Nulllastpunkt liegt der berechnete

Wert bis zu 59 K höher. In Anbetracht der Spreizung der Einzelmessungen um 138 K in diesem Bereich wäre eine Fehlmessung in dieser Größenordnung denkbar. Allerdings ergibt sich mit den berechneten TIT-Werten der ebenfalls in Abb. 3.21 dargestellte Turbinenwirkungsgradverlauf $\eta_{turb,calc,3\%\ loss}$ mit Werten über 100 %.
Dies führt zu dem Schluss, dass die Fehlmessung der TIT nicht ausschließlich die Ursache der physikalisch inkonsistenten Leistungsbilanz sein kann. Über die interne Leistungsmessung der C30 liegen keine Genauigkeitsangaben vor, allerdings zeigt die vom MGT Leitsystem aufgezeichnete el. Leistung eine gute Übereinstimmung mit der am Einspeiseverteiler gemessenen Leistung und wird daher als vertrauenswürdig eingestuft. Ein Fehler in der Messung des Turbinendruckverhältnisses ist unwahrscheinlich, da der Turbineneintrittsdruck über dem Verdichteraustrittsdruck liegen müsste, um den Fehler im Wirkungsgrad zu kompensieren. Deshalb ist zusätzlich von einer Überschätzung der Verdichterleistung, bzw. Unterschätzung des Verdichterwirkungsgrads auszugehen. Dies wurde Bereits in Kap. 3.2.1.3 beim Vergleich des Verdichterwirkungsgrads mit Literaturwerten nahegelegt. Dies kann durch drei Mechanismen geschehen, zum einen Wärmeleitung über das Thermoelement von der Zwischenwand zum Abgaskanal oder Wärmestrahlung von der Trennwand zur Turbine (s. Abb. A.1). Möglich wäre auch ein Wärmeübertrag vor der Temperaturmessung auf das Fluid insbesondere vom Turbineneintritt her. Eine Indikation dafür gibt die zusätzliche Temperaturmessung im Verdichterplenum, die direkt an der Trennwand zur Turbine installiert ist. Die Messwerte an dieser Position liegen zwischen 30 K bei Volllast und 50 K bei Minimallast über dem Mittel der vier Messungen die auf Höhe des Verdichteraustritts installiert sind.
Der Wärmeübergang Q_{TV} zwischen Turbineneintritt und Verdichterplenum kann grundsätzlich über die Beziehung

$$Q_{TV} = R_w \cdot A_{TV} \cdot (TIT - T_{comp,out}) \tag{3.5}$$

beschrieben werden. Dabei sind R_w der Wärmewiderstand und A_{TV} die Fläche der Trennwand zwischen Verdichterplenum und Turbineneintritt. Der Wärmewiderstand ergibt sich aus den Wärmeübergangskoeffizienten, der Wärmeleitfähigkeit des Materials und der Materialstärke [42]. Da hierzu keine Daten vorliegen, die Strömungszustände an der Trennwand nicht bekannt sind und auch nicht bekannt ist, zu welchem Anteil der Wärmeübergang von den Thermoelementen erfasst wird, lässt sich die Beziehung für $R_w \cdot A_{TV}$ nur empirisch bestimmen und wird als konstant angenommen. Anhand des

abgeschätzten Wärmestroms lässt sich die tatsächliche, niedrigere Verdichteraustrittstemperatur $T_{comp,out,calc,TV+3\%\ loss}$ bestimmen. Diese liegt, wie in Abb. 3.22a im Vergleich zur gemessenen $T_{comp,out,mess}$ dargestellt, zwischen 9 K und 29 K tiefer. Anhand der neuen Verdichteraustrittstemperatur kann eine korrigierte Verdichterleistung über Gl. 2.18 berechnet werden. Geht man in der Folge wieder von 3 % mechanischen Verlusten bezogen auf die Wellenleistung aus, kann wie im vorherigen Ansatz wieder die Turbinenleistung und damit die $TIT_{calc,TV+3\%\ loss}$ berechnet werden. Diese ist in Abb. 3.22b im Vergleich zur gemessenen TIT_{mess} dargestellt. Unterhalb einer Drehzahl von 90 000 1/min liegt die so bestimmte TIT bis maximal 38 K über der gemessenen. Bei höheren Drehzahlen bis zu 8 K unterhalb. Zur Kontrolle sind in Abb.3.22 jeweils die resultierenden Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade, $\eta_{comp,calc,TV+3\%\ loss}$ und $\eta_{turb,calc,TV+3\%\ loss}$, dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass insbesondere der starke Abfall im Vergleich zu den gemessenen Wirkungsgraden von Verdichter $\eta_{comp,mess}$ und Turbine $\eta_{turb,mess}$ bei niedrigen Lasten reduziert wird. Damit liegen beide berechneten Wirkungsgrade deutlich näher an den Bereichen die von Gimelli et al. [62] angegeben werden, entfernen sich jedoch von den Verläufen die von Betsch [58] berechnet wurden.



(a) Wirkungsgrade der Turbokomponenten (b) Abgasemissionen NO_X und CO

Abbildung 3.22: Ergebnisse der Lastvariation bei verschiedenen TOT

Durch die Annahmen des Wärmestroms zwischen Turbine und Verdichter und einer mechanischen Verlustleistung in Höhe von 3 % der Wellenleistung ergibt sich die in Abb. 3.23 dargestellte Leistungsbilanz. Diese weist nun eine konsistente Verteilung der Turbinenleistung auf die Verbraucher Verdichter und Generator, sowie el. und mechanische Verluste auf. Die so angepassten Kennwerte für Verdichter und Turbine

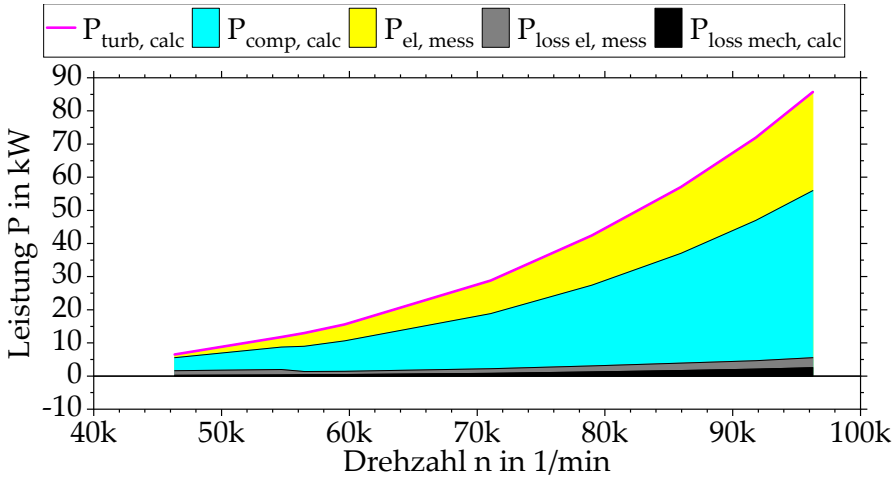


Abbildung 3.23: Mittels Wärmestrom und Verlustannahme angepasste Leistungsbilanz zwischen Verdichter, Inverter und Turbine

können im stationären Kreislaufsimulator eingesetzt werden, da hier eine physikalische Konsistenz gegeben sein muss.

3.2.4 Transiente Betriebsmanöver

An- und Abschaltvorgänge sowie die Änderungen von Drehzahl bzw. der Gasturbinenlast werden als transiente Betriebsmanöver bezeichnet. Bei klassischen Anwendungen der stationären Energieversorgung machen diese nur einen sehr geringen Teil der Betriebszeit aus. Auch in einer Range Extender Anwendung ist das Ziel, die Gasturbine möglichst lange in einem optimalen Betriebspunkt zu betreiben, jedoch sind Start/Stopp-Vorgänge deutlich häufiger zu erwarten, da die Einspeisekapazität durch die Batterie beschränkt ist und die Betriebszeiten sich auf die Dauer der Fahrten beschränkt. Transiente Manöver sind für die Lebensdauer der Komponenten als deutlich herausfordernder einzustufen als stationärer Betrieb. Dies resultiert aus der Änderung der mechanischen Lasten und insbesondere der thermischen Lasten beim Zünden und Abstellen der Gasturbine. Des Weiteren beeinflussen transiente Manöver das Emissionsverhalten der Brennkammer, aber auch den Energie und Kraftstoffbedarf des Systems. Dies wird in den folgenden Abschnitten für das Anfahren und Abschalten, sowie Lastwechsel der Gasturbine beschrieben.

3.2.4.1 Anfahrmanöver

Das Anfahrmanöver der C30 ist in Abb. 3.24 für den Fall eines Kaltstarts (links) und eines Warmstarts (rechts) dargestellt. Bei der Unterscheidung ist die gemessene TOT beim Initiieren des Startvorgangs maßgebend. Bis zum Zünden handelt es sich um eine vollautomatisierten Vorgang mit offenem Regelkreis [56] unabhängig ob die Gasturbine warm oder kalt ist. Nach dem Systemcheck, der ca. 20 s dauert, wird der Rotor auf eine Drehzahl n von 25 000 1/min beschleunigt. In dieser Phase werden die Gasturbine gespült und die Injektoren einzeln gefüllt, wodurch die Spitzen im Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{fuel}$ entstehen. Nach etwa 10 s werden der RFC (s. n_{RFC}), der elektrische Zünder und der Kraftstoffmassenstrom über Injektor 1 aktiviert. Gleichzeitig wird die Turbine auf die Zünddrehzahl von 45 000 1/min beschleunigt. Wird die Zündung durch einen Sprung der Turbinenaustrittstemperatur TOT_{mess} detektiert, dann wird bei konstanter Drehzahl die TOT auf einen Sollwert TOT_{soll} geregelt. In diesem Schritt unterscheiden sich Kalt- und Warmstart. Beim Kaltstart wird die TOT von 430 °C mit einer Rampe von 6 K/s auf den Nulllastsollwert von 673 °C angehoben. Bei warmer Gasturbine wird dieser Schritt übersprungen und direkt der Nulllastwert eingestellt. Die Temperaturrampe beim Kaltstart dient der Reduktion des thermischen Schocks der Materialien. Die Zündungsspitze der Turbineneintrittstemperatur TIT liegt in beiden Fällen bei ca. 800 °C. Beim Kaltstart fällt die TIT zunächst ab und steigt dann mit der TOT-Rampe auf etwa 850 °C. Beim Warmstart hingegen steigt die TIT nach dem Zündpeak weiter auf 920 °C und fällt dann wieder auf 850 °C. Danach folgt eine 15 s Stabilisierungsphase, mit welcher der eigentliche Anfahrvorgang abgeschlossen ist. Das Hochfahren der el. Leistung P_{el} auf Volllast erfolgt über die Leistungs- und TOT-Regler der C30. Thermodynamisch ist der Anfahrvorgang auch mit Erreichen des Volllastpunkts (nach ca. 140 s bei einem Kaltstart und 100 s bei einem Warmstart) noch nicht abgeschlossen, wie man insbesondere an der Abgastemperatur T_{exh} erkennen kann, welche erst mit höheren Drehzahlen und damit höherem Massendurchsatz deutlich ansteigt. Dies ist vor allem der thermischen Trägheit des Rekuperators geschuldet. In der Folge kann der Rekuperator zu Beginn noch nicht die volle Wärmemenge an die Verdichteraustrittsluft übertragen, was durch einen erhöhten Kraftstoffeinsatz kompensiert wird, der kurz nach Erreichen des Volllastpunkts bei 3,6 g/s liegt und über einen Zeitraum von 3,5 min bis 4 min auf 2,8 g/s abfällt. Ein weiterer Aspekt bei transienten Manövern ist das Emissionsverhalten. Dies kommt insbesondere beim Anfahren der Gasturbine zum Tragen. In Abb. 3.24 sind ebenfalls die unkorrigierten NO_X und CO Emissionen im trockenen Abgas dargestellt. Kalt- und Warmstart zeigen entsprechend dem TOT Profil ein leicht unterschiedliches Verhalten. Beim Kaltstart

steigen die NO_X Emissionen mit der Zündung sprunghaft auf ca. 35 ppm und steigen dann mit der TOT Rampe weiter auf etwa 50 ppm. Beim Warmstart wiederum springen diese auf 67 ppm und fallen dann bis zur Stabilisierungsphase ebenfalls auf ca. 50 ppm. Während des Auflastens fallen die NO_X Emissionen zunächst bis zur Umschaltung auf drei Injektoren. Dies ist auch im TIT-Verlauf und Kraftstoffmassenstrom als Spitze zu erkennen. Danach steigen die NO_X Emissionen dann bis Vollast wieder auf 50 ppm. Mit der Aufwärmung der Gasturbine und der damit einhergehenden Reduktion des Kraftstoffs steigt die Luftzahl in der Brennkammer. Mit der Abmagerung des Gemischs fallen die NO_X Emissionen auf 14 ppm. Durch die Zündung bei niedrigem λ ergeben sich CO Emissionen zwischen 1000 ppm und 1900 ppm, welche dann mit dem Auflasten der Gasturbine wieder rapide auf einstellige Werte abnehmen und mit dem Aufwärmen der Gasturbine die stationären Werte annehmen.
Der Startvorgang der C30 weist bereits hohes Potenzial für die Range Extender Anwendung auf. Da von einer Restladung der Batterie beim Losfahren ausgegangen werden kann, ist die Zeit bis zum Erreichen von Volllast, vor allem bei warmer Maschine, akzeptabel. Durch eine gezielte Optimierung des Rekuperators und Reduktion der thermischen Massen kann zusätzlich die Aufwärmphase verkürzt und Kraftstoff eingespart werden. Für die Betrachtung der Mikrogasturbine als Range Extender im Fahrzeug sind außerdem die Überhöhung des Kraftstoffbedarfs in der Aufwärmphase und die signifikanten Emissionsspitzen beim Zünden und tiefen Lasten von Bedeutung. Durch eine reine Betrachtung stationärer Zustände würde die Bewertung der Mikrogasturbine ins Positive verzerrt werden, da der gesamte akkumulierte Emissionsausstoß und Kraftstoffverbrauch aus allen Betriebsphasen für die Bewertung nach den gängigen Standards berücksichtigt werden muss und somit relevant für die Einhaltung der vorgeschriebenen Grenzwerte ist. Damit sollte das Emissionsverhalten, insbesondere beim Start und im Teillastbetrieb Teil einer Optimierungsstrategie sein.

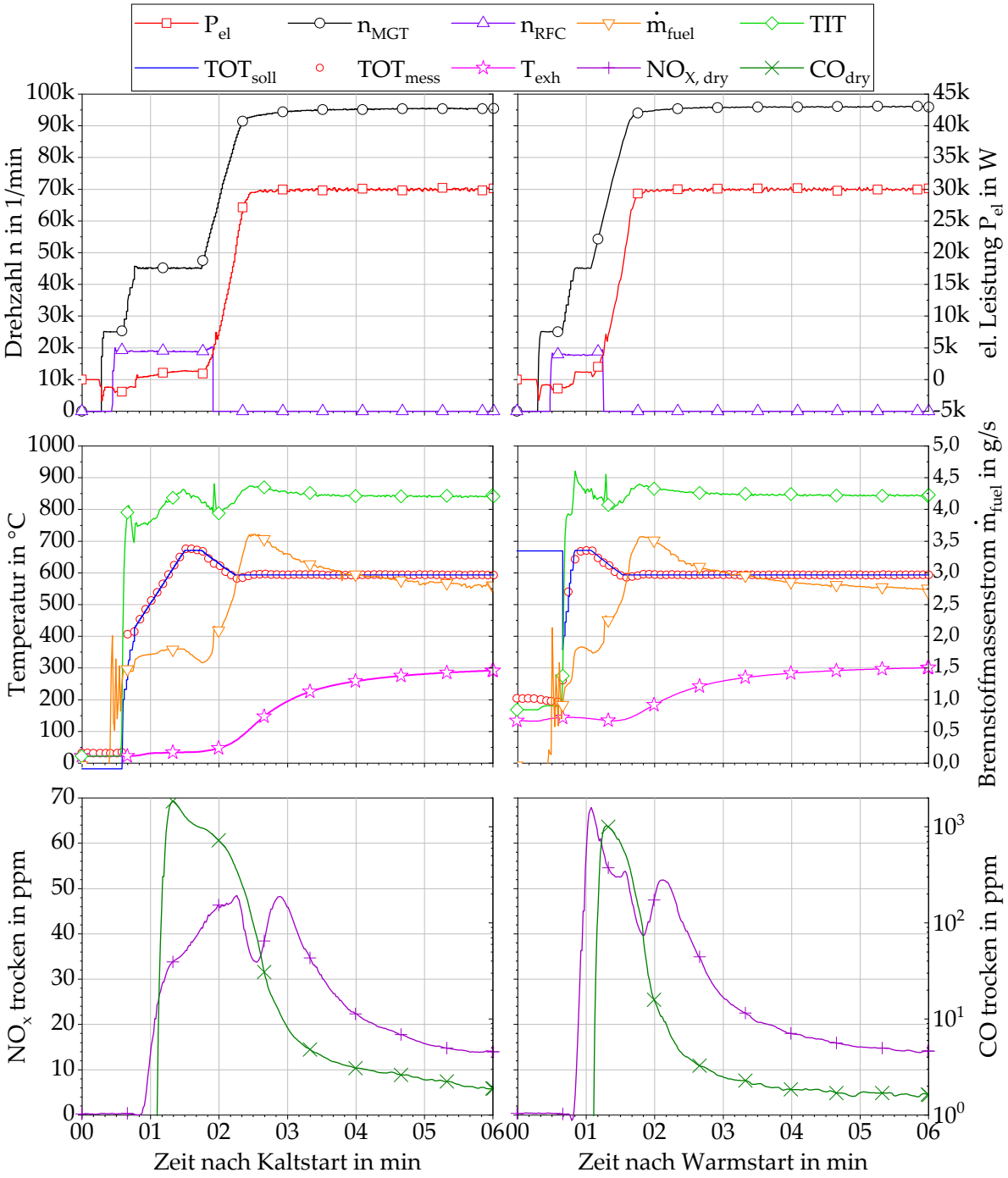


Abbildung 3.24: Betriebsverhalten bei Start und Hochfahren auf Volllast

3.2.4.2 Abschaltvorgang

Der Abschaltvorgang ist in Abb. 3.25 dargestellt. Mit dem Abschalten wird direkt das Schnellschlussventil der Kraftstoffversorgung geschlossen und Last und Drehzahl werden sprunghaft reduziert. Dabei kommt es zu eine Spitze in TIT und TOT. Über den RFC werden die Kraftstoffleitungen 35 s mit Luft gespült. Gleichzeitig wird die Drehzahl auf 45 000 1/min reduziert, wodurch die Last auf Null abfällt. Die Drehzahl wird nun zur Kühlung konstant gehalten, bis die TOT auf 193 °C abfällt. Dies nimmt je nach Umgebungsbedingungen und Betriebszeit etwa 10 min in Anspruch. Am Lastverlauf ist zu erkennen, dass zu Beginn aufgrund der im Rekuperator gespeicherten Energie, kaum Leistung aus dem Netz bezogen werden muss. Nach der Abkühlphase wird der Rotor auf Stillstand abgebremst. Seitens der Abgasemissionen kommt es beim Abstellen der Kraftstoffversorgung zu einer kurzen NO_X und CO Spitze, die allerdings bei verschiedenen Testläufen sehr unterschiedlich ausgefallen ist. Die Energie zum Herunterkühlen der Gasturbine muss somit beim Betrieb stets vorgehalten werden, um einer thermische Überlastung nach dem Abschalten zu vermeiden. Wie auch beim Startvorgang würden sich hier positive Effekte durch die Reduktion der thermischen Massen ergeben. Im Range Extender Einsatz könnten sich hier Vorteile durch gezielte Führung von Fahrtluft ergeben.

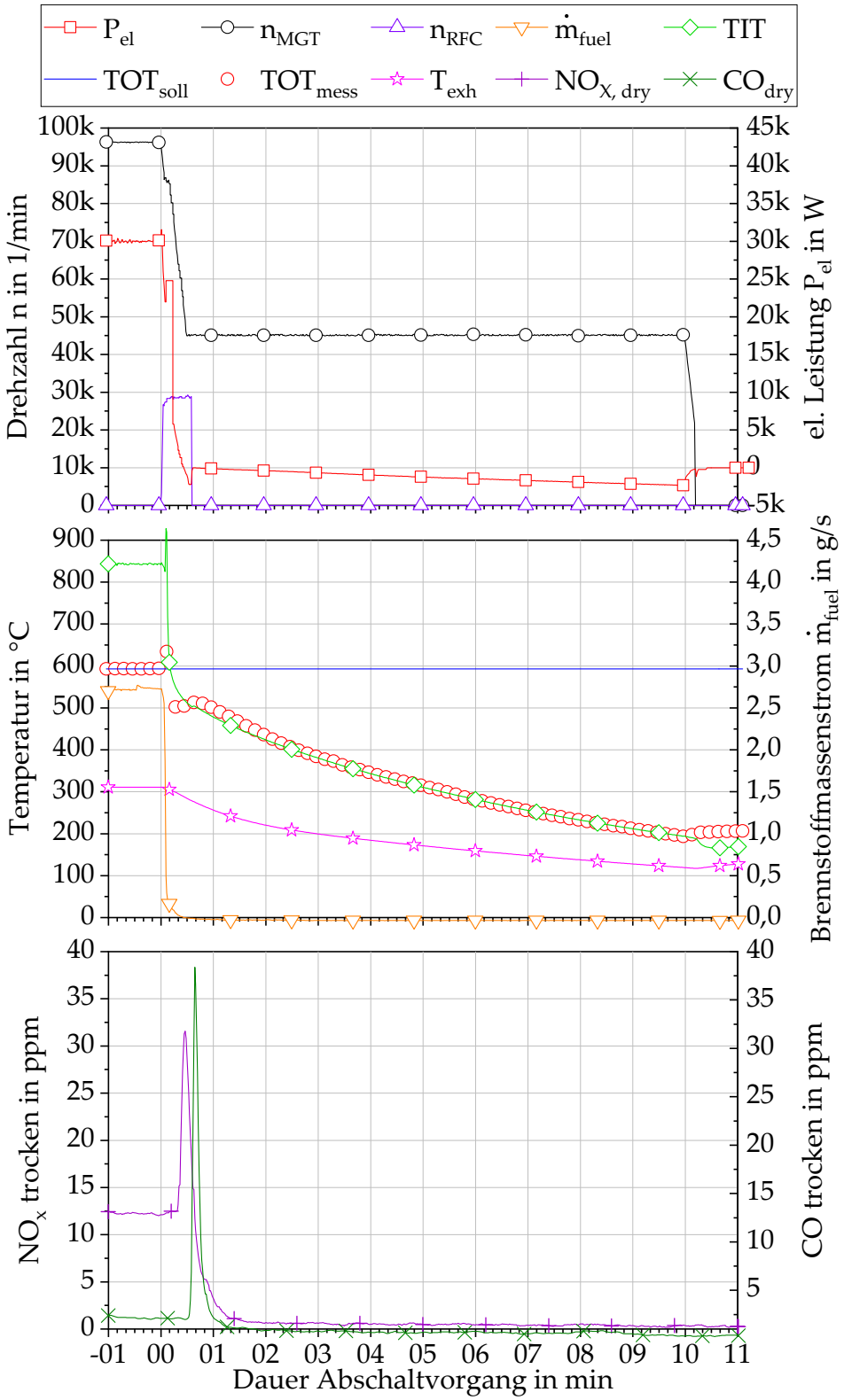


Abbildung 3.25: Betriebsverhalten während der Abschaltroutine

3.2.4.3 Lastwechsel

Abbildung 3.26 zeigt das Betriebsverhalten bei Lastwechselvorgängen. Es sind jeweils beide Lastrichtungen zwischen einer el. Leistungen P_{el} von 15 kW_{el} und 30 kW_{el} gezeigt. Diese erfolgen jeweils mit einem maximalen Gradienten von ca. 1,25 kW/s, nähern sich der Zielleistung aber asymptotisch. Regelungstechnisch wird zunächst eine Änderung der Drehzahl vorgegeben und in der Folge der Kraftstoff zur Aufrechterhaltung der Turbinenaustrittstemperatur nachgeregelt, wie man insbesondere am Verlauf der Turbineneintrittstemperatur erkennen kann. Diese fällt bei einer Laststeigerung zunächst kurz ab und steigt bei einer Lastabsenkung kurz an. Ebenso deutlich erkennt man dieses Verhalten an den CO-Emissionen bei der Lasterhöhung, wo es durch die kurzzeitige Abmagerung zu einer Spitze kommt. Nach Erreichen der Sollleistung weisen die NO_X Emissionen bei der Lasterhöhung zusätzlich einen leichten Überschwinger auf.
Für die Fahrzeuganwendung ergibt sich hieraus nur bedingt Optimierungspotenzial, da die MGT nicht darauf angewiesen ist die hohen Gradienten der Vortriebsleistung abzudecken. Bei der Modellierung transienter Vorgänge ist dieses Verhalten allerdings zu bedenken.

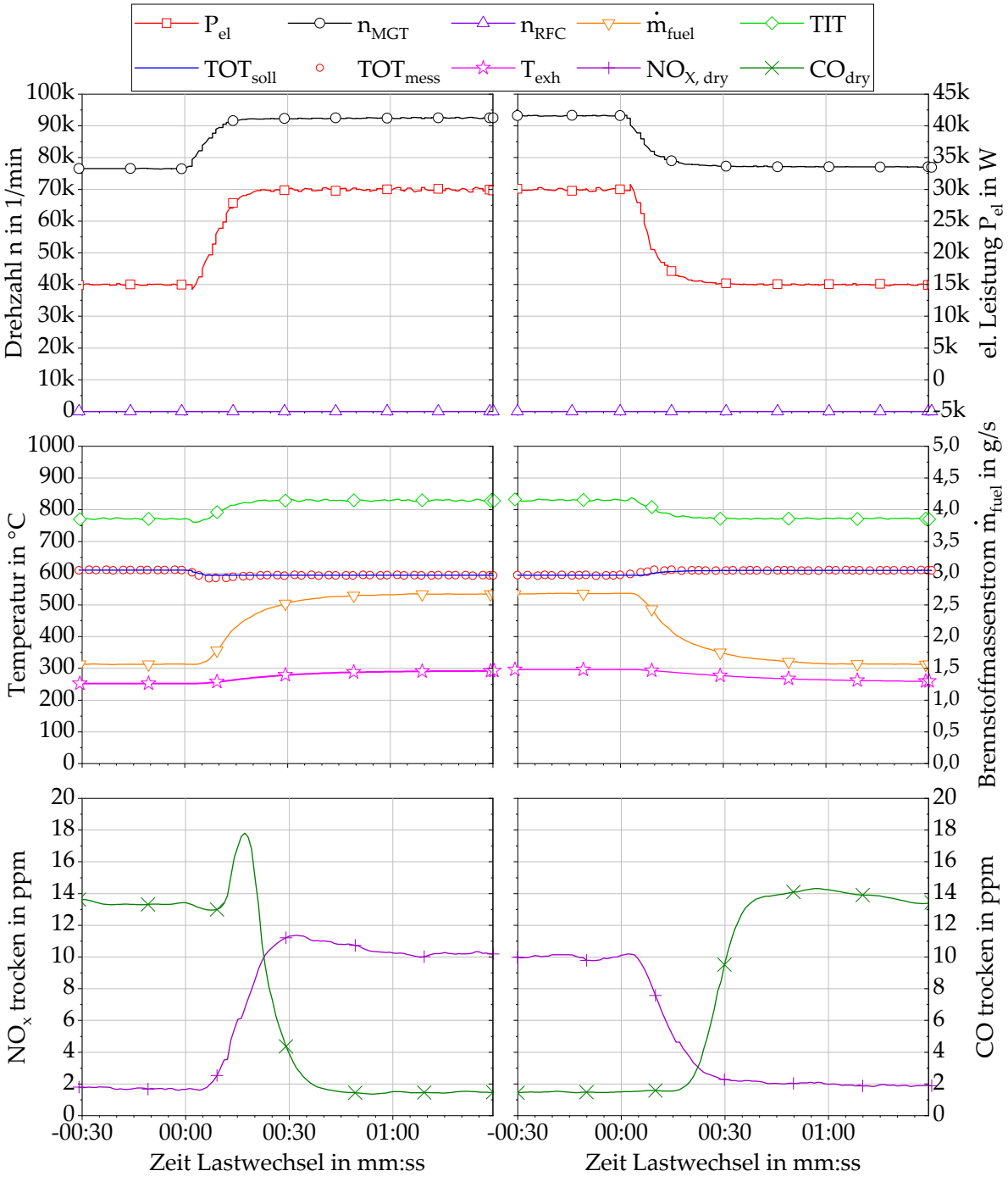


Abbildung 3.26: Betriebsverhalten bei Lastwechseln

4 Numerische Analyse und Bewertung des Optimierungspotenzials

Um den Einfluss der einzelnen Kreislaufkomponenten auf das Gesamtsystem der MGT bestimmen zu können, wird ein numerisches Modell genutzt. Durch Parametervariationen werden die Einflüsse quantifiziert und daraus das Potenzial zur Optimierung des Gasturbinensystems abgeleitet. Globale Parameter, wie beispielsweise die maximale Leistung und die maximale Drehzahl sollen dabei unverändert bleiben. Deren Anpassung würden zu einer vollständigen Neuauslegung der MGT führen. Fokus der Betrachtungen liegt auf den Turbokomponenten, der Brennkammer und dem Rekuperator.

4.1 Kreislaufmodell des Demonstrators

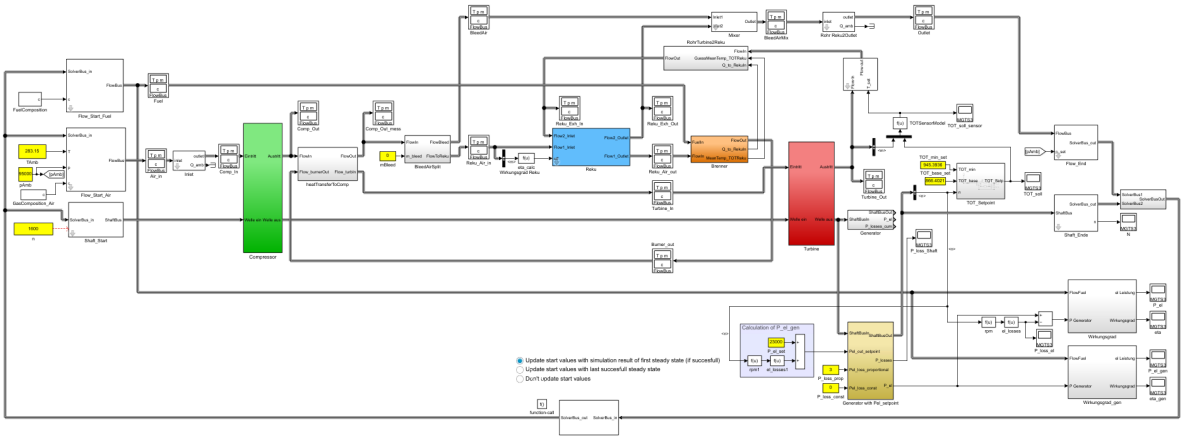


Abbildung 4.1: Schema des Kreislaufmodells der C30 in MATLAB® Simulink®

Die Plattform auf der das Modell basiert, ist die Simulationsplattform des DLR Instituts für Verbrennungstechnik zur Simulation von Gasturbinenkreisläufen MGTS^3 [73]. Das modulare Simulationswerkzeug basiert auf MATLAB® Simulink®-Code. Aus den

Eingangsgrößen der Module werden thermodynamische Größen wie Druck, Temperatur, Massenströme und deren Zusammensetzung sowie mechanische Wellenleistung oder elektrische Leistung berechnet. Dazu werden in MATLAB® implementierte Subroutinen aufgerufen anhand derer die durch die Module hervorgerufene Änderung der stationären thermodynamischen Eigenschaften berechnet werden [74]. Es bietet die Möglichkeit Druck-, Temperatur- und Wärmeverluste sowie Komponentenwirkungsgrade und zusätzliche mechanische oder elektrische Verluste zu berücksichtigen. Die Eigenschaften der Turbokomponenten werden über Kennfelder der Wellendrehzahl und der Strömungszustände bestimmt [44].

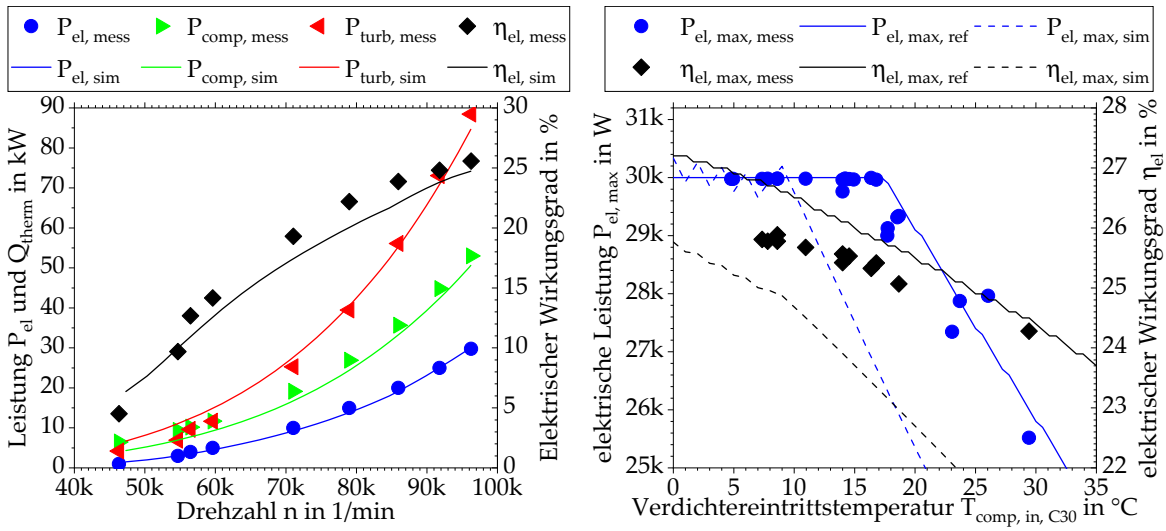
Das Kreislaufmodell, das zur Analyse der Capstone C30 genutzt wird, wurde im Rahmen des Teilprojekts „Antriebsstrang“ des DLR-internen Projekts Next Generation Car von Thomas Krummrein basierend auf den experimentellen Daten aus dieser Arbeit in MGTS[3] erstellt. Die Hauptkomponenten des Modells - Kompressor (grün), Rekuperator (blau), Brennkammer (orange), Turbine (rot) und Generator (beige) - sind in Abb. 4.1, sowie vergrößert im Anhang in Abb. A.3 ersichtlich. Zusätzlich zu den Stoffströmen - Kraftstoff und Luft, sowie der mechanischen Kupplung zwischen Verdichter, Turbine und Generator - sind Wärmeübergänge von Brennkammer zu Verdichter und Rekuperator aufgrund des ringförmigen Aufbaus implementiert. Die Notwendigkeit hierfür wird schon in Kapitel 3.2.3 beschrieben. Um die erforderlichen Analysen des Demonstrators durchführen zu können, wird das Modell im Rahmen dieser Arbeit um die folgenden Funktionalitäten ergänzt.

- Parametrische Eingabe von Umgebungstemperatur und -druck
- Parametrische Eingabe der TOT Funktion
- Implementierung der elektrischen Verluste zwischen Generator und Inverter als Funktion der Drehzahl
- Auswertung des el. Gesamtwirkungsgrades nach dem Inverter
- Implementierung der Auswahlmöglichkeit zwischen Leistungs- und Drehzahlvorgabe als Eingangsparameter

4.2 Ergebnisse der numerischen Kreislaufoptimierung

Das numerische Modell der C30 in MGTS[3] wird in dieser Arbeit genutzt um die in Kap. 3.2 identifizierten Optimierungspotenziale einzelner MGT Komponenten näher zu untersuchen und deren Einfluss auf das Gesamtsystem zu quantifizieren. Dazu werden Parametervariationen von Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad, Rekuperatoreffektivität und internen Druckverlusten durchgeführt. Zur Validierung der Simulationen wird zunächst das Modell mit den Messdaten verglichen.

4.2.1 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit dem numerischen Modell



(a) Leistung und Wirkungsgrad (b) Temperaturabhängigkeit [65]

Abbildung 4.2: Vergleich der Hauptcharakteristika des MGT Systems zwischen Messung und Simulation

Aufgrund der in Kapitel 3.2.3 beschriebenen, physikalisch nicht plausiblen Zusammenhänge die sich aus den Messdaten zwischen den einzelnen Komponenten ergeben, sind Abweichungen zwischen den Messdaten und den Simulationsergebnissen zu erwarten. In Abbildung 4.2 sind die Simulationsergebnisse der Betriebskennlinie den unkorrigierten Messwerten gegenübergestellt. Abbildung 4.2a zeigt die el. Leistung P_{el} und den el. Wirkungsgrad η_{el}, sowie die Leistung der Turbokomponenten P_{comp} und P_{turb}. Es ist zu erkennen, dass die Verläufe der Größen im Modell gut wiedergegeben werden und somit das Optimierungspotenzial gut abgeschätzt werden kann. Abweichungen ergeben

sich vor allem beim el. Wirkungsgrad. Hier liegen die Werte der Simulation bis zu 10 % unter den Messwerten. Dies resultiert aus den Korrekturen der Turbokomponenten und Verluste im Modell.
In Abbildung 4.2b ist außerdem die Abhängigkeit der el. Leistung $P_{el,max}$ und des el. Wirkungsgrads $\eta_{el,max}$ im Volllastpunkt von der Verdichtereintrittstemperatur $T_{comp,in,C30}$ dargestellt. Dabei sind neben den Mess- und Simulationsdaten auch die Referenzwerte aus der Dokumentation der C30 [65] aufgeführt. Der Referenzverlauf der el. Leistung wird sowohl von den Messwerten als auch der Simulation gut wiedergegeben, wobei in der Simulation der charakteristische Abfall bei 2 K niedrigerer Temperatur beginnt und etwas steiler ausfällt. Den temperaturabhängigen Wirkungsgradverlauf kann die Simulation für Verdichtereintrittstemperaturen oberhalb von 15 °C nicht wiedergeben und fällt deutlich zu stark ab. Allerdings konnte das Modell dahingehend auch nicht entwickelt werden, da keine Messreihen mit gezielter Variation der Umgebungsbedingungen gefahren werden konnte. Eine Nutzung der Ergebnisse der numerischen Umgebungstemperaturvariation in der Fahrzyklussimulation (Kap. 7) ist ohne eine Anpassung durch Messdaten nicht möglich.
Wie bereits in Kap. 3.2.1.3 beschrieben, wird im Fall der C30 wird die angesaugte Luft zunächst zur Kühlung des Generators eingesetzt. Dadurch ergibt sich im Volllastpunkt eine Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft und Verdichtereintritt von ca. 5 K. Nach Spezifikation des Herstellers (Abb. 4.2b) kann diese Differenz abhängig von der Umgebungstemperatur ein Leistungsdefizit von 1,7 kW bzw. einen Wirkungsgradverlust von $0,6$ Prozentpunkten bedeuten. Beim Einsatz der MGT in einem KFZ wäre eine Kühlung des Generators durch den Fahrtwind und einen bedarfsgesteuerten Zusatzventilator möglich. So könnte die Verdichterluft am Generator vorbei auf Umgebungsniveau angesaugt und die Verluste durch die Kühlung des Generators vermieden werden. Dies wäre eine mit überschaubarem konstruktivem Aufwand realisierbare Optimierung der MGT. Eine Umsetzung des Generator-Bypasses bietet sich jedoch vor allem bei einem Demonstrator im Fahrzeug an, da hier das reale Potenzial in Verbindung mit der Einbausituation besser nachgewiesen werden kann. Eine Abkühlung der Verdichtereintrittstemperatur unterhalb der Umgebungsbedingungen, beispielsweise durch einen geschlossenen Kühlkreislauf, wäre im Fahrzeug nur mit großem technischen Aufwand realisierbar und würde sich negativ auf Bauvolumen und Gewicht auswirken. Aufgrund des großen Einflusses der Verdichtereintrittstemperatur auf das System ist es jedoch erforderlich, diese im Zuge der Optimierung des Demonstrators unter kontrollierten Bedingungen experimentell zu untersuchen. Dies ermöglicht dann auch die Erweiterung des Kreislaufmodells hinsichtlich der Umgebungstemperatur.

4.2.2 Variation Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad

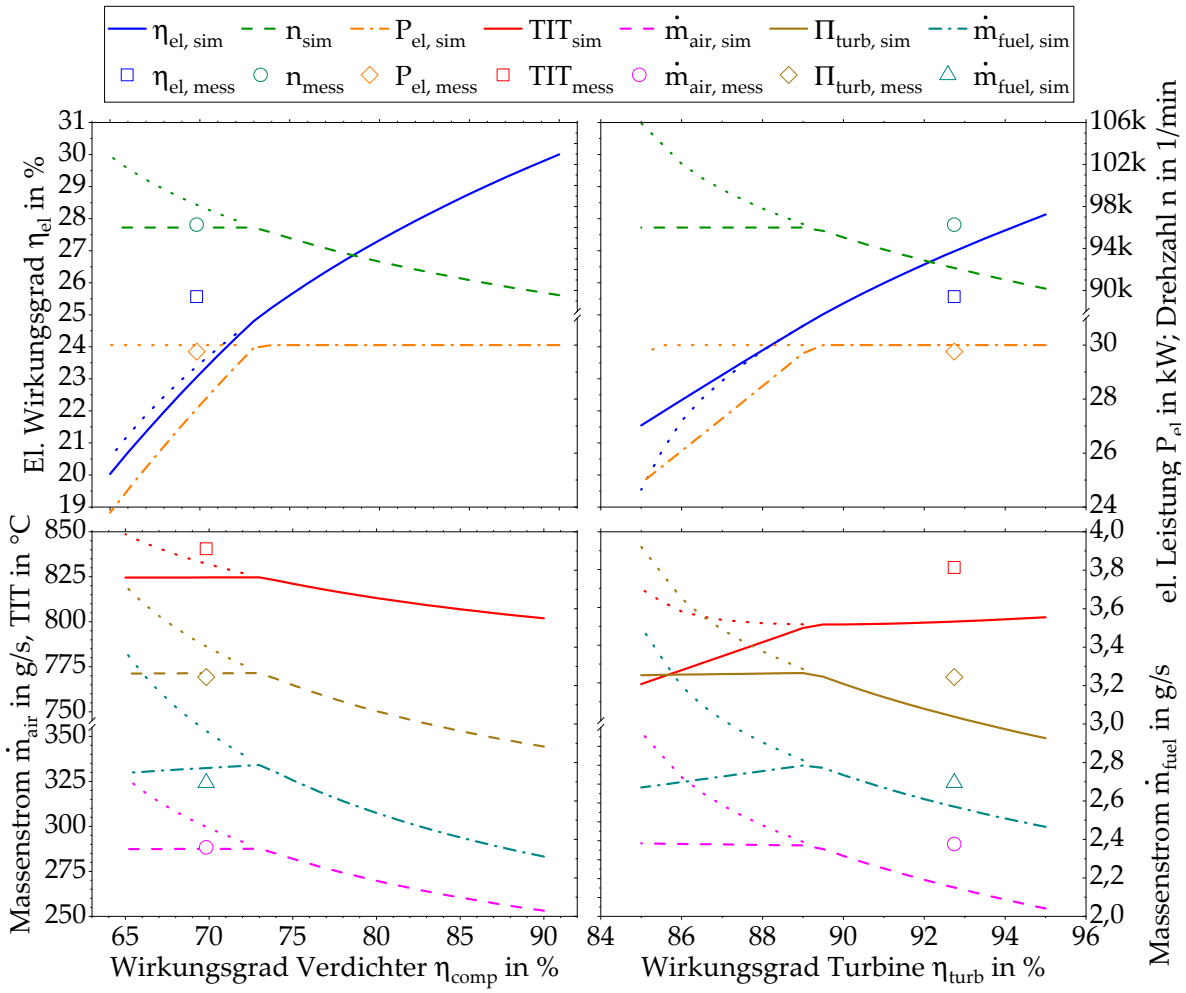


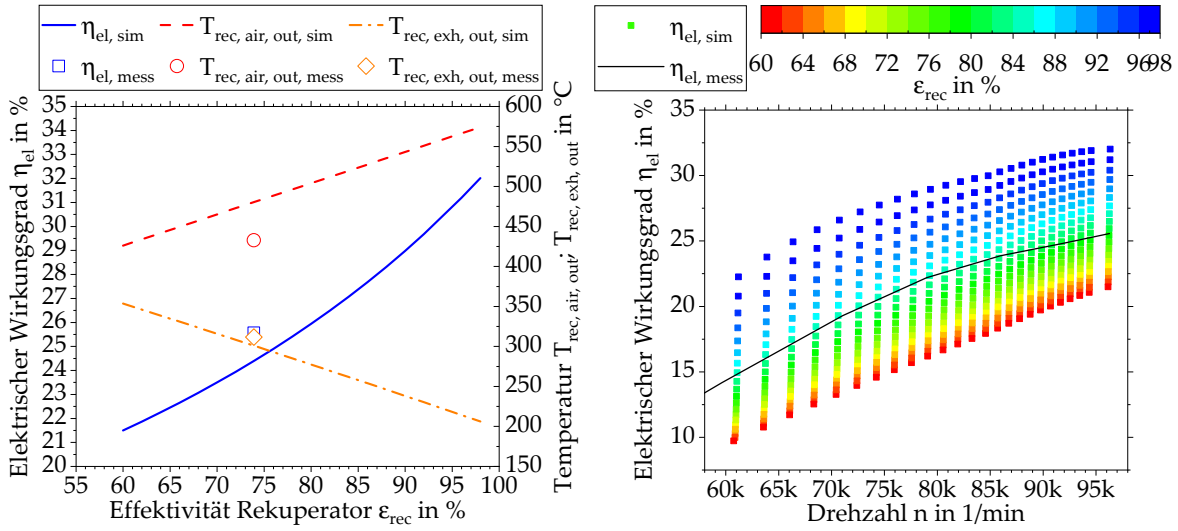
Abbildung 4.3: Simulationsergebnis des Einflusses der Turbokomponentenwirkungsgrade auf das Systemverhalten im Volllastpunkt

Die Turbokomponenten haben mitunter den größten Einfluss auf das Verhalten des Gesamtsystems und müssen hinsichtlich ihrer Charakteristiken aufeinander abgestimmt werden. Abbildung 4.3 betrachtet die Einflüsse des Wirkungsgrads von Verdichter und Turbine auf das Gesamtsystem, getrennt voneinander. Im Modell wird jeweils der Wirkungsgrad einer Komponente vorgegeben und der Andere aus dem Kennfelde errechnet. Begrenzend werden die maximale el. Leitung $P_{el,sim}$ von 30 kW und die maximale Turbinendrehzahl n_{sim} von 96 000 1/min beibehalten. Wird das Drehzahllimit erreicht, bedeutet dies eine Reduktion der el. Leistung im Volllastfall. Die Trends sind jeweils gepunktet fortgesetzt für den theoretischen Fall, dass eine höhere Drehzahl zulässig ist. Die Messwerte sind jeweils als Punkt eingezeichnet. Der Einfluss der Korrektur nach Kap. 3.2.3 im Modell ist dabei gut zu erkennen. Er entspricht einer Verschiebung der

gemessenen Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade η_{comp} und η_{turb} in den Knickpunkt zwischen Drehzahl und Leistungslimit der bei 72,4 % Verdichter- und 89,4 % Turbinenwirkungsgrad liegt. Dort stimmen Messwerte und Simulationsdaten deutlich besser überein. Ausgehend vom Punkt des gemessenen Ist-Zustand kann bei einer Optimierung des Verdichterwirkungsgrads im Durchschnitt eine Steigerung des el. Wirkungsgrads $\eta_{el,sim}$ von 0,33 Prozentpunkten pro 1 Prozentpunkt Verdichterwirkungsgrad erzielt werden. Bei der Turbine liegt das Potenzial mit 0,60 Prozentpunkten etwa doppelt so hoch. Dabei ist jedoch zu beachten, dass im Falle der einseitigen Optimierung des Verdichters die erforderliche Leistung für den Verdichter $P_{comp,sim}$ abnimmt. Um die nun zusätzlich an der Welle zur Verfügung stehende Leistung zu kompensieren, muss sich bei gleichbleibendem Turbinenkennfeld der Massenstrom $\dot{m}_{air,sim}$ und damit die Drehzahl n_{sim} reduzieren, wenn die el. Leistung am Generator auf 30 kW gedeckelt ist. Bei konstant geregelter TOT sinkt entsprechend die TIT. Dies führt zur Einsparung an Kraftstoff und zur Steigerung des el. Wirkungsgrads. Allerdings wirkt sich die niedrigere TIT negativ auf den Turbinenwirkungsgrad aus. Optimiert man hingegen den Turbinenwirkungsgrad, reduziert sich der benötigte Prozessmassenstrom zum Erreichen der erforderlichen Turbinenleistung. Entsprechend steigt die TIT leicht an und die Verdichterleistung reduziert sich. Aufgrund des geringeren Luftmassenstroms sinkt der erforderliche Wärmeeintrag in der Brennkammer und führt so zur Steigerung des el. Wirkungsgrads. Zudem kann sich die Reduktion positiv auf die internen Druckverluste auswirken. Auf der anderen Seite könnte dies brennkammerseitig zu schlechterer Zerstäubung und Vermischung und somit zu einem schlechteren Verbrennungsverhalten und höheren Emissionen führen und müsste durch eine entsprechende Modifikation berücksichtigt werden.
Die Turbokomponenten, Verdichter und Turbine, machen das Kernstück der MGT aus. Eine Optimierung kann nur erfolgen wenn beide Komponenten auf einander abgestimmt werden. Ausgehend vom gemessenen Ist-Stand weist insbesondere der Verdichter, wie sich bereits aus den Experimenten (Kap. 3.2.1.3) gezeigt hat, Verbesserungspotenzial auf. Aus den Simulationen geht ebenfalls hervor, dass eine Modifikation der Turbokomponenten durch eine Veränderung der Massenströme und Prozesstemperaturen weitreichende Auswirkungen auf das Gesamtsystem hat. Folglich müssen die Auswirkungen auf den Rekuperator und das Verbrennungsverhalten ebenfalls berücksichtigt und auf die neuen Gegebenheiten angepasst werden. Des weiteren würde eine Veränderung der Lasten an Verdichter und Turbine eine Neubewertung der Luftfolienlager des Rotors erforderlich machen. Deren Modifikation wäre nur mit großem interdisziplinärem Aufwand durchzuführen, wie sich bereits in anderen Projekten gezeigt hat [75]. Aufgrund der dargelegten

Gegebenheiten ist eine unabhängige Umsetzung der Optimierung von Verdichter oder Turbine nicht möglich sondern würde eine vollständige Neuauslegung mit sich ziehen.

4.2.3 Variation Rekuperatoreffektivität



(a) El. Wirkungsgrad und Auslasstemperaturen bei Volllast

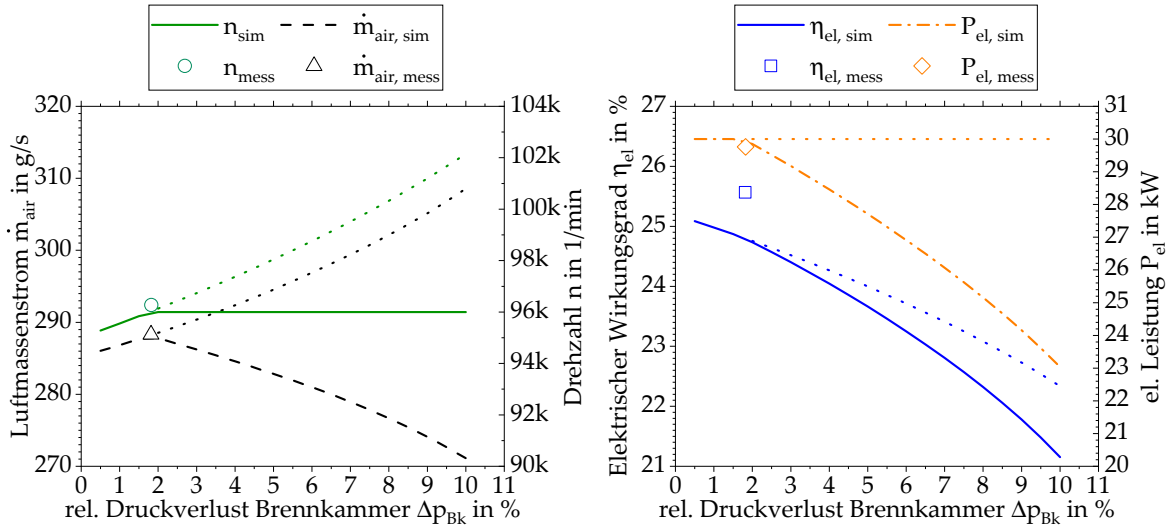
(b) El. Wirkungsgrad über den gesamten Lastbereich

Abbildung 4.4: Simulationsergebnis des Einflusses der Rekuperatoreffektivität

Bei einer Verbesserung der Rekuperatoreffektivität fallen die Zusammenhänge im Gesamtsystem deutlich weniger komplex aus als bei den Turbokomponenten. Der Haupteinfluss bezieht sich auf die aus dem Abgas zurückgewonnene Wärme. Diese wird dem System anstelle von Kraftstoff zugeführt. In Abbildung 4.4a sind der Anstieg der Rekuperatoraustrittstemperatur auf der Luftseite vor der Brennkammer $T_{rec,air,out,sim}$ und der abgasseitige Abfall der Austrittstemperatur $T_{rec,exh,out,sim}$ in Abhängigkeit der Rekuperatoreffektivität $\epsilon_{rec,exh}$ dargestellt. Diese Trends fallen beide nahezu linear aus. Über die betrachtete Effektivitätsspanne von 60 % bis 98 % reduziert sich $T_{rec,exh,out,sim}$ bzw. steigt $T_{rec,air,out,sim}$ jeweils um ca. 150 K. Dadurch reduziert sich direkt der erforderliche Kraftstoffmassenstrom. Ausgehend vom Ist-Zustand führt eine Verbesserung der Effektivität des Rekuperators im Volllastpunkt um 1 Prozenpunkt zu einer durchschnittlichen Steigerung des el. Wirkungsgrads $\eta_{el,sim}$ um 0,33 Prozentpunkte. Betrachtet man nun noch den Einfluss im Teillastbereich, wie er in Abb. 4.4b dargestellt ist, so erkennt man, dass hier der Effekt noch größer ausfällt, insbesondere im Bereich der variablen TOT. Der Einfluss des Rekuperatoreffektivität auf Luftmassenstrom und Turbokomponenten

ist vernachlässigbar. Jedoch führt eine Optimierung der Rekuperatoreffektivität unweigerlich zu einer Beeinflussung der Strömungsverhältnisse vor der Brennkammer und nach der Turbine. Bei der Auslegung des Rekuperators ist hier insbesondere auf die Druckverluste zu achten. Als eine der größten Komponenten der MGT bietet der Rekuperator zusätzlich die Möglichkeit maßgeblich Einfluss auf die Gesamtabmessungen und das Gewicht des Systems zu nehmen. Der Rekuperator bietet daher innerhalb gewisser Grenzen die Möglichkeit, eine einzelne Komponente zu optimieren und zu untersuchen, ohne die Notwendigkeit weitere Komponenten in größerem Maße anpassen zu müssen.

4.2.4 Variation Druckverluste



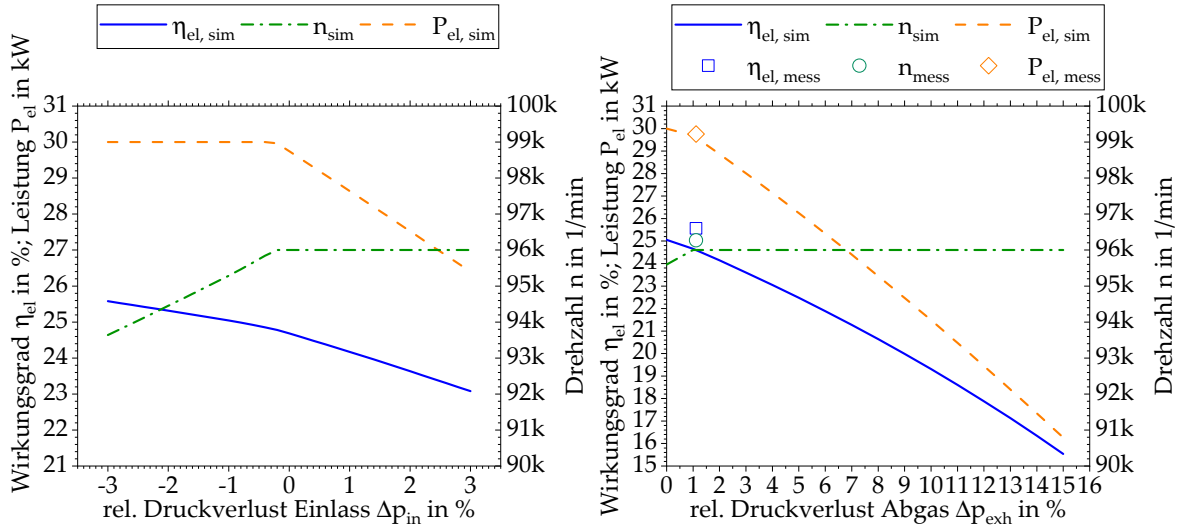
(a) Drehzahl und Luftmassenstrom

(b) Leistung und Wirkungsgrad

Abbildung 4.5: Simulationsergebnis des Einflusses der Brennkammerdruckverluste

Der Gesamtdruckverlust ergibt sich aus der Summe der einzelnen Druckverluste sämtlicher Komponenten im Strömungspfad der MGT. Verdichter und Turbine tragen aufgrund ihrer Funktion nicht zum Druckverlust bei. Dieser wird maßgeblich durch den Rekuperator und die Brennkammer bestimmt. Die Luftseite des Rekuperators und die Brennkammer wirken zwischen Verdichter und Turbine im Hochdruckbereich, die Abgasseite des Rekuperators nach der Turbine nahe Umgebungsdruck. Zusätzlich wird die Leistung der Gasturbine durch vor- oder nachgeschaltete Komponenten wie z.B. Luftfilter oder Auspuff beeinflusst [65]. Typischerweise wird der Druckverlust als relativer Druckverlust bezogen auf den vorherrschenden Eintrittsdruck der betrachteten Komponente angegeben.

Abbildung 4.5 zeigt die Simulationsergebnisse der Variation des relativen Druckverlusts Δp_{BK} im Bereich zwischen Verdichter und Turbine am Beispiel der Brennkammer. Diese gelten jedoch im gleichen Maße für die Luftseite des Rekuperators. Wie gehabt, gelten die ursprünglichen Grenzen für el. Leistung $P_{el,sim}$ und Drehzahl n_{sim}. In Abbildung 4.5a sieht man, wie die Drehzahllimitierung bei steigendem Druckverlust zu einem Abfall des Luftmassenstroms $\dot{m}_{air,sim}$ führt. Selbst wenn die Drehzahl nicht begrenzt wäre, ist aus Abb. 4.5b zu erkennen, dass der el. Wirkungsgrad $\eta_{el,sim}$ abfällt. Dies folgt aus der Verschiebung in den Kennfeldern von Verdichter und Turbine und kann im Extremfall zu Verdichterpumpen führen. Der Einfluss des Druckverlusts fällt substanziell aus. So reduziert sich die el. Leistung um 0,68 kW und der el. Wirkungsgrad fällt um 0,33 Prozentpunkte bei einer Steigerung des relativen Brennkammerdruckverlusts von 2 % auf 3 %.



(a) Druckverluste im Lufteinlass

(b) Druckverluste im Abgas

Abbildung 4.6: Simulationsergebnis des Einflusses der Druckverluste durch vor- oder nachgeschaltete Komponenten

Wie sich Druckverluste durch zusätzliche Komponenten im Lufteinlass beziehungsweise der Druckverlust im Abgas auf das Systemverhalten auswirken ist in Abb. 4.6 gezeigt. Im Bereich des Lufteinlasses, dargestellt in Abb. 4.6a werden sowohl positive als auch „negative“ Druckverluste betrachtet. Anhand des „negativen“ Druckverlusts soll untersucht werden, wie sich eine gezielte Ausnutzung der Totaldrucksteigerung durch die Bewegung des Fahrzeugs auf die MGT auswirkt. So entspricht die Fahrt mit 100 km/h einem zusätzlichem dynamischen Druck von ca. 463 Pa. Bezogen auf Standardbedingungen bei ruhendem Fahrzeug entspricht dies einer Steigerung von p_{in} von knapp 0,5 % und im Rahmen dieser Betrachtung einem Δp_{in} von $-0{,}5\,\%$. Bei vollständiger Rück-

gewinnung kann dadurch, wie in Abb. 4.6a zusehen ist, ein Wirkungsgradgewinn von 0,2 Prozentpunkten erzielt werden. Aufgrund der Leistungslimitierung, fällt der Effekt auf den el. Wirkungsgrad $\eta_{el,sim}$ durch die Totaldruckrückgewinnung geringer aus als der Einfluss zusätzliche Druckverluste. Diese führen zu einem signifikanten Abfall von sowohl el. Wirkungsgrad als auch el. Leistung $P_{el,sim}$.
Bei der Integration der MGT ins Fahrzeug ist darauf zu achten, dass deren Abgase möglichst ungehindert zur Atmosphäre abströmen können. Der in Abb. 4.6b gezeigt Druckverlust im Volllastpunkt wird, wie auch der dargestellte Messwert der C30, durch Komponenten zur Abgasführung erzeugt. Darüber hinaus ist der Aspekt des Abgasdruckverlusts insbesondere für die Auslegung eines neuen Rekuperators relevant, da sich abgasseitig eine Änderung im gleichen Maße auswirken würde. Im Auslegungspunkt bedeutet ein zusätzlicher rel. Druckverlust Δp_{exh} von 1 Prozentpunkt eine Minderung der el. Leistung um 0,8 kW und des el. Wirkungsgrads von 0,5 Prozentpunkten. Verglichen mit der Luftseite (s.o.) fällt der Einfluss hier sogar noch größer aus.
Zur Optimierung der Druckverluste bieten sich daher folgende Möglichkeiten. Reduktion des Strömungswiderstands in Luft- und Abgasseite des Rekuperators, Reduktion der Brennkammerdruckverluste und Optimierung der Strömungspfade zwischen den Komponenten. Die Druckverluste externer Komponenten können aufgrund der durch die Laborinfrastruktur gegebenen Randbedingungen und deren Abhängigkeit von der Einbausituation im Fahrzeug nicht Teil der Optimierung am Demonstrator sein. Da deren Einfluss jedoch nicht zu vernachlässigen ist, soll ebenfalls eine gezielte experimentelle Untersuchung erfolgen. Anhand eines Gebläses kann der Totaldruck in der Zuleitung wie in der Betrachtung der Einlassdruckverluste sowohl gesteigert, als auch reduziert werden. Abgasseitig ist der Einsatz eines Gebläses aufgrund der hohen Temperaturen deutlich aufwändiger. Anhand einer Androsselung kann jedoch ein Trend abgeleitet werden.

5 Optimierung des Demonstrators

5.1 Bewertung und Auswahl der Optimierungsmaßnahmen

In den vorangehenden Kapiteln wurde zunächst der ist-Zustand der Capstone® C30 experimentell ermittelt und anhand eines auf Messdaten basierten Kreislaufmodells der Einfluss der einzelnen Komponenten auf das Gesamtsystem untersucht. Aus der experimentelle Charakterisierung und der numerischen Analyse der Gasturbinenkomponenten gehen für die kommerziell erhältliche MGT folgende Größen zur Optimierung hervor, sofern deren zugrundeliegender Gasturbinenkreislauf beibehalten werden soll:

- Verdichtereintrittstemperatur
- Verdichterwirkungsgrad
- Turbinenwirkungsgrad
- Rekuperatoreffektivität
- Druckverluste
- Emissionen

5.1.1 Verdichtereintrittstemperatur

Die experimentelle Untersuchungen (Kap. 3.2.2.1) und Kreislaufsimulationen (Kap. 4.2.1) zeigen, dass die Verdichtereintrittstemperatur einen deutlichen Einfluss auf die Leistungsparameter der MGT haben. Insbesondere der negative Einfluss durch die Erwärmung der Verdichtereintrittsluft, da diese als Generatorkühlluft verwendet wird, ist hier als Optimierungspotenzial identifiziert. Da eine technische Optimierung letztendlich sehr stark mit der Einbausituation im Fahrzeug verknüpft ist, wird im Rahmen dieser Arbeit

der Effekt generisch experimentell untersucht. Dazu wird eine Vorkonditionierung aufgebaut, die eine Erwärmung und Abkühlung der Eintrittsluft ermöglicht. Dadurch werden über Messtage hinweg auch konstante Temperaturen gewährleistet.

5.1.2 Turbokomponentenwirkungsgrad

Die experimentelle Charakterisierung der Turbokomponenten kann kein eindeutiges Optimierungspotenzial aufzeigen, da sich zeigt, dass die Erfassung der Verdichteraustritts- und Turbineneintrittstemperatur mit gewissen Unsicherheiten behaftet ist, und Annahmen erforderlich sind um ein physikalisch konsistentes System zu erhalten. Die Variation der Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine in der Simulation zeigen jedoch dass bereits kleine Verbesserungen einen großen Einfluss auf den el. Wirkungsgrad haben. Es wird allerdings auch dargelegt, dass Verdichter und Turbine nicht unabhängig von einander optimiert werden können und dass im Nachgang ggf. auch Rekuperator und Brennkammer angepasst werden müssen. Außerdem müsste auch die Lagerung des Rotors angepasst werden. Da dies einer Neuauslegung gleich kommen würde, wird auf eine Optimierung der Turbokomponenten verzichtet.

5.1.3 Rekuperatoreffektivität

Die numerischen Parametervariationen (Kap. 4.2.3) zeigen, dass über die Rekuperatoreffektivität in ähnlichem Maße wie durch Verdichter und Turbine Einfluss auf den el. Wirkungsgrad des genommen werden kann. In Verbindung mit dem experimentell bestimmten ist-Zustand der Effektivität ergibt sich ein deutliches Optimierungspotenzial. Auch wurde die Reduktion der thermischen Masse, die sich vor allem durch den Rekuperator ergibt, bei transienten Manövern als vorteilhaft ermittelt. Sofern bei der Optimierung beachtet wird, dass die Strömungsbedingungen und Druckverluste dem bisherigen Rekuperator entsprechen, ist von keiner großen Beeinflussung anderer Komponenten auszugehen, außer einer entsprechenden Reduktion des Kraftstoffverbrauchs der Brennkammer. Daher wird die Entwicklung eines verbesserten Rekuperators als geeignete Optimierungsmaßnahme erachtet und umgesetzt.

5.1.4 Druckverluste

Der Einfluss der internen Druckverluste auf die Leistungsparameter der MGT wird numerisch in Kap. 4.2.4 aufgezeigt. Diese können in Verbindung mit einer Neuentwicklung des Rekuperators optimiert werden. Es zeigt sich jedoch auch deutlich, dass eine Erhöhung dabei auf jeden Fall vermieden werden muss. Darüber hinaus wird auch der Einfluss der Druckbedingungen am Lufteinlass sowie der Einfluss zusätzlicher Druckverluste im Abgas untersucht. Da eine technische Optimierung wie bereits bei der Verdichtereintrittstemperatur stark von der späteren Einbausituation abhängt und auch fixe Randbedingungen durch die Laborinfrastruktur gegeben sind, sollen diese am Demonstrator generisch untersucht werden können. Dazu wird ein Gebläse in die Zuluftleitung integriert über die der Vordruck am Verdichtereintritt variiert werden kann. Um den Einfluss zusätzlicher Druckverluste im Abgas experimentell zu untersuchen werden Abgasblenden eingesetzt.

5.1.5 Emissionen

Der Punkt Emissionen ergibt sich aus der experimentellen Charakterisierung in Kap. 3.2.1.5, kann aber in diesem Zusammenhang zunächst nicht quantifiziert werden, da die Grenzwerte für die Fahrzeuganwendung, wie in Kapitel 2.2 in Tabelle 2.1 dargestellt, in Abhängigkeit der gefahrenen Strecke gegeben sind. Daher ist die Umrechnung der experimentell erfassten Emissionen nur unter Berücksichtigung des Fahrzeugs, des gewählten Fahrzyklusses und der Auswertemethode WLTP möglich. In Anbetracht künftig zu erwartender strengerer Grenzwerte im Rahmen von EURO7 und einer nach WLTP möglichen Reduzierung des Einflusses des UF zeichnet sich hier ebenfalls Optimierungspotenzial ab.
Wie bereits dargelegt, würde eine Optimierung des Rekuperators den Kraftstoffverbrauch reduzieren. Um dadurch die Qualität der Kraftstoffzerstäubung und damit die Verbrennungseigenschaften nicht nachteilig zu beeinflussen, bietet sich eine Optimierung der Brennkammer in Verbindung mit einer Optimierung des Rekuperators an. Da sich der Rekuperator vorrangig auf den Wirkungsgrad und die Brennkammer vorrangig auf die Emissionen auswirkt, lassen sich deren Einflüsse dennoch gut getrennt voneinander bewerten. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit ein am Institut für Verbrennungstechnik für die C30 entwickelter FLOX®-basierter Brenner in die C30 integriert.

5.2 Zusammenfassung der Optimierungsmaßnahmen

Neben den Komponenten des MGT Kreislaufs bieten zudem auf der elektrischen Seite Generator und Leistungselektronik Potenzial zur Optimierung. Diese sollen aber nicht Teil der Betrachtung dieser Arbeit sein. Aufgrund der durchgeführten Betrachtungen werden folgende Komponenten im Zuge der Optimierung des Demonstrators neu ausgelegt bzw. entwickelt:

- neuer Rekuperator für die C30
- neue Brennkammer für die C30 (Integration im Rahmen dieser Arbeit)
- Druckgehäuse mit optimierter Strömungsführung
- Vorkonditionierung von Druck und Temperatur der Zuluft
- Abgasblenden

Fokus der Modifikationen liegt auf der Erarbeitung eines Gesamtsystems mit aufeinander abgestimmten Komponenten. Die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen erfolgt jedoch schrittweise, um die Effekte der einzelnen Maßnahmen bestimmen zu können. Dies wird beim Entwurf der Komponenten berücksichtigt. Entsprechend wird in Kap. 5.3 die Entwicklung des neuen Rekuperators und dessen Integration in Kombination mit der originalen Brennkammer beschrieben. In Kap. 5.4 erfolgt dann die Auslegung der neuen Brennkammer unter Berücksichtigung der Schnittstellen des neuen Rekuperators mit optimierter Strömungsführung. Abbildung 5.1 skizziert ein mögliches Gesamtkonzept: Das unveränderte Turbomodul (grau) ist dabei in ein schlankes Druckgehäuse (blau) integriert. An dieses schließt nun hinter der Brennkammer (gelb), anstelle von im Umfang, der Rekuperator (rot) an. Das Flammrohr (orange), ist wie beim Original ringförmig um den Turbinenauslass (violett) angeordnet.

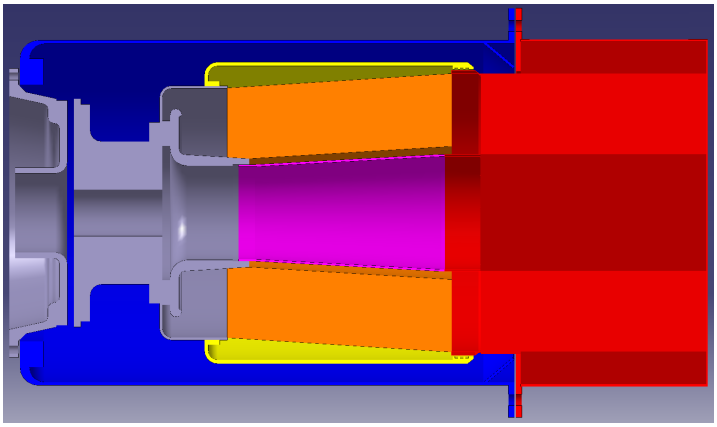


Abbildung 5.1: Entwurf eines optimierten MGT Systems

5.3 Neuentwicklung Rekuperator

5.3.1 Rekuperatorkonzepte

Wie bereits in Kapitel 2 dargestellt, gibt es im Bereich der Rekuperatoren eine große Bandbreite an Gestaltungsmöglichkeiten hinsichtlich sowohl der Strömungsführung, als auch der Bauform. Die Ziele der Optimierung des Rekuperators ergeben sich aus den MGT-Kreislaufsimulationen in Kapitel 2.4 zu möglichst hohem Wirkungsgrad bei möglichst geringem Druckverlust. Dem gegenüber stellen sich allerdings anwendungsbedingte Anforderungen wie kompakte Bauweise und geringes Gewicht. Da das DLR Institut für Verbrennungstechnik über keine Auslegungswerkzeuge für Rekuperatoren verfügt, soll die Entwicklung des optimierten Rekuperators in Kooperation mit einem Zulieferer erfolgen. Daher wird zunächst eine Marktanalyse durchgeführt zu den verfügbaren Herstellern und Konzepten. Dabei kristallisieren sich die in Abbildung 5.2 gezeigten Konzepte heraus. Diese werden anhand einer Vorauslegung im Volllastpunkt der C30 hinsichtlich Effektivität, Druckverlust, Bauform, sowie Entwicklungsdauer und Kosten miteinander verglichen.
Abbildung 5.2a zeigt einen kastenförmig aufgebauten Plattenwärmetauscher mit Wärmeübertrager-Pins zwischen den Platten. Dieser Rekuperatortyp kommt beispielsweise bei der MGT MTT EnerTwin zum Einsatz. Mit den bestehenden Werkzeugen und Geometrien des Herstellers kann mit diesem Rekuperator bei den gegebenen Volllastrandbedingungen (s. Kap. 3.2.1) eine Effektivität von 80 % bei einem Gesamtdruckverlust von 5 % erreicht werden. Das Kerngewicht liegt in dieser Konfiguration zwischen 27 und 33 kg. Durch eine individuelle Weiterentwicklung durch den Hersteller wäre eine Effektivitätssteigerung um 5 Prozentpunkte und eine Gewichtsreduktion auf 10 bis 22 kg bei gleichem Druckverlust erzielbar. Für eine zweistufige Entwicklung fallen Kosten im Bereich von 85 k€ an.
Ein weiterer klassischer Wärmeübertrager ist in Abbildung 5.2b gezeigt. Beim Primäroberflächenwärmeübertrager sind anstelle der Pins, Strukturen zur Steigerung des Wärmeübergangs direkt in die Trennflächen der beiden Strömungspfade eingearbeitet. Das gezeigte Modell ist ringförmig aufgebaut und ließe sich dadurch gut mit dem Aufbau der C30 kombinieren. Fokus der bestehenden Rekuperatoren liegt auf hohem Wirkungsgrad. Für die gegebenen Randbedingungen liegt dieser bei 90 % bei einem Gesamtdruckverlust von 4,85 %. Allerdings ergibt sich durch das relativ große Bauvolumen eine hohes Gewicht von ca. 100 kg. Bei der Weiterentwicklung des bestehenden Wärmeübertragers sind zwei Richtungen möglich. Für ähnlich große Abmessungen und

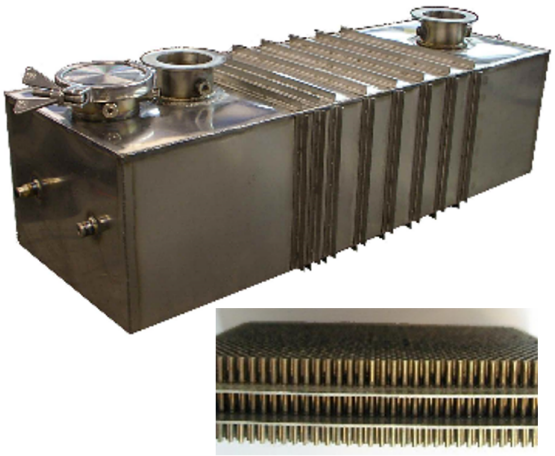
gleich hohen Wirkungsgrad lässt sich das Gewicht auf 37 kg reduzieren. Alternativ wäre ein Gewicht von 25 bis 30 kg und ein Druckverlust zwischen 3,5 % und 4 % erzielbar bei einem auf 80 % reduzierten Wirkungsgrad. Allerdings wäre für beide Entwicklungen eine sehr kostspielige Anpassung bzw. Neuentwicklung des Formwerkzeugs erforderlich, sodass Kosten in Höhe von 500 k€ entstehen.
Die in Abbildung 5.2c dargestellten Micro-Tube-Rekuperatoren sind vom Prinzip Rohrbündelwärmeübertrager, allerdings mit Rohrdurchmessern von lediglich ca. 1 mm. Zum Einsatz kommen diese Hochleistungswärmeübertrager vermehrt im Motorsport, daher handelt es sich jeweils um Einzelanfertigungen. Laut Vorauslegung des Herstellers, lässt sich bei einer vergleichbaren Anordnung zum Original-Rekuperator, einem Gewicht von 17 kg und einem Druckverlust von 5 % ein Wirkungsgrad von knapp 90 % erreichen. Aufgrund der großen Anzahl an Tubes und der Einzelanfertigung liegt die Entwicklung und Fertigung des Rekuperators in der Größenordnung von 150 k€.
Die flexibelste Möglichkeit zur Gestaltung des Rekuperatorkerns bieten die in Abbildung 5.2d gezeigten additiv gefertigten Wärmetauscher. Diese können individuell an die Geometrie angepasst werden. Die größte Einschränkung stellt hierbei aktuell das Bauvolumen der SLM-Maschinen dar, welches typischerweise auf 30 cm x 30 cm x 30 cm beschränkt ist. Größere Bauteile müssen zusammengesetzt und verschweißt werden. Die Vorauslegung für einen Rekuperator mit den gegebenen Randbedingung ergibt einen Wirkungsgrad 85 % bei 5 % Druckverlust. Allerdings beim mit Abstand geringsten Gewicht und Kernvolumen von 10 kg bzw. 5 l. Da sich die Fertigungskosten hauptsächlich durch das Metallpulver und die Nachbearbeitung ergeben, liegen die Entwicklung und Prototypenfertigung bei ca. 45 k€.

Tabelle 5.1 Gegenüberstellung der Entwicklungspotenziale der Rekuperatorkonzepte

Hersteller	Hiflux Ltd.	ACTE SA	Mezzo Technologies Inc.	HiETA Technologies Ltd.
Wirkungsgrad	85 %	80...90 %	90 %	85 %
Druckverlust	5 %	3,5...4 %	5 %	5 %
Gewicht	10...22 kg	25...37 kg	17 kg	10 kg
Volumen	n.b.	2...8,5 l	7,4 l	5 l
Kosten	85 kEUR	185...690 kEUR	150 kEUR	45 kEUR

Stellt man das Potenzial der Konzepte wie in Tabelle 5.1 gegenüber, erkennt man, dass die besten Leistungswerte mit den Primäroberflächen- und Micro-Tube-Rekuperatoren

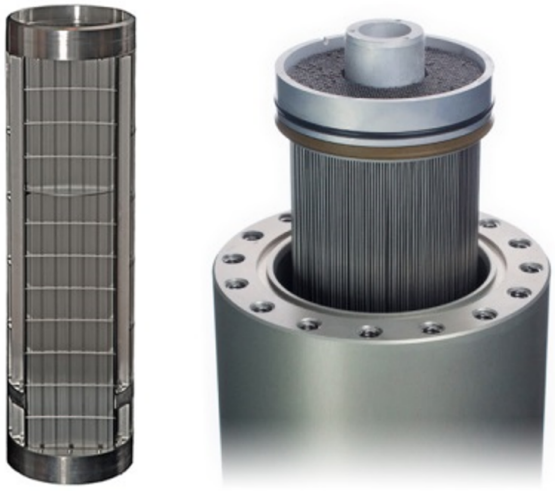
zu erzielen sind, jedoch zu Lasten von Gewicht und Bauvolumen, die in der Fahrzeuganwendung ebenfalls eine große Rolle spielen. Zudem, erfordern diese Konzepte die mit Abstand größten Entwicklungs- und Fertigungskosten. Der additiv gefertigte Rekuperator bietet mit einem der kompaktesten und leichtesten Rekuperatorkerne, bei vergleichbarer Effektivität, die niedrigsten Entwicklungskosten und drüber hinaus die Möglichkeit den Rekuperator individuell an das System anzupassen.



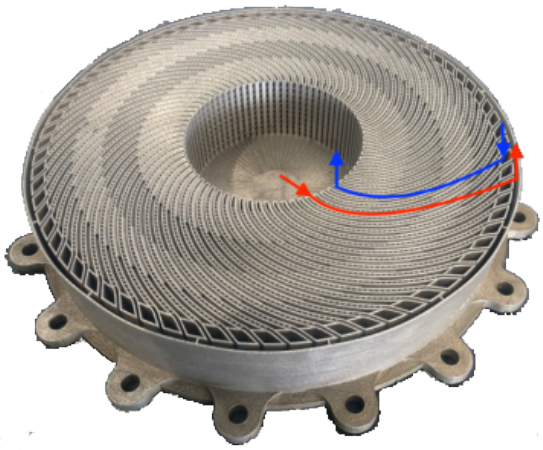
(a) Plattenwärmetauscher mit Pins der Firma Hiflux



(b) Primäroberflächen Wärmetauscher der Firma ACTE



(c) Micro Tube Wärmetauscher der Firma Mezzotech



(d) Additiv gefertigter Rekuperator der Firma HiETA

Abbildung 5.2: Verfügbare Bauformen von Rekuperatoren aus Marktstudie

5.3.2 Auslegung und konstruktive Umsetzung des Rekuperators

Aufgrund des besten Kompromisses aus Leistungsdaten, Baumaße und Entwicklungskosten, sowie dem größten Innovationspotenzial, wird ein optimierter, additiv gefertigter Rekuperator für die C30 entwickelt. Dieser bietet auch die größten Freiheiten bei der Anpassung an den ringförmigen Aufbau der C30. Seitens des Projekts NGC-AS wurden keine spezifischen Ziele für Leistung, Gewicht und Wirkungsgrad der Gasturbine definiert. Daher und aufgrund des beschränkten Fertigungsvolumen, wird als Zielsetzung für die Neuentwickelung des Rekuperator die größtmögliche Reduktion an Volumen und Gewicht bei gleicher nominellen Rekuperatoreffektivität und gleichem Gesamtdruckverlust gewählt. Um möglichst viel Volumen und in der Folge auch Gewicht am Rekuperator einzusparen, wurde im Rahmen der Dissertation ein Konzept entwickelt, das den Rekuperator hinter der Brennkammer anordnet. Dadurch soll der Gesamtdurchmesser der Gasturbine möglichst stark reduziert werden. Die Vorauslegung, welche durch die Firma HiETA Technologies Ltd. in enger Abstimmung mit dem DLR erfolgte, basiert auf der Extrapolation eines generischen, würfelförmigen Wärmeübertrager. Während der Entwicklung des an die C30 adaptierten Rekuperators zeigt sich, dass die prognostizierten Werte nicht vollständig erreicht werden können. Die Herausforderung stellt dabei die ringförmige Geometrie der C30 dar. Für niedrige Druckverluste sind insbesondere auf der Niederdruckseite große Einlassstirnflächen erforderlich. Außerdem muss eine gleichmäßige Durchströmung der Kanäle erreicht werden.

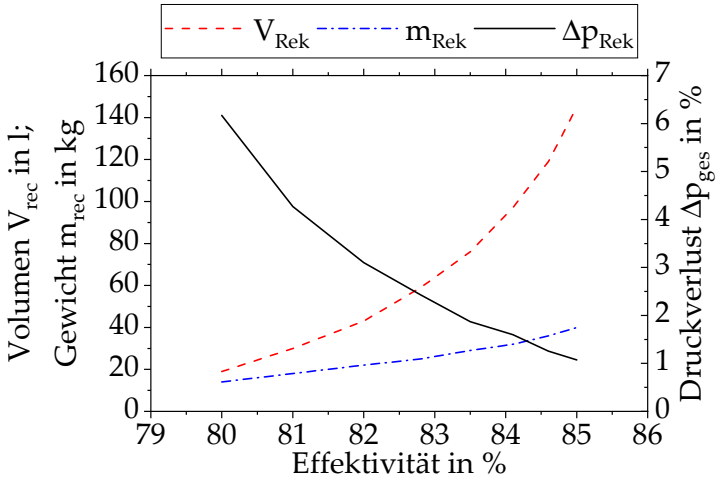
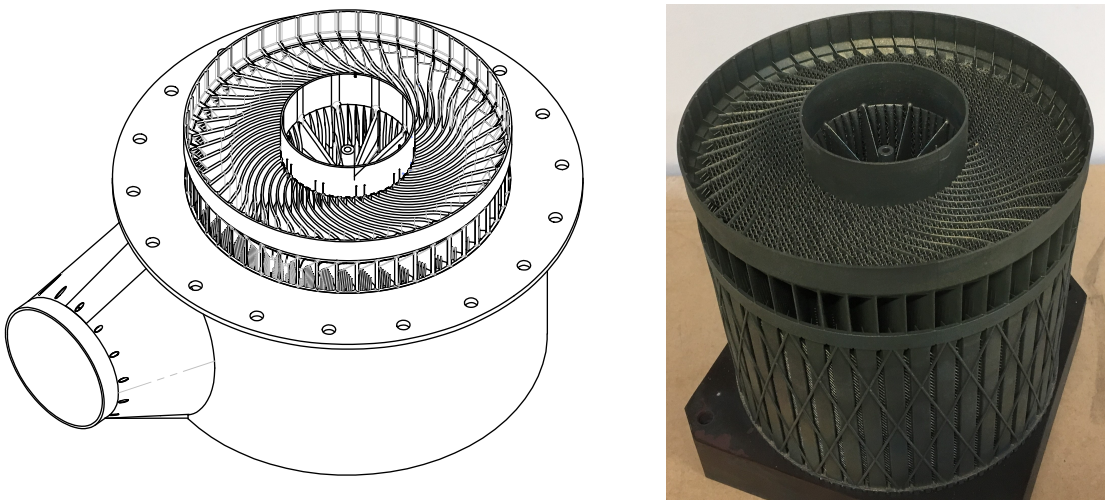


Abbildung 5.3: Korrelation zwischen Rekuperator Effektivität und Gewicht, Volumen und Druckverlust

Abbildung 5.3 zeigt den Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad, Druckverlust und Baugröße, sowie der resultierenden Masse für den ringförmigen Rekuperator. Dabei sind

Außen- und Innendurchmesser entsprechend der geplanten Modifikationen an die C30 angepasst und nur die Länge wird variiert. Bei der Auslegung wird ein Druckverlust von insgesamt 5 %, der zu jeweils gleichen Anteilen auf der Luft- und Abgasseite entstehen soll, angepeilt. Mit der resultierenden Geometrie lässt sich damit ein Wirkungsgrad von 80,5 % erzielen. Das Rekuperatorvolumen liegt für diese Kombination bei 25 L und resultiert in einem Gewicht von 16 kg. Dabei ist bereits das Gesamtvolumen, einschließlich der Verteilergeometrien, wie sie in Abbildung 5.5 zu sehen sind, berücksichtigt. Durch das Auslegungsziel der Rekuperatoreffektivität von 80,5 % bei 5 % Druckverlust ergibt sich nach den Simulationen in Kap. 4.2.3 eine theoretische Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrads von etwa 1,5 Prozentpunkten gegenüber der vermessenen C30 mit 74 % Rekuperatoreffektivität und 5,9 % Druckverlust.



(a) Isometrische Zeichnungsansicht (b) Gefertigter Rekuperatorkern

Abbildung 5.4: Konstruktive Umsetzung und Fertigung des additiv gefertigten Rekuperators

Die Umsetzung des neuen Rekuperatorkonzepts folgt weitestgehend der Skizze aus Kap.5.2 und ist in Abb. 5.4 gezeigt. Aufgrund der Temperaturanforderungen wird der Rekuperatorkern aus Iconel 625 gefertigt. Aufgrund der Größe des Kerns konnte dieser erst im dritten Anlauf erfolgreich hergestellt werden. Die größte Herausforderung stellte dabei die Verschmutzung der Laseroptiken während des mehrtägigen „Druckvorgangs“ dar. Der finale, gedruckte Rekuperatorkern ist in Abbildung 5.4b zu sehen. Die isometrische Zeichnungsansicht in Abb. 5.4a zeigt den Rekuperator einschließlich des konventionell gefertigten Abgassammelkopfes und des verstärkten, additiv gefertigten Kamins. Die Rekuperatorachse ist in der Darstellung um 90° gedreht. Im Zentrum des ringförmigen Aufbaus liegt der axiale Einlass der Abgasseite. Ringförmig darum angeordnet liegt der

ebenfalls axiale Auslass der Luftseite. Darum wiederum liegt der radiale Einlass der Luftseite, sowie (im Bild unterhalb) der radiale Auslass der Abgasseite. Das Abgas wird im Umfang gesammelt und über der Kamin links in Abb. 5.4a ausgestoßen.

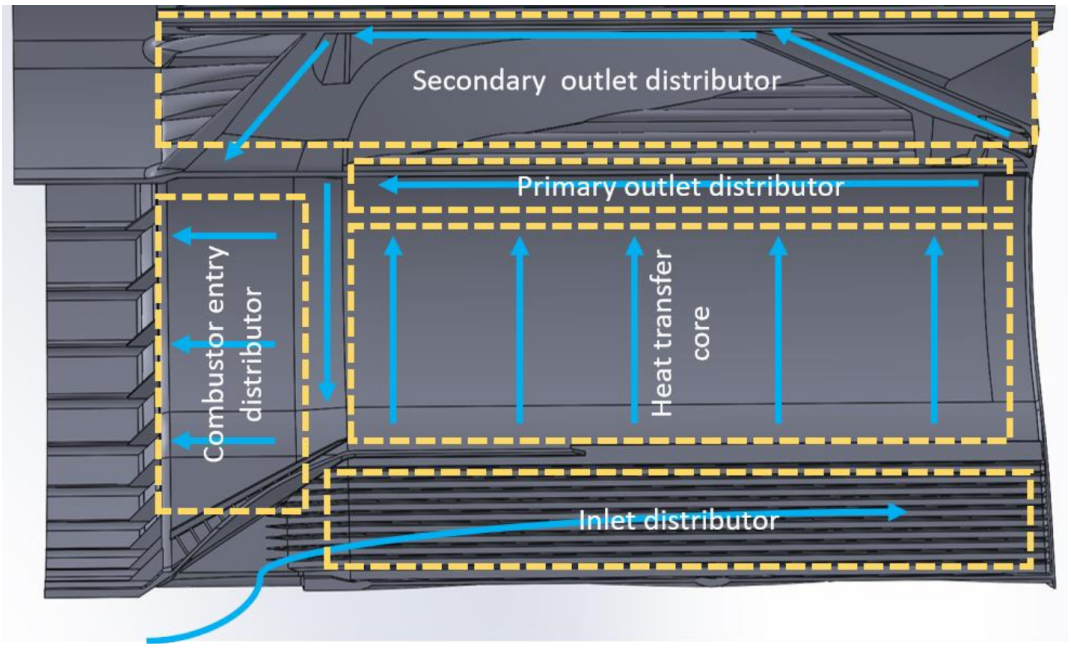


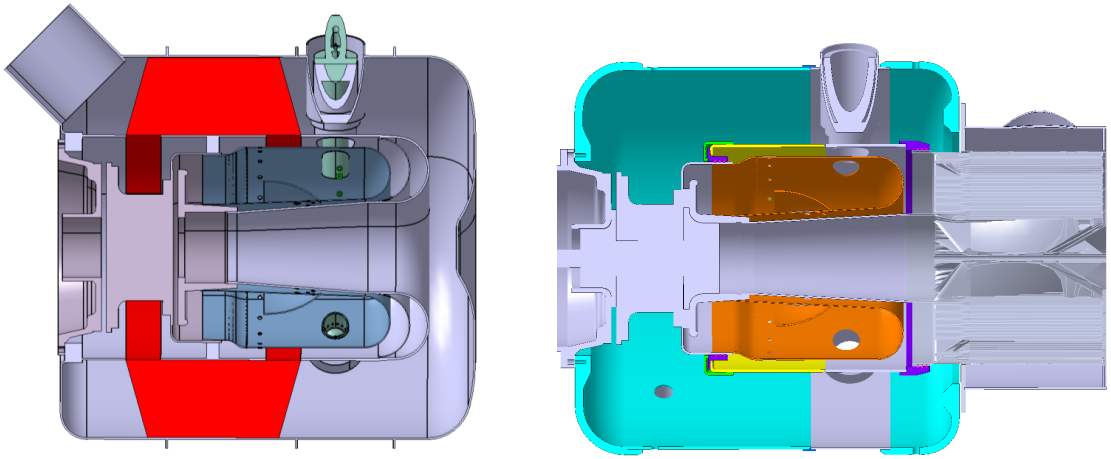
Abbildung 5.5: Schnittansicht der unteren Hälfte des optimierten Rekuperators mit Verteilergeometrie und Strömungsführung der Luftseite

Um eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Strömung im Rekuperator und am Übergang zur Brennkammer zu gewährleisten, ist eine komplexe Strömungsführung erforderlich. Diese ist in Abb. 5.5 am Beispiel der unteren Rekuperatorhälfte dargestellt. Die Luft strömt, axial vom Verdichter kommend (unten im Bild), radial in den Einlassverteiler (inlet distributor) und verteilt sich dort axial über die Länge des Rekuperators. Von dort strömt die Luft "radial"durch die Wärmetauscher Voluten in die Auslassverteiler. Neben der primären Auslassstruktur (primary outlet distributor), die im inneren Bereich der Luftseite gelegen ist, gibt es einen sekundären Kanal (secondary outlet distributor). Dieser verläuft vom hinteren Bereich des Rekuperators (rechts im Bild) weiter nach innen durch den Turbinenabgaskanal nahe der Rotationsachse (oben im Bild) und bläst die erhitzte Luft mit einer radial nach außen gerichteten Komponente in die Brennkammer. Dadurch wird mehr Luft in den äußeren Bereich der Brennkammer befördert. Die Sekundärkanäle sind auch in Abb. 5.4 mittig als Streben zu sehen. Zusätzlich ist der Auslass der Luftseite des Rekuperators mit einer additiv gefertigten Gitterstruktur versehen (s. Abb. 5.4b).

5.3.3 Integration des optimierten Rekuperators

Die konstruktive Umsetzung des optimierten Rekuperators und dessen Schnittstellen erfolgt im Hinblick auf das finale Gesamtsystem, wie es in Abbildung 5.1 skizziert ist. In einem ersten Schritt wird dieser jedoch in Verbindung mit der originalen Brennkammer getestet. Die erforderlichen Arbeiten um den originalen C30 Rekuperator durch den neuen Rekuperator unter Beibehaltung der originalen Brennkammer zu ersetzen, sowie die technischen Herausforderungen bei der Integration sind in diesem Abschnitt beschrieben.

5.3.3.1 Anpassung Druckgehäuse



(a) Schnittdarstellung der Original C30 mit Rekuperator in rot

(b) CAD-Modell des neu entwickelten Druckgehäuses zur Integration des additiv gefertigten Rekuperators

Abbildung 5.6: Gegenüberstellung der Anordnung des originalen Rekuperators des optimierten Rekuperators in Verbindung mit der originalen Brennkammer

Um den neuen Rekuperator in die C30 zu integrieren ist eine komplette Überarbeitung des Druckgehäuses erforderlich. Der originale Rekuperator muss entfernt werden und die Strömungsführung angepasst werden. In Abbildung 5.6 sind die CAD Schnittdarstellung der originalen C30 und der erforderlichen Modifikationen gegenübergestellt. Da die Brennkammergeometrie in die neue Konfiguration übernommen wird, ändert sich durch den „Injektorring“ bei diesem Zwischenschritt der Außendurchmesser der MGT nicht. Durch die Anordnung des Rekuperators an der Rückseite der Brennkammer wandert allerdings der Hochdruckbereich des Verdichterplenums über die komplette Länge der

Brennkammer an die Außenwand der MGT. Dadurch verändern sich die Randbedingungen am Außengehäuse von bis zu 700 °C bei 1 bar(a) zu ca. 200 °C bei 3,5 bar(a). Dies ist maßgeblich für die extern durchgeführte Festigkeitsauslegung und Einstufung nach der Druckgeräterichtlinie. Da der originale Rekuperator mit dem Gehäuse verschweißt ist, bleibt nur die Injektoranordnung mit dem Ring des Außengehäuses und der Brennkammerwand bestehen. Dieser wird, wie in Abbildung 5.7 gezeigt, spanend aus dem Gehäuse getrennt. An der Außenseite wird dieser mit dem neuen, verstärkten Druckgehäuse verschweißt. Auf der Innenseite wird das Brennkammergehäuse rekonstruiert. Da das Turbomodul und der Rekuperator jeweils seitlich eingesteckt werden müssen, wird eine Art Labyrinthdichtung basierend auf edelstahlummantelten Keramikdichtschnüren eingesetzt, da nur ein geringer Druckunterschied zwischen Verdichteraustritt und Brennkammer zu erwarten ist. Es werden jeweils drei Nuten für die Dichtschnüre in der Brennkammerwand vorgesehen.

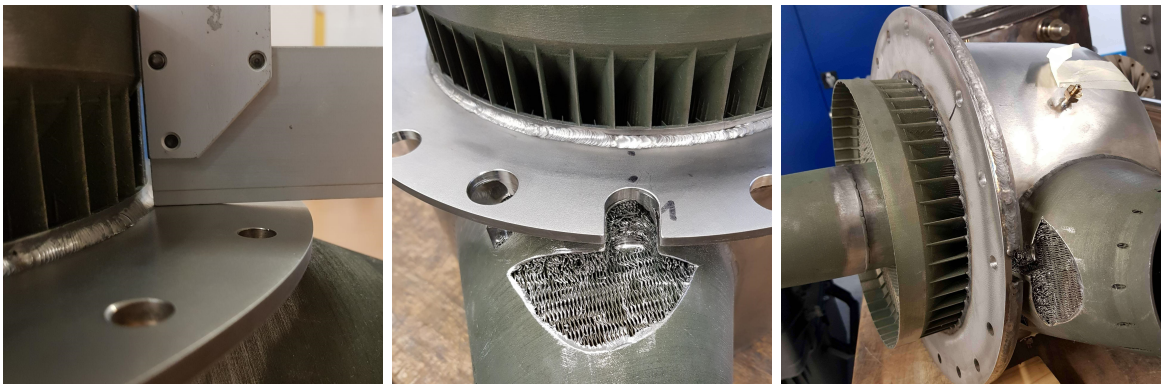


Abbildung 5.7: Aus dem Druckgehäuse der C30 herausgetrennter Injektorring

Wie Abb. 5.6 zu entnehmen ist, ändert sich die Anströmung der Brennkammer durch die Modifikation maßgeblich. Ursprünglich tritt die Luft radial links vom Injektor in die Brennkammer. Im modifizierten Fall tritt die Strömung axial von rechts, nahe der Rotationsachse in die Brennkammer. Um die Auswirkung davon auf die Luftverteilung in der Brennkammer abzuschätzen, werden von Felix Grimm CFD Strömungssimulationen ohne Verbrennung, sowohl von der Originalkonfiguration, als auch der modifizierten Konfiguration durchgeführt. Diese zeigen, dass sich ca. 4 Prozentpunkte des Massenstroms über die Injektoren in Richtung der Mischluftbohrungen verschiebt. Basierend darauf werden Mischluftblenden für das Flammrohr ausgelegt, um die ursprüngliche Verteilung wiederherzustellen. Eine Abschätzung des zusätzlichen Brennkammerdruckverlusts durch

die Blenden zeigt, dass dieser um bis zu 5 Prozentpunkte ansteigen kann. Daher wird von einem Einbau der Blenden zunächst abgesehen. Da es sich bei diesem Druckgehäuse nur um einen Zwischenschritt zur Charakterisierung des Rekuperators handelt, wird eine mögliche negative Beeinflussung des Verbrennungsverhaltens zunächst in Kauf genommen.

5.3.3.2 Nacharbeiten Verbindungsflansch



(a) Abstand zwischen Lufteinlass und Flansch, Verformung durch Wärmeeintrag beim Schweißen, Mangelnder Platz auf Flanschrückseite

(b) Zugänglichkeit zu den Bolzenlöchern durch Abtragen der Aussteifung und des falsch positionierten Flansches

(c) Vorgesetzter Flansch für korrekte Ausrichtung des Rekuperators

Abbildung 5.8: Erforderliche Anpassungen durch Fehler bei der Montage

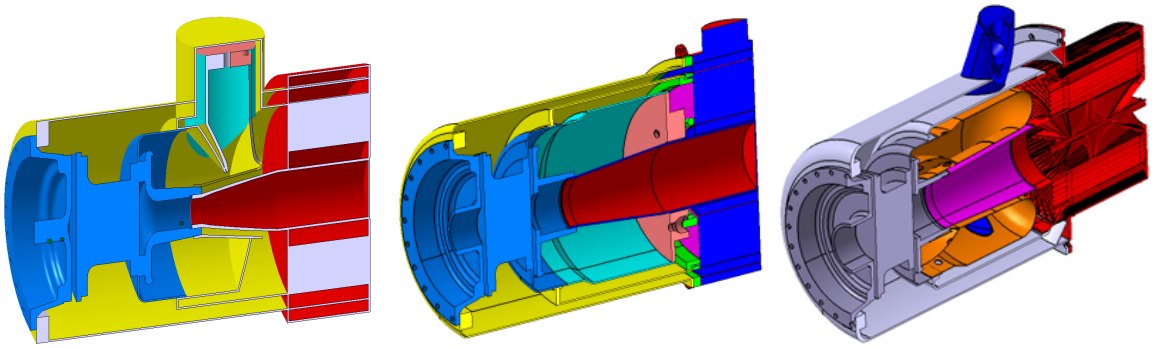
Bei Auslieferung des optimierten Rekuperators stellt sich heraus, dass beim finalen Zusammenbau des Kerns mit dem Verbindungsflansch und dem Abgasgehäuse durch den ausführenden Fertigungsbetrieb mehrere Fehler begangen wurden. Da der Projektzeitplan und das Budget keine Neufertigung ermöglichen, sind die in Abbildung 5.8 dargestellten Nachbesserungen erforderlich. In Abbildungen 5.8a ist zu sehen, dass der Montageflansch nicht wie vorgesehen bündig mit dem Lufteinlass ausgerichtet und auf der Rückseite verschweißt wurde, sondern zurückversetzt positioniert und auf der Seite des Lufteinlasses verschweißt wurde. Des weiteren ist zu sehen, dass sich der Flansch durch zu großen Wärmeeintrag beim Schweißen verformt hat. Zusätzlich wurde bei der Auslegung der Aussteifung des Abgasanschlusses kein ausreichender Abstand zum Flansch für die Bolzen zur Montage an der MGT vorgesehen. Zur Mitigation wird zunächst wie in Abbildung 5.8b ein Teil der Aussteifung des Abgaskanals abgetragen und das Bolzenloch im falsch positionierten Flansch aufgesägt. Zur korrekten Ausrichtung des Rekuperators

wird schließlich ein angepasster Flanschring bündig mit dem Lufteinlass vorgeschweißt, wie in Abbildung 5.8c gezeigt. Der angepasste Flansch wird zum einen an der Außenseite mit dem existierenden Flansch verschweißt und zum anderen auf der Innenseite am Lufteinlass. Da nun nicht wie vorgesehen auf der Rückseite des Flansches geschweißt werden kann wird im Laserschweißverfahren eine feine Schweißnaht am Lufteinlass gesetzt. Um eine Verletzung der filigranen, additiv gefertigten Strukturen auszuschließen, wird der Rekuperator auf Leckagen getestet. Der Test ergibt bei einem Druck von 3 bar(a) einen Leckagemassenstrom von lediglich 0,032 $\mathrm{g\,s^{-1}}$, welcher sich auch auf den Versuchsaufbau zurückführen lässt. Dieser Wert bedeutet eine Leckagerate bezogen auf den MGT Luftmassenstrom über den gesamten Lastbereich von ca. 0,01 %.

5.4 Neuentwicklung Brennkammer und Integration Gesamtsystem

Die Auslegung der neuen Brennkammer anhand von CFD Simulationen und atmosphärischen Brennertests ist nicht Teil dieser Arbeit. Diese erfolgte federführend durch Benedict Enderle und Saeed Izadi am Institut für Verbrennungstechnik des DLR. In diesem Kapitel wird vorrangig das Integrationskonzept der neu entwickelten Brennkammer in das Gesamtsystem betrachtet. Da das Brennkammerkonzept und dessen Integration nicht unabhängig von einander betrachtete werden können, wird zunächst die Konzeptfindung dargelegt, basierend auf Ergebnissen der Gruppen Gasturbinen Brennkammerentwicklung und Validierung [76–78]. Darauf aufbauend wird die Integration der neuen Brennkammer in das bestehende Gasturbinensystem mit den Turbokomponenten der C30 und dem neu entwickelten Rekuperator beschrieben. Im Rahmen der Projektbudgets war die Fertigung des neuen Druckgehäuses nicht möglich. Deshalb beschränkt sich diese Arbeit auf die Erstellung eines Integrationskonzepts und dessen konstruktive Umsetzung. Für eine experimentelle Untersuchung wäre weiterhin die Entwicklung eines neuen Brennstoffversorgungs- und Regelungssystems erforderlich. Dies war ebenfalls nicht im Projektbudget möglich und hätte den Rahmen dieser Arbeit gesprengt. Eine rechnerische Bewertung des Gesamtsystems ist unabhängig von der Fertigung und experimentellen Untersuchung möglich.

5.4.1 Brennkammerkonzepte



(a) Topf-Brennkammer (b) Ring-Brennkammer (c) Injektor-Brennkammer

Abbildung 5.9: Darstellung alternativer Brennkammerintegrationskonzepte

Die optimierte Brennkammer für die C30 basiert auf einem jet-stabilisierte Brenner nach dem FLOX®-Prinzip. Bei der Entwicklung und Umsetzung kann auf den großen

Wissensschatz des DLR Instituts für Verbrennungstechnik zurückgegriffen werden. Drei Konzepte zur Integration der FLOX®-Brennkammer werden im Entwicklungsprozess betrachtet. Diese sind in Abbildung 5.9 dargestellt.
Typischerweise werden FLOX®-basierte Brenner in Topf-Brennkammern wie in Abb 5.9a dargestellt (Brennerstrirnplatte rosa, Flammrohr türkis) realisiert. Durch den FLOX®-Düsen-Ring lässt sich in Topfbrennkammern eine gute innere Rezirkulation zur Flammenstabilisierung erzielen. Zusätzlich kann über einen zentralen Drallbrenner eine einfache Pilotierung bzw. Stufung realisiert werden. Eine abgesetzte Topfbrennkammer wäre zudem leicht zugänglich und somit wartungsfreundlich. Dem wiederum steht entgegen, dass eine Topfbrennkammer bei dem ringförmigen Aufbau zu einer sehr komplexen Strömungsführung zwischen Rekuperator und Brennkammer, sowie zwischen Brennkammer und Turbine führt. Die technische Umsetzung wäre sehr anspruchsvoll, insbesondere hinsichtlich der Einhaltung geringer Druckverluste. Dies könnte bei der Integration zu einem relativ großen Platzbedarf führen.
Hinsichtlich optimaler Integration und Strömungsführung wurde die ringförmige Anordnung der FLOX®-Düsen um den Abgaskanal, sowohl außenliegend, als auch innenliegend, wie in Abb. 5.9b gezeigt (Brennstoffzuführung grün, Brennerstirnplatte rosa, Flammrohr türkis), betrachtet. Die Auslegungsrechnungen zeigen jedoch, dass zur Erzeugung eines umläufigen Rezirkulationsgebiets eine große Anzahl an FLOX®-Düsen erforderlich sind. Da aufgrund des mittig liegenden Abgaskanals eine Pilotierung über einen zentralen Drallbrenner nicht möglich ist, müsste eine Stufung der FLOX®-Düsen in Teillast erfolgen um eine ausreichende Zerstäubung des Kraftstoffs zu erzielen. Eine lokale Abschaltung von Düsen führt jedoch zu kalten Stellen in der Brennkammer und somit zu schlechten Emissionen und einem ungleichmäßigem Turbineneintrittsprofil.
Als Mittelweg aus beiden Konzepten bietet sich eine Lösung in Anlehnung an das ursprüngliche C30 Brennkammerkonzept mit drei tangential zur Brennkammer angeordneten Einzeldüsen-FLOX®-Brennern (bzw. Töpfen) wie in Abb. 5.9c an (Brenner blau dargestellt). Durch die reduzierte Anzahl an Düsen kann mittels einer effektiven Stufung über den gesamten Lastbereich ein ausreichender Kraftstoffmassenstrom über die Injektoren gewährleistet werden und dadurch eine saubere und stabile Verbrennung an den einzelnen Brennern. Aufgrund der tangentialen Anordnung kann ebenfalls eine ausreichend homogene Anströmung der Turbine erzielt werden, mit ähnlichen Einschränkungen bei der Homogenität am Turbineneintritt wie das Originalkonzept. Zwar nimmt die Komplexität des Strömungsfeldes zu, kann aber in Anlehnung an das ursprüngliche System ausgelegt werden. Ähnlich wie bei der Topfbrennkammer ist eine gute

Zugänglichkeit zu den Brennern gegeben allerdings ebenfalls auf Kosten eines größeren Bauraums.

5.4.2 Integration des Brennkammerkonzepts

Zur Integration des Brennkammerkonzepts ist es wie im vorangegangenen Schritt zur Integration des Rekuperators erforderlich, ein angepasstes Druckgehäuse zu entwickeln. Im Unterschied zum vorherigen Druckgehäuse, welches nur als Zwischenschritt diente, wird dieses zur Aufnahme der neuen Brennkammer und des neuen Rekuperators ausgelegt. Als finales Gesamtsystem soll dieses hinsichtlich der Anforderungen durch den Einsatz im Fahrzeug optimiert werden. Zielsetzung der Konstruktion des Druckgehäuses ist es, durch den Einsatz innovativer Fertigungstechniken und die Kombination von Werkstoffen, ein möglichst leichtes und kompaktes Druckgehäuse zu entwickeln. Im Brennkammerbereich kommt daher die Nickelbasislegierung Alloy 625 zum Einsatz und im Bereich des Druckgehäuses der Hochtemperatur-Aluminium-Werkstoff Al-SF25. Ein externes Konstruktionsbüro wurde mit der Umsetzung des Druckgehäuses gemäß den konzeptuellen Vorgaben unter Einhaltung der Maschinen- und Druckgeräterichtlinie beauftragt.

Abbildung 5.10 zeigt die Gesamtansicht des neu entwickelten Gehäuses. In Abb. 5.11 sind Schnittansichten zu sehen. Die unterschiedlichen Metalllegierungen des Druckgehäuses sind farblich voneinander abgesetzt. In Dunkelgrau sind die Komponenten aus Alloy 625 und in Hellgrau die Komponenten aus AI-SF25 visualisiert. Ausgenommen sind bereits bestehende Komponenten wie Rekuperator und Turbomodul und die additiv durch das DLR gefertigten Injektoren. Die einzelnen Bauteile sollen je nach Anforderung entweder klassisch per CNC-Bearbeitung oder additiv hergestellt werden. Da die beiden Materialien nicht verschweißt werden können, wird als alternative Fügetechnik und zur Gewichtsreduktion Blindniete eingesetzt. Dies ist beispielsweise in Abb. 5.10 an den Stutzen zur Aufnahme der Injektoren zu erkennen.

In den Schnittansichten in Abb. 5.11 ist zu sehen, dass die innenliegenden Dichtkonzepte weitestgehend aus der ursprünglichen Konstruktion des im Zwischenschritt für den Rekuperator angepassten Druckgehäuses übernommen sind. Insbesondere sind dies die bereits in Abschnitt 6.1.3 beschriebenen Übergänge zwischen Brennkammer und Rekuperator (Abb. 5.11a (1)), sowie Brennkammer und Turbine (Abb. 5.11a (2)). Außerdem

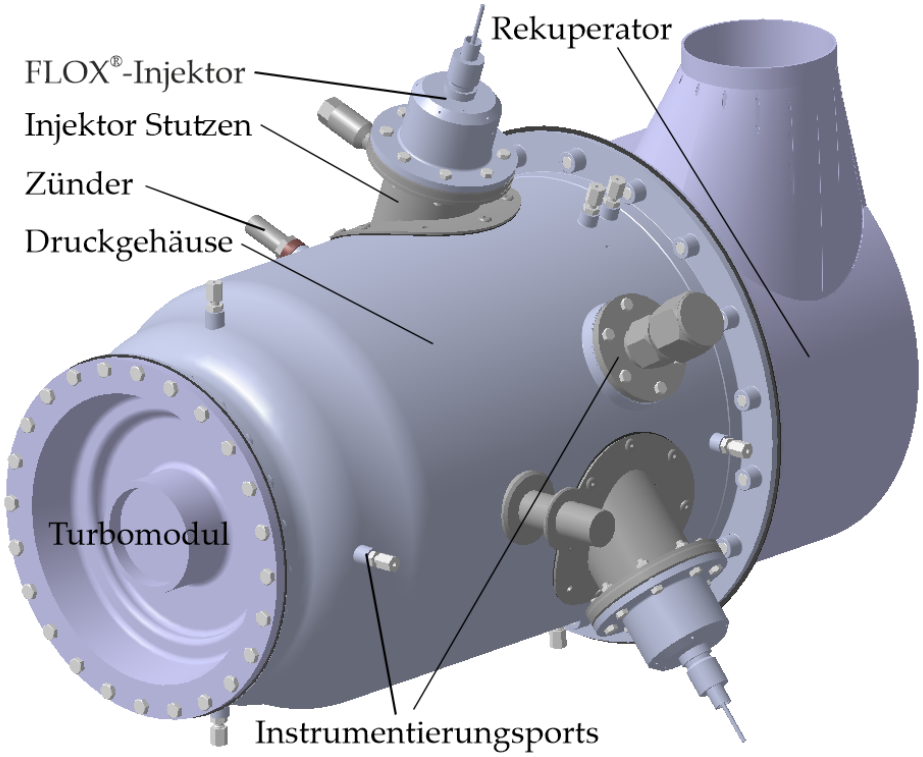
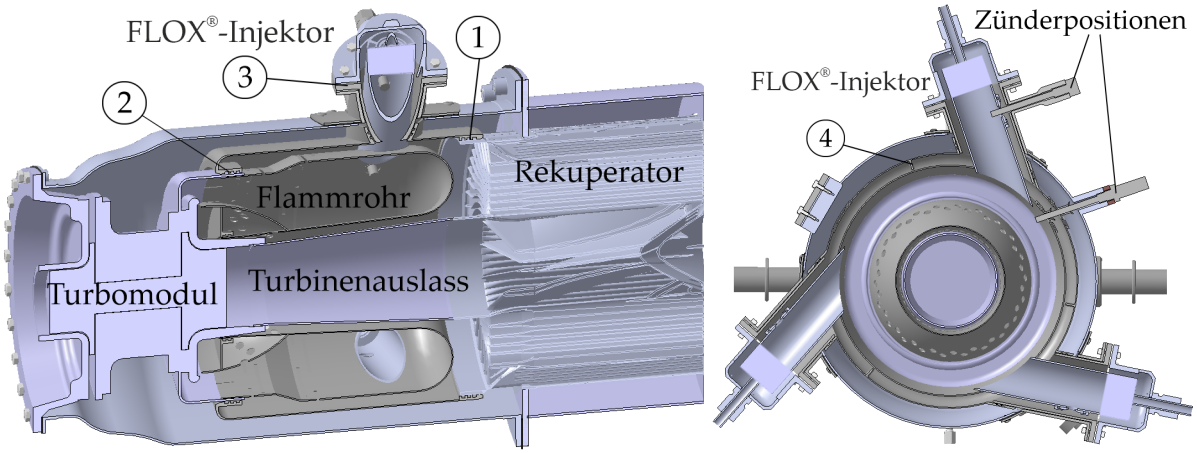


Abbildung 5.10: Isometrische Ansicht des neuentwickelten Gehäuses mit FLOX® -basierter Injektor-Brennkammer

wird die Brennkammer über einen gesteckten Einsatz mit dem äußeren Druckgehäuse verbunden (Abb. 5.11a (3)). Aufgrund der Erfahrung aus den Experimenten mit dem neuen Rekuperator müssen diese vor einer Fertigung noch überarbeitet werden. Am Übergang zwischen Rekuperator und Brennkammer kann die bereits eingesetzte E-Flex™-Dichtung (Kap. 6.1.3) genutzt werden. Alternativ kann hier und zwischen Turbineneinlass und Brennkammer wie bei der ursprünglichen C30 eine Lösung über einen radial verschiebbaren Passring untersucht werden. Aufgrund der Krümmung der Brennkammeraußenwand, wie in Abb. 5.11b zu sehen ist, können derartige Konzepte bei den Einsätzen der Injektoren nicht genutzt werden und es muss weiterhin auf Dichtringe gesetzt werden. Die Injektoren selbst werden durch die Einsätze in das Flammrohr geführt und außen über einen Flansch mit dem Einsatz und Druckgehäuse verschraubt. An Injektor 1 ist an zwei Positionen die Einbringungsmöglichkeit des Zünders vorgesehen. Zum einen in der Nähe der Brenner-Stirnfläche und zum anderen außerhalb des Injektors im Flammrohr. Zusätzlich kann die Eindringtiefe des Zünders über Distanzscheiben variiert werden. Dadurch kann die bestmögliche Position experimentell ermittelt werden. Das Flammrohr ist über drei Stege radial in der Brennkammer geführt um die Montage zu vereinfachen (Abb. 5.11b (4)). Zur experimentellen Untersuchung des Demonstrators



(a) Längsschnitt (b) Querschnitt

Abbildung 5.11: Schnittansichten des neu-entwickelten Gehäuses mit FLOX®-basierter Injektor-Brennkammer

sind außerdem Durchführungen für Instrumentierung wie gehabt vorgesehen.
Neben dem Einzeldüsen-FLOX®-Brenner wurde ein weiteres Brennerkonzept für die optimierte C30 entwickelt. Abbildung 5.12 zeigt das Doppelspaltbrenner-Konzept [79], das auf Basis der CFD Simulationen und atmosphärischen Brennertests entwickelt wurde und dann konstruktiv für den Einsatz in der Mikrogasturbine umgesetzt wurde. Die Fertigung der Injektoren erfolgt im additiven Laser-Sinter-Verfahren.



Abbildung 5.12: Injektoren mit Doppelspaltbrenner [79] zur Integration in die optimierte Brennkammer

5.5 Auslegung der Zuluft-Vorkonditionierung und Abgasblenden

5.5.1 Vorkonditionierung



(a) Thermoregister zur Temperierung der Zuluft

(b) Hochleistungsgebläse zur Variation des Eingangsdrucks

Abbildung 5.13: Komponenten der Vorkonditionierung

Die Zuluftansaugung der Gasturbine erfolgt außerhalb des Gebäudes bei Umgebungsbedingungen. Wie die experimentellen Untersuchungen und numerischen Simulationen gezeigt haben, sind Leistung und Wirkungsgrad der MGT stark von Umgebungsdruck und Umgebungstemperatur abhängig. Um Einfluss auf die Eingangsbedingungen an der MGT zu haben, wird eine Vorkonditionierung ausgelegt und eingesetzt. Die Vorkonditionierung wird wie in Abbildung 5.13 gezeigt mobil und modular aufgebaut und setzt sich aus Thermoregistern und einem Gebläse zusammen. Zur Steuerung der Komponenten wird jeweils eine SPS eingesetzt. Die Bedienung erfolgt über eine dedizierte Nutzeroberfläche, alternativ können Steuerungsvorgaben einer externen Anlagensteuerung per Modbus-Protokoll übergeben werden.

Zur Regelung der Eingangtemperatur kommen die zwei in Abb. 5.13a gezeigten Luft-Wasser-Wärmetauscher zum Einsatz. Ein Heizregister zum Aufwärmen und ein Kühlregister zum Abkühlen der Eintrittsluft. Diese sind für eine Wärmeleistung, abhängig von Temperaturspreizung und Durchfluss, von bis zu 29 kW ausgelegt. Bei den Strömungsbedingungen der C30 liegt der Druckverlust unter 25 Pa [80]. Das Heizregister wird an den Standortheizkreislauf mit einer Vorlauftemperatur von 60 °C angeschlossen. Das Kühlregister an die Standortkälte mit einer Vorlauftemperatur zwischen 10 °C bis 15 °C. Die

Steuerungssoftware regelt die Proportionalventile im Heiz- und Kühlwasserzulauf mittels PID-Regler auf die gewünschte Temperatur im Austritt, die über zwei Thermoelemente gemittelt wird.

Zur Regulierung des Eintrittsdrucks der MGT kommt das in Abb. 5.13b gezeigte Hochleistungsgebläse zum Einsatz. Zur universellen Einsetzbarkeit ist dieser für Massenströme bei Umgebungsbedingungen von bis zu 1150 g/s ausgelegt. Im Durchflussbereich der C30 zwischen 0 g/sec bis 300 g/sec sind Totaldrucksteigerungen von etwa 14 000 Pa bis 15 500 Pa möglich [81]. Zur Regelung des Austrittsdrucks kann wahlweise eine feste Drehzahl vorgegeben werden oder die Drehzahl mittels PID-Regler auf den gewünschten Austrittsdruck geregelt werden.

5.5.2 Abgasblenden

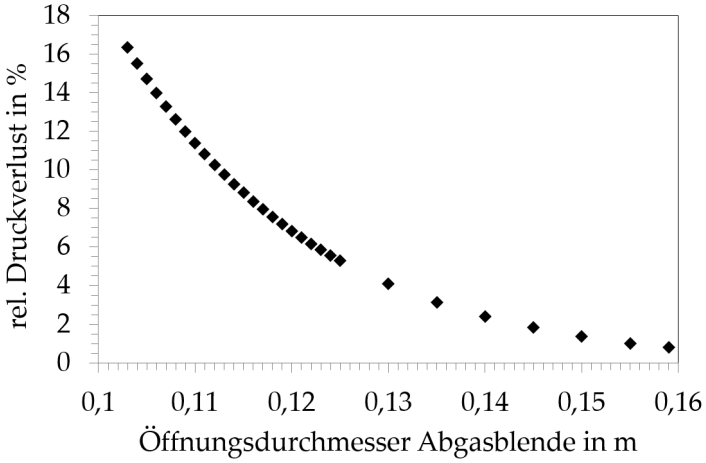


Abbildung 5.14: Sensitivitätsanalyse des Abgasdruckverlusts in Abhängigkeit des Blendendurchmessers nach VDI Wärmeatlas [82]

Zur Simulation zusätzlicher Abgasdruckverluste werden eine Reihe von Abgasblenden mit unterschiedlichen Öffnungsquerschnitten und damit unterschiedlichen Abgasdruckverlusten zur Montage zwischen zwei Flanschen im Abgas ausgelegt. So kann der Druckverlust schrittweise durch Tausch der Blenden aufgebaut werden. Die Auslegung erfolgt gemäß VDI Wärmeatlas [82] auf den Volllastpunkt und auf eine Flanschgröße von DN150 / PN6 gemäß DIN EN 1092-1. Dieser hat einen Innendurchmesser von 159,3 mm. Abbildung 5.14 zeigt den Verlauf des Abgasdruckverlusts in Abhängigkeit des Öffnungsdurchmessers der Blenden bei einer Blechstärke von 1,5 mm. Zielgrößen für die Blenden sind rel. Druckverluste über die Blende von 8 %, 10 % und 12 %. Die resultierenden Öffnungsdurchmesser ergeben sich zu 117 mm, 113 mm und 109 mm.

6 Evaluierung des optimierten Mikrogasturbinen-Demonstrators

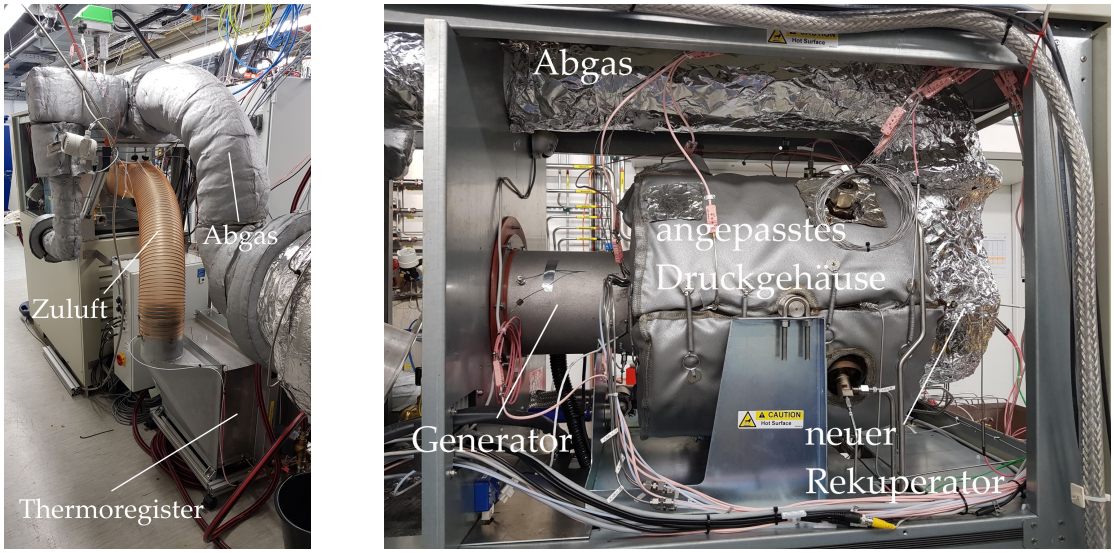
6.1 Experimentelle Untersuchung des modifizierten Demonstrators

Die Untersuchung und Bewertung der Optimierungsmaßnahmen erfolgt schrittweise. Zunächst wird der neu entwickelte Rekuperator mit der originalen Brennkammer experimentell untersucht. Aufgrund der komplexen Geometrie des Rekuperators wird auf eine experimentelle Validierung vorab verzichtet und dieser direkt in der MGT getestet. Anschließend kommen zusätzlich die neu entwickelte Vorkonditionierung und die Abgasblenden zum Einsatz, deren Einfluss in Form von variablen Umgebungsrandbedingungen ebenfalls charakterisiert wird.

6.1.1 Experimenteller Aufbau

Der Aufbau der C30 mit den umgesetzten Optimierungsmaßnahmen erfolgt im selben Prüfstandsrahmen wie zuvor. Der Rekuperator findet dabei ausreichend Platz im Anbau zur Gehäusekühlung (s. Abb. 6.1b). Da sich die Dimensionen des neuen Druckgehäuses nur geringfügig gegenüber dem originalen Druckgehäuse ändern, kann die originale Wärmeisolierung weiterverwendet werden. Im Bereich des neuen Rekuperators wird diese durch Glasfasermatten ergänzt. Die Vorkonditionierung wird, wie in Abb. 6.1a zu sehen ist, unterhalb des Anschlusses an den Kamin aufgebaut und an die Gebäudezuluft angeschlossen.

Abbildung 6.2 zeigt den Kreislauf des modifizierten Demonstrators mit den eingebrachten Optimierungen. Dies sind insbesondere die Ergänzung der Vorkonditionierung und die Abgasblenden. Die Instrumentierung ist vergleichbar gehalten zur unmodifizierten



(a) Prüfstandsaufbau mit Thermoregister (b) Modifizierte MGT mit neu entwickeltem Rekuperator

Abbildung 6.1: Prüfstandsaufbau der modifizierten MGT

C30. Aufgrund der neuen Position des Rekuperators und des neuen Druckgehäuses sind einzelne Messstellen verschoben oder werden auf einem anderen Weg in den Prozess eingebracht. Entlang des Strömungspfads ergeben sich folgende Änderungen, die in der Instrumentierungsskizze (Abb. A.2) in Anhang A.2 nachvollzogen werden können:
Aufgrund der Verschiebung des Rekuperators werden die vier Verdichteraustrittstemperaturmessungen $T_{comp,out}$ nun einzeln im Umfang in das Druckgehäuse eingebracht. Die fünfte Messung an der Turbinentrennwand entfällt. Zusätzlich gibt es jetzt zwei statische Druckmessungen $p_{rec,air,in}$ und vier Temperaturmessungen $T_{rec,air,in}$ am Lufteintritt des Rekuperators. Hinzu kommen vier Messungen am Luftaustritt des Rekuperators bzw. am Brennkammereintritt $T_{rec,air,out}$. Die Injektoren werden jeweils mit einer Temperaturmessung $T_{inj,in}$ versehen. An den inneren und äußeren Mischluftbohrungen gibt es jeweils ein Thermoelement $T_{BK,mix}$. Am Auslass von Injektor 1 ist eine Wandtemperaturmessung $T_{w,BK}$ angebracht. Die Turbinenaustrittsinstrumentierung wird nun über die Mittelachse des Rekuperators eingebracht. Diese besteht weiterhin aus den zwei Thermoelementen Typ K für die C30 Regelung und vier weiteren Thermoelementen $T_{turb,out}$, die jetzt mittig im Turbinenauslasskanal sitzen. Die Druckmessung $p_{stat,turb,out}$ erfolgt über zwei im Rekuperator integrierte Kanäle. Die Turbinenaustrittsinstrumentierung bildet nun auch die Eintrittsinstrumentierung der Rekuperator Abgasseite. Im Abgaskollektor am Rekuperatoraustritt gibt es 6 Thermoelemente $T_{exh,out}$, vier im Umfang und unten 3 entlang der Achse und außerdem zwei statische Druckmessungen $p_{stat,exh,out}$.

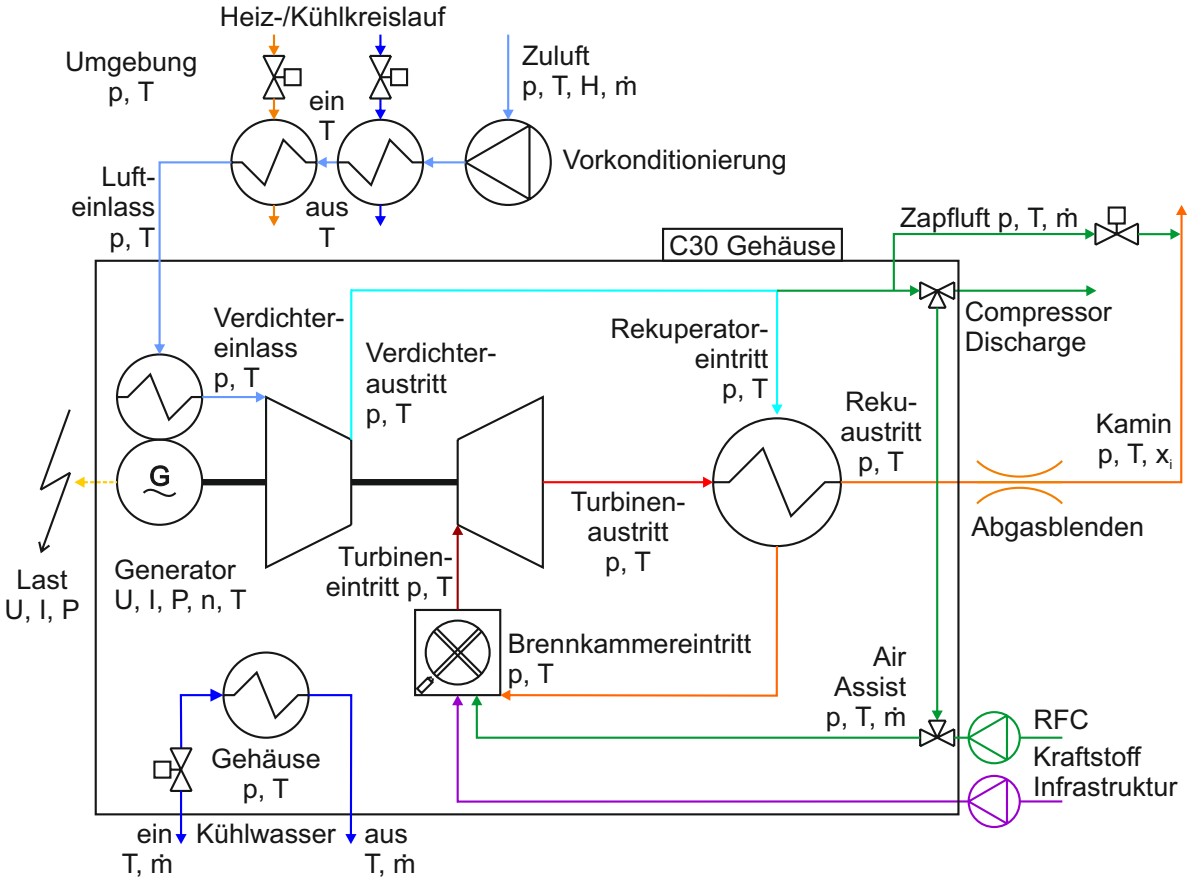


Abbildung 6.2: Prozess- und Instrumentierungsschaltbild der modifizierten MGT

6.1.2 Inbetriebnahme

Die Inbetriebnahme der umgesetzten Maßnahmen erfolgt ebenfalls schrittweise. So wird die modifizierte MGT zunächst ohne die Zuluftvorkonditionierung betrieben und charakterisiert (Kap. 6.1.4) und danach der Einfluss der Umgebungsrandbedingungen untersucht (Kap. 6.1.5). Bei der heißen Inbetriebnahme und dem ersten Volllastlauf mit dem neuen Rekuperator zeigt sich, dass die angestrebten Leistungskenndaten deutlich verfehlt werden und die Volllastleistung von 30 kW, unabhängig von den Umgebungsbedingungen, nicht erreicht wird. Zur Fehleranalyse werden in Tabelle 6.1 die maßgeblichen Leistungskennzahlen sowie Temperaturen und Drücke der Original-C30 denen des IBN-Laufs mit neuem Rekuperator im Volllastpunkt gegenübergestellt. Die Drücke sind dabei zur besseren Vergleichbarkeit auf den gleichen Umgebungsdruck korrigiert.

Auffälligster Punkt ist wie eingehend beschrieben die Minderleistung von P_{el} bei Volllastdrehzahl. Hinzu kommt ein deutlich erhöhter Kraftstoffbedarf $\dot{m}_{fuel}$, welcher eine zusätzliche Reduktion des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} bedeutet. Um die Ursachen

Tabelle 6.1 Gegenüberstellung der Prozessparameter zwischen C30 mit originalem Rekuperator und der IBN mit dem optimierten Rekuperator

Parameter	Einheit	orig. Reku	neuer Reku	Differenz	neue Dichtung
n	1/min	96272	96261	-11	96272
P_{el}	kW	29,8	22,8	-7,0	19,5
η_{el}	%	25,6	16,6	-9,0	16,0
$\dot{m}_{air}$	g/s	288,3	275,7	-12,6	265,2
$\dot{m}_{fuel}$	g/s	2,7	3,2	+0,5	2,83
$T_{rec,air,in}$	°C	196	191	-5	215
$T_{rec,air,out}$	°C	433	553	+120	552
$T_{mix,aussen}$	°C	433	373	-40	420
$T_{inj,air}$	°C	582	334	-248	353
$T_{turb,in}$	°C	857	853	-4	834
$T_{rec,exh,in}$	°C	593	593	0	593
$T_{rec,exh,out}$	°C	312	375	+63	383
$p_{comp,out}$	bar(a)	3,345	3,548	+0,203	3,467
$p_{rec,air,out}$	bar(a)	3,313	2,993	-0,320	3,080
$p_{turb,in}$	bar(a)	3,257	3,192	-0,065	3,030

zu ergründen werden die Temperaturen und Drücke und Massenströme im System betrachtet. Die Reduktion der el. Leistung lässt sich durch den geringeren Luftmassenstrom $\dot{m}_{air}$ durch die Gasturbine erklären. Die Ursache für den Rückgang des Massenstroms findet sich in den Systemdrücken. Am Verdichteraustritt $p_{comp,out}$ nimmt dieser zu und am Turbineneintritt $p_{turb,in}$ ab. Dies deutet auf eine Versperrung des Strömungspfades hin und entspricht einer Steigerung des Druckverlusts zwischen Verdichter und Turbine von 2,6 % auf 10 %. Vergleicht man die gemessene Steigerung des Druckverlusts mit den Kreislaufsimulationen in Kap. 4.2.4 Abb. 4.5, so korreliert diese gut mit der vorhergesagten Änderung von Luftmassenstrom und Leistung. Erklärt jedoch nicht vollständig den starken Rückgang des el. Wirkungsgrads. Die weitere Analyse zeigt, dass der Verdichterwirkungsgrad nur eine untergeordnete Rolle spielt, da sich die Temperaturverhältnisse, insbesondere $T_{comp,out} = T_{rec,air,in}$ nicht signifikant verändert haben. Gleiches gilt für die Turbine mit $T_{turb,out} = T_{rec,exh,in}$. Von daher ist es naheliegend, die Bedingungen am Rekuperator näher zu betrachten. Hier zeigt sich ein auf den ersten Blick widersprüchliches Verhalten. Die um 120 K gesteigerte Austrittstemperatur der Luftseite $T_{rec,air,out}$ (s. Abb. 6.3) suggeriert einen gesteigerten Wärmeübergang vom Abgas auf die Luftseite, wohingegen die um 63 K gestiegene Abgastemperatur $T_{rec,exh,out}$

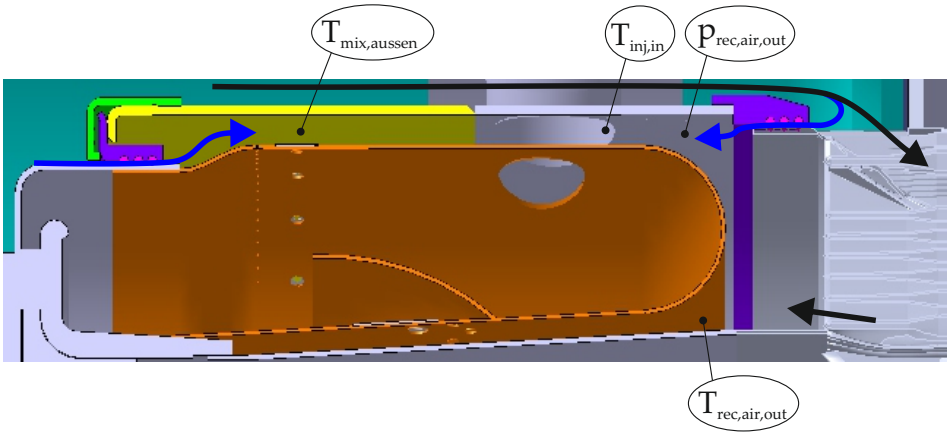


Abbildung 6.3: Leckageströme zwischen Verdichteraustritt und Brennkammer

auf das Gegenteil hindeutet. Letzteres bestätigt sich durch die weiteren Temperaturmessungen im Brennkammerbereich $T_{mix,aussen}$ und $T_{inj,air}$ (s. Abb. 6.3). Insbesondere die Temperatur am Injektor liegt deutlich unterhalb der Temperatur am Rekuperatoraustritt ($T_{rec,air,out}$). Dies legt nahe, dass sich die beiden in Abbildung 6.3 in blau eingezeichneten Leckageströme vom Verdichter, am Rekuperator vorbei, in die Brennkammer ergeben. Gestützt wird diese Annahme durch die statische Druckmessung am Rekuperatoraustritt $p_{rec,air,out}$ (s. Abb. 6.3). Der hier gemessene Wert liegt unterhalb des Messwerts der statischen Druckmessstelle am Turbineneintritt $p_{turb,in}$. Das Verhalten kann durch schnell an der Messstelle vorbeiströmende Leckageluft verursacht werden. Durch die interne Leckage, welche den Rekuperator umgeht, reduziert sich die mittlere Brennkammereintrittstemperatur. Dadurch ist mehr Kraftstoff zur Erwärmung des Prozessgases erforderlich, um die geregelte TOT zu erreichen.

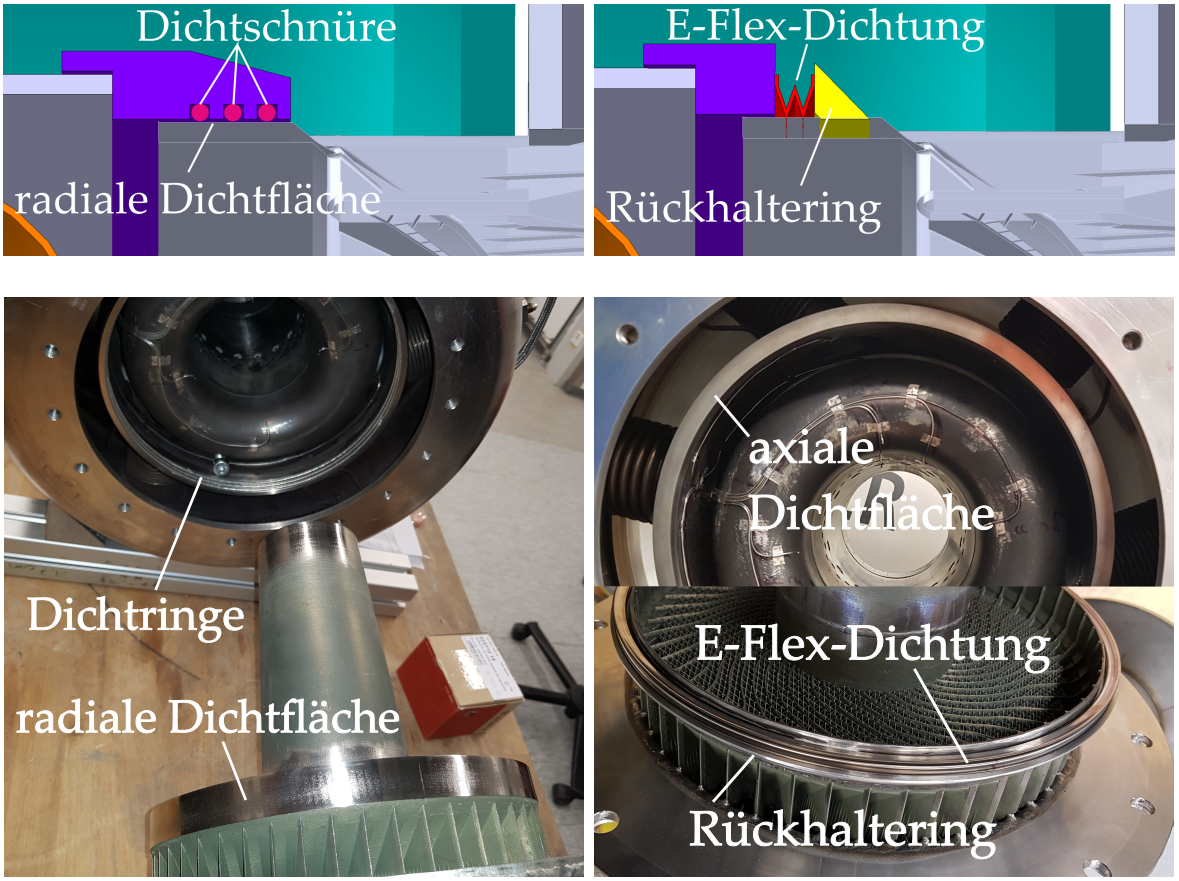
Als erste Maßnahme zur Reduktion der Leckage werden die Dichtschnüre zum Turbomodul und zum Rekuperator getauscht und die 3 mm starken Schnüre durch 3,5 mm starke ersetzt. Die Wiederinbetriebnahme muss aufgrund mechanischer Schleifgeräusche beim motorischen Andrehen auf 45 000 1/min abgebrochen werden. Bei der folgenden Inspektion treten Einlaufspuren am Verdichter, sowohl an den Außenkanten des Rotors, als auch am Gehäuse zu Tage. Zudem wird eine Auslenkung des Generator-Rotors aus der Mittellage festgestellt. Die Ursache für die Beschädigung kann nicht abschließend geklärt werden. Möglicherweise wurde der Rotor bereits vor oder bei der Montage des Systems mit den dickeren Dichtschnüren beschädigt. Aufgrund der stärkeren Verpressung der Dichtflächen war ein deutlich größerer Kraftaufwand bei der Montage erforderlich, auch wenn dieser nicht auf den Rotor aufgebracht werden muss. Als Konsequenz muss das Turbomodul ersetzt werden. Zum Einsatz kommt ein gebrauchtes Turbomodul gleicher Spezifikation aus einer Anlage mit ca. 250 Betriebsstunden. Dieses kann daher als nahezu

neuwertig betrachtet werden. Das getauschte Turbomodul wird identisch instrumentiert. Um das Risiko eines weiteren Verdichterschadens zu reduzieren, wird die Ausrichtung des Rotors vor der Montage mit einer Lehre vermessen und nachjustiert. Zudem wird das Dichtkonzept überarbeitet um eine Beschädigung bei der Montage zu vermeiden.

6.1.3 Überarbeitung des internen Dichtkonzepts

Um die Leckage vom Verdichter, am Rekuperator vorbei, in die Brennkammer zu reduzieren und die Montage des Turbomoduls zu vereinfachen, wird die rekuperatorseitige Dichtung überarbeitet, Wie in Abbildungen 6.3 und 6.4a zu sehen ist, besteht diese aus einer radialen Dichtfläche und drei Metall-Keramik-Dichtschnüren und soll durch die in Abbildung 6.4b gezeigt axiale Dichtung ersetzt werden. Dazu wird der äußere Ring mit den Nuten für die Dichtschnüre abgefräst und an der radialen Dichtfläche des Rekuperators ein Rückhaltering angeschweißt. Als Dichtung kommt eine metallene E-Flex™-Dichtung zum Einsatz, da diese bis zu 1,83 mm elastische Verformung bei einer freien Höhe von 6,17 mm in diesem Anwendungsfall gewährleistet. Von einer Anpassung der Dichtung Zwischen Turbomodul und Druckgehäuse wird abgesehen, da die Fertigungstoleranzen an den hier aufeinandertreffenden, konventionell gefertigten Teilen deutlich geringer sind und somit an dieser Stelle eine geringere Leckage erwartet wird.

Die Daten nach der Inbetriebnahme mit neuem Turbomodul und E-Flex™-Dichtung in Tabelle 6.1 weisen darauf hin, dass die Leckage im Bereich der E-Flex™-Dichtung nun deutlich geringer ausfällt, aber insgesamt immer noch Luft am Rekuperator vorbei strömt. Die Mischlufttemperatur $T_{mix,aussen}$ und Injektor-Luft-Temperatur $T_{inj,air}$ liegen nun auf merklich höherem Niveau aber noch unter der Austrittstemperatur des Rekuperators $T_{rec,air,out}$. Außerdem liegt der Austrittsdruck am Rekuperator $p_{rec,air,out}$ wieder über der Turbineneintrittsdruck $p_{turb,in}$. Durch die reduzierte Leckage erhöht sich der Massenstrom durch die Rekuperator-Luftseite. Dies führt zu einer weiteren Erhöhung des Druckverlusts wie anhand der Drücke $p_{comp,out}$ $p_{turb,in}$ zu erkennen ist. Folglich kommt es zu einer weiteren Reduktion der el. Leistung P_{el}.
Eine weitere Optimierung der Dichtflächen wird an dieser Stelle als nicht zielführend betrachtet. Die Überarbeitung der Dichtung zwischen Druckgehäuse und Turbomodul, z.B. in durch einen Passring wäre aufgrund der schlechten Zugänglichkeit des Brennkammergehäuses sehr aufwändig. Ein Erfolg der Maßnahme kann auch nicht sichergestellt werden, da, wie aus den Daten in Tab. 6.1 ersichtlich wird, einer der Haupttreiber



(a) ursprüngliches Dichtkonzept (b) neues Dichtkonzept

Abbildung 6.4: Veranschaulichung der Anpassung des Dichtkonzepts zwischen Rekuperator und Brennkammer

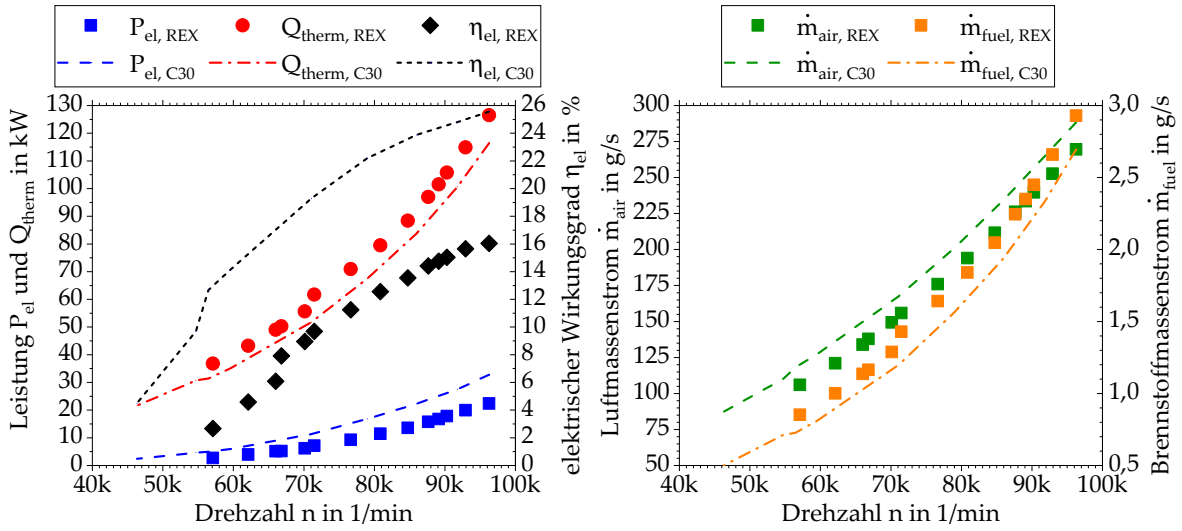
der Leckage der hohe Druckverlust über den neuen Rekuperator ist. Um ein tieferes Verständnis der Fehlerursache zu erarbeiten erfolgt die experimentelle Charakterisierung mit dem aktuellen Stand.

6.1.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchung mit neuem Rekuperator

Die detaillierte experimentelle Untersuchung der modifizierten C30 mit neuem Rekuperator erfolgt nach dem Tausch des Turbomoduls und unter Einsatz der E-Flex™-Dichtung zwischen Druckgehäuse und Rekuperator. Aufgrund des getauschten Turbomoduls ist eine Vergleichbarkeit zu den Referenzmessungen aus Kapitel 3 nur noch bedingt gegeben. Die Leistungsdaten der Einheiten sollten jedoch identisch sein. Eine Vergleichsmessung des ursprünglichen Systems mit dem neuen Turbomodul ist aufgrund der Modifikationen

nicht möglich. Der Einfluss des neuen Turbomoduls auf das Gesamtsystem wird im Vergleich zum Einfluss des neuen Rekuperators und der veränderten Strömungsführung als gering angesehen.
Wie bei der Charakterisierung der Basis C30 wird zunächst das Verhalten auf der Betriebskennlinie und dann der Einfluss verschiedener Betriebsparameter untersucht. Die Messungen auf der Betriebskennlinie erfolgen analog zur Untersuchung der originalen C30. Die Ergebnisse beider Messungen sind in diesem Kapitel gegenübergestellt. Dazu werden in den Abbildungen dieses Abschnitts die Messungen der modifizierten Gasturbine mit dem Index „REX“ versehen und punktförmig dargestellt. Zum Vergleich sind die Ergebnisse aus Kapitel 3 mit „C30“ indiziert und als Linien dargestellt.
Bei der Durchführung der Messungen treten beim Annähern an den Injektorschaltpunkt von höheren Lasten unterhalb von 6 kW Verbrennungsinstabilitäten und Verpuffungen auf. Die sowohl akustisch wahrgenommen werden können, als auch in Form von Schwankungen in den Messdaten ersichtlich sind. Ein Zurückschalten auf einen Injektor ist mit der gegebenen Konfiguration nicht möglich. Für die Charakterisierung des unteren Lastbereichs, bis einschließlich 70 000 1/min, mit einem Kraftstoffinjektor, wurde die MGT abgestellt und die Daten in einem separaten Testlauf erfasst.

6.1.4.1 Leistung und Wirkungsgrad



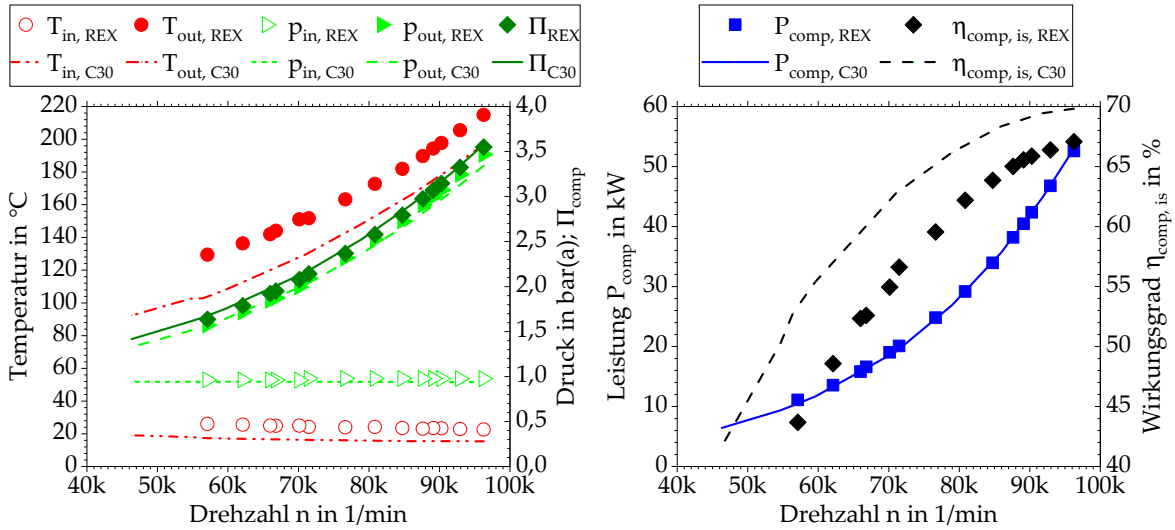
(a) Leistung und Wirkungsgrad (b) Massenströme

Abbildung 6.5: Hautcharakteristika der modifizierten MGT in Abhängigkeit der Drehzahl

Abbildung 6.5a zeigt die gemessene elektrische und thermische Leistung (P_{el} und Q_{therm}) sowie den resultierenden el. Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit der Drehzahl n. Wie schon

im Abschnitt 6.1.2 zur Inbetriebnahme beschrieben, liegt die maximale el. Leistung des modifizierten Systems von 22,4 kW bei 96 000 1/min deutlich unterhalb des Originalzustands. Der Bedarf an thermischer Leistung beträgt 126,5 kW und fällt damit knapp 9 % höher aus. Entsprechend fällt der maximale elektrische Wirkungsgrad von 16 % ebenfalls deutlich hinter den Erwartungen zurück. Die Verläufe der Messgrößen sind immer noch vergleichbar zum Originalzustand, liegen jedoch in einem kleineren Drehzahlbereich. So ist zum Erreichen von 1 kW elektrischer Leistung im modifizierten System eine Drehzahl von 57 100 1/min erforderlich; 10 800 1/min mehr als zuvor. Dies korreliert auch mit der Massenstromcharakteristik in Abbildung 6.5b. Hier ist zu erkennen, dass zum Erreichen des gleichen Massenstroms nach der Modifikation eine um 3000 1/min bis 4000 1/min höhere Drehzahl erforderlich ist.

6.1.4.2 Verdichter



(a) Druck und Temperatur

(b) Leistung und Wirkungsgrad

Abbildung 6.6: Charakterisierung des Radialverdichters der modifizierten MGT in Abhängigkeit der Rotordrehzahl

Zwar wurde das Turbomodul des Prüflings getauscht, dennoch sollte sich die Charakteristik des Verdichters vergleichbar verhalten, da es sich um ein baugleiches Modell handelt. In Abbildung 6.6a sind die Druck- und Temperaturbedingungen am Verdichter der Mikrogasturbine dargestellt. Wie schon im vorangehenden Abschnitt beschrieben, ist das Betriebsfenster im unteren Drehzahlbereich gestaucht im Vergleich zur originalen C30. Die Druckbedingungen an Verdichtereinlass und -auslass (p_{in} und p_{out}) und damit das Druckverhältnis Π_{comp} in Abhängigkeit der Drehzahl sind jedoch nahezu identisch.

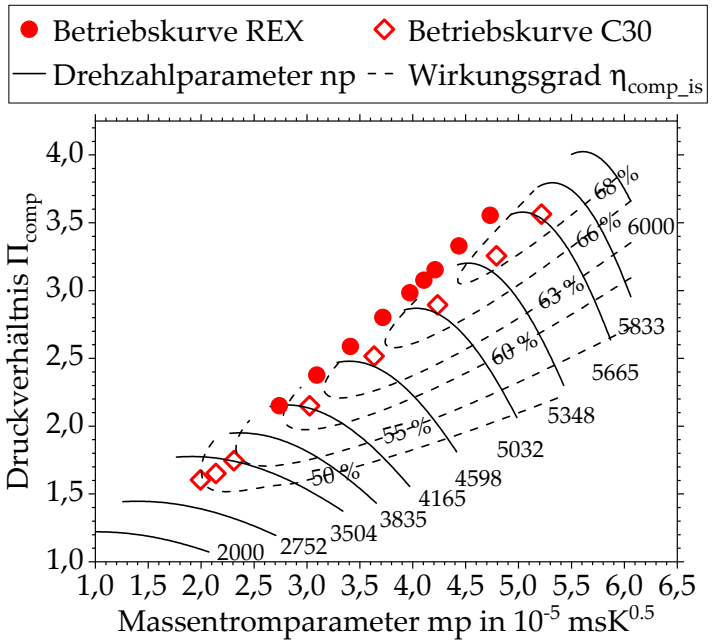
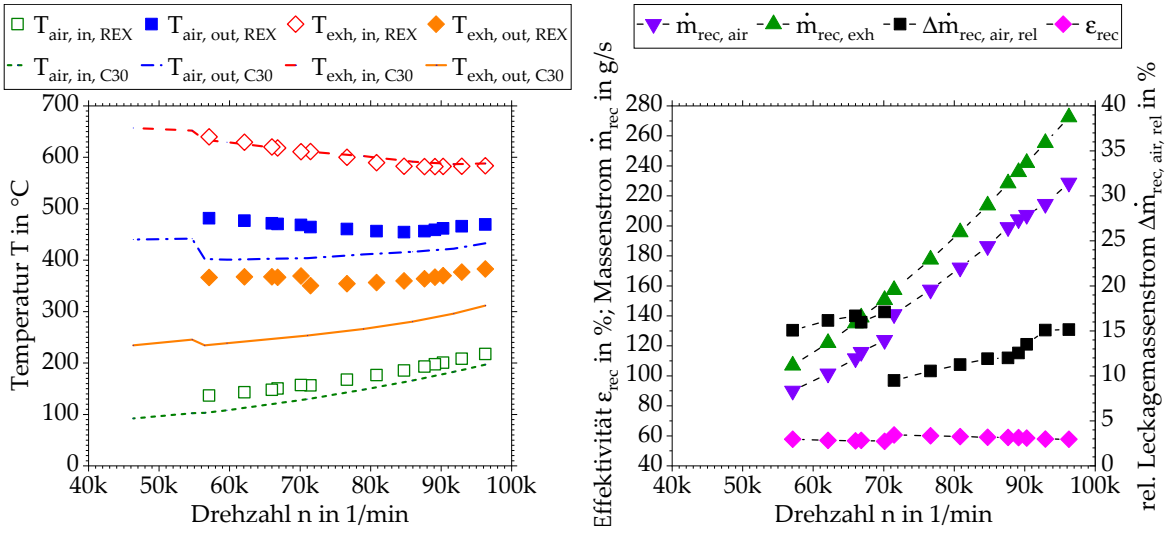


Abbildung 6.7: Betriebskennlinie der modifizierten MGT im Verdichterkennfeld

Signifikante Abweichungen gibt es bei den Temperaturen. Bedingt durch den Versuchstag liegt die Eintrittstemperatur T_{in} ca. 9 K höher. Deutlich größer fällt der Unterschied bei der Austrittstemperatur T_{out} aus. Diese liegt über den gesamten Drehzahlbereich zwischen 20 K bis 25 K über den Werten der C30. Die aus Temperaturhub und Massenstrom resultierende Verdichterleistung, welche in Abb. 6.6b gezeigt ist, ist wiederum identisch zur C30. Somit dürfte der Einfluss durch den getauschten Verdichter auf das Ergebnis vernachlässigbar sein. Wie aufgrund der höheren Verdichteraustrittstemperatur zu erwarten war, liegt der Wirkungsgrad des Verdichters $\eta_{comp,is}$ signifikant niedriger als bei der Original-C30. Dies lässt sich durch eine Verschiebung der Betriebskennlinie des Verdichters erklären. Der Verlauf des Wirkungsgrads verhält sich wie der ursprünglich vermessene Wirkungsgrad, ohne die in Kapitel 3.2.3 wegen der inkonsistenten Leistungsbilanz getroffenen Annahmen. Betrachtet man die Betriebslinie des Verdichters, die in Abb. 6.7 im Kennfeld des ursprünglich vermessenen Verdichters dargestellt ist, so ist eindeutig zu erkennen, dass diese sich in Richtung Pumpgrenze verschiebt. Dies deutet auf eine Androsselung der Strömung zwischen Verdichter und Turbine hin. Vergleicht man den errechneten Verdichterwirkungsgrad und -drehzahlparameter der Messpunkte der modifizierten MGT mit den abgelesenen Werten des Originalkennfelds (teils extrapoliert), so stimmen diese gut überein.
Die Untersuchung des Verdichters bestätigt damit die bei der IBN festgestellte Androsselung der Strömung nach dem Verdichter durch die Modifikationen. Zudem lässt sich

aus dem Verhalten im Kennfeld schließen, dass eine Vergleichbarkeit des Verdichters des getauschten Turbomoduls mit dem Original gegeben ist.

6.1.4.3 Rekuperator



(a) Temperaturen (b) Druckverlust und Wirkungsgrad

Abbildung 6.8: Charakterisierung des optimierten Rekuperators in Abhängigkeit der Rotordrehzahl

Abschließend in Kap. 6.1.3 wurde bereits erwähnt, dass weiterhin eine interne Leckage an der Luftseite des Rekuperators besteht. Um diese zu beurteilen, werden zunächst die Temperaturverhältnisse vor und nach dem Rekuperator betrachtet. Diese sind in Abb. 6.8a dargestellt. Sämtliche Temperaturen folgen über den gesamten Lastbereich dem generellen Trend, wie in Kapitel 6.1.2 beschrieben, liegen jedoch teils auf einem anderen Niveau. Wie aus der Betrachtung des Verdichters zu schließen ist, liegt die luftseitige Eintrittstemperatur $T_{air,in}$ über den Lastbereich etwas höher im Vergleich zum Originalsystem. Die luftseitige Austrittstemperatur $T_{air,out}$ liegt über den Lastbereich 37 K bis 79 K höher als bei der originalen C30 und die abgasseitige Austrittstemperatur $T_{exh,out}$ 71 K bis 132 K höher. Die Abgas-Eintrittstemperatur $T_{exh,in}$ ist nahezu gleich, da diese der geregelten TOT entspricht.
Angenommen das gesamte Abgas strömt durch den Rekuperator und die Abgaseintrittstemperatur wird vollständig der Luftseite übergeben (Effektivität $\epsilon_{rec,exh} = 100\,\%$), dann kann über die Beziehung

$$\dot{m}_{rec,air} \cdot c_{p,air} \cdot \Delta T_{air} = \dot{m}_{rec,exh} \cdot c_{p,exh} \cdot \Delta T_{rec,exh} \tag{6.1}$$

der in Abb. 6.8b gezeigte, tatsächliche Massenstrom über die Rekuperatorluftseite $\dot{m}_{rec,air}$ abgeschätzt werden. Bezieht man die Differenz der beiden Massenströme auf den Gesamtluftmassenstrom, so liegt der Leckagemassenstrom $\Delta\dot{m}_{rec,air,rel}$ am Rekuperator vorbei in die Brennkammer zwischen 15 % bei maximaler Leistung und 10 % minimaler Leistung im 3-Injektor-Betrieb. Im Betrieb mit einem Injektor steigt die Leckage vermeintlich stark an. Dies ergibt sich jedoch durch die Strähnigkeit der Temperaturmessung $\Delta T_{rec,exh}$. Mit der im Experiment gemessenen, abgeführten Wärme auf der Abgasseite des Rekuperators liegt die Effektivität $\epsilon_{rec,exh}$ in einer Größenordnung von 60 %.

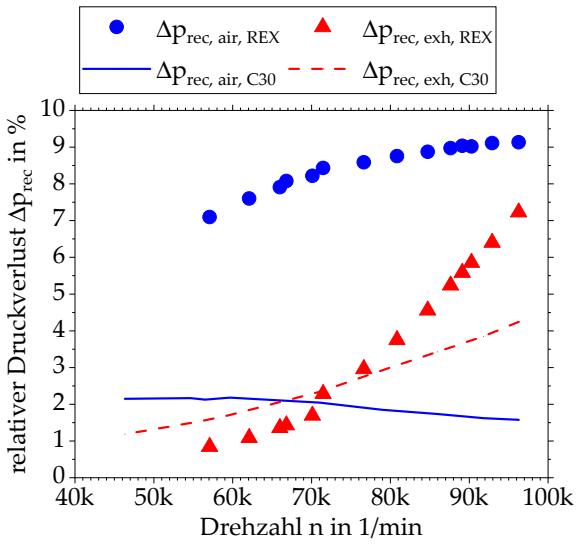


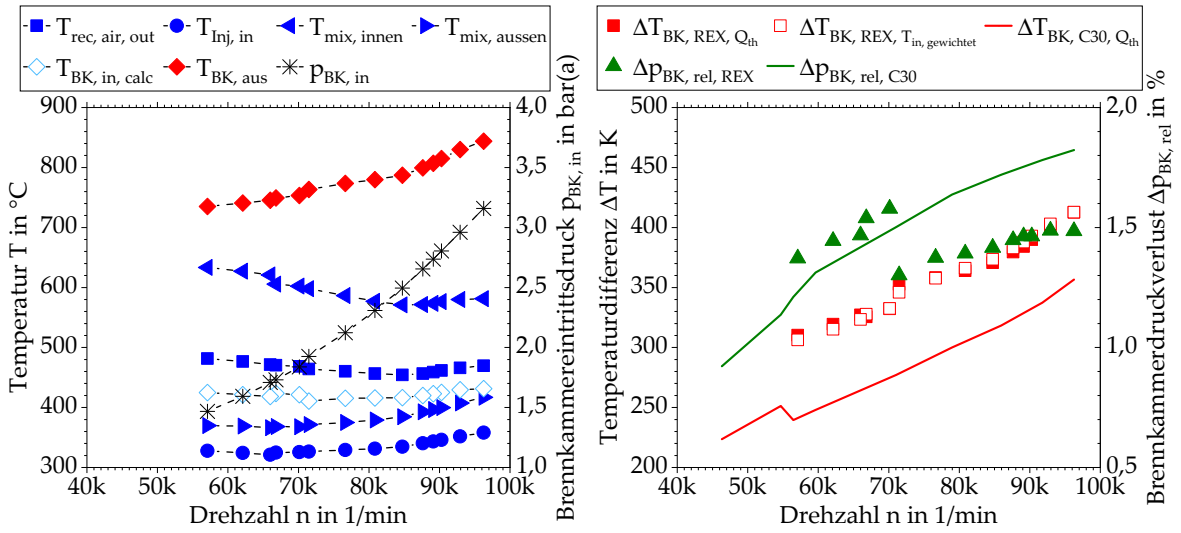
Abbildung 6.9: Druckverluste des optimierten Rekuperators in Abhängigkeit der Drehzahl

Ein Treiber der Leckage an der Luftseite des Rekuperators ist der signifikant gestiegene Druckverlust. Aus Abb. 6.9 geht hervor, dass dieser insbesondere auf der Luftseite mit $\Delta p_{rec,air,REX}$ zwischen 7,1 % und 9,1 % um ein vielfaches höher liegt als beim ursprünglichen Rekuperator. Verglichen mit dem angepeilten Druckverlust der Auslegungsrechnung in Kapitel 5.3.2 liegt der experimentell ermittelte Wert ebenfalls deutlich höher. Hier sollten im Auslegungspunkt auf der Luftseite etwa 2,5 % Druckverlust anfallen. Auf der Abgasseite liegt der relative Druckverlust $\Delta p_{rec,exh,REX}$ im unteren Lastbereich beim Betrieb mit einem Injektor bei sehr guten Werten um 1 % niedriger als der originale Rekuperator. Steigt dann jedoch deutlich an und liegt bei Volllast mit 7,2 % ebenfalls deutlich höher als erwartet.

Es können zwei wahrscheinliche Ursachen für die Verfehlung der Auslegungswerte identifiziert werden: Die Auslegung der Wärmeübertragergeometrien des Rekuperators basiert auf der Übertragung von Rechnungen vereinfachter würfelförmiger Wärmeübertragerele-

mente. Diese wurden zur Validierung der Rechnungen additiv gefertigt und in einem Prüfstand des Zulieferers vermessen. Wie in Kapitel 5.3 beschrieben, gestaltet sich der Aufbau des ringförmigen Rekuperators mit seinen Druckausgleichskanälen und Kanälen zur Strömungslenkung deutlich komplexer. Aufgrund der Komplexität und Größe konnten nur Segmente des finalen Rekuperators gerechnet werden. Möglicherweise wurden dadurch nicht alle Strömungseffekte erfasst und dadurch der Druckverlust unterschätzt. Die zweite wahrscheinliche Ursache kann die Fertigungsqualität sein. Wie bereits beschrieben kam es beim Druck zu mehreren Fehlversuchen. Über die Druckdauer können die Laseroptiken degradieren wodurch Teile der filigranen Geometrien in den Wärmeübertragerkanälen möglicherweise unsauber ausgeführt und verblockt wurden. Außerdem können auch Pulverreste des Druckvorgangs, die aufgrund der komplexen Geometrie nicht entfernt werden konnten, Kanäle blockieren. Um Fertigungsfehler und verbliebene Rückstände in den Kanälen auszuschließen, müsste mittels zerstörungsfreier tomografischer Bildgebung der Rekuperator untersucht werden. Dies konnte allerdings aufgrund der Größe und hohen Dichte der Konstruktion des Rekuperators, in Verbindung mit dem Material IN 625, nicht am verfügbaren Computertomografen des DLR in Stuttgart durchgeführt werden.

6.1.4.4 Brennkammer



(a) Eintrittsdruck und -temperatur (b) Druckverlust und Temperaturerhöhung

Abbildung 6.10: Temperatur und Druckbedingungen an der Brennkammer der modifizierten MGT in Abhängigkeit der Drehzahl

Die Verteilung der Temperaturmessstellen am Brennkammereintritt unterscheidet sich bei der modifizierten MGT zur Original-C30. Daher wird auf einen direkten Vergleich der einzelnen Messpositionen verzichtet. Die Messwerte an den neuen Positionen sind in Abb. 6.10a durch blaue, ausgefüllte Symbole über der Drehzahl dargestellt. Die bei der IBN in Abschnitt 6.1.2 festgestellten Effekte durch die Leckage verdeutlichen sich hier ebenfalls. Die Austrittstemperatur der Rekuperatorluftseite $T_{rec,air,out}$ sollte vollumfänglich der Brennkammereintrittstemperatur $T_{BK,in}$ entsprechen und damit die niedrigste Temperatur in der Brennkammer sein. Sowohl die Eintrittstemperatur in die Injektoren $T_{inj,in}$, als auch die weiter stromab gelegene äußere Mischlufttemperaturmessung $T_{mix,aussen}$ liegen jedoch unter $T_{rec,air,out} = T_{BK,in}$. Nur die innere Mischluft $T_{mix,innen}$ wird wie schon bei der Original-C30 durch das Vorbeiströmen an der Brennkammer deutlich erwärmt, sodass die Messwerte darüber liegen. Über den Lastbereich ändern sich die Eintrittstemperaturen in den Brennraum nur geringfügig. Die rechnerische mittlere Brennkammereintrittstemperatur $T_{BK,in,calc}$ kann wie in Abschnitt 3.2.1.5 über Gleichung 3.2 anhand der durch den Kraftstoff eingebrachten thermischen Leistung Q_{th} (Abb. 6.5a) ermittelt werden. Diese, dargestellt durch türkise Rauten in Abb. 6.10a, ist zwischen 36 K und 56 K niedriger als die gemessene Rekuperatoraustrittstemperatur. Aufgrund der Leckage und des schlechteren Wirkungsgrads des Rekuperators, liegt der über die thermische Leistung ermittelte Temperaturhub $\Delta T_{BK,REX,Q_{th}}$ über die Brennkammer zwischen 50 K und 75 K höher, verglichen zur Original-C30. Für die modifizierte C30 ist der Temperaturhub in Abb. 6.10b als rote, ausgefüllte Quadrate dargestellt. Im vorherigen Kapitel 6.1.4.3 wurde über die dem Abgas entzogene Wärme der Leckagemassenstrom vom Verdichter in die Brennkammer zu 15 % im Volllastpunkt abgeschätzt. Wendet man eine entsprechende Gewichtung auf die gemessenen Temperaturen vor der Brennkammer an (85 % $T_{rec,out}$ und 15 % $T_{comp,out}$), so ergibt sich der in Abb. 6.10b durch offene, rote Rechtecke dargestellte Temperaturhub. Dieser ist nahezu identisch zum Temperaturhub aus dem Kraftstoffmassenstrom. Damit kann die Abschätzung des Leckagemassenstoms als korrekt angenommen werden. Der Druckverlust $\Delta p_{BK,rel,REX}$ liegt im 3-Injektor-Betrieb für die modifizierte C30 tiefer als beim Original. Dies stimmt mit der Erwartung aufgrund des geringeren Massenstroms überein. Der starke Anstieg im 1-Injektor-Betrieb kann durch lokale Strömungseffekte an den Druckmessstellen am Brennkammeraustritt aufgrund der konzentrierteren Flamme erklärt werden.

In Abschnitt 5.3.3.1 wird bereits beschrieben, dass es aufgrund der Modifikationen zu einer veränderten Verteilung des Luftmassenstroms durch die Brennkammer (Verbrennungsluft / Mischluft) kommt. Dies und die veränderten Temperaturbedingungen wirken sich auf die Abgasemissionen aus. Allerdings stehen diese nicht im Fokus dieses Optimierungsschritts,

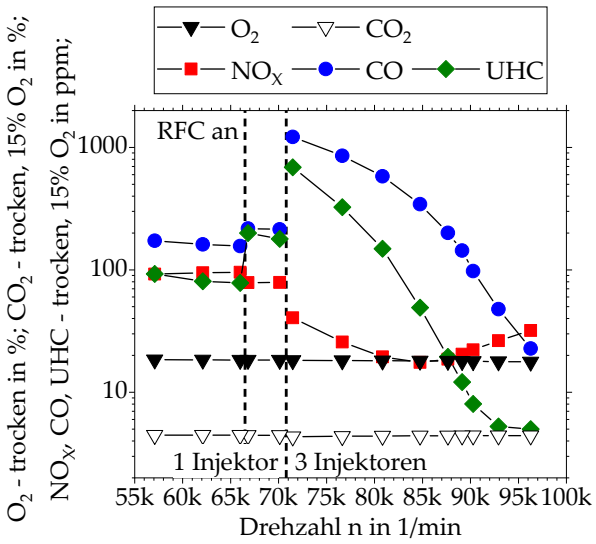
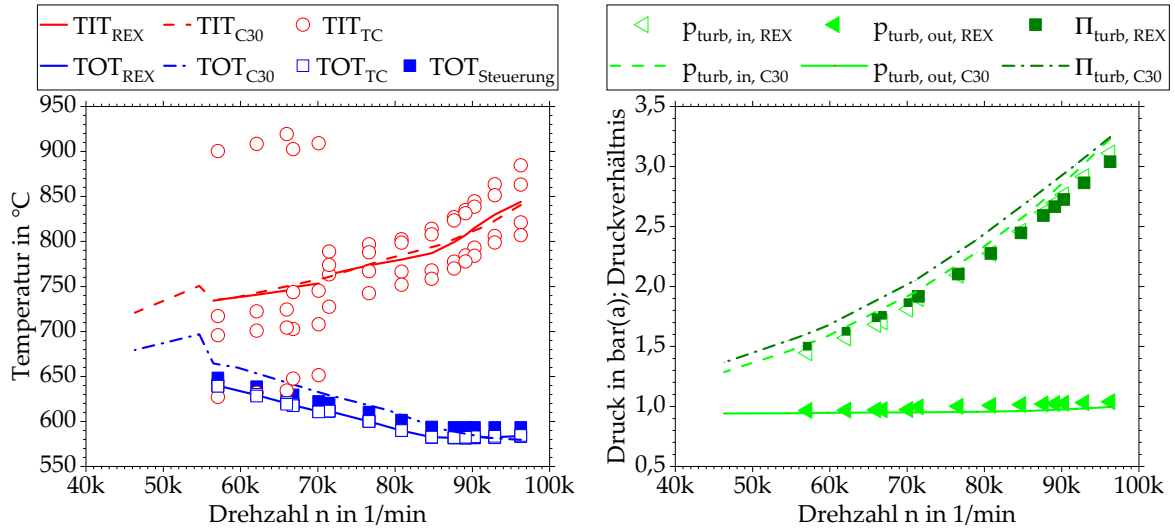


Abbildung 6.11: Abgasemissionen der modifizierten MGT über den gesamten Lastbereich

sondern sollten im Zuge der Umsetzung der neuen Brennkammer für die Anwendung im Automobilbereich optimiert werden. Die Trends der Emissionen sind in Abb. 6.11 dargestellt. Durch den reduzierten Luftmassenstrom und höheren Kraftstoffmassenstrom ist global von einer stöchiometrienäheren Verbrennung auszugehen. Dadurch kommt es entsprechend über den gesamten Lastbereich zu höheren Schadstoffemissionen. Trotz der Abmagerung im Teillastbereich bleiben die NO_X-Emissionen auf einem vergleichbar hohen Niveau. Die Umschaltung auf einen Injektor erfolgt bei einer Drehzahl von 70 800 1/min. Im Unterschied zur unmodifizierten C30 schaltet der RFC mit deutlichem Abstand im Drehzahlband erst bei 66 500 1/min zu. Da keine Dokumentation der Steuerungslogik vorliegt, kann nicht geklärt werden was die Ursache für die Änderungen ist.

6.1.4.5 Turbine

Die Temperaturen und Drücke an der Turbine über den Drehzahlbereich sind in Abb. 6.12 dargestellt. Zunächst fällt auf, dass die Mittelwerte der Turbineneintrittstemperatur der originalen (TIT_{C30}) und modifizierten C30 (TIT_{REX}) in Abb. 6.12a über das komplette Drehzahlband nahezu identisch sind. Dies ist insofern unerwartet, da die TIT-Messung mit vier Thermoelementen im Umfang, aufgrund der Strähnigkeit der Strömung, hohen Unsicherheiten unterliegt. Dies wird bei der Betrachtung Einzelmessungen (TIT_{TC}) deutlich, die im 3-Injektor-Betrieb eine Spreizung in der Größenordnung von 65 K aufweisen und im 1-Injektor-Betrieb bis zu 285 K. Aufgrund der geänderten Anströmung der Brennkammer durch den neuen Rekuperator wäre hier eine gewisse Abweichung zu erwar-



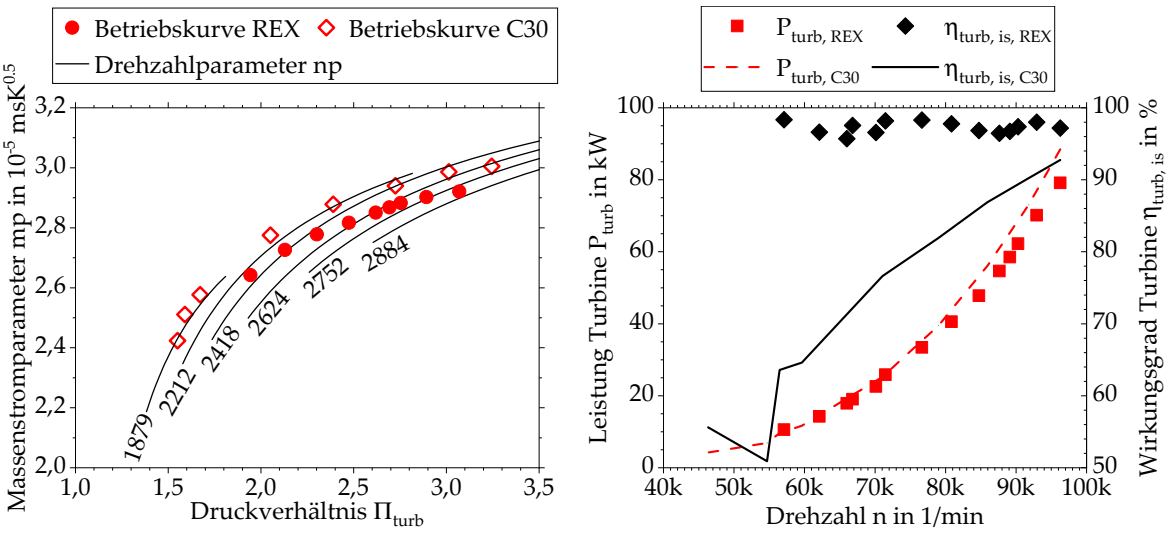
(a) Temperatur (b) Druck

Abbildung 6.12: Druck- und Temperaturcharakteristik an der Turbine der modifizierten MGT

ten gewesen. Die Turbinenaustrittsseite hingegen zeigt eine etwas größere Abweichung, obwohl diese weiterhin geregelt ist. Die zwei Thermoelemente für die Steuerung der MGT ($TOT_{Steuerung}$) liegen wieder zentral im Abgaskanal und deren Messwerte folgen dem vorgegebenen TOT-Profil. Zusätzlich gibt es wieder vier Thermoelemente die über den Kanal verteilt messen (TOT_{TC} bzw. gemittelt TOT_{REX}). Aufgrund der Einbringung der Thermoelemente durch den Rekuperator liegen die einzelnen Messungen im Vergleich zur Original-C30 deutlich näher zusammen und nahe der Kanalmitte. Dies zeigt sich auch in den Messergebnissen, die den gleichen Verlauf wie $TOT_{Steuerung}$, mit einer systematischen Abweichung von ca. $-10\,\mathrm{K}$, aufweisen. Diese kann daher rühren, dass die originalen Thermoelemente der MGT Steuerung in der modifizierten MGT nicht weiterverwendet werden konnten und die Ersatzthermoelemente im Typ vom Original abweichen. Eine Spezifikation des ursprünglichen Thermoelementtyps liegt nicht vor, basierend auf der Farbcodierung ist jedoch von Typ K auszugehen. Aufgrund dieser Unsicherheit wird bei der modifizierten MGT für die weitere Auswertung die Zusatzinstrumentierung TOT_{REX} verwendet.

Wegen des höheren Druckverlusts, sowohl über die Luft- als auch die Abgasseite des Rekuperators, liegen in Abb. 6.12b der Turbineneintrittsdruck $p_{turb,in,REX}$ unterhalb der Messwerte der C30 und der Austrittsdruck $p_{turb,out,REX}$ höher. Dementsprechend fällt das Druckverhältnis $\Pi_{turb,REX}$ geringer aus. Da die Abweichungen der Druckverluste zwischen C30 und modifizierter MGT zu höheren Lasten größer ausfallen, wächst der Abstand im Turbinendruckverhältnis mit der Drehzahl ebenfalls an. Betrachtet man

das Verhalten der Turbine im Kennfeld, wie in Abb. 6.13a dargestellt, so erkennt man hier insbesondere die Verschiebung der Betriebslinie zu niedrigeren Massenströmen bei gleichem Druckverhältnis.



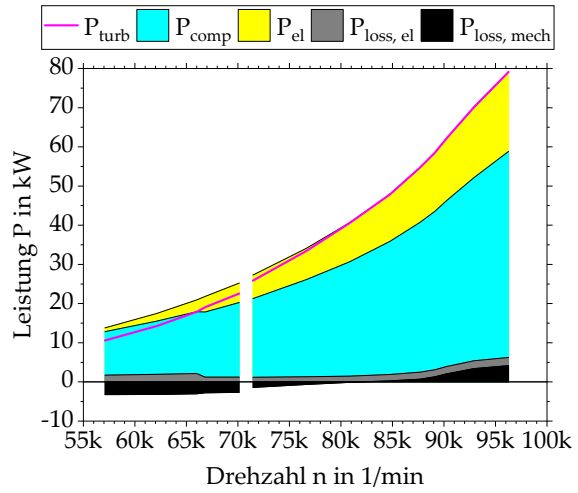
(a) Turbinenkennfeld

(b) Leistungs- und Wirkungsgradcharakteristik der Turbine der modifizierten MGT

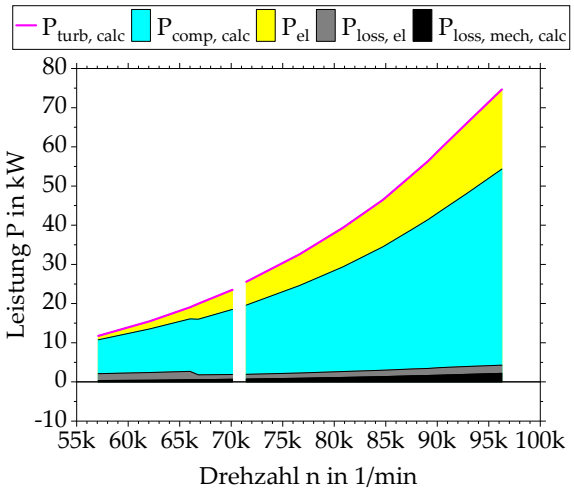
Abbildung 6.13: Druck- und Temperaturcharakteristik an der Turbine der modifizierten MGT

Geschuldet durch den über den gesamten Lastbereich konstant niedrigeren Luftmassenstrom fällt die Turbinenleistung $P_{turb,REX}$, wie in Abb. 6.13b zu sehen ist, im Volllastpunkt ca. 9 kW niedriger aus als bei der unmodifizierten C30. Dies deckt sich gut mit der reduzierten el. System-Leistung (Abb. 6.5a) bei nahezu gleich gebliebener Verdichterleistung (Abb. 6.6b) für eine gegebene Drehzahl. Bei niedrigeren Drehzahlen reduziert sich der Abstand in der Turbinenleistung zwischen originaler und modifizierter C30. Zurückführen lässt sich dies nach Gl. 2.27 auf die höherer Temperaturdifferenz über die Turbine (Abb. 6.12a) im unteren Lastbereich (möglicherweise durch die geänderte TOT-Messpositionen). Diese höhere Temperaturdifferenz im Vergleich zur Original-C30 und die Annäherung von $\Pi_{turb,REX}$ an $\Pi_{turb,C30}$ bei niedrigen Lasten führen dazu, dass der Turbinenwirkungsgrad $\eta_{turb,is,REX}$ (Gl. 2.25) im Unterschied zur unmodifizierten C30 im Teillastbereich nicht abfällt. Der Turbinenwirkungsgrad ist in Abb. 6.13b dargestellt. Grundsätzlich liegt der Turbinenwirkungsgrad wie schon bei der Original-C30 (Kap. 3.2.3) mit 95,7 % bis 98,3 % auf einem unrealistisch hohen Niveau. Daher ist es naheliegend wie bei der originalen C30 eine Bilanzbetrachtung der Gesamtsystemleistung durchzuführen.

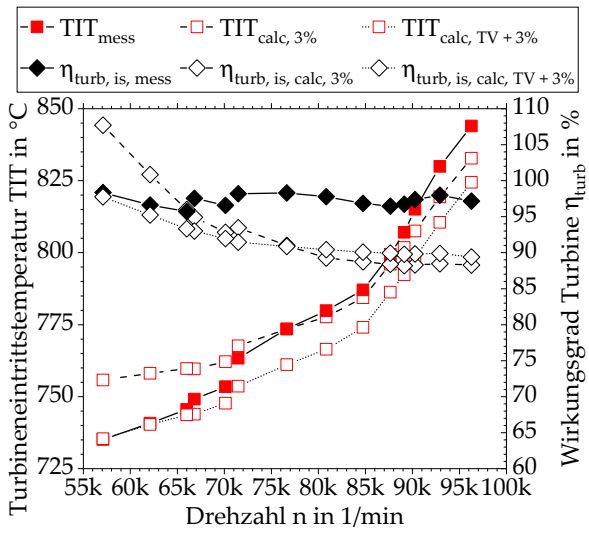
6.1.4.6 Leistungsbilanzierung



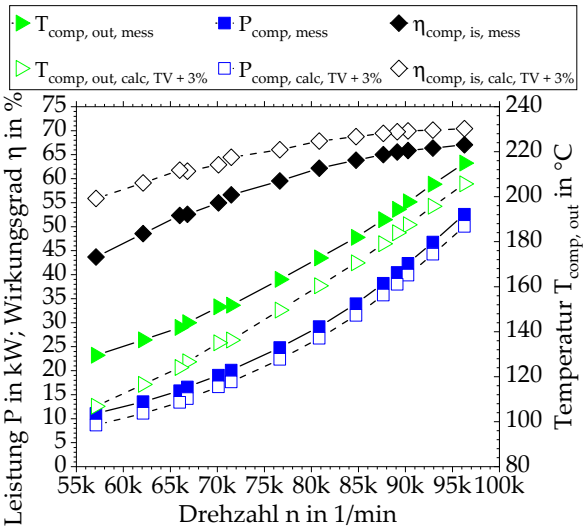
(a) Leistungsbilanz anhand der Messwerte



(b) Korrigierte Leistungsbilanz mit 3% Verlusten und Wärmeübergang zum Verdichter



(c) TIT und Turbinenwirkungsgrad, gemessen und korrigiert



(d) Verdichteraustrittstemperatur, -leistung und -wirkungsgrad, gemessen und korrigiert

Abbildung 6.14: Bilanzierung zwischen Turbinenleistung und Verbrauchern

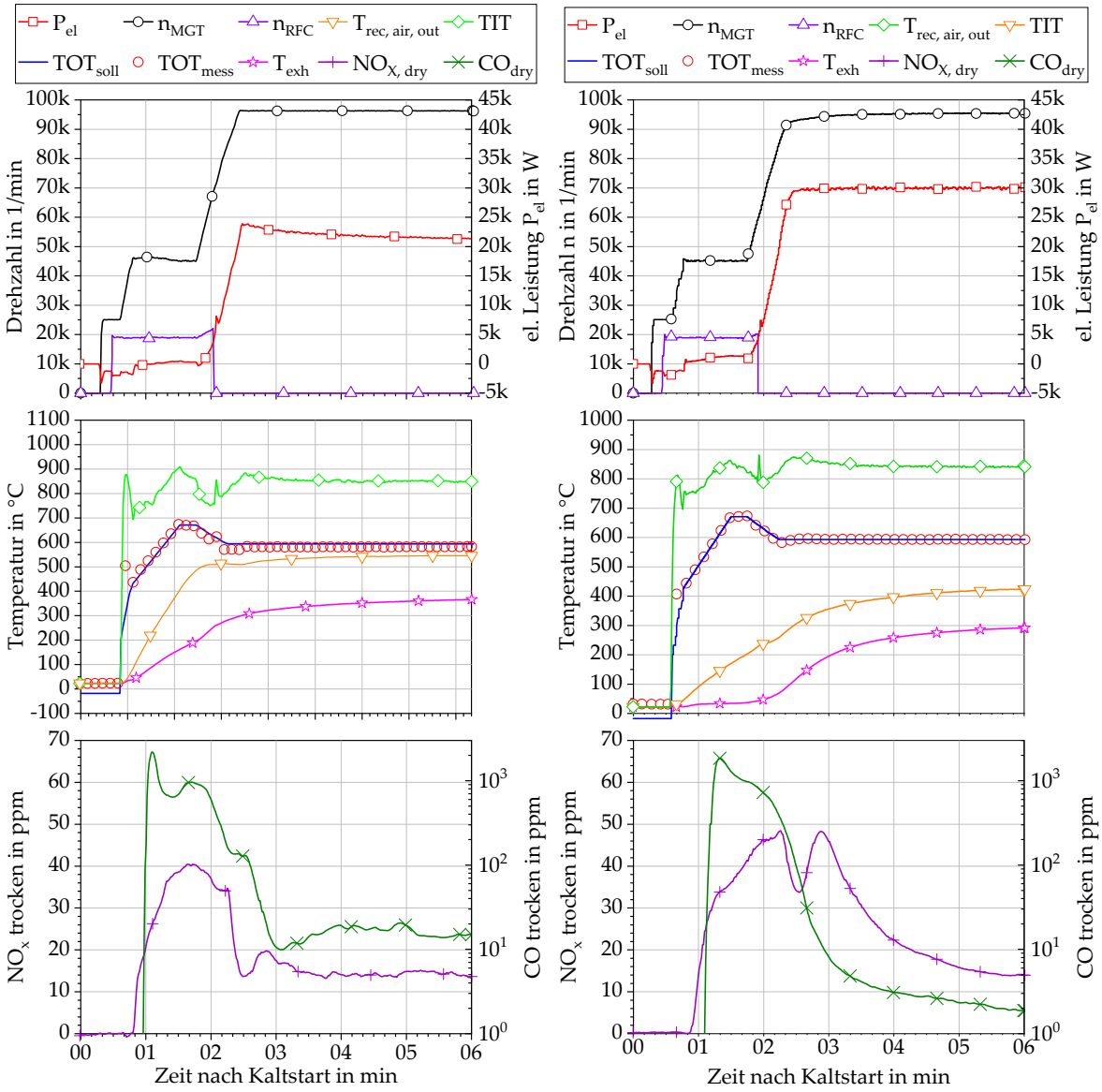
Grundsätzlich ist zu erwarten, dass sich die Leistungsbilanz am Turbomodul vergleichbar zur unmodifizierten C30 verhält. Daher wird für Abb. 6.14 die gleiche Bilanzierung durchgeführt, wie sie bereits für die Original-C30 in Abschnitt 3.2.3 erfolgte. Aus den reinen Messwerten ergibt sich wieder, wie in Abb. 6.14a zu sehen ist, dass die Verbraucher mehr Leistung beziehen, als vom Verdichter zur Verfügung gestellt wird. Führt man wieder die schrittweise Rückrechnung mit der Annahme von 3 % mechanischen Verlusten durch, so sieht man in Abb. 6.14c, dass sich durch die resultierende $TIT_{calc,3\%}$

ein Wirkungsgrad $\eta_{turb,calc,3\%} > 100\%$ einstellt. Geht man von dem gleichen, temperaturabhängigen Wärmeübergang von Turbine zu Verdichter wie bei der C30 aus, liegt dieser, wie in Abb. 6.14d anhand der Differenz in der Verdichterleistung zu sehen ist, ebenfalls bei ca. 2,5 kW. So ergibt sich eine korrigierte Verdichteraustrittstemperatur $T_{comp,out,calc,TV+3\%}$, die zwischen 9,2 K und 22,5 K niedriger als $T_{comp,out,mess}$ liegt. Der Verdichterwirkungsgrad $\eta_{comp,is,calc,TV+3\%}$ liegt in der Folge deutlich höher, fällt aber im Teillastbereich gegenüber dem Volllastwert um bis zu 15 Prozentpunte ab. Damit unterscheidet sich der korrigierte Wirkungsgradverlauf der modifizierten C30 von der Original-C30, wo dieser nahezu konstant bleibt (vgl. Abb. 3.22a). Im Verdichterkennfeld betrachtet ist bei einer Verschiebung der Betriebslinie hin zur Pumpgrenze von einem stärkeren Wirkungsgradabfall im Teillastbetrieb auszugehen, insbesondere, wenn man wie Gimelli et.al [62] von einem ausgeprägteren Wirkungsgradplateau ausgeht. In Abb. 6.14b ist die korrigierte Leistungsbilanz mit 3 % mechanischen Verlusten und den korrigierten Verdichter- und Turbinenleistungen dargestellt.
Die Bilanzierung zeigt, dass sich bei der modifizierten C30 die selben Effekte einstellen, wie bei der Original-C30. Dies deutet darauf hin, dass die Annahmen die für die Bilanzierung getroffen wurden die gleiche Gültigkeit bei der modifizierten C30 beibehalten. Sie erweist sich unabhängig davon, dass sich insbesondere im Verdichteraustrittsbereich die Strömungsführung und die Einbringung der Instrumentierung geändert haben (vgl. Abb. A.1 und A.2).

6.1.4.7 Transienter Startvorgang

Abbildung 6.15 zeigt den Kaltstartvorgang der modifizierten C30 verglichen mit dem der Originalen. Der grundsätzliche Ablauf bleibt unverändert. Aufgrund der reduzierten el. Leistung P_{el} ergibt sich bei der modifizierten C30, dass statt der Volllastleistung n_{MGT} das Drehzahllimit erreicht. Mit dem Aufwärmen der MGT sinkt die Ausgangsleistung zusätzlich. An den Temperaturverläufen erkennt man, dass die TIT bei konstanter TOT mit der Zeit abnimmt und somit weniger Leistung an der Turbine zur Verfügung steht. Dies kann im Unterschied zur originalen C30 nicht durch Erhöhen der Drehzahl kompensiert werden. Deutlich unterscheiden sich die Verläufe der Rekuperatoraustrittstemperaturen $T_{rex,air,out}$ und T_{exh}. Bei der modifizierten C30 steigen diese deutlich schneller an. Das beschleunigte Aufheizen ist grundsätzlich ein angestrebtes Verhalten des optimierten Rekuperators, da sich dies positiv auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen auswirkt. Allerdings wird der Effekt maßgeblich durch die Leckage der Verdichterluft vorbei an der Luftseite des Rekuperators beeinflusst. Diese führt zu

einer reduzierten Wärmerückgewinnung aus dem Abgas. Entsprechend höher liegen die Austrittstemperaturen, bei Volllast. Aus dem Vermessenen Verhalten lässt sich daher nicht abschließend feststellen, ob der optimierte Rekuperator das Startverhalten der MGT verbessert. Vergleicht man noch die Emissionen während des Startvorgangs, so verhalten sich dies ähnlich vor und nach der Modifikation. Insbesondere beim Hochfahren der Maschine können die Abweichungen durch eine veränderte Strähnigkeit des Abgases entstehen. Nach Erreichen von Volllast stabilisieren sich die NO_X-Rohemissionen auf gleichem Niveau wie vor der Modifikation, CO hingegen eine Größenordnung höher.



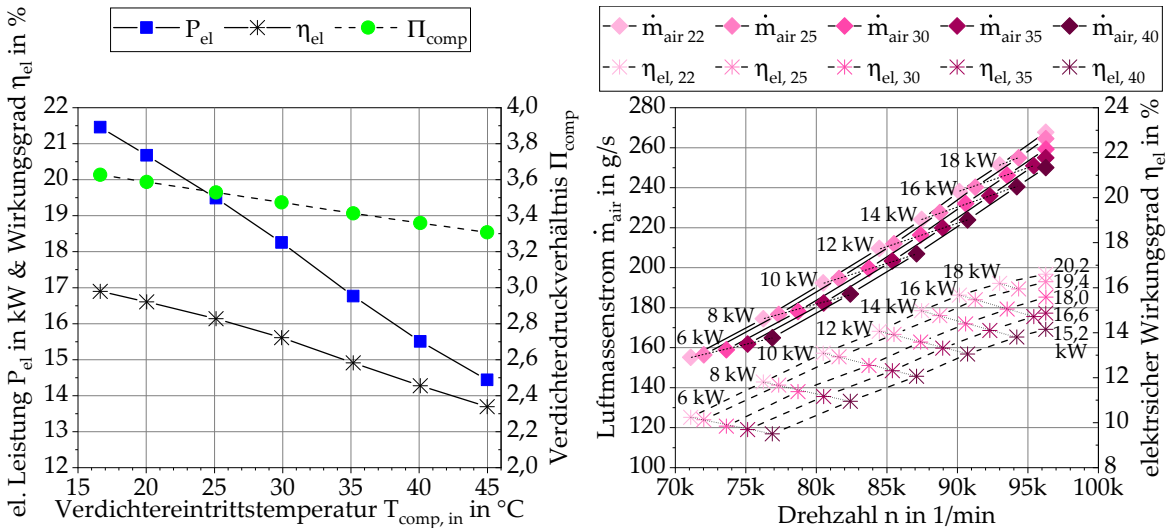
(a) REX (b) C30

Abbildung 6.15: Vergleich des Betriebsverhaltens von modifizierter MGT (REX) und C30 bei Kaltstart und Hochfahren auf Volllast

6.1.5 Experimentelle Untersuchung mit variablen Umgebungsrandbedingungen

Die numerische Untersuchung der C30 in Kap. 4.2 zeigt, dass die Umgebungstemperatur, sowie die Druckbedingungen an Ein- und Auslass der MGT einen Maßgeblichen Einfluss auf die Leistungskennzahlen hat. Daher sollen diese gezielt experimentell untersucht werden. Die Untersuchung anhand der Zuluft-Vorkonditionierung und Abgasblenden erfolgt am modifizierten System, da nicht ohne weiteres auf den originalen Rekuperator zurück gewechselt werden kann. Für die Untersuchung werden jeweils Reihen der Parameter Zuluft-Vordruck oder Zuluft-Temperatur mit den verschiedenen Abgasblenden gefahren. Anhand der Versuchsreihen lassen sich Charakteristiken der Leistungskennzahlen erstellen. Diese können dann in Form von Leistungs- und Wirkungsgradtabellen in ein Fahrzeugmodell übertragen werden.

6.1.5.1 Einfluss der Umgebungstemperatur



(a) Einfluss auf den Volllastpunkt (b) Einfluss über den gesamten Lastbereich

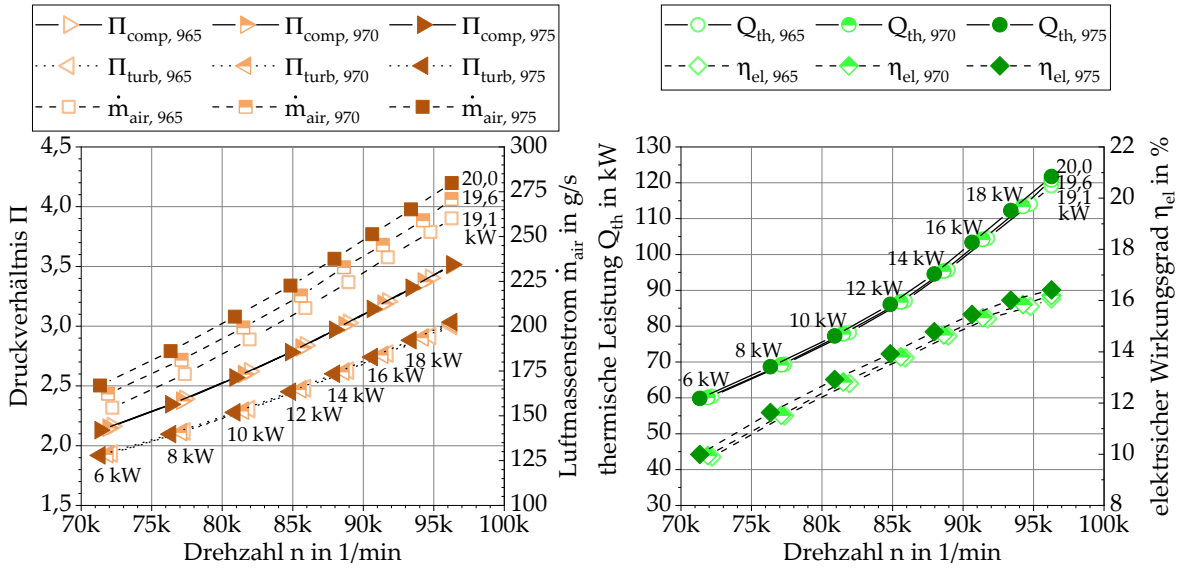
Abbildung 6.16: Einfluss der Verdichtereintrittstemperatur auf Leistung und Wirkungsgrad der modifizierten MGT ($p_{comp,in} = 968\,\text{mbar}$)

Die Umgebungstemperatur hat einen signifikanten Einfluss auf die maximale el. Leistung P_{el} bei Volllastdrehzahl und den el. Wirkungsgrad η_{el} der MGT. Dies haben bereits die Messungen an der C30 gezeigt und geht auch aus der Herstellerbeschreibung hervor. Abbildung 6.16a zeigt deren Abhängigkeit bezogen auf die Verdichtereintrittstemperatur

$T_{comp,in}$, welche direkt mit der Umgebungstemperatur korreliert. Die Vorlauftemperatur des Kühlwassers, das zur Kühlung des angesaugten Luftmassenstroms vor dem Verdichter dient, ist auf 15 °C und der Vorlauf im Heizkreis, der zur Aufheizung des Luftmassenstroms über die Umgebungstemperatur dient, auf 60 °C festgelegt. Dementsprechend wird ein Temperaturbereich von 16 °C bis 45 °C untersucht. Mit steigender Temperatur nehmen das Verdichterdruckverhältnis und damit sowohl Wirkungsgrad als auch Spitzenleistung nahezu linear ab. Vergleichbar zur originalen C30 liegt der Leistungsabfall bei 0,25 kW/°C. Der el. Wirkungsgrad reduziert sich mit ca. 0,1 Prozentpunkte/°C. Der charakteristische Knick in Leistung und Wirkungsgrad entfällt (vgl. Abb. 4.2b), da die maximale Leistung von 30 kW mit der modifizierten MGT nicht erreicht wird. Abbildung 6.16b zeigt das Verhalten im Teillastbereich. Die Verdichtereintrittstemperaturen sind dabei farblich abgestuft dargestellt, wobei der Index i der Lastpunktepunkte $m_{air,i}$ für die jeweilige Verdichtereintrittstemperatur in °C steht. Die Messreihen mit konstanter Leistung sind entsprechend beschriftet. Aufgrund der geringeren Luftdichte mit zunehmender Temperatur reduziert sich der Luftmassenstrom $\dot{m}_{air,i}$ bei gleicher Drehzahl. Daher verschieben sich die Punkte konstanter Last mit steigender Eintrittstemperatur zu höheren Drehzahlen. Allerdings fällt die Verschiebung so groß aus, dass insgesamt mehr Luft für die gleiche Leistung erforderlich ist. Aufgrund des größeren Luftmassenstroms ist mehr Kraftstoff notwendig, um die geregelte TOT bei gleicher el. Leistung zu erreichen. Dies resultiert wie in Abb. 6.16b gezeigt in einem niedrigeren el. Wirkungsgrad. Die Reduktion des el. Wirkungsgrads mit steigender Umgebungstemperatur fällt für alle el. Leistungen annähernd gleich aus und liegt bei etwa 0,06 Prozentpunkte/°C.
Die Umgebungstemperatur und damit die Verdichtereintrittstemperatur lässt sich auch in einer Fahrzeuganwendung nur bedingt beeinflussen. Die Verwendung der Prozessluft zur Generatorkühlung bei der C30 bietet zwar ein zuverlässiges, hochintegriertes Konzept, allerdings zu Lasten von Leistung und Wirkungsgrad. In einer konkreten Fahrzeuganwendung können alternativ Flüssigkühlkreisläufe mit Luft-Wasser-Wärmetauscher betrachtet werden.

6.1.5.2 Einfluss des Vordrucks am Verdichtereintritt

Das Hochleistungsgebläse, welches die Erhöhung des Verdichtereintrittsdrucks ermöglicht, ist wie im Schaltbild 6.2 gezeigt den Thermoregistern vorgeschaltet. Die statische Druckmessung der Regelung befindet sich am Auslass des Ventilators. Bis zum Verdichtereintritt ergibt sich daher je nach Betriebspunkt ein Druckverlust von 0,05 % bis 0,5 %. Die Verdichtereintrittstemperatur wird für die Messungen konstant auf 25 °C gehalten.



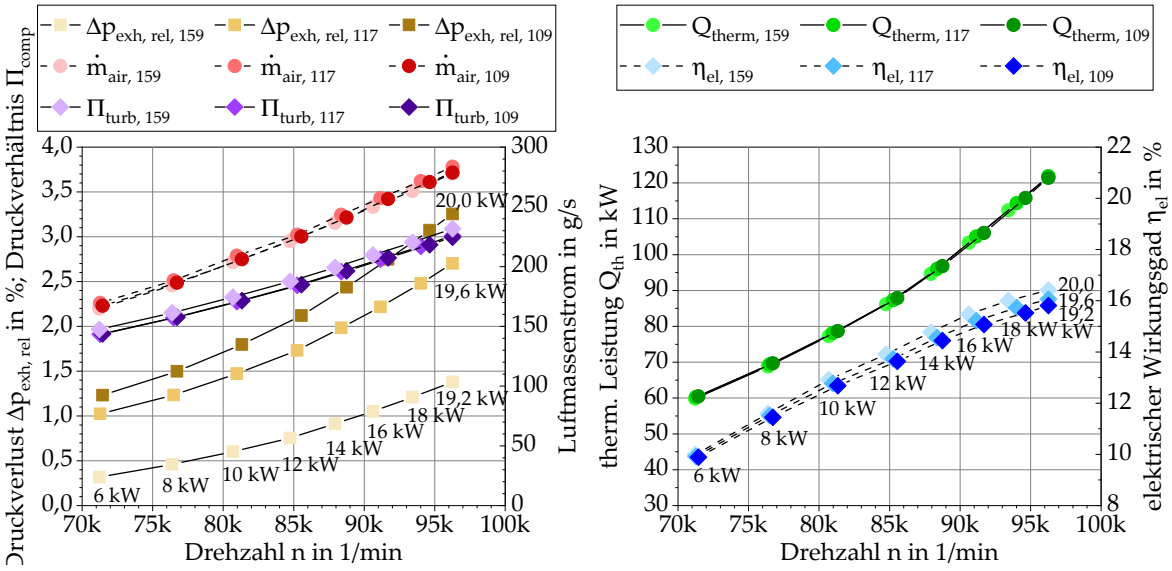
(a) Einfluss auf den Volllastpunkt (b) Einfluss über den gesamten Lastbereich

Abbildung 6.17: Einfluss des Verdichtervordrucks auf Leistung und Wirkungsgrad der modifizierten MGT ($T_{comp,in} = 25\,°C$; $p_{amb} = 960\,mbar$)

Die Variation des Vordrucks am Verdichtereintritt entspricht nicht der Variation des Umgebungsdrucks, da im Abgas keine entsprechende Druckerhöhung stattfindet. Dies ist ersichtlich aus dem Vergleich der Druckverhältnisse von Verdichter und Turbine in Abb. 6.17a. Das drehzahlabhängige Druckverhältnis des Verdichters ändert sich nicht bei verschiedenen Vordrücken, sondern verschiebt sich aufgrund der Drehzahländerung entlang der Kennlinie. In der Turbine steigt es mit zunehmendem Vordruck leicht an, die Änderung liegt aber innerhalb der Messtoleranzen. Im Fahrzeug wäre der Effekt vergleichbar mit der gezielten Nutzung der Stauluft (Ram-Air) durch den Fahrtwind zur Steigerung des Luftdurchsatzes. Der dynamische, aufstaubare Druckanteil nimmt quadratisch mit der Fahrzeuggeschwindigkeit zu und liegt bei einer Geschwindigkeit von 150 km/h bei ca. 10 mbar. Untersucht wurden drei verschiedene Vordrücke 965 mbara, 970 mbara und 975 mbara. Dabei entspricht der Fall 965 mbara dem Fall des Umgebungsdrucks für den nur die Einlaufdruckverluste (Verrohrung, Instrumentierung, Thermoregister) durch die Vorkonditionierung kompensiert werden. Der maßgebliche Effekt bei der Erhöhung des Verdichtervordrucks ist die Steigerung des Luftdurchsatzes wie in Abb. 6.17a zu sehen ist. Im Volllastpunkt steigt der Luftdurchsatz pro 5 mbar um 10 g/sec. Dies resultiert jeweils in einer Steigerung der el. Leistung von 0,5 kW. Aufgrund des höheren Luftdurchsatzes steigt der drehzahlabhängige Bedarf an thermischer Leistung, wie in Abb. 6.17b zu sehen ist. Zum Erreichen der gleichen el. Leistung sinkt der Bedarf jedoch leicht und führt somit zu einer Steigerung des el. Wirkungsgrads. Bei konstanter Leistung liegt diese in der

Größenordnung von 0,1 Prozentpunkte bis 0,2 Prozentpunkte für eine Drucksteigerung von 5 mbar.
In einer Fahrzeuganwendung sollte daher konsequent auf eine freie Anströmung der MGT geachtet und wenn möglich Fahrtwindeffekte ausgenutzt werden. Auch im Hinblick auf die Auslegung des notwendigen Luftfilters zum Schutz der MGT ist der Einfluss des Verdichtervordrucks zu Berücksichtigen.

6.1.5.3 Variation des Abgasquerschnitts



(a) Einfluss auf Abgasdruckverlust, Luftmassenstrom und Turbinendruckverhältnis

(b) Einfluss thermische auf Leistung und el. Wirkungsgrad

Abbildung 6.18: Einfluss der Abgasblenden auf das Betriebsverhalten der modifizierten MGT ($T_{comp,in} = 25\,°C$; $p_{comp,in} = 980\,mbar$)

Je nach Einbausituation der Gasturbine im Fahrzeug ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an die Ausleitung des Abgases aus dem Fahrzeug. Dieses sollte so ungehindert wie möglich abströmen können. Restriktionen können sich jedoch durch den Leitungsquerschnitt oder Rohrbögen ergeben. Dies wird anhand von Abgasblenden emuliert. Da deren Einfluss auf den Abgasdruckverlust $\delta p_{exh,rel,i}$ (Index i steht jeweils für den offenen Durchmesser der Abgasblende in mm), wie in Abb. 6.18a zu sehen ist, geringer ausfällt, als in der Auslegung ermittelt wurde, kommen nur der größte und kleinste Blendendurchmesser (117 mm und 109 mm) sowie keine Blende (159 mm) zum Einsatz. So steigt der relative Abgasdruckverlust im Volllastpunkt von 1,38 % ohne Blende auf 2,70 % mit der mittleren Blende und 3,25 % mit der Kleinsten. Der

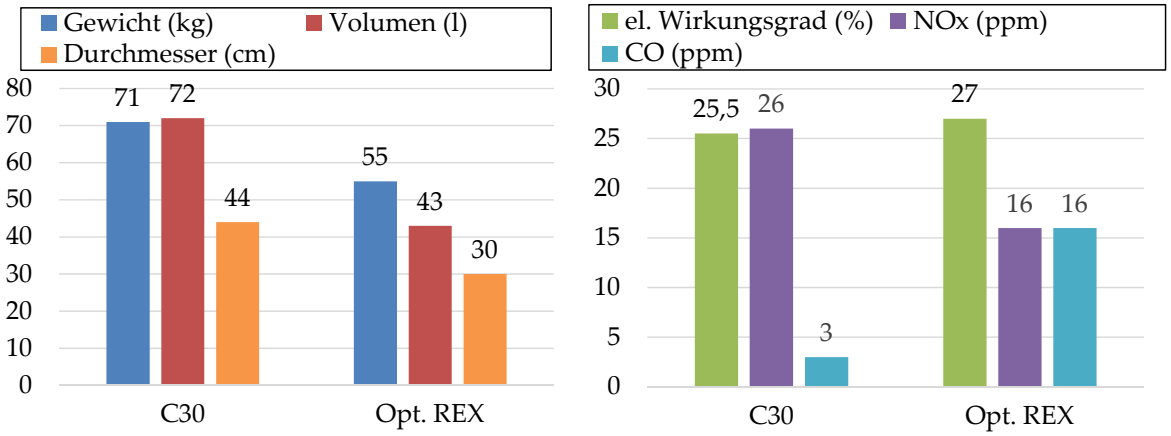
Verdichtervordruck wird bei den Messreihen auf 980 mbar(a) eingestellt und liegt damit 5 mbar über Umgebungsdruck. Die Verdichtereintrittstemperatur liegt konstant bei 25 °C. Betrachtet man den Luftmassenstrom $m_{air,i}$ in Abb. 6.18a, weist dieser ein inkonsistentes Verhalten auf, da ohne Blende ein höherer Massenstrom zu erwarten wäre. Gleichzeit weicht auch der Verlauf des Turbinendruckverhältnisses $\Pi_{turb,i}$ ab, was sich für die Messung ohne Abgasblende (Index 159) in einer Verschiebung der Kennlinie des Turbinendruckverhältnisses zeigt. Die Ursache kann auf eine Luftleckage hinter dem Blower während der Messungen mit Blenden zurückgeführt werden. Dadurch strömt ein Teil der vermeintlichen Verdichterluft $m_{air,i}$ ins Labor. Die Auswirkungen des Abgasdruckverlusts auf thermische Leistung $Q_{therm,i}$ und elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{el,i}$ lassen sich Abb. 6.18b entnehmen. Die drehzahlabhängige Charakteristik der thermischen Leistung ändert sich durch die Abgasblenden nicht. Die Punkte konstanter elektrischer Leistung verschieben sich jedoch zu höheren Drehzahlen. Entsprechend der Charakteristik steigt der Bedarf an thermischer Leistung, wodurch der el. Wirkungsgrad sinkt. Hin zu niedrigen Leistungen reduziert sich der Einfluss der Blenden, aufgrund des geringeren Abgasmassenstroms. Bei Volllast reduziert sich die el. Leistung je Blendenstufe um 0,4 kW und der el. Wirkungsgrad um etwa 0,3 Prozentpunkte.
Aufgrund der Leckage sind die absoluten Werte zum Einfluss des Abgasdruckverlusts auf Leistung und Wirkungsgrad nicht verlässlich, tendenziell zeichnet sich jedoch ein großer Einfluss des Abgasdruckverlusts auf die Maximalleistung und den el. Wirkungsgrad ab. Bei einer Fahrzeugintegration sollte auf möglichst kurze Abgaswege und ausreichende Dimensionierung der Leitungen geachtet werden.

6.1.6 Fazit

Die Integration und Inbetriebnahme zeigen, dass auch die Modifikation eines kommerziellen Systems eine große Herausforderung darstellt. Trotzdem kann die MGT mit dem ersten Prototypen des neu-entwickelten, additiv gefertigten Rekuperator über den gesamten Drehzahlbereich stabil betrieben werden. Die ermittelten Leistungskennzahlen der so modifizierten MGT bleiben hinter den Erwartungen aus der Auslegungsrechnungen und auch hinter der originalen C30 zurück. Insbesondere der hohe Druckverlust der Luftseite des Rekuperators, der auch maßgeblich zu einer internen Leckage führt, wirken sich negativ auf die MGT Leistung aus. Die Ursache für die große Diskrepanz zwischen Auslegungsrechnung des Rekuperators durch den Hersteller HiETA Technologies Ltd. und

experimenteller Untersuchung im Zusammenspiel mit der modifizierten C30 kann nicht abschließend geklärt werden. Hierfür wäre eine bildgebende Untersuchung der internen Kanäle, beispielsweise mittels Computertomographie, notwendig um auszuschließen, dass es bei der Fertigung oder durch verbliebenes Metallpulver zur Blockade von Passagen gekommen ist. Darüber hinaus würde eine systematische Untersuchung des Rekuperators auf einem angepassten Rekuperatorprüfstand mit klar definierten Randbedingungen weitere Erkenntnisse liefern, anhand derer der Rekuperator so überarbeitet werden kann, dass er die Zielvorgaben erfüllt.

6.2 Evaluierung des Optimierungspotenzials des Gesamtsystems



(a) Masse und Dimensionen

(b) Wirkungsgrad und Emissionen

Abbildung 6.19: Optimierungspotenzial der neu entwickelten Komponenten

In diesem Kapitel werden die Erkenntnisse aus den einzelnen Optimierungsschritten und experimentellen Ergebnissen zusammengefasst und das Optimierungspotenzial des angedachten Gesamtsystems betrachtet. Um einen Eindruck der Potenziale hinsichtlich Gewicht, Volumen, Systemdurchmesser, el. Wirkungsgrad und Abgasemissionen zu bekommen, wird eine rechnerische Analyse, anhand der verfügbaren Konstruktionsdaten, Simulationsergebnisse und Ergebnisse atmosphärischer Brennertests die parallel zu dieser Arbeit entstanden, durchgeführt. Da die experimentelle Untersuchung der modifizierten C30 mit dem ersten Prototyps des neu-entwickelten Rekuperators darauf hindeuten, dass dieser weiter überarbeitet werden muss, werden an dieser Stelle die Ergebnisse der Auslegungsrechnung verwendet.

Die Gewichts- und Volumenreduktion auf Basis der Konstruktions- und Materialdaten der Rekuperatorneuentwicklung (Kap. 5.3.2) und Gesamtsystemintegration (Kap. 5.4.2) ist in Abbildung 6.19a dargestellt. Durch die Optimierung der verwendeten Materialien und des Gehäuseaufbaus wird prognostiziert, dass ausgehend von der kommerziellen Capstone C30 eine Reduktion des Gewichts um 22 % von 71 kg auf 55 kg erzielt werden kann. Maßgeblicher Treiber ist die Reduktion des Volumens um 40 % von 72 L auf 43 L. Diese ist auf die Verlegung des Rekuperators zurückzuführen, was eine Reduktion des Systemdurchmessers um 31 % von 44 cm auf 30 cm ermöglicht. Allerdings erhöht sich dadurch die Gesamtlänge der Gasturbine um etwa 110 mm. Weiteres Optimierungspotenzial, insbesondere beim Gewicht, ergibt sich durch Optimierung der Schnittstellen. Für

die schrittweise Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen am Demonstrationsprüfstand mussten schwere Flanschverbindung (zusätzlich ca. 2,5 kg) verwendet werden, um eine flexible Montage/Demontage zu ermöglichen. Diese können bei einer Umsetzung als Produkt durch Schweißverbindungen ersetzt werden. Zudem kann eine weitere Gewichtsersparnis von ca. 10 kg in der Peripherie der Gasturbine erzielt werden, da das optimierte Brennersystem auf Druckzerstäuber setzt, wodurch der zusätzliche Kompressor (RFC) für die luftunterstützte Zerstäubung der Capstone C30 entfallen kann.
Wie in Kapitel 5.3.2 beschrieben, zeigen die Kreislaufsimulationen, dass das Auslegungsziel der Rekuperatoreffektivität von 80,5 % bei 5 % Druckverlust im Volllastpunkt eine Steigerung des elektrischen Wirkungsgrads von etwa 1,5 Prozentpunkte gegenüber den experimentellen Daten der Original-C30 erzielt (s. Abb. 6.19b). In der neu entwickelten Brennkammer entstehen durch die höheren Strömungsgeschwindigkeiten der FLOX-basierten Injektoren geringfügige Einbußen durch einen leicht höheren Druckverlust über die Brennkammer. Diese waren jedoch zum Abschluss der Arbeit noch nicht quantifiziert. Im Rahmen der Brennerentwicklung für die C30 wurden atmosphärische Tests von Saeed Izadi mit unterschiedlichen Injektorkonzepten durchgeführt [83]. Diese stellen in Aussicht, dass wie in Abb. 6.19b für den Volllastpunkt gezeigt, insbesondere die NO_X-Emissionen reduziert werden können. Die CO-Emissionen der atmosphärischen Brennertests liegen beim ersten Entwurf noch über den Werten der Basis C30. Für eine finale Aussage müssen die Emissionswerte jedoch durch Experimente unter Druck oder durch Maschinentests verifiziert werden.

Die durchgeführten Optimierungsmaßnahmen an Rekuperator, Brennkammer und Druckgehäuse zeigen, dass großes Potenzial zur Reduktion von Volumen und Gewicht an der Mikrogasturbine bestehen, obwohl hier die Basis eines kommerziellen Systems für die stationäre Energieerzeugung verwendet wurde. Von deren Umsetzung würde die Integrationsfähigkeit des betrachteten Demonstrators in einen PKW stark profitieren. Die Gestaltung von PKW-Komponenten wird stark durch den verfügbaren Bauraum und damit von der Paketierung beeinflusst. Daher sollte bei einer MGT-Entwicklung für den PKW Sektor anstelle der starken Integrierung der Komponenten wie beim ringförmigen Aufbau der C30 noch konsequenter auf Modularisierung der MGT-Komponenten geachtet werden um eine möglichst flexible Anordnung von Turbomodul, Rekuperator, Brennkammer und Generator zu ermöglichen.
Die Möglichkeiten zur Steigerung des el. Wirkungsgrads des bestehenden Systems sind nicht in dem Maße vorhanden, dass die MGT einen modernen Dieselmotor im PKW ersetzen könnte. Eine Entwicklung für den PKW-Markt müsste sich auf die Stärken der MGT fokussieren. Eine potenzielle Ausrichtung wäre ein kostengünstiges, hoch-kompaktes

System, das als Plug-In-Range-Extender dient, der nur bei Bedarf mitgeführt wird. Hier profitiert die MGT davon, dass keine Öl- und Kühlkreisläufe erforderlich sind. Auf der elektrischen Seite kann von den hohen Drehzahlen der MGT profitiert werden, die hochleistungsdichte Generatoren ermöglichen [84]. Für hochentwickelte Mikrogasturbinen, wie z.B. die zweistufige, zwischengekühlte Aurelia A400 [85], mit Wirkungsgraden die zu modernen Verbrennungsmotoren konkurrenzfähig sind, erscheint aufgrund deren Komplexität und der erforderlichen Investitionskosten die Konkurrenz durch Verbrennungsmotoren bei PKWs zu groß. Im LKW Sektor könnten sich für diese jedoch Chancen ergeben, da Mikrogasturbinen z.B. auch ohne teure Abgasreinigungssysteme niedrige Emissionswerte realisieren können. Aufgrund der geringen Anzahl beweglicher Teile sind auch geringe Wartungskosten realisierbar, was bei größeren Fahrzeugflotten vorteilhaft gegenüber Dieselmotoren wäre.
Die an dieser Stelle durchgeführte Bewertung der Optimierungspotenziale ermöglicht einen Vergleich verschiedener MGT Systeme oder den Vergleich zwischen MGT und Verbrennungsmotor. Hinsichtlich der Auswirkung der Potenziale auf das Gesamtfahrzeug können allerdings nur qualitative Aussagen getroffen werden. Um die verschiedenen Einflussfaktoren (Gewicht, Wirkungsgrad, Emissionen) detailliert bewerten und auch hinsichtlich Kraftstofferbrauch oder der Einhaltung von Emissionsgrenzwerten quantifizieren zu können, sind entsprechende Parameterstudien in einem Fahrzeugsimulator erforderlich.

7 Fahrzeugsimulation MGT Hybridfahrzeug

Die numerische Analyse des C30 Kreislaufs in Kapitel 4 und die konstruktiven Umsetzungen aus Kapitel 5 zeigen, dass bereits bestehende Mikrogasturbinensysteme grundsätzlich für die Anwendung im KFZ optimiert werden können. Um jedoch die Relevanz der Leistungskenndaten und das Verbesserungspotenzial von Mikrogasturbinen für die Anwendung in Fahrzeugen bewerten zu können, ist es erforderlich, diese im Gesamtfahrzeug zu betrachten. So können beispielsweise die gesetzlich vorgeschriebenen Emissions- und Verbrauchswerte nur aus der Betriebsdauer und dem Betriebszustand der MGT in Verbindung mit der zurückgelegten Strecke bestimmt werden. Dies geschieht anhand von Fahrzyklussimulationen. Hierfür wird im Rahmen der vorliegenden Dissertation ein Simulations-Tool aufgebaut, das spezifisch für die Untersuchung der Mikrogasturbine angepasst ist. Anhand des Modells sollen der CO_2 Ausstoß, der damit verbundene Verbrauch und die Schadstoffemissionen des MGT Hybridfahrzeugs bestimmt werden. Als Referenz wird zunächst die ursprüngliche C30 Mikrogasturbine in einem seriellen Hybridfahrzeug aus dem Portfolio der DLR Fahrzeugkonzepte betrachtet. Da in der seriellen Hybridkonfiguration der Primärenergiewandler von der Fahrzeugbewegung entkoppelt ist, werden verschiedene Betriebsstrategien für die MGT untersucht und hinsichtlich ihrer Eignung untersucht. Mit den Erkenntnissen aus der Betrachtung der Betriebsstrategien und der Leistung der originalen C30 im HEV werden dann die Ergebnisse des experimentell und rechnerisch ermittelten MGT-Optimierungspotenzial in das Fahrzeugmodell übertragen und deren Auswirkung bewertet. Als Streckenprofil kommt der aktuell gesetzlich vorgeschriebene WLTC [25] zum Einsatz. Die Evaluation erfolgt nach den in Kapitel 2.2 beschriebenen Methoden entsprechend des WLTP und der Langstreckenprüfung. Teile der Evaluation der Basis C30 und das verwendete Modell sind bereits in [86] veröffentlicht.

7.1 Fahrzyklussimulator

Die in Kapitel 2.3 beschriebenen Ansätze zur Modellierung eines KFZ, werden in einem Modell für ein generisches HEV in MATLAB® Simulink® umgesetzt. Ziel des Modells ist eine Abbildung der essenziellen Bewegungs- und Energiegleichungen, die für die Betrachtung eines HEV erforderlich sind. Fokus der Modellierung liegt allerdings auf der detaillierten Wiedergabe der Abläufe des MGT Primärenergiewandlers, basierend auf der Untersuchung der C30. Das vollständige MATLAB® Simulink® Modell ist in Abb. A.4 (Anhang A.4.1) dargestellt. Das Modell ist entsprechend der einzelnen Komponenten bzw. Berechnungsschritte untergliedert. Zunächst werden die fahrzeugbezogenen Modelleingänge wie Basisparameter des betrachteten KFZ und das Fahrprofil in Form von zeitabhängigen Geschwindigkeiten und Steigungen definiert. Daraus werden im anschließenden Antriebsmodell, wie in Kapitel 2.3 beschrieben, die auf das KFZ einwirkenden Kräfte (Abb. A.4 grün) und die Leistungsanforderungen (Abb. A.4 orange) des Motors und der Nebenverbraucher berechnet. Diese werden im Batteriemodell (Abb. A.4 blau) zur Berechnung des *SOC* der Batterie für jeden Zeitschritt weiterverwendet. Anhand des *SOC* wird das Gasturbinenmodell initiiert, welches im folgenden Kapitel 7.1.2 detailliert beschrieben wird. Außerdem beinhaltet das Modell die Module zur Erfassung der Simulationsdaten. Abbildung A.5 in Anhang A.4.2 zeigt detailliert den daraus resultierenden Ablauf eines vollständigen Simulationszyklusses.

7.1.1 Fahrzeugsetup

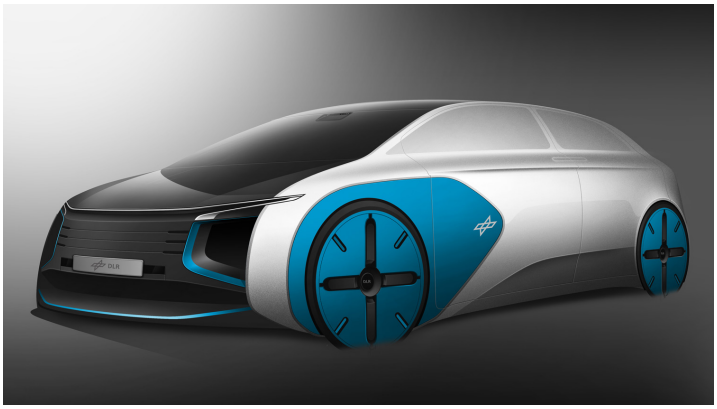


Abbildung 7.1: Rendering des DLR Inter Urban Vehicles

Das Fahrzeug, welches den Simulationen zugrunde liegt, ist das Inter Urban Vehicle (IUV) aus den DLR Konzepten zum Next Generation Car [87], welches in Abbildung 7.1

dargestellt ist. Das Fahrzeug ist als langstreckentaugliche Limousine ausgelegt. Angetrieben wird dieses durch einen Elektromotor, sodass lokal emissionsfreies Fahren möglich ist. Typische Pendlerstrecken oder beispielsweise künftig durch Geofencing festgelegte Gebiete können so rein elektrisch bewältigt werden. Auf längeren Strecken wird ein Range Extender dazu eingesetzt, die Batterien zu laden. Die Haupteigenschaften der Referenzversion des IUV sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Das Trockengewicht des IUV bestimmt sich aus den einzelnen Fahrzeugkomponenten. Das Gewicht der Batterie [88] und des Tanks sind in Abhängigkeit ihrer jeweiligen Kapazität gegeben. Während der Simulation variiert das Gesamtgewicht des Fahrzeugs mit dem Tankinhalt.

Tabelle 7.1 Fahrzeugparameter des Referenzfahrzeugs IUV

Parameter	Variable	Wert
Stirnfläche	A_F	2,7 m^2
Luftwiderstandsbeiwert	c_W	0,27
Rollwiderstandsbeiwert	c_R	0,013
Raddurchmesser	d_{Rad}	746 mm
Übersetzungsverhältnis	γ	5,3
Trockengewicht	$m_{trocken}$	1574 kg
spez. Tankgewicht		0,1 kg/l
Tankvolumen	V_{Tank}	40 l
spez. Batteriegewicht		280 Wh/kg
Batteriekapazität	C_{Bat}	47,5 kWh
Drehmoment E-Motor	$T_{M,max}$	280 Nm
Leistung E-Motor	$P_{M,max}$	95 kW

7.1.2 Modellierung der Mikrogasturbine

Die MGT wird im Fahrzeugsimulator größtenteils in Form von Look-Up-Tabellen (LUT) dargestellt. Diese basieren auf der experimentellen Vermessung der C30 aus Kapitel 3.2. Die für die Modellierung des Fahrzeugs relevanten Hauptbetriebsparameter der C30 sind in Tabelle 7.2 mit den Volllastdaten zusammengefasst. Im Bereich der stationären Energieversorgung, für den Mikrogasturbinen vorrangig entwickelt wurden, werden diese typischerweise unter Volllast im Dauerbetrieb mit einer geringen Anzahl an Start-Stopp-Zyklen eingesetzt. Im Kraftfahrzeugbereich hingegen sind kurze Betriebszeiten mit einer größeren Anzahl an Start-Stopp-Zyklen deutlich verbreiteter. So haben europaweit 50% aller Fahrten eine Dauer von unter 64 min [89]. Im Urbanen Umfeld liegt der Anteil bei

Tabelle 7.2 Experimentell bestimmte Volllastwerte der C30 MGT [63]

el. Leistung	30 kW nominal
el. Wirkungsgrad	25,5 %
Drehzahl	96 krpm nominal
Kraftstoffverbrauch	2,7 g/s Kerosin
Heizwert	43,2 MJ kg^{-1}
Abgasmassenstrom	291 g/s
NO_X Emissionen	25,9 ppm @ 15 % O_2
CO Emissionen	3,1 ppm @ 15 % O_2
CO_2 Emissionen	4,54 Vol% @ 15 % O_2

über 90%. Dies hat zur Folge, dass transiente Effekte wie die Aufwärmung der MGT oder Abkühlprozeduren einen größeren Einfluss auf die Effizienz des Gesamtsystems haben. Daher sind im Fahrzeugmodell Betriebsdaten der C30 sowohl für stationäre Betriebszustände als auch für transiente Manöver hinterlegt. Das MGT Modell selbst besteht, wie in Abb. A.4 zu sehen ist, aus drei Hauptkomponenten, welche in den folgenden Abschnitten näher beschrieben werden:

- MGT Load Control / Betriebskonzept:
  Vorgabe des MGT Lastsollwerts entsprechend des ausgewählten Betriebskonzepts
- MGT Power / Leistungsmodell:
  Überführen des MGT Betriebszustands und Lastsollwerts in eine Lastausgabe der MGT
- MGT Fuel and Emissions / Kraftstoff- und Emissionsmodell:
  Berechnung der Fahrzeugemissionen und des Kraftstoffverbrauchs

Die Initiierung der MGT Blöcke erfolgt durch den im Batteriemodell errechneten *SOC*. Wird der Schwellenwert für das Zu- bzw. Abschalten des Primärenergiewandlers unter- bzw. überschritten und es steht Kraftstoff zur Verfügung, wird ein entsprechender Schalter gesetzt und gleichzeitig ein Zähler für die transienten Vorgänge gestartet.
Da der Großteil der Messungen am C30 Demonstrator mit Kerosin als Treibstoff durchgeführt wurden (s. Abschnitt 3.2), beziehen sich die Simulationen im Fahrzeug ebenfalls auf Kerosin als Treibstoff. Der experimentelle Vergleich in Abschnitt 3.2.2.4 zeigt, dass beim Betrieb mit HEL, welches mit KFZ Diesel vergleichbar ist, etwas geringere CO-Emissionen aber etwas höhere NO_X-Emissionen zu erwarten sind (s. Abb. 3.19b), ein signifikanter Einfluss auf den el. Wirkungsgrad ist nicht zu erwarten (s. Abb. 3.19a).

7.1.2.1 MGT Betriebskonzept

Durch die Entkopplung von Traktionsantrieb und Primärenergiewandler muss sich der Betriebspunkt der MGT nicht nach dem aktuellen Bewegungszustand des Fahrzeugs richten und kann in gewissen Grenzen frei gewählt werden. Wie die experimentelle Charakterisierung zeigt, erzielen MGTs den höchsten elektrischen Wirkungsgrad im Volllastpunkt. Vom Standpunkt der Effizienz ist daher ein Betrieb mit möglichst hohem Volllastanteil am sinnvollsten. Betrachtet man aber nun die geänderten Randbedingungen, die durch den Einsatz im KFZ entstehen, kann ein angepasstes Betriebskonzept eine entscheidende Rolle spielen. Dadurch, dass die Batteriekapazität begrenzt ist, kann der Generator nur eine begrenzte Menge an Energie in die Batterie einspeisen. Der Ladezustand der Batterie wiederum wird maßgeblich durch den Verbrauch des Traktionsmotors und der Nebenaggregate bestimmt. Mit steigender MGT Leistung kann dies zu einer hohen Anzahl an Start-Stopp-Zyklen führen. Wie die experimentelle Untersuchung der transienten Vorgänge der MGT zeigt, übersteigen z.B. die NO_X Werte in der Aufwärmphase die stationären Werte zeitweise um mehr als das dreifache und auch der Kraftstoffbedarf ist um etwa 1/3 höher (s. Abb. 3.24). Zusätzlich entsteht nach dem Abschalten, durch die aktive Abkühlung der MGT, zusätzlicher Energiebedarf (s. Abb. 3.25). Um unnötige Starts und Stopps zu vermeiden, kann daher Teillastbetrieb bzw. ein variabler Lastbetrieb vorteilhaft sein. Im stationären Betrieb steigen NO_X-Emissionen mit höherer MGT Leistung und CO-Emissionen entgegengesetzt mit fallender MGT-Leistung. Dadurch könnte ein Dauerbetrieb auf Volllast durch gesetzliche Grenzwerte eingeschränkt sein, zusätzlich das Betriebsfenster jedoch auch nach unten hin begrenzt sein.
Um den besten Kompromiss aus Emissionen und Effizienz für die Fahrzeugrandbedingungen zu finden, können im Block MGT Load Control des Modells verschiedene Betriebskonzepte zur Vorgabe des Lastsollwerts für die Gasturbine hinterlegt werden. In dieser Arbeit werden als Eingangsparameter der Betriebskonzepte der Leistungsbedarf des Fahrzeugs und der *SOC* der Batterie genutzt. Als Standardwerte für den Start und das Abschalten der MGT werden 15 % bzw. 85 % *SOC* verwendet. In Tabelle 7.3 sind die untersuchten Betriebskonzepte zusammengefasst. Diese werden im Folgenden erläutert. Eine detaillierte Übersicht der Betriebskonzepte mit den jeweils betrachteten Parametervorgaben befindet sich in Anhang A.4.3.

Tabelle 7.3 Übersicht der MGT Betriebsstrategien

(A)	Konstante Leistung
(B)	*SOC*-gestufte Leistung
(C)	Bedarf-gestufte Leistung
(D)	Last-Folge-Betrieb
(E)	*SOC*- und Bedarf-gestufte Leistung

Konstante Leistung (A)

Das grundlegende Betriebskonzept die MGT ausschließlich im Betriebspunkt maximaler Effizienz, also auf Volllast zu betreiben, findet sich im Betriebskonzept „Konstante Leistung“wieder. Ein festgelegter Lastsollwert wird nach dem Start der MGT angefahren und gehalten, bis die MGT durch das übergeordnete Kontrollsystem wieder den Befehl zum Ausschalten erhält. Um einen Eindruck zu bekommen, welchen Einfluss die MGT Leistungsvorgabe auf Emissionen und Effizienz hat, werden konstante Leistungen zwischen 5 kW und 30 kW (bzw. Volllast) in 5 kW-Schritten simuliert (Tabelle A.4).

SOC-gestufte Leistung (B)

Beim Betriebskonzept „*SOC*-gestufte Leistung“wird der Ladezustand der Batterie als Regelparameter genutzt. Es sind feste Sollwerte für die MGT Leistung festgelegt, zwischen denen je nach Ladezustand umgeschaltet wird. Fällt der *SOC* unter einen vorgegebenen Grenzwert, wird die Leistung der Gasturbine auf Volllast P_{MGT} gesetzt, um ein vollständiges Entladen zu vermeiden. Sind die Batterien ausreichend geladen (oberhalb eines spezifizierten *SOC*), wird die Leistung reduziert, um die Anzahl an Start-Stopp-Sequenzen zu reduzieren. Es werden reduzierte Leistungssollwerte $P_{MGT,low}$ zwischen $5\,\mathrm{kW_{el}}$ und $25\,\mathrm{kW_{el}}$ und verschiedene *SOC*-Schaltpunkte (SOC_{low} und SOC_{high}), bei denen zwischen Volllast und Teillast gewechselt wird, untersucht. In Tabelle A.5 im Anhang sind die untersuchten Kombinationen aus Lastsollwerten und *SOC*-Schaltpunkten zusammengefasst.

Bedarf-gestufte Leistung (C)

Neben *SOC* kann die MGT-Leistung auch in Abhängigkeit des Leistungsbedarfs des Fahrzeugs abgestuft werden. Dies wird im Betriebskonzept „Bedarf-gestufte Leistung“dargestellt. Wie beim *SOC*-gestuften Betriebskonzept wird zwischen zwei Leistungsstufen geschaltet: Volllast P_{MGT} bzw. Teillast $P_{MGT,low}$. Die Leistungsstufe wird

reduziert, sobald der Bedarf für eine gewisse Zeit unterhalb der MGT Volllast liegt. Wird über einen festgelegten Zeitraum mehr Leistung abgerufen, als der Teillastpunkt $P_{MGT,low}$ liefert, wird zurück auf Volllast geschaltet. Es werden Umschaltzeiten aus Kombinationen von 30 s und 60 s untersucht. Die betrachteten Teillastpunkte liegen wie in Betriebskonzept (A) zwischen 5 kW_{el} und 25 kW_{el}. Die Anzahl und Dauer der Abstufungen kann theoretisch beliebig fein gewählt werden, bis man zum Last-Folge-Betrieb kommt. Dieser wird separat als Betriebskonzept (D) untersucht.

Last-Folge-Betrieb (D)

Als Gegenentwurf zum Betriebskonzept mit konstanter Leistung kann der „Last-Folge-Betrieb"betrachtet werden und stellt damit das dynamischste Betriebskonzept dar. Dies entspricht der Vorgabe aus dem Ladungserhaltungstest der WLTP (Kap. 2.2.1). Die Lastvorgabe an die Gasturbine wird permanent an den Fahrzeugbedarf angepasst. Da die Lastanforderung des Traktionsmotors deutlich dynamischer variieren kann, als die Leistung der C30 in der betrachteten Konfiguration, erfolgt deren Anpassung entsprechend verzögert. Zusätzlich erfolgt die Anpassung in vorgegebenen Grenzen zwischen Volllast und Minimallast. Die natürliche el. Minimallast der C30 liegt wie die experimentelle Untersuchung gezeigt hat bei ca. 500 W. Um hohe Emissionen zu vermeiden, sollte jedoch bereits der Betriebsbereich mit einem Injektor unterhalb von 5 kW_{el} vermieden werden. Durch eine weitere Limitierung der unteren Lastgrenze lässt sich auch einstellen, wie stark die Batterie des Fahrzeugs geladen wird anstelle der reinen Lasterhaltung. In dieser Arbeit werden Minimallasten zwischen 5 kW und 25 kW betrachtet.

SOC- und Bedarf-gestufte Leistung (E)

Abschließend wird eine Kombination aus den Konzepten (B) und (C) betrachtet. Es wird sowohl der Ladezustand der Batterie, als auch der aktuelle Leistungsbedarf berücksichtigt. In Abb. 7.2 im Anhang ist das Ablaufdiagramm zur Wahl des Lastsollwerts dargestellt, welches im Hintergrund auch bei abgestellter Gasturbine mitläuft. Nach dem Start der MGT wird zunächst geprüft, wie der Leistungssollwert der MGT zum Leistungsbedarf des Fahrzeugs steht. Bei andauernd niedrigem Leistungsbedarf mit nur kurzen Beschleunigungspeaks wird beispielsweise davon ausgegangen, dass das Fahrzeug im urbanen Umfeld bewegt wird. Entsprechend wird der Ast mit niedrigen MGT Leistungen gewählt, wenn der Bedarf für 30 s unterhalb der MGT Lastvorgabe liegt. Bleibt der Leistungsbedarf des Fahrzeugs für längere Zeit auf hohem Niveau, wird davon ausgegangen, dass sich das Fahrzeug z.B. auf schneller Überlandfahrt befindet und daher höhere MGT Leistungen zur Erhaltung des *SOC* erforderlich sind. Dieser Ast wird

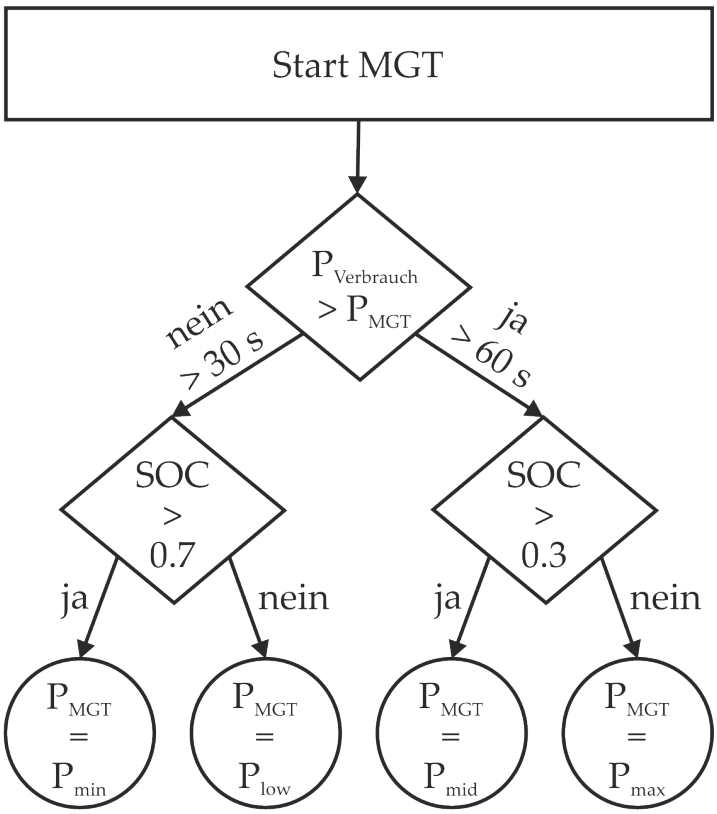


Abbildung 7.2: Schema des Verbrauch und *SOC* basierten MGT Betriebskonzepts

gewählt, wenn der Verbrauch für 60 s über dem Sollwert liegt. Die für dieses Betriebskonzept gewählten Umschaltzeiten ergeben sich aus der Auswertung von Betriebskonzept (C). Beide beschriebenen Äste sind weiter unterteilt nach dem aktuellen *SOC*. Im Ast mit niedrigem Leistungsbedarf wird, wenn die Batterie nahezu voll geladen ist, eine MGT Minimallast $P_{MGT,min}$ gewählt, um ein Abschalten zu vermeiden. Auf der anderen Seite wird bei hohem Leistungsbedarf mit nahezu entladener Batterie dagegen die MGT Maximallast $P_{MGT,max}$ gewählt. Bei niedrigem Bedarf kombiniert mit niedrigem *SOC* oder hohem Bedarf mit hohem *SOC* werden die mittleren Werte $P_{MGT,low}$ oder $P_{MGT,high}$ gewählt.

7.1.2.2 MGT Leistungsmodell

Im MGT Power Modell wird die Leistungsvorgabe aus dem Betriebskonzept in eine Leistungsausgabe umgesetzt. Zunächst wird der MGT-Startbefehl basierend auf auf dem *SOC* überwacht. Ist dieser gegeben, wird beim Hochfahren der MGT über einen Zeitraum von 120 s ein transientes Leistungsprofil, welches sich aus den experimentellen

Daten der C30 ergibt (s. Abb. 7.4), vorgegeben. Dieses resultiert aus dem Hochfahrprozess der MGT, welcher in einem geschlossenen Regelkreis hinterlegt ist und somit theoretisch für jeden Startvorgang vergleichbar abläuft. Um den Rotor auf Startdrehzahl zu beschleunigen, wird initial Leistung der Batterie entzogen, bis nach der Zündung und Erreichen der Selbsterhaltung Leistung von der MGT zur Verfügung gestellt wird (vgl. Abb. 3.24). Nach Ablauf der 120 s ist das System bereit, einen Leistungssollwert anzunehmen. Da dessen Vorgabe beliebig und in Sprüngen erfolgen kann, werden ab diesem Zeitpunkt jeglichen Leistungsänderungen ein Gradient aufgeprägt. Aus Abschnitt 3.2.4 ergibt sich dieser für die C30 durchschnittlich zu $900\,\mathrm{W\,s^{-1}}$ für steigende und fallende Lasten. Der reale Wert variiert allerdings mit der Größe der Änderung, da der Endwert asymptotisch angefahren wird. Wie eingehend beschrieben, wird die C30 nach dem Abschalten noch aktiv gekühlt, indem die Turbinendrehzahl auf 45,000 rpm gehalten wird. Dieser Vorgang ist durch erreichen eines TOT Sollwerts bzw. durch eine Maximaldauer von 10 min festgelegt. In der Praxis hat sich gezeigt, dass Maximaldauer und die Dauer zum erreichen des Temperatursollwerts gut übereinstimmen. Daher wird im Modell ein beispielhaftes Lastprofil hinterlegt und auf eine Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen verzichtet. Durch die - insbesondere im Rekuperator - in Form von Wärme gespeicherte Energie muss zum Erhalt der Drehzahl zu Beginn der Abkühlphase kaum Energie aus der Batterie zugeführt werden. Bis zum finalen Abstellen steigt der Bedarf auf 2,5 kW (s. Abb 3.25).

7.1.2.3 MGT Kraftstoffmodell

In Block MGT Fuel and Emissions wird im Kraftstoffmodell (Abb. 7.3) der Kraftstoffbedarf der Gasturbine berechnet. Eingangsparameter sind das MGT Startkommando und die Leistungsabgabe der MGT aus dem Leistungsmodell. Wie beim Leistungsmodell wird mit dem Start der MGT ein transientes Profil des Kraftstoffmassenstroms $\dot{m}_{fuel}$ vorgegeben. Dieses deckt einen Zeitraum von 360 s. Während der ersten 120 s ist dieses Profil wieder durch den als geschlossenen Regelkreis durchgeführten Vorgang für alle Leistungssollwerte identisch gegeben. Darüber hinaus kann das Profil je nach Leistungsvorgabe variieren. Dafür sind im Modell drei Profile hinterlegt. In Abb. 7.4a sind diese für 30 kW Gasturbinenleistung in rot, für 20 kW in orange und 10 kW in grün dargestellt. In Abhängigkeit der Leistungsabgabe der MGT wird der Kraftstoffverbrauch zwischen den Profilen linear interpoliert, bzw. zu tieferen Leistungen extrapoliert. Für den Abschaltvorgang gibt es kein separates Profil, da mit dem Abschalten der MGT die Kraftstoffzufuhr über Schnellschlussventile geschlossen wird. Im kontinuierlichen Betrieb

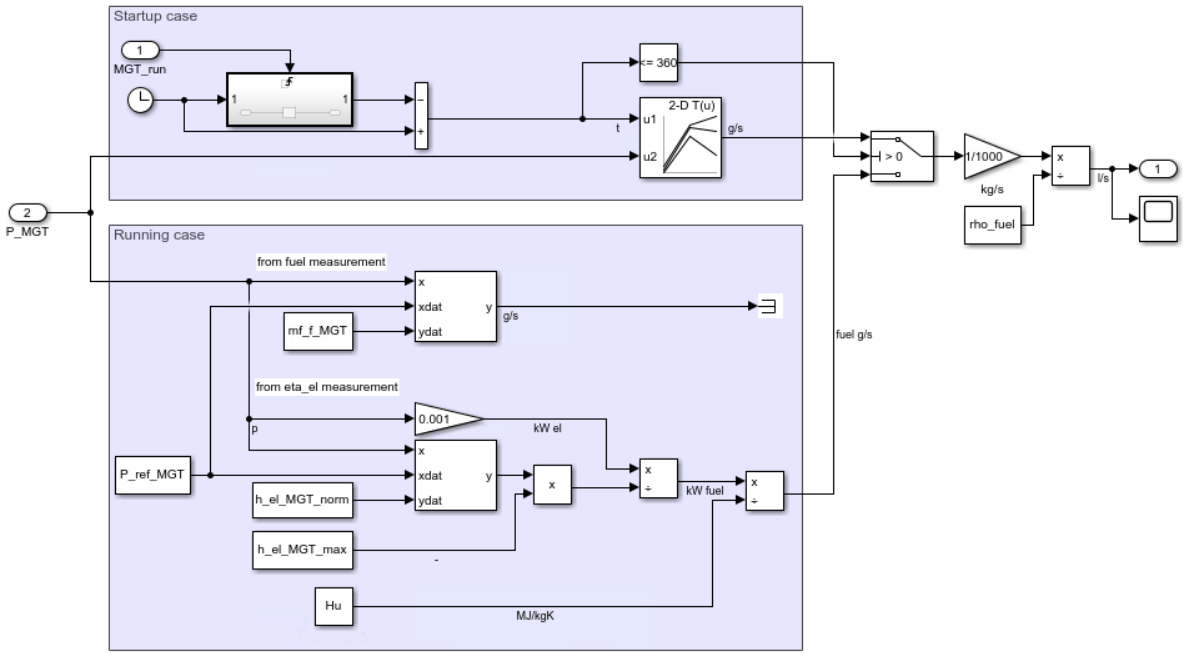
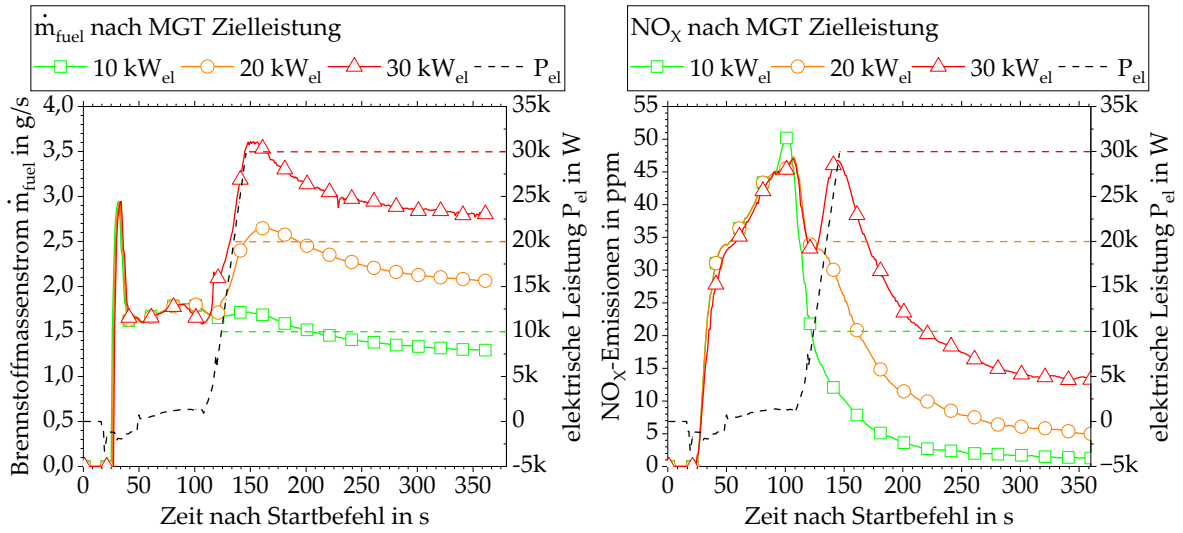


Abbildung 7.3: Umsetzung des Kraftstoffbedarfsrechnung in MATLAB® Simulink®

gibt es zwei Optionen zur Berechnung des Kraftstoffbedarfs. Die Messdaten des lastabhängigen Kraftstoffmassenstroms $\dot{m}_{fuel}$ aus Abb. 3.8b kann direkt über tabellarische Werte vorgegeben werden. Alternativ kann ein Verlauf des el. Wirkungsgrads η_{el}, wie in Abb. 3.8a vermessen, in normierter Form gewählt werden. Durch die Vorgabe des maximalen el. Wirkungsgrads $\eta_{el,max}$ (25,5 % im Fall der C30), des Kraftstoff-Heizwerts H_u und der MGT Leistung P_{MGT} errechnet sich der Kraftstoffmassenstrom (Gl. 7.1). Dies vereinfacht die Durchführung von Parameterstudien von el. Spitzenleistung und el. Wirkungsgrad und ermöglicht die Variation von Kraftstoffparametern. Über die Dichte des Kraftstoffs ρ_{fuel} wird der Massenstrom dann in einen Volumenstrom umgerechnet. Dieser wird über die Zeitschritte integriert und ergibt mit der bis zum Zeitpunkt gefahrenen Strecke d in km den Kraftstoffverbrauch FC des Fahrzeugs in l/100 km (Gl. 7.2). Daten zu Wirkungsgrad und Kraftstoffmassenstrom sind hierzu über einen Bereich zwischen 1 kW bis 30 kW el. Leistung hinterlegt.

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_{MGT}}{\eta_{el,norm}(P_{MGT}) * \eta_{el,max} * H_u} \tag{7.1}$$

$$FC = \int_0^t (\dot{m}_{fuel} * \rho_{fuel}) dt / d * 100 \tag{7.2}$$



(a) Leistung und Kraftstoffmassenstrom (b) NO_x-Emissionen

Abbildung 7.4: Zeitabhängige Profile für Leistung, Kraftstoffmassenstrom und NO_X-Emissionen während des Startvorgangs für verschiedene Leistungsvorgaben

7.1.2.4 MGT Emissionsmodell

Das Modell zur Berechnung der MGT Emissionen ist analog zum Kraftstoffmodell aufgebaut. Es werden die Größen NO_X, CO und CO_2 berechnet, in Abb. 7.5 ist beispielhaft das NO_X-Modell dargestellt. Eingangsparameter sind ebenso das Startkommando und die Leistungsabgabe. Im Startfall ist der Gehalt der Abgasemissionen durch drei Lastabhängige Profile über einen Zeitraum von 360 s gegeben. In Abb. 7.4b ist dieser ebenfalls für die Stickoxidemissionen in rot für 30 kW in orange für 20 kW und grün für 10 kW dargestellt. Da die Emissionen als Konzentrationen c_i experimentell bestimmt wurden, sind zusätzlich Profile für den Abgasmassenstrom $\dot{m}_{exh}$ hinterlegt, anhand derer ein Massenstrom der einzelnen Emissionen $\dot{m}_i$ berechnet wird (Gl. 7.3). Mit dem Abstellen der Gasturbine wird ebenfalls von einem instantanen Abfall der Emissionen ausgegangen. Im kontinuierlichen Lastbetrieb sind die experimentell bestimmten, lastabhängigen Profile für Emissionen (Abb. 3.12) und Abgasmassenstrom (Luft + Kraftstoff in Abb. 3.8b) hinterlegt. Anhand von Gleichungen 7.3 und 7.4 ergeben sich die über den Fahrzyklus akkumulierten Emissionsmassen der einzelnen Spezies (M_{NO_X} und M_{CO} in mg/km und M_{CO_2} in g/km) bezogen auf die gefahrene Strecke d.

$$\dot{m}_i = c_i * \rho_i * \frac{\dot{m}_{exh}}{\rho_{exh}} \tag{7.3}$$

$$M_i = \int_0^t \dot{m}_i \; dt/d \tag{7.4}$$

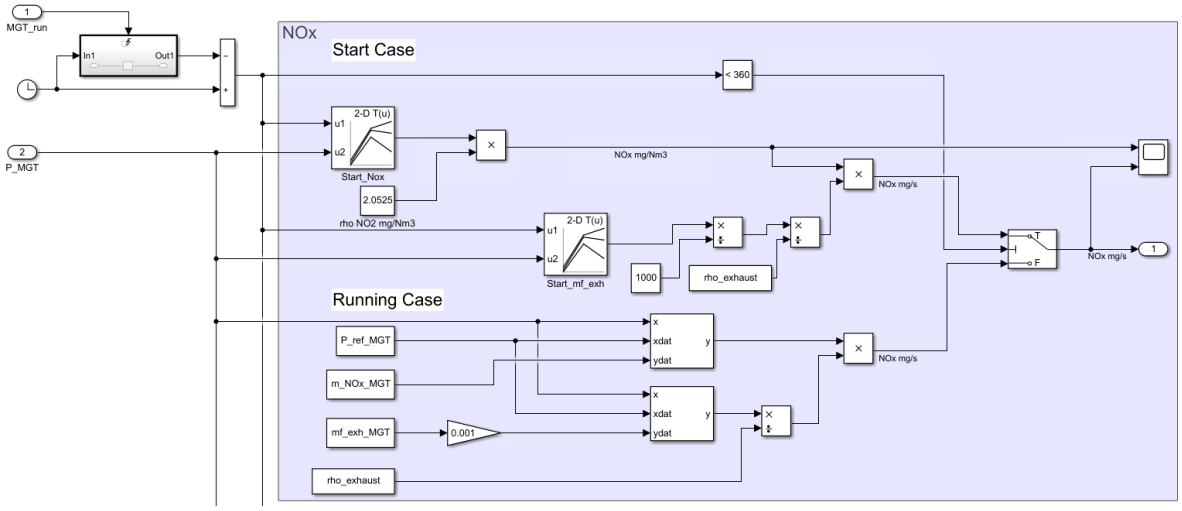


Abbildung 7.5: Umsetzung des NO_X-Emissionsmodells in MATLAB® Simulink®

7.2 Ergebnisse Fahrzyklussimulation

Ziel der Untersuchung des MGT-Hybridfahrzeugs im Fahrzyklussimulator ist die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs und der damit einhergehenden CO_2 Emissionen, sowie die im Betrieb ausgestoßenen Schadstoffe NO_X und CO. Dargestellt werden diese jeweils ausgewertet nach der WLTP (Kap.2.2.1) und im Vergleich dazu nach dem Langstreckentest (Kap. 2.2.2). Zur Charakterisierung des MGT Hybridfahrzeugs werden mehrere Parameterstudien durchgeführt. Es wird untersucht, wie sich das Betriebskonzept auf Verbrauchs- und Emissionswerte auswirkt. Außerdem wird untersucht, wie sich Auslegungsparameter der MGT (Gewicht, el. Wirkungsgrad und Batteriegröße) diesbezüglich auswirken. Dies ermöglicht den direkten Vergleich der Ergebnisse des MGT-Hybridantriebs mit den für eine Typenzulassung einzuhaltenden Emissionsgrenzwerten (Tab. 2.1) oder auch mit den Kennzahlen kommerzieller HEV die andere Primärenergiewandler einsetzen.

Zur Veranschaulichung eines Simulationsablaufs des Langstreckentests sind die genannten Größen in Abb. 7.6 über der Simulationszeit dargestellt. Der gezeigten Simulation liegt beispielhaft ein Betriebskonzept (E) mit *SOC*- und Bedarf-gestufter MGT-Leistung zugrunde (Tabelle A.8, Index 1). Der Graph in Abb. 7.6 a) zeigt die in Form von WLTC zurückgelegte Distanz und die Leistung der Gasturbine P_{MGT}. Zunächst bewegt sich das Fahrzeug über 254 km in ca. 5,5 h rein elektrisch fort. Danach startet die MGT und lädt die Batterie über ca. 3 h wieder auf. Der Ladevorgang erfolgt abhängig vom *SOC* und Leistungsbedarf des Fahrzeugs. Dies ist erkennbar an den unterschiedlichen Laststufen zwischen 15 kW und 30 kW, wie vom Betriebskonzept vorgegeben. Bis zum Abschluss der Simulation mit leerem Tank und leerer Batterie läuft die MGT noch ein zweites Mal für ca. 2 h. Die folgenden Graphen b), c) und d) der Abb. 7.6 zeigen als rote Linie die jeweils aktuellen MGT-Emissionen von NO_X und CO in mg/Nm^3, sowie CO_2 in Vol%. Die daraus resultierenden, akkumulierten streckenbezogenen Emissionsmassen M_i in mg/km oder g/km sind als blaue Quadrate dargestellt. Während die Gasturbine in Betrieb ist, steigen diese an. Bei reinem Batteriebetrieb fallen die Werte wieder ab. Es ist zu sehen, dass sich die finale Emissionsmasse am Testende vom maximalen Wert während des Tests unterscheidet, da sich das Verhältnis von MGT-Betrieb zu rein elektrischem Betrieb verändert hat. Bei der nachfolgenden Bewertung der Fahrkonzepte werden jeweils beide Werte (maximal und final) berücksichtigt. So kann beurteilt werden, ob trotz gutem Endergebnis möglicherweise während des Tests Emissionsgrenzen überschritten werden.

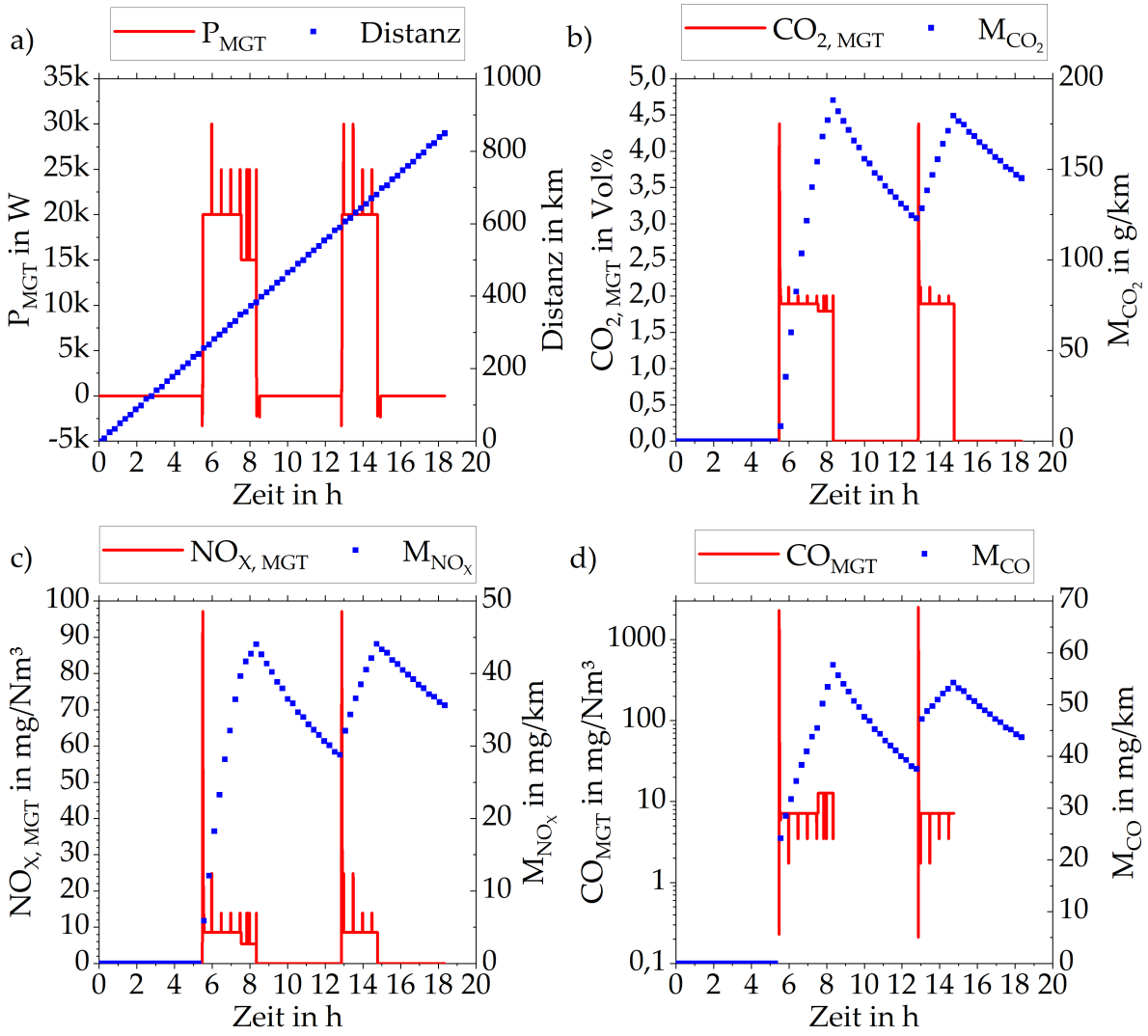


Abbildung 7.6: Zeittrends eines Langstreckentests mit *SOC*- und lastgesteuerter MGT-Leistung (Tabelle A.8, Index 1)

Für das gleiche Betriebskonzept (E) (Tabelle A.8, Index 1) ist in Abb. 7.7 der Simulationsablauf nach dem WLTP dargestellt. Die ersten 5,5 h umfassen den Entladungsteil (CD) des Tests. Dieser wird, wie beim Langstreckentest rein elektrisch zurückgelegt, bis im letzten Zyklus der Primärenergiewandler startet. Da diesem Zeitfenster keine MGT relevanten Informationen zu entnehmen sind, ist die Achse in Abb. 7.7 unterbrochen dargestellt, um den folgenden Ladungserhaltungsteil (CS) detaillierter darzustellen zu können. Die Graphen sind analog zu Abb. 7.6 aufgebaut. Da der CD und CS Teil jeweils separat ausgewertete werden, wird die zurückgelegte Strecke, wie in Abb. 7.6 a) zu sehen ist, für den CS Teil wieder zurückgesetzt. Entsprechend der Vorgaben aus dem Betriebskonzept startet die MGT auf eine el. Leistung von 20 kW und wird im

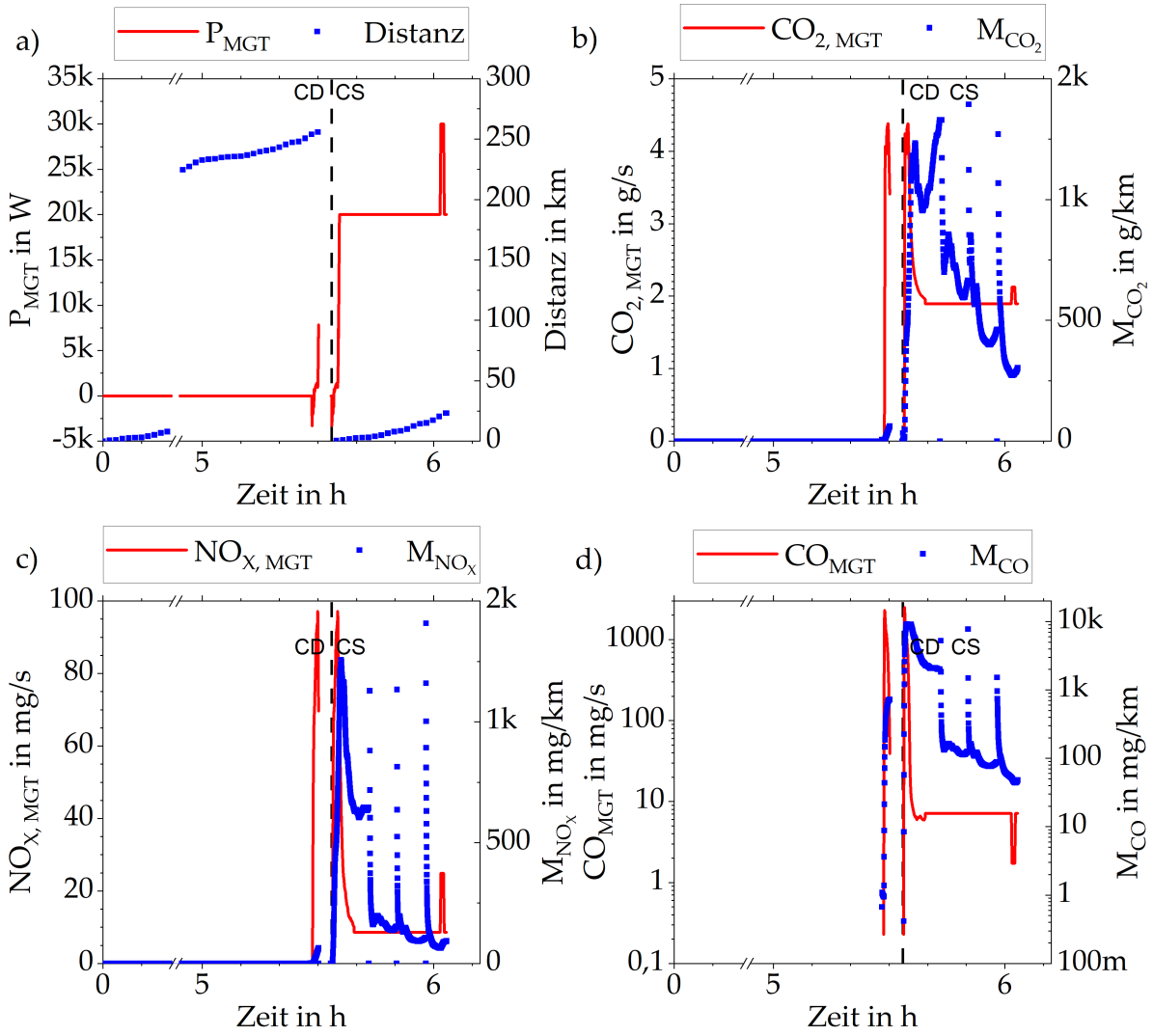


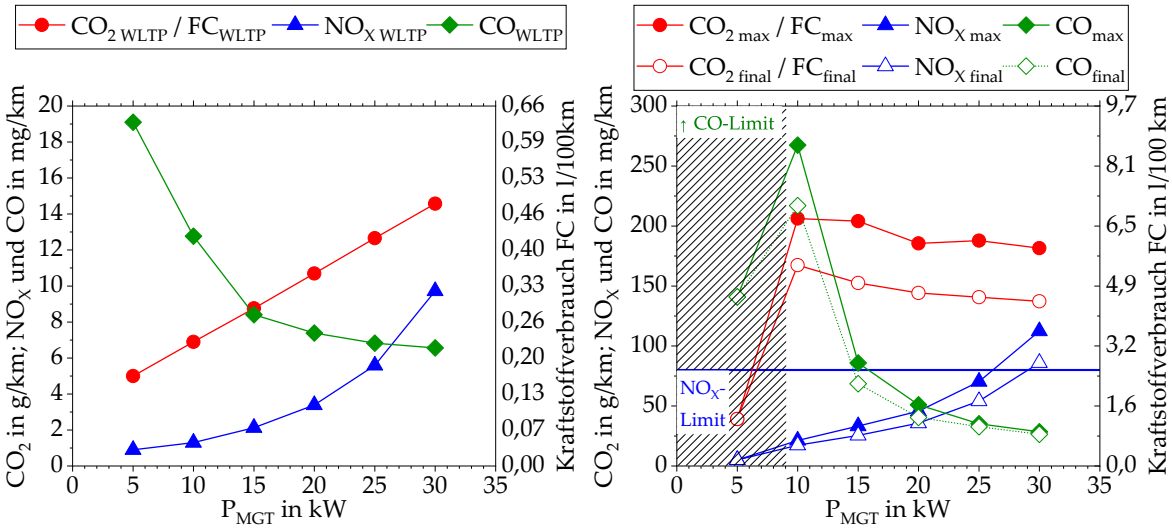
Abbildung 7.7: Zeittrends eines WLTP-Tests mit *SOC*- und lastgesteuerter MGT-Leistung (Tabelle A.8, Index 1)

Testverlauf entsprechend des *SOC* und des Leistungsbedarfs zwischenzeitlich auf 30 kW_{el} hochgefahren. Die Graphen der Abbildungen 7.7 b), c) und d) zeigen wieder die CO_2, NO_X and CO Emissionen. Vom WLTP-Vorgehen ist gefordert, dass die Emissionsmassen über die unterschiedlichen Phasen des Zyklus jeweils separat integriert werden. Dies führt zu den Spitzen die zu Beginn der einzelnen Phasen zu erkennen sind. Für die Auswertung ist jeweils der Emissionswert am Ende der Phase, entsprechend Gl. 2.2, entscheidend.

7.2.1 Betriebsstrategie des Referenz-HEV

Zur Ausgestaltung des Betriebskonzepts bieten sich im Realfahrzeug neben dem Lastpunkt der Gasturbine noch eine Vielzahl weiterer Parameter an. So können die Vorgaben für das Regelungssystem zum Start und Abstellen der Gasturbine oder zum Durchführen von Laständerungen variiert werden. Typische Eingangsparameter sind dafür der *SOC* und die Lastanforderung des Fahrzeugs. Darüber hinaus können auch Standortdaten und im Navigationssystem geplante Routen oder künftig mittels Geofencing abgegrenzte Bereiche zur Steuerung der MGT genutzt werden. Die Ergebnisse der hier präsentierten Studien konzentrieren sich auf die Vorgaben für Laständerungen, welche mittels der fünf in Kapitel 7.1.2.1 beschriebenen Betriebskonzepte (A) bis (E) gesteuert werden. Der Start der MGT erfolgt in dieser Arbeit immer bei einem *SOC* von 15 % und der Abschaltvorgang bei 85 %.

7.2.1.1 Konstante MGT Leistung (A)



(a) nach WLTP (b) nach Langstreckentest

Abbildung 7.8: Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter Leistung - Betriebskonzept A

Betreibt man die Gasturbine bei einem konstanten, vordefinierten Lastpunkt (Kap. 7.1.2.1) ergibt sich das Verbrauchs- und Emissionsverhalten in Abhängigkeit des Lastpunkts P_{MGT}, wie in Abb. 7.8 dargestellt. In Abb. 7.8a erfolgt die Auswertung nach dem WLTP, wie beschrieben in Kap. 2.2.1. Die Emissionstrends $NO_{X,WLTP}$ und CO_{WLTP} verhalten sich wie aufgrund der experimentell ermittelten MGT Rohemissionen zu erwarten ist.

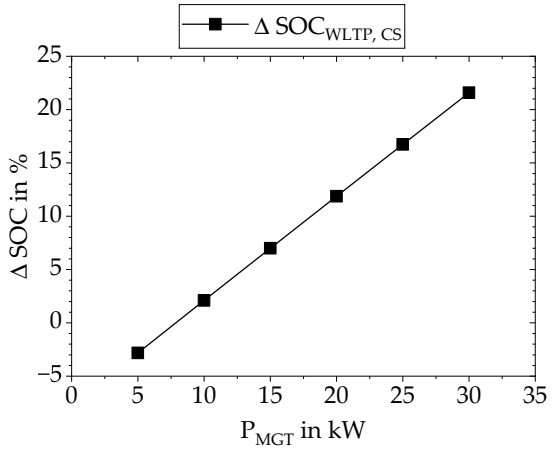


Abbildung 7.9: Änderung des *SOC* über den CS-Zyklus bei konstanter MGT-Leistung

Mit zunehmendem Volllastanteil fallen die CO-Emissionen ab und die NO_X-Emissionen steigen an. CO fällt von 5 kW_{el} bis 30 kW_{el} von 19,1 mg/km auf 6,6 mg/km während NO_X gegenläufig von 0,9 mg/km auf 9,7 mg/km ansteigt. Die Ergebnisse zeigen, dass Kraftstoffverbrauch FC_{WLTP} und $CO_{2,WLTP}$-Emissionen in einem linearen Zusammenhang zueinander stehen. Daher entspricht die rote Kurve hier und in den folgenden Graphen sowohl den CO_2-Emissionen an der linken Achse, als auch dem Verbrauch an der rechten Achse. Entgegen der Erwartung aus der experimentellen Untersuchung steigen CO_2-Ausstoß und Verbrauch trotz höherem el. Wirkungsgrad mit steigender el. Leistung nahezu linear an. Der Verbrauch erhöht sich von 0,16 l/100km auf 0,48 l/100km. Die Ursache dafür liegt in Modus wie der CS-Zyklus ausgewertet wird. Da das Betriebskonzept nicht feststellt, wie viel Energie für die reine Ladungserhaltung tatsächlich erforderlich ist, sondern die Batterie mit der vorgegebenen Leistung lädt, so lange der *SOC* unter 85 % liegt, wird die Batterie bei höherer el. Leistung der MGT stärker geladen als erforderlich und somit mehr Kraftstoff verbraucht. Dies geht auch aus dem finalen *SOC* am Testende hervor, welches sich je nach Leistungsvorgabe zwischen −2,8 Prozentpunkte und 21,6 Prozentpunkte gegenüber dem Beginn des Ladungserhaltungszyklusses verändert. In Abb. 7.9 ist diese Änderung $\Delta SOC_{WLTP,CS}$ abhängig von der el. Leistung P_{el} dargestellt. Bei Volllastbetrieb ist die Batterie am Ende des CS-Zyklus bereits wieder zu 36 % geladen. Nur bei einer el. Leistung von 5 kW wird die Batterie weiter entladen. Bei einer Erhöhung des *SOC* würde diese Energie wieder zum rein elektrischen Fahren zur Verfügung stehen. Da die Änderung des *SOC* bei der Auswertung aber nicht auf den Kraftstoffverbrauch angerechnet wird, ergibt sich der höhere Verbrauch bei höherer Leistung. Der Effekt der "Überladung"beeinflusst ebenfalls die Emissionen, fällt hier jedoch geringer aus als der Einfluss durch den MGT Lastpunkt auf die Rohemissionen,

sodass es zu keiner Umkehr der Trends kommt. Grundsätzlich liegen Emissionen und Verbrauch nach dem WLTP auf sehr niedrigem Niveau. Dies liegt zu großen Teilen an der Korrektur durch den UF. Nach Gleichung 2.1 berechnet sich dieser aus der Länge des CD-Tests, welcher unabhängig vom Primärenergiewandler die rein elektrische Reichweite des Fahrzeugs reflektiert. Daher hängt dieser fast ausschließlich von der Batteriekapazität ab, wodurch der UF für alle Betrachtungen im Referenz-HEV gleich $0,98$ ist. Aus Gleichung 2.2 ergibt sich daraus, dass nur knapp $2\,\%$ der Emissionen und des Verbrauchs des CS-Zyklus anzurechnen sind. Der Einfluss des UF wird in Kap. 7.2.3 näher betrachtet.

Wie bereits beschrieben, werden bei der Auswertung des Langstreckentests sowohl die finalen, als auch die maximalen Werte berücksichtigt. In den Ergebnissen in Abb. 7.8b sticht zunächst ins Auge, dass Verbrauch FC und CO-Emissionen von $5\,\mathrm{kW_{el}}$ auf $10\,\mathrm{kW_{el}}$ einen starken Anstieg aufweisen, bevor sie wieder sinken. Dies liegt daran, dass bei einer konstanten Ladeleistung von $5\,\mathrm{kW_{el}}$, wie schon in Abb. 7.9 zu erkennen ist, die Batterie über den WLTC in Summe entladen wird und somit der Test vorzeitig, mit nicht leerem Tank, abgebrochen wird. Die Ergebnisse sind daher nicht vergleichbar. Abgesehen davon verhalten sich NO_X und CO ähnlich wie bei der Auswertung nach WLTP. Die absoluten Werte liegen aber um eine Größenordnung höher. Dies ergib sich, da keine Korrektur über den UF erfolgt. Über einen großen Bereich des Leistungsspektrum der C30 werden dennoch die EURO6 Grenzwerte eingehalten. Nur oberhalb von $P_{MGT} = 25\,\mathrm{kW}$ werden die aktuell gültigen NO_X-Grenzwerte nach dieser Auswertemethode überschritten. Der Kraftstoffverbrauch fällt ab $10\,\mathrm{kW_{el}}$, wie durch den höheren el. Wirkungsgrad zu erwarten ist, von 5,4 l/100km auf 4,4 l/100km ab. Betrachtet man die maximalen Werte über die Laufzeit des Tests, ergibt sich aufgrund von ungünstigem Schaltverhalten der MGT beim Verbrauch ein leichter Anstieg zwischen $20\,\mathrm{kW_{el}}$ und $25\,\mathrm{kW_{el}}$. Dies verdeutlicht, dass bei der Bewertung des Betriebskonzepts durchaus zu berücksichtigen ist, wann und mit welcher Leistung die Gasturbine betrieben wird.

Nach WLTP weist das IUV mit der C30 als Primärenergiewandler für alle Leistungsstufen sehr gute Emissions- und Verbrauchswerte auf. Dies ergibt sich aus den Vorgaben zur Auswertung, ist aber primär der hohen Batteriekapazität des IUV geschuldet, die zu einem hohen UF führt. Daher wird deren Einfluss später gesondert untersucht (Abschnitt 7.2.3). Auch im Langstreckentest weist diese Konfiguration gute Ergebnisse auf, allerdings kann für hohe Leistungen der NO_X-Grenzwert nicht eingehalten werden. Dies macht die Betrachtung der folgenden Betriebskonzepte mit flexibler Leistungsvorgabe interessant um dennoch von den hohen Wirkungsgraden im Volllastpunkt profitieren zu können.

7.2.1.2 SOC-gestufte MGT Leistung (B)

Tabelle 7.4 Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei *SOC*-gestufter Leistung nach WLTP - Betriebskonzept B

$CO_{2\ WLTP}$	FC_{WLTP}	$NO_{X\ WLTP}$	CO_{WLTP}
14,6 g/km	0,48 l/100km	9,7 mg/km	6,6 mg/km

Die erste untersuchte Variante eines flexiblen Betriebskonzepts ist die Stufung der el. Leistung der MGT anhand des *SOC* der Batterie (Kap. 7.1.2.1). Bewertet man das Fahrzeug nach dem WLTP, ergibt sich für alle untersuchten Parametersätze (Tab. A.5) das gleiche Ergebnis für Verbrauch und Emissionen, wie in Tabelle 7.4 zusammengefasst. Da der Ladungserhaltungszyklus stets mit entladener Batterie beginnt, wird in jedem Simulationslauf zunächst der Volllastpunkt beim Start der MGT gewählt. Um die Batterie dann so weit zu laden bis der niedrigste untersuchte Umschaltpunkt erreichen wird, ist die Länge eines WLTCs nicht ausreichend. Nur bei kleineren Batteriekapazitäten würde dieses Stufungskonzept im WLTP zum tragen kommen.

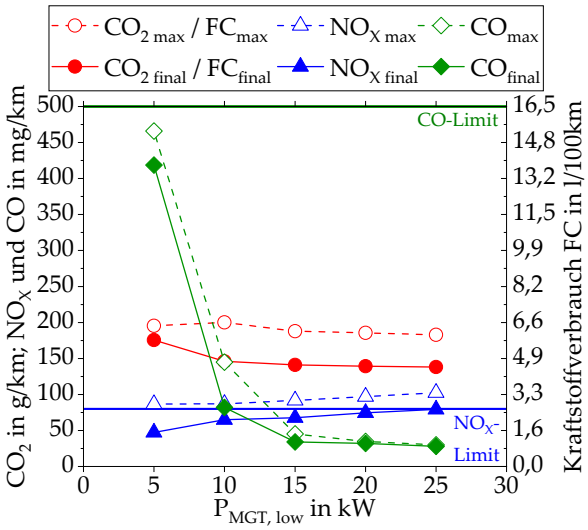


Abbildung 7.10: Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei *SOC*-gestufter Leistung nach Langstreckentest - Betriebskonzept B

Betrachtet man die Auswertung im Langstreckentest, so wird der Einfluss der Umschaltung ersichtlich. In Abb. 7.10 sind für den Fall der *SOC*-Schaltpunkte 30 % für Volllastbetrieb und 70 % für Teillastbetrieb (Tab. A.5 - Index 1 bis 5) die Emissionen und der Verbrauch in Abhängigkeit des Teillastsollwerts $P_{MGT,low}$ dargestellt. Die Auswertung

der *SOC*-Schaltpunkt-Variationen (Tab. A.5 - Index 6 bis 9) zeigt, dass diese nur einen geringen Einfluss auf das Ergebnis haben, sodass die grundlegenden Erkenntnisse dem dargestellten Beispiel entnommen werden können. Zunächst ist durch den stetigen Verlauf der Trends ersichtlich, dass durch die Umschaltung auf Volllast bei niedrigem Ladestand, auch bei niedrigen Teillastsollwerten, ein vorzeitiger Abbruch wegen entladener Batterie vermieden wird. Abgesehen davon liegen die Verbrauchswerte FC_{final} für sämtliche Teillastpunkte auf einem ähnlichen Niveau von 4,5 l/100km bis 4,9 l/100km mit Ausnahme von $P_{MGT,low} = 5\,\mathrm{kW_{el}}$, dort steigt der Verbrauch leicht auf 5,8 l/100km. Damit liegen die Werte durchweg ähnlich hoch wie bei Betriebskonzept (A). Bereits die zeitweise Umschaltung von Volllast auf 25 kW führt aber dazu, dass die $\mathrm{NO_{X\ final}}$-Emissionen die Grenzwerte durchweg einhalten. Im Umkehrschluss führt die Umschaltung auf Volllast dazu, dass sich $\mathrm{NO_X}$ bei niedrigeren Teillastpunkten weniger stark reduzieren als bei konstanter MGT Leistung. Die finalen Werte $\mathrm{NO_{X\ final}}$ liegen knapp unterhalb des Grenzwerts zwischen 50 mg/km und 80 mg/km, die maximalen Werte $\mathrm{NO_{X\ max}}$ knapp über dem Grenzwert. Die CO Emissionen zeigen sich im Vergleich zum Betriebskonzept mit konstanter Last insbesondere in den Teillastpunkten $10\,\mathrm{kW_{el}}$ und $15\,\mathrm{kW_{el}}$ deutlich reduziert und liegen durchweg unter dem Grenzwert.

Die *SOC*-basierte Stufung der MGT Leistung entspricht nach WLTP dem Volllastpunkt aus Betriebskonzept (A). Für den Langstreckentest erweist sich das Konzept als Schritt in die richtige Richtung. Insbesondere bei den CO-Emissionen kann eine deutliche Reduktion erzielt werden und auch $\mathrm{NO_{X\ final}}$ fällt für hohe Lasten etwas niedriger aus. Interessant hier ist vor allem, dass bis zu einer Absenkung auf $P_{MGT,low} = 15\,\mathrm{kW}$ bei verbesserten Emissionen kein Einbußen beim Verbrauch in Kauf genommen werden müssen. Darüber hinaus, kann eine vollständige Entladung der Batterie vermieden werden.

7.2.1.3 Bedarf-gestufte MGT Leistung (C)

Die zweite Variante zur Variation der MGT Leistung basiert auf dem aktuellen Bedarf des Fahrzeugs (Kap. 7.1.2.1). Neben der Variation des Teillastpunktes $P_{MGT,low}$ zwischen 5 kW und 25 kW liegt der Fokus auf der Variation der Umschaltzeiten. Die Umschaltzeiten sind für die Auswertung in Abb. 7.11 über die Zahlenkombination indiziert. Dabei steht die erste Zahl für die Sekunden bis zum Wechsel in den Teillastpunkt und die zweite Zahl für den Wechsel zu Volllast. Betrachtet man die $\mathrm{NO_X}$-Emissionen, so liegen die beiden Varianten mit identischen Zeiten für den Wechsel zu Teil- und Volllast sowohl nach

WLTP-Auswertung (linke Seite Abb. 7.11), als auch nach dem Langstreckentest (rechte Seite Abb. 7.11), nahezu gleichauf und im Mittelfeld. Entsprechend dem schnelleren Wechsel zu Teillast bzw. Volllast, liegen die Emissionen der Variante 30-60 etwas niedriger und die der Variante 60-30 etwas höher. Vor allem bei der Variante 60-30 nimmt der Volllastanteil durch die späte Leistungsreduktion und schnelle Leistungssteigerung für den MGT-Betrieb zu, wodurch hier die höchsten NO_X-Emissionen verzeichnet werden. Für alle Varianten nehmen diese zu niedrigeren Teillastpunkten hin zunächst ab, steigen dann spätestens für den $5\,kW_{el}$ Teillastpunkt aber wieder an, bleiben dabei aber stets unterhalb des Grenzwerts (auch $NO_{X\,max}$ im Langstreckentest). Im Unterschied zu Betriebskonzept (A) wird der Test auch für den niedrigsten Teillastpunkt in allen Varianten regulär abgeschlossen. Grund für den NO_X Anstieg ist, dass der Leistungsbedarf den niedrigen Lastpunkt nur selten unterschreitet und somit die MGT zu einem großen Anteil im Volllastpunkt betrieben wird. Besonders deutlich tritt das in der Variante 60-30 zu Tage, da hier die Lastabsenkung auch aufgrund der Schaltzeiten am unwahrscheinlichsten ist. Bei den CO-Emissionen ist der Effekt deutlich weniger auffällig. Diese steigen zu niedrigeren Teillastpunkten an und liegen in allen Varianten größtenteils auf einem ähnlichen Niveau. In der Variante 60-30 schwächt sich der Anstieg bei $5\,kW_{el}$ aufgrund des höheren Volllastanteils etwas ab. Wie auch bei den NO_X-Emissionen liegen die Varianten 30-30 und 60-60 im Mittelfeld. Bei den Varianten mit unterschiedlichen Zeiten liegt nun die Variante 60-30 mit dem schnelleren Wechsel zu Volllast auf etwas niedrigerem Niveau. Der Verbrauch FC_{WLTP} und die $CO_{2\,WLTP}$-Emissionen fallen wie für Betriebskonzept (A) beschrieben, mit sinkendem Teillastpunkt größtenteils linear ab. Für den $5\,kW_{el}$ Teillastsollwert flachen die Trends leicht ab, da dieser wie oben beschrieben seltener angefahren wird. Bei der Auswertung nach dem Langstreckentest, ist bei diesem Betriebskonzept ein klarer Abfall von Verbrauch FC_{final} und $CO_{2\,final}$ hin zu höheren $P_{MGT,low}$-Sollwerten zu verzeichnen.

Die Grenzwerte für NO_X und CO werden für Betriebskonzept (C) in allen betrachteten Fällen eingehalten. Im WLTP bleiben Emissionen und Verbrauch auf dem generell niedrigen Niveau der bisher betrachteten Betriebskonzepte. Im Langstreckentest kann im Vergleich zu Betriebskonzept (B) bis zu einer Teillastabsenkung von 20 kW eine Signifikante Reduktion der NO_X-Emissionen erzielt werden, ohne Verschlechterung der CO-Emissionen und des Verbrauchs. Bei den Umschaltzeiten bietet die Variante 30-30 den besten Kompromiss.

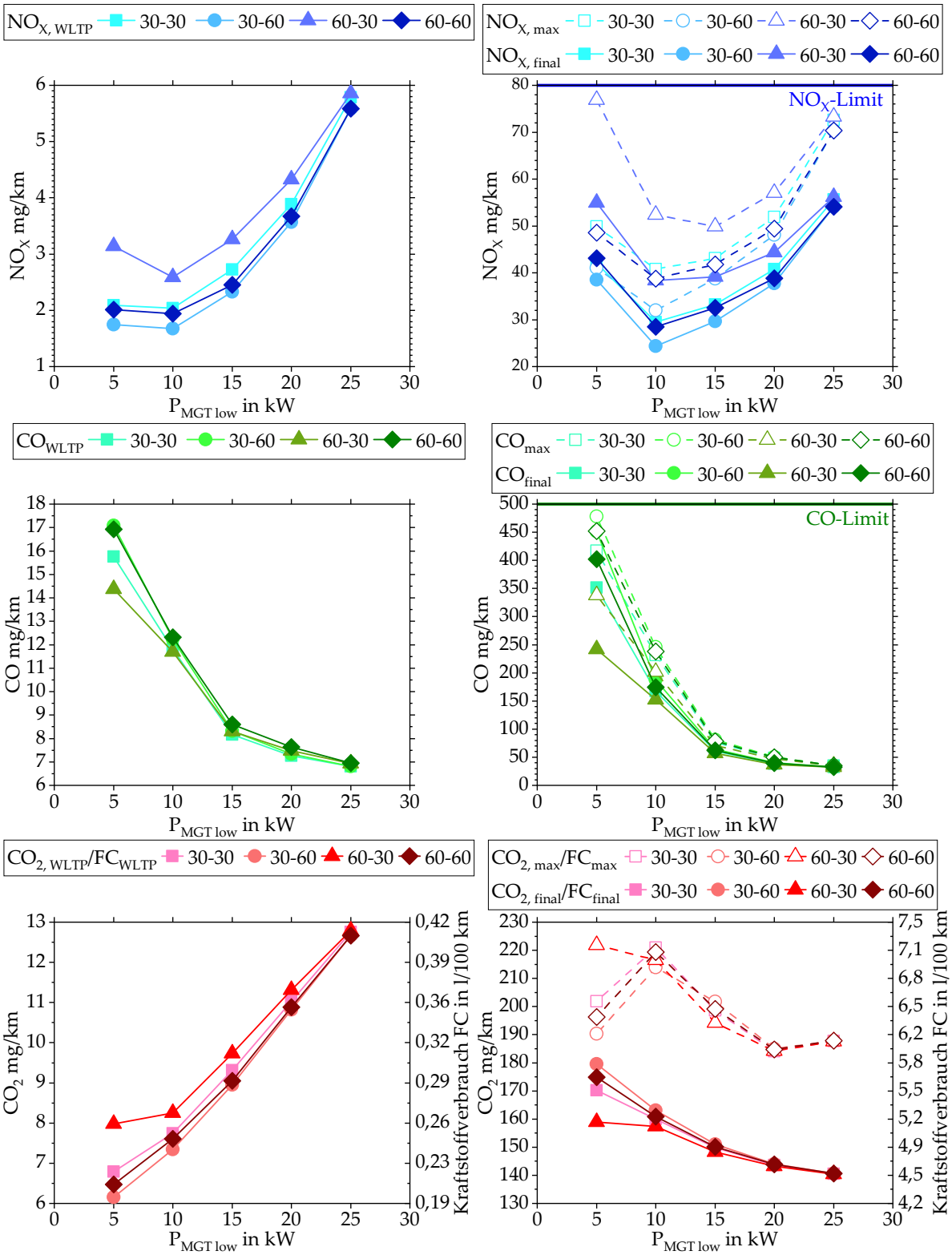


Abbildung 7.11: Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen für verschiedene Schaltzeiten in s bei Bedarf-gestufter MGT Leistung - Betriebskonzept C - links nach WLTP, rechts nach Langstreckentest

7.2.1.4 Last-Folge-Betrieb (D)

Wie bereits in der Beschreibung von Betriebskonzept (C) angedeutet, stellt der Last-Folge-Betrieb (Kap. 7.1.2.1) den Extremfall der Bedarf-gestuften MGT Leistung dar. Im Last-Folge-Betrieb wird die Leistung der Gasturbine wird kontinuierlich an den aktuellen Bedarf des Fahrzeugs angepasst. Abbildung 7.12 zeigt für einen Ausschnitt des WLTC und ein MGT Betriebsfenster zwischen 5 kW_{el} und 30 kW_{el} das Leistungsprofil für die MGT und den Bedarf des Fahrzeugs. Es ist deutlich zu erkennen, dass die hohen Gradienten und Spitzen die sich aus dem Geschwindigkeitsprofil des WLTC ergeben durch den MGT Lastgradienten signifikant abgeschwächt und durch das Betriebsfenster abgeschnitten werden. Unabhängig von der unteren Grenze des Betriebsfensters können können alle Läufe regulär abgeschlossen werden. Verbrauchsspitzen werden durch die Grundlast $P_{MGT,min}$ und Rekuperation kompensiert. Es werden Grundlasten zwischen 5 kW_{el} und 25 kW_{el} untersucht.

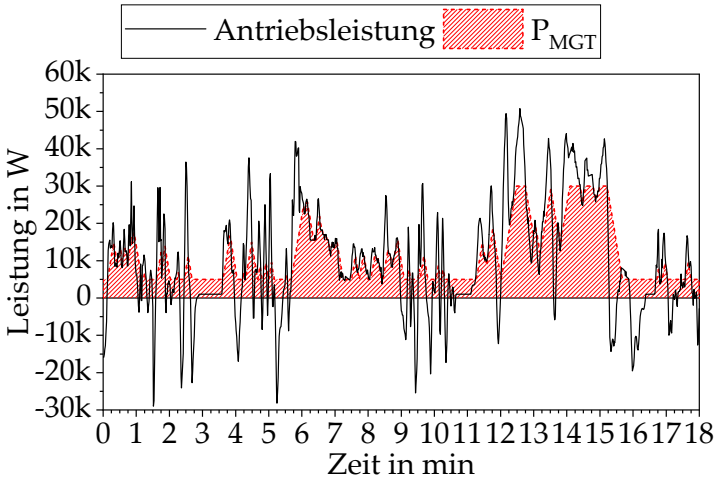
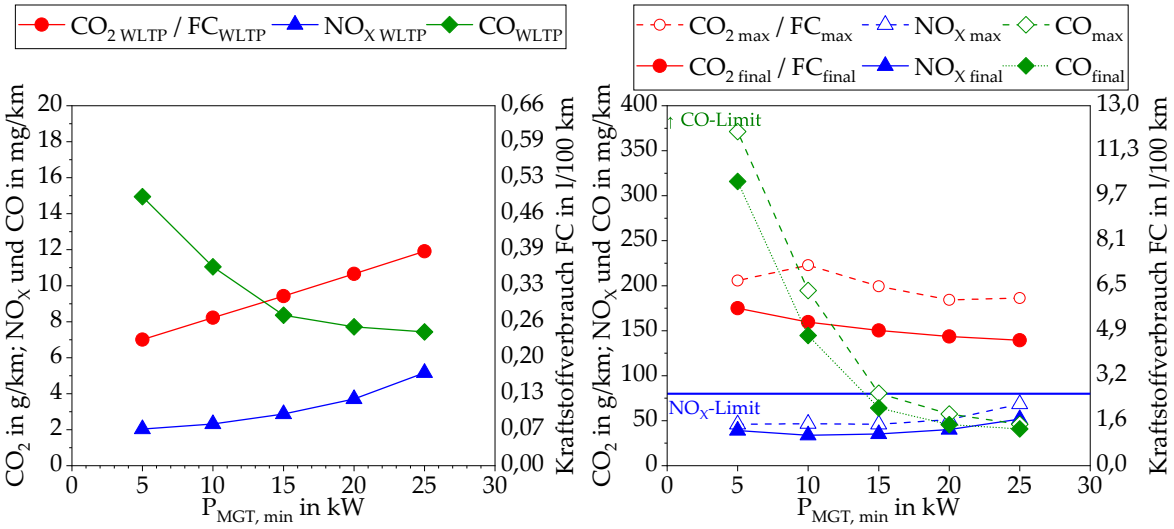


Abbildung 7.12: Ausschnitt aus dem Leistungsbedarfsprofil des IUV im WLTC und dem MGT Leistungsprofil für Lastfolgebetrieb zwischen 5 kW and 30 kW (Betriebskonzept (D))

Die Trends für Emissionen und Verbrauch des Lastfolgebetriebs in Abb. 7.13 zeigen sich vergleichbar mit Betriebskonzept (C). Die Emissionsgrenzwerte werden für alle untersuchten $P_{MGT,min}$ eingehalten. $NO_{X\ WLTP}$ steigt dabei mit der Lastuntergrenze von 2,0 mg/km auf 5,1 mg/km für den WLTP Test. Für den Langstreckentest variiert $NO_{X\ final}$ zwischen 33,8 mg/km und 51,9 mg/km. Dabei zeichnet sich ein Minimum bei einer Grundlast der MGT von 10 kW_{el} ab. Die CO-Emissionen fallen mit steigender Lastuntergrenze von 15,0 mg/km auf 7,4 mg/km, nach WLTP und nach dem Langstreckentest von 316 mg/km auf 41 mg/km. Wie bei den anderen Betriebskonzepten steigt der

Verbrauch auch beim Last-Folge-Betrieb ausgewertet nach dem WLTP mit $P_{MGT,min}$ an, da mit steigender Untergrenze im CS-Zyklus die Batterie weiter geladen wird. Die Werte liegen zwischen 0,23 l/100km und 0,39 l/100km. Beim Langstreckentest hingegen fällt der Verbrauch kontinuierlich von 5,6 l/100km auf 4,6 l/100km.



(a) nach WLTP (b) nach Langstreckentest

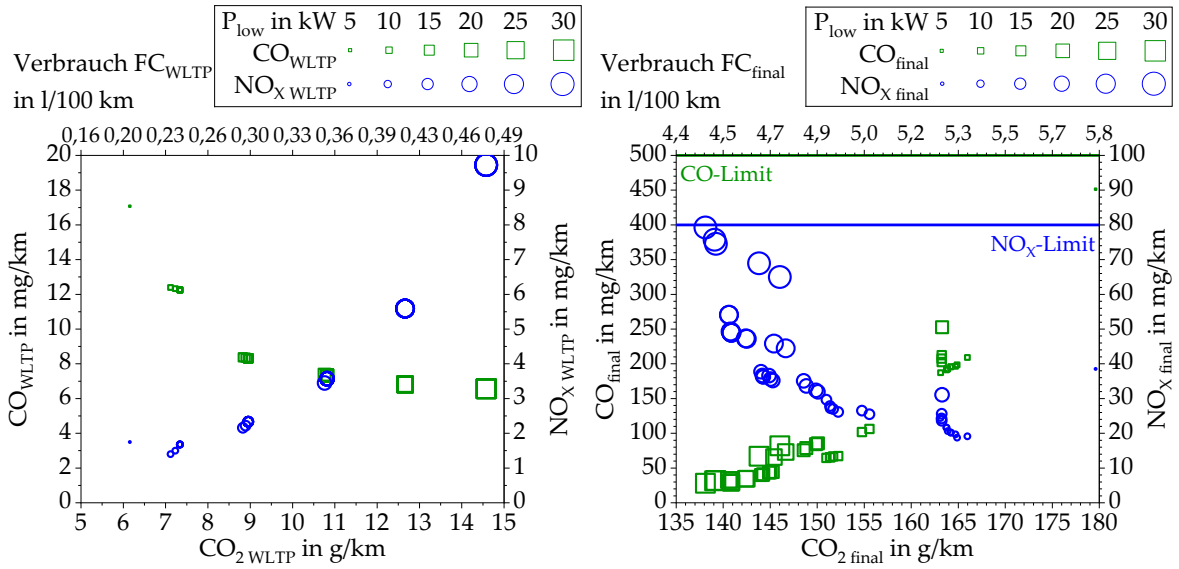
Abbildung 7.13: Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei Lastfolgebetrieb - Betriebskonzept E

In Anbetracht der guten Ergebnisse des Last-Folge-Betriebs muss berücksichtigt werden, dass MGTs für stationäre Betriebszustände optimiert sind und Verbrauch und Emissionen in transienten Betriebszuständen zum Teil überhöht sind. Dies geht aus den experimentellen Untersuchungen der Lastwechsel in Abb. 3.26 hervor und zeigt sich besonders deutlich bei den CO-Emissionen. Diese Effekte bei Lastwechseln zu berücksichtigen, hätte die Komplexität des Modells deutlich gesteigert. Ein derart hoher Detailgrad war auch nicht Ziel bei der Erstellung des Modells. Darum muss bei Betriebsstrategien mit einer großen Anzahl an Lastwechseln, wie dies beim Last-Folge-Betrieb der Fall ist, davon ausgegangen werden, dass die tatsächlichen Emissionen und Verbräche zu niedrig vorhergesagt werden.

7.2.1.5 SOC- und Bedarf-gestufte MGT Leistung (E)

Als Kompromiss aus den bisher betrachteten Betriebskonzepten kombiniert Betriebskonzept (E) die Konzepte (B) und (C) und stuft die Leistung der MGT nach *SOC* und Leistungsbedarf des Fahrzeugs (Kap. 7.1.2.1). Es bietet vier Laststufen der MGT,

die über zwei *SOC*-Schaltpunkte und über die Schaltzeiten zu hohem und niedrigem Verbrauch gewählt werden. Da bereits die Kombinationen der Laststufen eine große Variabilität bieten (s. Tabelle A.8), werden die SOC-Schaltpunkte in dieser Untersuchung konstant gehalten bei $> 70\,\%$ für P_{min}/P_{low} und $< 30\,\%$ für P_{mid}/P_{max}. Außerdem werden, wie in Abb. 7.2 gezeigt, fixe Zeiten für den Leistungsbedarfsschalter gewählt. Von niedriger zu hoher MGT-Leistung wird geschaltet, sobald der Bedarf des KFZ für 60 s über der aktuellen MGT Leistung liegt. Von hoher zu niedriger MGT-Last wird geschaltet, wenn der Bedarf für 30 s unter der aktuellen MGT-Leistung gegeben ist. Diese Kombination wird gewählt, da die Untersuchung der Bedarf-gestuften MGT Leistung zeigt, dass in dieser Variante die niedrigsten NO_X-Emissionen erzielt werden und diese als kritisch erachtet werden.



(a) nach WLTP (b) nach Langstreckentest

Abbildung 7.14: Simulationsergebnis Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei *SOC*- und Bedarf-gestufter MGT Leistung - Betriebskonzept E

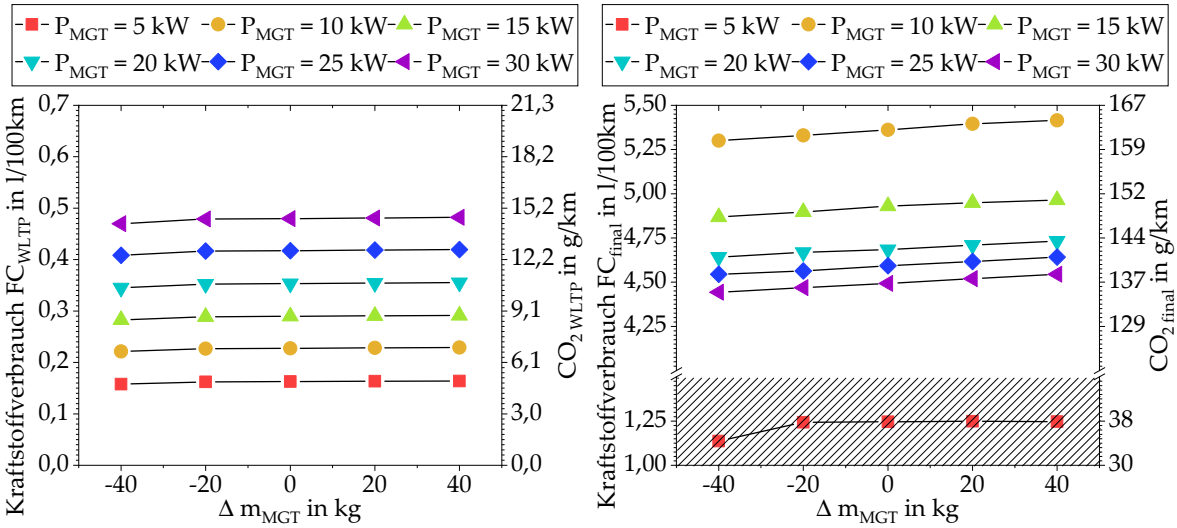
Aufgrund der vier Laststufen ist eine eindeutige Zuordnung der Ergebnisse zu einem Parameter, wie sie in den Abbildungen der vorangegangenen Konzepte gezeigt wurde, nicht mehr möglich. Daher sind in Abb. 7.14 die NO_X- und CO-Emissionen über dem Verbrauch bzw. den CO_2-Emissionen aufgetragen und beim Langstreckentest nur die finalen Werte dargestellt. Um einige Effekte aufzeigen zu können, wird über die Symbolgröße des Sollwert P_{low} unterschieden. Die Trends sind trotz der geänderten Darstellung zu den vorher gezeigten Ergebnissen der anderen Konzepte vergleichbar. So steigen bei der Auswertung nach WLTP die $NO_{X\,WLTP}$-Emissionen mit dem Verbrauch FC_{WLTP}. Gleichzeitig sinken die CO_{WLTP}-Emissionen. Beim Langstreckentest kehren

sich diese Trends wie erwartet um. Hier sinken die $NO_{X\ final}$-Emissionen mit steigendem Verbrauch FC_{final}, wobei die CO_{final}-Emissionen gleichzeitig ansteigen. Betrachtet man die Auswertung nach WLTP in Abb. 7.14a so zeigen die Simulationsergebnisse eine eindeutige Clusterbildung nach dem Sollwert P_{low} ($P_{Bedarf} < P_{MGT}$; $SOC < 0,7$). Innerhalb der Cluster liegen die Ergebnisse der 46 Parametervariationen mehr oder weniger übereinander. Dies bedeutet, dass die restlichen Sollwerte (P_{min}, P_{max} und P_{max}) so gut wie keinen Einfluss auf das WLTP-Ergebnis haben. Der Sollwert P_{low} hat in dieser Fahrzeugkonfiguration tatsächlich keine Relevanz, da der CS-Zyklus mit entladener Batterie gestartet wird und ein $SOC > 0,7$ nicht erreicht wird. CO_2-Emissionen reichen von 6,2 g/km bis 14,6 g/km, CO liegen zwischen einem Minimum von 6,6 mg/km und einem Maximum von 17,1 mg/km und NO_X zwischen 1,4 mg/km und 9,7 mg/km. Damit deckt sich der WLTP-Ergebnisbereich mit den anderen untersuchten Betriebskonzepten. Bei der Auswertung nach der Langstreckentestprozedur in Abb. 7.14b, tritt die Clusterbildung nicht so stark zu Tage. Ein Trend für zunehmenden P_{low}-Sollwert hin zu niedrigem Verbrauch bei steigenden $NO_{X\ final}$ und sinkenden CO_{final} Emissionen ist dennoch zu erkennen. Abbildung 7.14b zeigt, dass CO_2- und CO-Emissionen durch einen höheren P_{low}-Sollwert von 180 g/km auf 138 g/km bzw. 451 mg/km auf 28 mg/km reduziert werden können, dies jedoch auf Kosten höherer NO_X-Emissionen, die von 19 mg/km auf 79 mg/km ansteigen. Wie bei den restlichen Betriebskonzepten erscheint die Abhängigkeit der Emissionen vom Verbrauch bei WLTP und Langstreckentest invertiert. Durch den Einfluss der Variation der anderen Sollwerte (P_{min}, P_{max} und P_{max}) treten die Ergebnisse nun verteilt auf. Für diese Sollwerte lassen sich jedoch keine derart eindeutigen Trends aufzeigen.

Die Zusammenhänge bei SOC- und Bedarf-gestufte MGT Leistung erweisen sich deutlich komplexer als bei den bisher betrachteten Betriebskonzepten. Für die Typenzulassung nach WLTP kann man von den zusätzlichen Parametern nicht profitieren. Der Zusammenhang von Verbrauch und Emissionen erweist sich vorrangig von der Bedarf-Stufung geprägt und kommt auf ähnliche Ergebnisse. Für die Langstreckenanwendung eröffnet sich auf den ersten Blick eine deutlich größere Flexibilität hinsichtlich der Auslegung. Versucht man aber in der Vielzahl der Ergebnisse die besten Kompromisse aus Verbrauch, CO- und NO_X-Emissionen zu identifizieren, so landet man bei zwei P_{low}-Sollwerten. Für $P_{low} = 20$ kW lässt sich in der Größenordnung 37 mg/km NO_X und 40 mg/km CO bei einem Verbrauch um 4,7 l/100km erreichen, alternativ können für $P_{low} = 15$ kW ca. 27 mg/km NO_X und 65 mg/km CO bei einem Verbrauch um 4,9 l/100km erreicht werden. Durch Variation der verbliebenen Sollwerte lassen sich die Ergebnisse in diesem Bereich noch leicht verschieben, aber nicht mehr signifikant senken. Vergleicht man die

Ergebnisse der beiden P_{low}-Sollwerte mit Betriebskonzept (C), so sieht man, dass man diese Werte bereits mit der Bedarfs-Stufung erreicht. Daher kann Betriebskonzept (C) auf Basis der hier untersuchten Betriebskonzepte als beste Lösung betrachtet werden.

7.2.2 Einfluss von Gewicht und Wirkungsgrad der Gasturbine

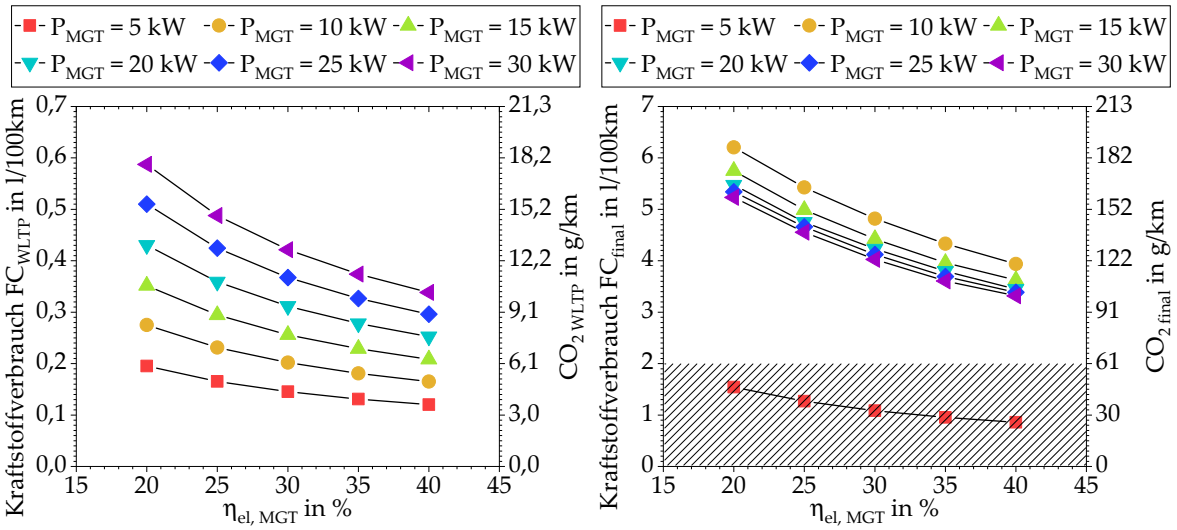


(a) nach WLTP

(b) nach Langstreckentest

Abbildung 7.15: Simulationsergebnis Einfluss MGT Gewicht auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter MGT Leistung

Die Untersuchung der Optimierungsmaßnahmen der MGT in Kapitel 5 zeigen, dass zwischen dem Wirkungsgrad der Gasturbine und der Masse der Gasturbine, insbesondere bei rekuperierten Gasturbinen, ein direkter Zusammenhang besteht. Deren Auswirkung auf das Gesamtfahrzeug wird in diesem Kapitel betrachtet. Die Variation von Gewicht und Wirkungsgrad erfolgt bei konstanter MGT Leistung P_{MGT}, entsprechend Betriebskonzept (A), um deren Einflüsse unabhängig von möglicherweise veränderten Lastschaltpunkten zu untersuchen. Abbildung 7.15 zeigt, welchen Einfluss eine Änderung der Masse der Gasturbine um ±20 kg bzw. ±40 kg auf den Verbrauch des IUV hat. Nach WLTP ist in Abb. 7.15a zu sehen, dass die Masse nahezu keinen Einfluss hat. Auch bei der Auswertung nach dem Langstreckentest in Abb. 7.15b ergibt sich für eine Änderung der Masse um 20 kg unabhängig von P_{MGT} lediglich eine nahezu lineare Änderung im Verbrauch von 0,03 l/100km. Dabei ist zu beachten, dass, wie bereits in Kap. 7.2.1.1 für Betriebskonzept (A) beschrieben, der Test mit $P_{MGT} = 5$ kW nicht regulär beendet werden kann und die Ergebnisse nicht vergleichbar sind.



(a) nach WLTP (b) nach Langstreckentest

Abbildung 7.16: Simulationsergebnis Einfluss MGT Wirkungsgrad auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter MGT Leistung

Signifikanter fällt der Einfluss bei der Betrachtung des el. Wirkungsgrads $\eta_{el,MGT}$ aus. In der Simulation werden, wie in Abschnitt 7.1.2.3 beschrieben, el. Volllastwirkungsgrade der MGT zwischen 20 % und 40 % betrachtet. Die entsprechenden Teillastwirkungsgrade berechnen sich dann über den normierten Wirkungsgradverlauf der C30. Die Simulationsergebnisse sind in Abb. 7.16 zu sehen. Legt man hier den Fokus auf die Auswertung nach dem Langstreckentestverfahren (da der Gewichtseinfluss im WLTP nicht signifikant ist), so ergibt eine Steigerung des el. Wirkungsgrads von den aktuellen 25 % auf 35 % (womit man sich in die Größenordnung moderner Verbrennungsmotoren begäbe) eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 1 l/100km. Bei einer Verschlechterung des el. Wirkungsgrads unter 25 % fällt der Effekt auf den Verbrauch noch stärker aus. Dies ist insbesondere für den Betrieb der MGT an heißen Tagen von Bedeutung (vgl. Kap. 3.2.2.1 und Kap. 6.1.5).

Die numerischen Analyse des Demonstratorsystems (Kap. 4.2) zeigen jedoch, dass durch die Optimierung eines bestehenden Systems eine Wirkungsgradsteigerung um 10 Prozentpunkte nicht erzielt werden kann. Zieht man die Erkenntnisse aus der Rekuperatorentwicklung (Kap. 5.3.2), der numerischen Simulation der MGT (Kap. 4.2.3) und des KFZ (Kap. 7.2) zusammen, so lässt sich folgende veranschaulichende Abschätzung für eine Steigerung der Rekuperatoreffektivität vom Ist-Zustand um 5 Prozentpunkte durchführen:

- Abb. 5.3: $\Delta\eta_{rec} = +5\,\%\text{Punkte} \rightarrow \Delta m_{rec} = +20\,\text{kg} \rightarrow \Delta m_{IUV} = +20\,\text{kg}$
- Abb. 4.4a: $\Delta\eta_{rec} = +5\,\%\text{Punkte} \rightarrow \Delta\eta_{el,MGT} = +1{,}5\,\%\text{Punkte}$
- Abb. 7.16b: $\Delta\eta_{el,MGT} = +1{,}5\,\%\text{Punkte} \rightarrow \Delta FC_{IUV} = -0{,}15\,\text{l}/100\text{km}$
- Abb. 7.15: $\Delta m_{IUV} = +20\,\text{kg} \rightarrow \Delta FC_{IUV} = +0{,}03\,\text{l}/100\text{km}$
- $\Delta\eta_{rec} = +5\,\%\text{Punkte} \rightarrow \Delta FC_{IUV} = -0{,}12\,\text{l}/100\text{km} \rightarrow \Delta FC_{IUV,rel} = -2{,}5\,\%$

Da der Gewichtseinfluss auf den Verbrauch eine untergeordnete Rolle spielt, erweist sich die Verbesserung des Rekuperators als adäquates Mittel zur Effizienzsteigerung. Der limitierende Faktor bei dieser Maßnahme ist die damit einhergehende Steigerung des Volumens, welche das Packaging des Systems erschwert. Im Umkehrschluss lässt sich jedoch auch folgern, dass es bei einem maximal kompakten System, durch Reduktion bis Weglassen des Rekuperators, keinen Punkt gibt, an dem die Gewichtsersparnis den Wirkungsgradverlust kompensiert, sodass ein positiver Einfluss auf die Effizienz des Fahrzeugs entsteht.

7.2.3 Einfluss der Batteriekapazität

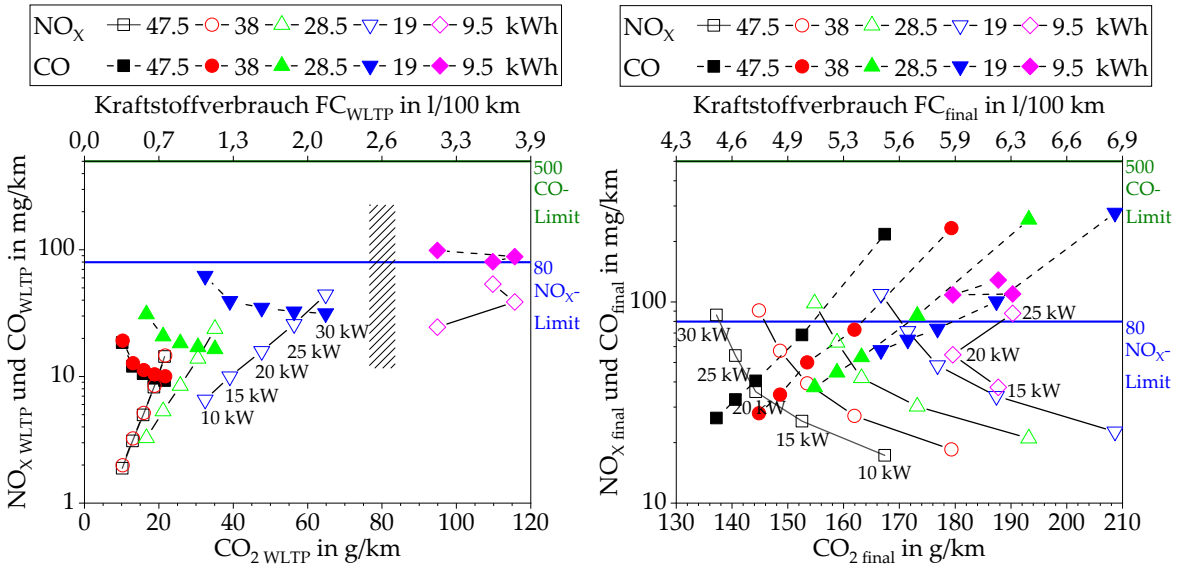
In Kapitel 7.2.1.1 wurde bereits beschrieben, dass der UF fast ausschließlich durch die rein elektrischen Reichweite des Fahrzeugs bestimmt wird und somit nicht direkt vom eingesetzten Primärenergiewandler abhängig ist. Aufgrund der signifikanten Unterschiede zwischen den Ergebnissen der Auswertung nach dem WLTP und dem Langstreckentest, dessen Ergebnisse nicht UF-korrigiert sind, wird in diesem Abschnitt der Einfluss der Batteriekapazität C_{bat} untersucht, welche die elektrische Reichweite maßgeblich bestimmt. Diese wird wieder bei konstanter MGT Leistung nach Betriebskonzept (A) zwischen 9,5 kWh und 47,5 kWh variiert. Die aus den verschiedenen Batteriekapazitäten resultierenden UF sind in Tabelle 7.5 gezeigt. Für die kleinste betrachtete Kapazität von 9,5 kWh, beträgt der UF immer noch $0,84$.

Tabelle 7.5 Utility Factor (UF) in Abhängigkeit der Batteriekapazität

C_{bat}	47.5	38	28.5	19	9.5	kWh
UF	0,981	0,972	0,955	0,922	0,837	-

Abbildung 7.17 zeigt die Simulationsergebnisse für NO_X, CO und CO_2 bzw. Kraftstoffverbrauch FC für Lastreihen von 10 kW bis 30 kW mit den in Tabelle 7.5 aufgeführten

Batteriekapazitäten. Die Schadstoffemissionen sind wie in Abb. 7.14 für Betriebskonzept(E) über den CO_2 Emissionen bzw. dem Kraftstoffverbrauch aufgetragen. Wie aufgrund des fallenden UF zu erwarten ist, steigen mit abnehmender Batteriekapazität Verbrauch und Emissionen an. Der Unterschied fällt bei der Auswertung nach WLTP in Abb. 7.17a für höhere Batteriekapazitäten zunächst vernachlässigbar klein aus, da auch die Änderung des UF entsprechend klein ausfällt. Mit weiter fallender Batteriekapazität nimmt der Unterschied jedoch stark zu, die Grenzwerte für NO_X und CO werden für die untersuchten Kapazitäten aber nicht überschritten. Bei einer Kapazität von 9,5 kWh fällt der Verbrauch bei höheren el. Leistungen wieder ab. Grund dafür ist, dass bei niedrigen C_{bat} und hohen P_{MGT} bereits im CS-Zyklus die Batterie vollständig geladen wird und die MGT abschaltet. Ein weiterer Effekt, der bei niedrigen Batteriekapazitäten auftritt, ist, dass eine Mindest-MGT-Leistung erforderlich ist, um den Übergangzyklus des CD-Tests und den CS-Test abschließen zu können. Andernfalls kann es zur vollständigen Entladung der Batterie kommen. Dieser Effekt tritt bis $C_{Bat} = 28{,}5\,\text{kWh}$ bei $P_{MGT} = 5\,\text{kW}$ und bei $C_{Bat} = 9{,}5\,\text{kWh}$ auch bei $P_{MGT} = 10\,\text{kW}$ auf. Aufgrund des Abbruchs, werden die Tests als ungültig bewertet und der 5 kW Sollwert ist daher nicht dargestellt.



(a) nach WLTP (b) nach Langstreckentest

Abbildung 7.17: Simulationsergebnis Einfluss der Batteriekapazität auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei konstanter MGT Leistung

Betrachtet man den Einfluss der Batteriekapazität im Langstreckentest, so sieht man in Abb. 7.17b, dass diese sich primär auf den Verbrauch bzw. CO_2-Ausstoß auswirkt. Aufgrund der geringeren Kapazität steht zu Beginn des Tests bereits weniger Energie zur Verfügung und durch die kleinere Kapazität sind einer größere Anzahl ineffizienter

Startvorgänge erforderlich. NO_X und CO steigen daher ebenfalls leicht an. Mit einer flexiblen Betriebsstrategie könnte der Effekt reduziert werden. Die Simulationsreihe mit einer Batteriekapazität von 9,5 kWh, weist sehr unregelmäßige Ergebnisse auf und wird nur in wenigen Fällen regulär abgeschlossen. Dies liegt daran, dass die *SOC*-Marge zwischen MGT-Startbefehl und leerer Batterie, je nach Leistungsbedarf des Fahrzeugs, nicht ausreichend ist. Dies zeigt, dass die *SOC*-Grenzen für diesen Fall angepasst werden müssten.

7.2.4 Fazit zur Fahrzyklussimulation

Die Basis C30 wurde umfassend in der Fahrzeugplattform IUV simulativ untersucht und nach WLTP und Langstreckentest ausgewertet. Es konnte gezeigt werden, dass die Emissionsanforderungen zur Typengenehmigung nach WLTP bei konstanter MGT-Leistung problemlos erfüllt werden. Treiber der guten Ergebnisse ist der hohe UF durch die im Vergleich zu aktuellen Plug-In Hybridfahrzeugen hohe Batteriekapazität. Auch in dem für diese Arbeit entwickelten Langstreckentest zeigt die MGT gute Ergebnisse, weist aber noch Optimierungsbedarf bei den NO_X-Emissionen bei reinem Volllastbetrieb auf. Daher werden verschiedene Betriebskonzepte mit variabler MGT Leistung untersucht. Es wird gezeigt, dass eine Stufung der MGT Leistung entsprechend des Fahrzeugbedarfs eine effizientere Reduktion von Verbrauch und Emissionen erzielt als eine Stufung nach *SOC*. Last-Folge-Betrieb oder eine Kombination aus SOC und Bedarfs-Stufung weisen vergleichbare Ergebnisse zur Bedarfs-Stufung auf, werden aber aufgrund der vielen Lastwechsel bzw. hohen Komplexität nicht als vorteilhaft eingestuft. Weiterhin werden der Einfluss von Gewicht und Wirkungsgrad auf den Fahrzeugverbrauch untersucht. Betrachtet man die in Kap. 6.2 prognostizierte Gewichtsersparnis von 28,5 kg für den Demonstrator, so ist der Effekt vernachlässigbar. Der Einfluss des el.Wirkungsgrads der MGT fällt hingegen größer aus. Die potenzielle Steigerung von 1,5 Prozentpunkten durch die untersuchten Modifikationen (Kap. 6.2) führt zu einer Reduktion im Verbrauch von 3 % sowohl nach WLTP als auch Langstreckentest. Aufgrund des großen Einflusses des UF wird zudem eine Variation der Batteriekapazität durchgeführt. Niedrigere Batteriekapazitäten führen zu einem Anstieg von Verbrauch und Emissionen, aber innerhalb der zulässigen Grenzwerte. Es zeigt sich auch, dass niedrige Batteriekapazitäten Einschränkungen bei der Mindestleistung der MGT und eine Anpassung der *SOC*-Schaltpunkte erforderlich machen.

Die Betrachtung kleinerer Batteriekapazitäten ermöglicht es abschließend den Vergleich mit aktuellen Plug-In Hybrid Fahrzeugen zu ziehen. Als Vergleich bietet sich beispielhaft ein Mercedes Benz E300de an, welcher, wie das hier betrachtete IUV, ebenfalls als komfortable Langstreckenlimousine betrachtet werden kann und ebenfalls mit Dieselkraftstoff betrieben wird. Bei dem Vergleich ist allerdings zu bedenken, dass es sich um keinen eins zu eins Vergleich der Antriebstechnologien handelt. Die Fahrzeugrandbedingungen, wie Gewicht, c_w-Wert oder Rollwiederstand unterscheiden sich bei IUV und Mercedes zum Teil deutlich. Laut Herstellerangaben [90] verfügt das Modell E300de über einen 143 kW Dieselmotor in Kombination mit einem 90 kW Elektromotor. Der Elektromotor wird aus einer 13,5 kWh Batterie versorgt. Nach WLTP ergibt sich ein CO_2 Ausstoß von 35 g/km bzw. ein Verbrauch von 1,3 l/100km. Als Vergleichskonfiguration wird aus den durchgeführten Simulationen ein IUV mit Standard C30 und einer Batteriekapazität von 19 kWh gewählt. Aufgrund der *SOC*-Einschaltwerte für die MGT stehen diesem mit 16,15 kWh im CD-Zyklus eine etwas größere Kapazität zur Verfügung. Zum Betriebskonzept des Mercedes liegen keine Informationen vor. Im IUV wird eine konstante MGT-Leistung von 10 kW gewählt, da diese nur eine geringen Ladungsüberschuss im CS-Zyklus generiert (s. Abschnitt 7.2.1.1). Damit kommt das IUV nach Abb. 7.17a auf einen etwas niedrigeren CO_2-Ausstoß von 32 g/km und einen rechnerischen Verbrauch von 1,1 l/100km. Der Vorteil des IUV liegt hier insbesondere in einer rechnerisch höheren, rein-elektrischen Reichweite von 116 km gegenüber 54 km beim Mercedes, aufgrund der etwas höheren Batteriekapazität. Ein Vorteil der Mikrogasturbine gegenüber dem Verbrennungsmotor ist, dass die Emissionsgrenzwerte für NO_X und CO bereits bei Verwendung des Betriebskonzepts (A) mit konstanter MGT-Leistung ohne Abgasnachbehandlung im Vergleichspunkt (Abb. 7.17a) problemlos eingehalten werden können, während im Mercedes eine Harnstoffeinspritzung zum Einsatz kommt. Unter Verwendung des Bedarf-gestuften Betriebskonzepts wäre darüber hinaus eine weitere Optimierung der Schadstoffemissionen des IUV möglich.

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde das Einsatz- und Optimierungspotenzial von Mikrogasturbinen bei einer Anwendung als Primärenergiewandler (PEW) in hybrid-elektrischen Personenkraftwagen sowohl experimentell, als auch numerisch untersucht. Dazu wurde zunächst ein Demonstrator-Prüfstand aufgebaut. Da bei der gewählten seriellen Hybridfahrzeugkonfiguration nur die Durchschnittsleistung und nicht die Spitzenleistung für die Dimensionierung des PEW relevant ist, wurde eine kommerziell verfügbare Capstone® C30 als Basis für den Prüfstand ausgewählt. Diese hat eine elektrische Leistung von 30 kW bei einem Wirkungsgrad von ca. 25 %. Bevor an der C30 erste Modifikationen für die detaillierte Instrumentierung vorgenommen wurden, wurde ein Referenzlauf zur Erfassung der globalen Kennwerte durchgeführt. Im nächsten Schritt wurde die C30 mit detaillierter Instrumentierung an den wichtigen Kreislaufkomponenten versehen. Aufgrund des ringförmigen Aufbaus der Gasturbine mussten dazu das Druckgehäuse aufgetrennt und mehrere Durchführungen gesetzt werden. An der so instrumentierten C30 wurde dann das stationäre und transiente Betriebsverhalten untersucht. Dabei wurden globale Werte wie elektrischer Wirkungsgrad und Abgasemissionen aber auch die Kenngrößen der einzelnen Komponenten wie Verdichter, Brennkammer, Rekuperator und Turbine erfasst. Die Auswertung der Prozessdaten, insbesondere von Verdichter und Turbine, wies allerdings ein physikalisch nicht plausibles Verhalten auf, sodass die Leistung der Verbraucher (Verdichter und Generator) die Leistung der Turbine überstiegen. Die Ursache dafür wurde auf eine Beeinflussung der Temperaturmessung am Verdichter durch Wärmeeintrag von der Turbine und eine ungenaue Erfassung der Turbineneintrittstemperatur zurückgeführt. Um die experimentellen Daten weiterverwenden zu können, wurde eine Korrektur durchgeführt unter Annahme von mechanischen Verlusten in Höhe von 3 % der Wellenleistung und einer Wärmeübertragung von Turbine auf Verdichter.

Der experimentell ermittelte und korrigierte Datensatz wurde dazu genutzt ein bestehendes Modell der C30 im institutseigenen stationären Kreislaufsimulationstool MGTS[3] zu validieren. Durch die notwendigerweise getroffenen Annahmen ergaben sich zwar Unsicherheiten am Modell bei der Ermittlung absoluter Kenngrößen, Trends für die Optimierung konnten trotzdem abgeleitet werden. Zur Bestimmung des Potenzials zur Verbesserung des Gesamtsystems durch Optimierung einzelner Komponenten wurden Parametervariationen durchgeführt. Es wurden der Einfluss der Verdichtereintrittstemperatur, der Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine und der Rekuperatoreffektivität untersucht. Außerdem wurde der Einfluss von Druckverlusten am Ein- und Auslass der Gasturbine, sowie von internen Druckverlusten, am Beispiel der Brennkammer, untersucht. Die numerischen Simulationen zeigen ein Potenzial zur Steigerung des elektrischen Wirkungsgrads der C30 auf über 30 % durch die Verbesserung einzelner Komponentenwirkungsgrade. Es wird auch ersichtlich, dass bei der Integration in ein Fahrzeug die freie An- und Abströmung von der Mikrogasturbine gewährleistet sein muss um Einbußen durch zusätzliche Druckverluste zu vermeiden.
Die Erkenntnisse zum Optimierungspotenzial des Demonstrators aus den Parameterstudien wurden hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit im Demonstrator bewertet und Maßnahmen abgeleitet die schrittweise umgesetzt werden sollten. Trotz des großen Wirkungsgradpotenzials wurde der Aufwand zur Optimierung des Turbomoduls als zu groß im Rahmen des Projekts eingestuft. Aufgrund des hohen Einflusses auf den Gesamtwirkungsgrad sowie auf das Gewicht und Volumen wurde die Entwicklung eines neuen Rekuperators als vielversprechendste Maßnahme identifiziert. Auslegungsziel waren die Minimierung von Gewicht und Volumen bei gleichen Austrittsbedingungen. Die Detailauslegung und Fertigung erfolgte durch einen Zulieferer. Der Rekuperator wurde speziell auf den ringförmigen Aufbau der C30 angepasst additiv gefertigt. Zur Integration des neuen Rekuperators mit dem bestehendem Turbomodul und der Original-Brennkammer wurde ein neues Druckgehäuse im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausgelegt und gefertigt. Da insbesondere eine Senkung der NO_X-Emissionen als notwendig identifiziert wurde, wurde in einem zweiten Schritt eine neue im Institut entwickelte, FLOX®-basierte Brennkammer konstruktiv integriert. Als Teil dieser Arbeit wurde die konstruktive Umsetzung der Integration durchgeführt und beschrieben. Eine Fertigung des neuen Druckgehäuses mit Brennkammer war im Rahmen des Projektbudgets nicht möglich, daher wurde auf Basis der Konstruktions- und Auslegungsdaten von Rekuperator, Brennkammer und Druckgehäuse eine rechnerische Potenzialanalyse des neuen Gesamtsystems durchgeführt. Zur experimentellen Untersuchung des Einflusses der Druckverluste am Ein- und Auslass der Gasturbine und der Verdichtereintrittstemperatur wurde eine Vorkonditionierung der

Verdichtereintrittsluft bestehend aus Gebläse und Wärmetauschern, sowie Abgasblenden ausgelegt und gefertigt.
Bei der Inbetriebnahme erwies sich die modifizierte C30 mit neuem Rekuperator auf Anhieb als betriebsfähig. Eine erste Analyse zeigte jedoch auf, dass es an den internen Schnittstellen des Rekuperators und des Druckgehäuses zu Leckagen kam. Diese konnten durch eine Überarbeitung des Dichtungskonzepts verbessert, aber nicht behoben werden. Dies hing auch damit zusammen, dass der extern entwickelte Rekuperator die Druckverluste der Auslegungsrechnung weit verfehlte. Ein Betrieb der Gasturbine bis Volllastdrehzahl war möglich, der experimentelle Nachweis einer Verbesserung der Leistungskennzahlen konnte mit dem ersten Prototypen jedoch nicht erreicht werden. Die maximal erzielbare Leistung sank auf ca. 22 kW und der elektrische Wirkungsgrad auf 16 %. Bei einer konstruktiven Überarbeitung des Rekuperators muss insbesondere die komplexe Integration in den ringförmigen Aufbau der C30 weiter optimiert und das Strömungsverhalten im Rekuperator analysiert werden. Es muss auch sichergestellt werden können, dass kein verbliebenes Pulver aus dem Herstellungsprozess einzelne Kanäle blockiert.
Eine stationäre und transiente Charakterisierung analog zur Original-C30 und ein detaillierter Vergleich wurde durchgeführt. Der Einfluss der Eintrittsbedingungen am Verdichter und der Druckverluste am Abgas wurden mit der Vorkonditionierung und den Abgasblenden an der modifizierten Mikrogasturbine untersucht. Dabei wurde ein signifikanter Leistungs- und Wirkungsgradverlust bei hohen Umgebungstemperaturen nachgewiesen. Die experimentelle Variation der Druckrandbedingungen bestätigte die aus der numerischen Simulation abgeleitete Notwendigkeit freie Zu- und Abströmbedingungen an der Mikrogasturbine bei einer Fahrzeugintegration zu gewährleisten, zeigte aber auch das Potenzial zur Leistungssteigerung durch Ausnutzung von Aufstaueffekten auf.
Bei den experimentellen Untersuchungen und numerischen Simulationen zur Optimierung der Mikrogasturbine wurden die für stationäre Gasturbinen typischen Methoden und Kenngrößen zur Beurteilung angewandt. Diese sind jedoch nicht mit den in der Fahrzeuganwendung üblicherweise verwendeten Kenngrößen vergleichbar und auch die Methodik zur Erhebung und Auswertung der Daten Anhand des Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP) unterscheidet sich von den Vorgaben der stationären Energieversorgung. Daher wurde ein Fahrzyklussimulator in MATLAB® Simulink® entwickelt. Als Basis dient das DLR Fahrzeugkonzept Inter Urban Vehicle. Das Modell bildet die grundlegenden Bewegungs- und Energiegleichungen des Fahrzeugs ab. Ergänzt wurden diese um eine detaillierte Modellierung der Leistung, des Verbrauchs und der

Abgasemissionen der Mikrogasturbine. Dazu wurden Look-Up Tabellen basierend auf den zuvor erfassten experimentellen Daten der Original-C30 sowohl für stationäre Lastpunkt als auch zeit-basierte Look-Up Tabellen für Start- und Abfahrmanöver hinterlegt.
Die Auswertung der Fahrzyklussimulationen erfolgte nach dem aktuell zur Zulassung von Kraftfahrzeugen gültigen WLTP und zusätzlich nach einer im Rahmen dieser Arbeit definierten Langstrecken-Prozedur, die eine vollständige Entleerung des Tanks und Entladung der Batterie vorsieht. Mit dem Modell wurden zunächst verschiedene Betriebsstrategien für die Gasturbine untersucht, die den Leistungsbedarf des Fahrzeugs und den Ladestand der Batterie berücksichtigen. Nach WLTP lagen der Verbrauch und die Emissionen aufgrund der anzuwendenden Korrekturfaktoren für alle untersuchten Konzepte generell auf sehr niedrigem Niveau. Bei der Langstrecken-Prozedur kamen die Effekte der Betriebsstrategie stärker zu tragen. Zur Optimierung von Emissionen und Verbrauch erweist sich die diskrete Stufung der Mikrogasturbinen-Leistung abhängig vom Leistungsbedarf des Fahrzeugs als effektiver im Vergleich zur Stufung abhängig vom Ladezustand der Batterie. Eine kontinuierliche Anpassung der Mikrogasturbinen-Leistung an den Bedarf oder die Kombination aus Ladezustand- und Bedarf-gestufter Leistung bieten zwar eine größere Flexibilität, aber keine weitere Verbesserung von Verbrauch und Emissionen und sind aufgrund individueller Nachteile nicht zu bevorzugen.
Neben den Betriebskonzepten wurde der Einfluss des zuvor experimentell und numerisch ermittelten Optimierungspotenzials der Mikrogasturbine durch Parameterstudien von Gewicht und Wirkungsgrad auf das Gesamtfahrzeug untersucht. Es zeigte sich, dass der Ansatz zur Optimierung des Rekuperators grundsätzlich richtig ist. Allerdings sollte das Optimierungsziel auf möglichst hohem Wirkungsgrad liegen, da das Potenzial durch die in dieser Arbeit angestrebten Gewichtseinsparung nicht groß genug ist. Den limitierenden Faktor bei der Steigerung der Rekuperatoreffektivität stellt das Bauvolumen dar, welches sich nur für jeden Einzelfall bewerten lässt. Durch ihren modularen Aufbau bieten Mikrogasturbinen jedoch grundsätzlich das Potenzial für ein flexibles Packaging.
Es wurde außerdem eine Variation der Batteriekapazität durchgeführt. Für Kapazitäten, die zu aktuell verfügbaren hybrid-elektrischen Fahrzeugen vergleichbar sind, lagen die Verbrauchswerte des Mikrogasturbinen-Hybridfahrzeugs auf ähnlichem Niveau wie die es Vergleichsfahrzeugs. Der große Vorteil aktuell verfügbarer Mikrogasturbinen liegt dabei in sehr niedrigen Abgasemissionen. Diese liegen in den meisten untersuchten Fällen sogar deutlich unterhalb der aktuellen Grenzwerte, ohne dass eine Aufbereitung des Abgases erforderlich wäre. Hierbei spielt jedoch auch der Einfluss des WLTP Utility Factor eine entscheidende Rolle.

8.2 Fazit und Ausblick

Betrachtet man die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zu Mikrogasturbinen-basierten Primärenergiewandlern für hybrid-elektrische Fahrzeuge im Kontext der aktuellen Entwicklung hin zur vollständigen Elektrifizierung von PKW, dann kann der Mikrogasturbine nur die Rolle einer Brückentechnologie zukommen. Es wurde gezeigt, dass durch die Optimierung einzelner Komponenten (wie z.B. dem Rekuperator) die Leistungscharakteristiken kommerzieller Systeme verbessert werden können und auch Technologien verfügbar sind, diese Verbesserungen umzusetzen. Die Umsetzung hat aber auch gezeigt, dass auch hierfür ein großer Entwicklungs- und Integrationsaufwand in mehreren Iterationen erforderlich ist. Gegenüber den etablierten Verbrenner-Motoren erscheint der Aufwand einer vollständigen Neuentwicklung, um mit Mikrogasturbinen ähnliche Wirkungsgrade zu erreichen, zu hoch, obwohl auch gezeigt wurde, dass bei größerer elektrischer Reichweite der Wirkungsgrad des Primärenergiewandlers eine untergeordnete Rolle spielt. Der Emissionsvorteil der Mikrogasturbine wird dadurch geschmälert, dass für Verbrenner-Motoren, mit Harnstoffeinspritzung und Katalysatoren, technische Lösungen zur Einhaltung der Grenzwerte bestehen. Ein interessanterer Anwendungsbereich für Mikrogasturbinen im Automobilsektor könnte daher der LKW Sektor darstellen. Insbesondere im Langstreckenbereich stellt die aktuell niedrige Energiedichte von Batterien noch ein Hindernis für die vollständige Elektrifizierung dar. Andererseits kommen aufgrund der immer strikteren NO_X und CO Abgasgrenzwerte bereits in aktuellen mit Verbrenner-Motor angetriebenen LKW große und teure Abgasnachbehandlungssysteme zum Einsatz. Für diese Herausforderungen könnte die Hybridisierung mit einer leistungsstärkeren, hocheffizienten Mikrogasturbine ein Lösungsansatz sein. Die Bauraumanforderungen durch effizientere Rekuperatoren spielen in der LKW Anwendung eine untergeordnete Rolle. Zusätzlich könnten niedrigere Wartungskosten die höheren Anschaffungskosten für Flottenbetreiber wieder attraktiv machen. Allerdings spielt im LKW Sektor der Wirkungsgrad aufgrund der hohen Kilometerlaufleistung eine herausragende Rolle, sodass Mikrogasturbinen hier nur wirtschaftlich interessant sind, wenn sie mindestens die gleichen Wirkungsgrade erreichen wie Dieselmotoren. Auch längerfristig könnte der Einsatz von Mikrogasturbinen in LKWs durch die Verwendung von synthetischen Kraftstoffen oder Wasserstoff als Kraftstoff möglich sein.
Um die grundsätzliche Eignung zu untersuchen, sollte das bestehende Modell zur Simulation von Fahrzyklen mit Mikrogasturbinen-Hybridfahrzeugen für die Untersuchung von LKW-Anwendungen angepasst werden. Dazu müssten die entsprechenden LKW-Fahrzyklen implementiert und LKW-Basisdaten hinterlegt werden. Des weiteren müsste

das Modell um Beladungsprofile ergänzt und die Möglichkeit zur Vorgabe der Nebenverbaucher erweitert werden. Durch gezielte Parametervariation können dadurch Zielvorgaben für die Entwicklung eines Mikrogasturbinen-Hybrid-Systems für LKW definiert werden.
Um das weitere Potenzial zur Reduktion von Abgasemissionen von Mikrogasturbinen zu untersuchen und die Möglichkeiten zum Einsatz unterschiedlicher Kraftstoffe zu erweitern, wäre die Fertigung des in dieser Arbeit konstruierten Druckgehäuses und Brennersystems eine Möglichkeit. Der Gasturbinendemonstrator könnte dann auch dazu genutzt werden, Simulationszyklen des Fahrzyklussimulators nachzufahren und diesen hinsichtlich Emissionen und Verbrauch zu validieren.
Der Aufwand zur Ertüchtigung des Demonstrators wäre allerdings beträchtlich. Dazu müssten zunächst die in dieser Arbeit identifizierten Schwachstellen an den internen Dichtflächen überarbeitet werden. Neben der Überarbeitung der Konstruktion und Fertigung des Gesamtsystems, müsste noch ein Kraftstoffregelungssystem für die neue Brennerkonfiguration entworfen und die bestehende Gasturbinenregelung daraufhin angepasst werden. Um ein betriebsfähiges System zu erhalten, wäre ebenfalls eine Analyse und Überarbeitung des Rekuperators durch den Zulieferer erforderlich. Basierend auf den Erkenntnissen aus dieser Arbeit, sollte der Rekuperator dann bereits zu den erforderlichen, hohen Wirkungsgraden weiterentwickelt werden. Als Schlussfolgerung sollte aufgrund des limitierten Wirkungsgradpotenzials der C30 und der Konkurrenzsituation im PKW-Umfeld der Wechsel auf eine zweistufig aufgeladene Gasturbine als Basis für einen neuen Demonstrator in Erwägung gezogen werden. Dadurch könnten die erforderlichen Maßnahmen für eine Anwendung im LKW konsequent untersucht und die Fahrzyklussimulationen ergänzt werden.

A Anhang

A.1 Fehlerbetrachtung

Zur Einordnung der experimentellen Ergebnisse ist es erforderlich, die Messgenauigkeiten der verwenden Sensoren und Datenerfassungssysteme zu kennen. Diese werden im Folgenden näher betrachtet.

A.1.1 Datenerfassungssystem

Die Datenerfassung basiert auf einem System von National Instruments©, bestehend aus zwei CompactRIO-Controllern der Serie cRIO-9038. Zur Erfassung von Stromeingängen, wie sie bei Drucksensoren zum Einsatz kommen, sind Module NI-9208 verbaut und zur Erfassung von Thermoelementsignalen Module vom Typ NI-9213, jeweils aus der C-Serie. Für die Stromeingangsmodule NI-9208 wird ein maximaler Messfehler von ±0,76 % vom Messwert (Gain Error) und ±0,04 % vom Messbereich (Offset Error) angegeben [91]. Bei den verwendeten Typ-N Thermoelementen erzielen die NI-9213 Module eine Auflösung von 0,02 °C und im relevanten Temperaturbereich einen Messfehler von ca. 0,9 °C [92]. Dieser Messfehler fällt unabhängig von den Messunsicherheiten der einzelnen Sensoren an. Damit berechnet sich der Messkettenfehler S_i aus Sensor S_j und Datenerfassung S_{DAQ} nach der Gaußschen Fehlerfortpflanzung [93] zu:

$$S_i = \sqrt{S_j^2 + S_{DAQ}^2} \tag{A.1}$$

A.1.2 Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung kommen bis auf wenige Ausnahmen, die nur zur Prozessüberwachung dienen, Thermoelemente vom Typ N Klasse 1 zum Einsatz. Die Messungenauigkeiten der verwendeten Thermoelemente sind in Tabelle A.1 aufgelistet.

Tabelle A.1 Messungenauigkeiten der verwendeten Thermoelemente

Thermoelement	Temperaturbereich	Messungenauigkeit
Typ N Klasse 1	−40 °C bis 375 °C	±1,5 °C
	375 °C bis 1000 °C	±0, 004· T

An den meisten Messpositionen kommen, wie in Abschnitt 3.1.2.1 beschrieben, mehrere Thermoelemente zum Einsatz, deren Messwerte bei der Auswertung gemittelt werden. Für die gemittelten Temperaturmessungen ergibt sich der Fehler S_m aus den Fehlern S_i aller n Einzelmessungen nach der Gaußschen Fehlerfortpflanzung [93]:

$$S_m = \frac{1}{n}\sqrt{\sum_{i=1}^{n} S_i^2} \tag{A.2}$$

Für die Verdichteraustrittstemperatur liegt damit die Messungenauigkeit mit den vier eingesetzten Thermoelementen unter Berücksichtigung von Sensorfehler und Datenerfassungsfehler bei $S_{T_{comp,out}} = \pm 0{,}87\,\mathrm{K}$, da die höchste gemessene Temperatur bei 201 °C liegt.

Die TIT, TOT und Abgastemperatur werden ebenfalls mit jeweils vier Thermoelementen gemessen und gemittelt. Die Messunsicherheit ergibt sich hier jedoch nicht vorrangig aus den Sensorungenauigkeiten (z.B. $S_{TOT} = \pm 1{,}3\,\mathrm{K}$), sondern aus der Inhomogenität des Temperaturprofils der Strömung. Daher wird als Messunsicherheit für diese Größen die Standardabweichung σ der n einzelnen Messungen T_i vom Mittelwert $\bar{T}$ herangezogen [93].

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n} (T_i - \bar{T})} \tag{A.3}$$

Gemittelt über die Messpunkte entlang der Betriebskennlinie (Original-C30: Abb. 3.13a; modifizierte C30: Abb. 6.12a) ergibt sich mit Gleichung A.3 damit die Messunsicherheit für die TIT zu $S_{TIT,C30} = \pm 39\,\mathrm{K}$ im Fall der originalen C30 und zu $S_{TIT,REX} = \pm 25\,\mathrm{K}$ mit den Modifikationen. Für die TOT ergibt sich die Messunsicherheit für die C30 zu $S_{TOT,C30} = \pm 23\,\mathrm{K}$. Da bei der modifizierten C30 die TOT Messstellen nicht mehr über den Kanal verteilt sind, lässt sich die Messunsicherheit nicht auf die gleiche Weise bestimmen. Da sich die Gegebenheiten zwischen Turbinenauslass und Rekuperatoreintritt nicht grundlegend verändert haben, wird sie in der gleichen Größenordnung liegen.

Für die Abgastemperatur nach dem Rekuperator liegen die Messunsicherheiten bei $S_{T_{exh},C30} = \pm 14\,\mathrm{K}$ und $S_{T_{exh},REX} = \pm 5\,\mathrm{K}$.

A.1.3 Druckmessung

Die Druckmessung erfolgt je nach Druckbereich mit unterschiedlichen Sensoren. Dabei kommen sowohl Relativdruckaufnehmer, die mit einem Referenzdruckaufnehmer auf Absolutdrücke umgerechnet werden, als auch Absolutdruckaufnehmer zum Einsatz. Es kommen Sensoren der Hersteller Omega Engineering, Inc. (Deckenpfronn, Deutschland), Althen GmbH Mess- und Sensortechnik (Kelkheim, Deutschland) und Gems Sensors, Inc. (Plainville, CT, USA) zum Einsatz [94–96]. Die Messungenauigkeiten und Messbereiche der verwendeten Sensoren sind in Tabelle A.2 zusammengestellt.

Tabelle A.2 Messungenauigkeiten der verwendeten Drucksensoren [94–96]

Typ	Druckbereich	Messungenauigkeit
Omega PXM319	$1; 2; 10$ bar(rel)	$\pm 0{,}25\,\%$ v.E.
	$2; 15$ bar(a)	$\pm 0{,}25\,\%$ v.E.
Althen AS40	4 bar(a)	$\pm 0{,}25\,\%$ v.E.
Gems 3500 Series	$2,5$ bar(a)	$\pm 0{,}25\,\%$ v.E.

An Messpositionen mit mehreren gemittelten Sensoren berechnet sich der Gesamtfehler S_m analog zu den Thermoelementen nach Gl. (A.2) nach der Gaußschen Fehlerfortpflanzung. Bei Absolutdrücken die aus Referenzdruck und Relativdruck berechnet werden, ergibt sich der Fehler $S_{p(a)}$ ebenfalls nach der Gaußschen Fehlerfortpflanzung [93] aus dem Fehler der Umgebungsdruckmessung $S_{p_{amb}}$ und dem Fehler der einzelnen Relativdruckmessung $S_{p_{rel}}$:

$$S_{p_{abs}} = \sqrt{S_{p_{amb}}^2 + S_{p_{rel}}^2} \tag{A.4}$$

Damit liegt der Messfehler der umgerechneten Relativdruckmessungen $< 35{,}0\,\mathrm{mbar}$ im Betriebsbereich der untersuchten MGT bei einem typischen Umgebungsdruck von 960 mbar, gemessen mit einem Omega PXM319 2 bar(a) Druckaufnehmer.

A.1.4 Feuchtemessung

Die relative Luftfeuchte (r.F.) im Einlass der Gasturbine wird mit einem Omega Engineering Inc. (Deckenpfronn, Deutschland) HX93B Transmitter für relative Feuchte und Temperatur gemessen. Dieser weist eine Messungenauigkeit von ±2,5 % r.F. bei einer Mediumstemperatur von 25 °C in einem Bereich r.F. von 20 % bis 80 % auf. Die Messungenauigkeit der Temperatur liegt bei ±0,6 °C im relevanten Bereich [97]

A.1.5 Massenstrommessung

A.1.5.1 Luftmassenstrom

Zur Bestimmung des Luftmassenstroms zum Verdichtereintritt kommt eine Staudrucksonde der Firma S.K.I. GmbH (Mönchengladbach, Deutschland) vom Typ AccuFlo® HMP zum Einsatz. Diese kommt in einer kalibrierten Messstrecke, für die der Hersteller eine Genauigkeit von ±0,3 % v.M. angibt [98]. Über den Betriebsbereich des Demonstrators ergibt sich damit eine maximale Messunsicherheit von ±3,1 g/s.

A.1.5.2 Bleed-Air-Massenstrom

Der Bleed Air Massenstrom wird über einen Drall Durchflussmesser der Firma ACS Control Systems GmbH (Eggenfelden, Deutschland) vom Typ SwirlMaster FSS 430 in Kombination mit einem integrierten Widerstandsthermometer Pt100 Klasse A und einem Druckaufnehmer Precont 0 KT, ebenfalls der Firma ACS, mit einem Messbereich von 0 bar(rel) bis 6 bar(rel) und einer Messabweichung von ±0,5 % v.E. Der Durchflussmesser ist über einen Messbereich zwischen 321 g/s und 7237 g/s kalibriert. Der Hersteller gibt eine Messungenauigkeit (einschließlich Messumformer) für die Masse-Durchflussmessung von $S_{mf_{Bl}} = \pm 0{,}64\,\%$ v.M. an, allerdings unter der Voraussetzung, einer Genauigkeit des Druck-Messumformers von 0,1 % [99]. Geht man von einer Gaußschen Fehlerfortpflanzung der drei Sonden (Durchfluss $S_{vf_{Bl}}$, Pt100 S_{Pt100} und Druck S_p) aus, und einer Messungenauigkeit des Pt100 im relevanten Temperaturbereich von $S_{Pt100} = 0{,}3\,\%$ v.M. aus so, ergibt sich mit den Herstellerangaben über die Beziehung

$$S_{mf_{Bl}} = \sqrt{S_{Pt100}^2 + S_p^2 + S_{vf_{Bl}}^2} \tag{A.5}$$

der Fehler der Volumenstrommessung zu $S_{vf_{Bl}} = 0{,}56\,\%$ v.M. Mit einer Messungenauigkeit der Druckmessung von $S_p = 0{,}5\,\%$ liegt die Messungenauigkeit der Massenstrommessung im Bereich $S_{mf_{Bl}} = \pm 0{,}8\,\%$ v.M.

A.1.5.3 Kraftstoffmassenstrom

Zur Messung des Kraftstoffmassenstroms wird der Coriolis Massenstrommesser mini CORI-FLOW™ M15 der Firma Bronkhorst® (Ruurlo, Niederlande) eingesetzt. Dieser ist vom Hersteller mit einer Massendurchflussungenauigkeit von $S_{\dot{m}_{fuel}} = \pm 0{,}2\,\%$ v.M. und einer Nullpunktstabilität von $\pm 0{,}05\,\mathrm{kg/h}$ angegeben. Damit liegt der Messfehler der Messkette im untersuchten Betriebsbereich $< \pm 0{,}043\,\mathrm{g/s}$.

A.1.6 Emissionsmessung

Die Messbereiche und Messungenauigkeiten der Analysatoren des Abgasanalysesystems ABB AO2000 (Ratingen, Deutschland) sind in Tabelle A.3 zusammengefasst [100, 101].

Tabelle A.3 Messbereiche und Messunsicherheiten ABB Abgasanalyse [100, 101]

Analysator	Uras 14	Limas 11HW	Multi FID 14	Magnos 106	Uras 14	Vaisala HMT330
Spezies	CO	NO_X	UHC	O_2	CO_2	H_2O
Einheit	ppm	ppm	mgC/m^3	Vol.-%	Vol.-%	g/m^3
Bereich 1	$0-10$	$0-10$	$0-10$	$0-5$	$0-5$	10 % rel. F.
Genauigkeit	$0,1$	$0,1$	$0,2$	$0,025$	$0,05$	$6,08$
Bereich 2	$0-100$	$0-20$	$10-100$	$0-15$	$0-20$	100 % rel. F.
Genauigkeit	$1,0$	$0,2$	2	$0,075$	$0,2$	$8,05$
Bereich 3	$0-200$	$0-50$	$100-2000$	$0-25$		
Genauigkeit	$2,0$	$0,5$	40	$0,125$		
Bereich 4	$0-500$	$0-50$	$2000-5000$	$0-100$		
Genauigkeit	$5,0$	$2,0$	100	$0,5$		

A.1.7 Steuerungsgrößen der Capstone C30

Für die Messgrößen, die durch die Steuerung der Capstone C30 erfasst werden, gibt es keine Angaben zur Messungenauigkeit seitens des Herstellers. In dieser Arbeit werden vorrangig die Größen Drehzahl n und die el. Leistung P_{el} der MGT verwendet. Als Vergleichsgröße wird zudem die von der Gasturbine erfasste TOT herangezogen. Diese wird über Thermoelemente vom Typ K erfasst. Im Originalaufbau gibt es keine Angabe zur Klasse, beim optimierten Rekuperator kommen Klasse 1 Sensoren zum Einsatz. Diese haben die gleiche Messunsicherheit wie Thermoelemente vom Typ N (s. Tab. A.1).

A.1.8 Fehlerfortpflanzung bei Abgeleiteten Größen

A.1.8.1 Druckverhältnis

Die Druckverhältnisse an Verdichter (Gl. 2.17) und Turbine (Gl. 2.26) berechnen sich jeweils aus dem Ein- und Austrittsdruck. Nach der Gaußschen Fehlerfortpflanzung für Brüche [93] berechnet sich die Unsicherheit für Druckverhältnisse S_Π folgendermaßen:

$$\left(\frac{S_\Pi}{\Pi}\right)^2 = \left(\frac{S_{p_{in}}}{p_{in}}\right)^2 + \left(\frac{S_{p_{out}}}{p_{out}}\right)^2 . \tag{A.6}$$

Gemessen mit Absolutdrucksensoren Omega PXM319 (2 bar(a)) und Althen AS40 (4 bar(a)) liegt die Messunsicherheit der Druckverhältnisse im Betriebsbereich des Demonstrators bei $< \pm 0{,}93\,\%$ vom Messwert.

A.1.8.2 relativer Druckverlust

Der relative Druckverlust über eine Komponente bestimmt sich aus dem Ein- und Austrittsdruck der Komponente entsprechend Gl. 2.22 am Beispiel des Rekuperators. Nach der Gaußschen Fehlerfortpflanzung für Differenzen und Brüche [93] berechnet sich die Unsicherheit für den relativen Druckverlust S_Π folgendermaßen:

$$\left(\frac{S_{\Delta p_{rel}}}{\Delta p_{rel}}\right)^2 = \left(\frac{p_{in} - p_{out}}{p_{out}}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{S_{p_{in}}}{p_{in}}\right)^2 + \left(\frac{S_{p_{out}}}{p_{out}}\right)^2\right] . \tag{A.7}$$

Über den Rekuperator, gemessen mit Absolutdrucksensoren Althen AS40 (4 bar(a)), liegt die Messunsicherheit des rel. Druckverlusts im Betriebsbereich des Demonstrators bei $< \pm 0{,}65\,\%$ vom Messwert.

A.1.8.3 Rekuperatoreffektivität

Die Effektivität des Rekuperators bestimmt sich aus den Ein- und Austrittstemperaturen der Abgasseite, der Verdichteraustrittstemperatur, sowie den mittleren spezifischen Wärmekapazitäten der Luft- und Abgasseite nach Gl. 2.21. Für die Betrachtung der Unsicherheit der Rekuperatoreffektivität wird der Einfluss der Wärmekapazitäten vernachlässigt, da der direkte Einfluss durch die ungenaue Erfassung der mittleren Temperaturen als deutlich größer eingeschätzt wird. Damit ergibt sich die Unsicherheit der Rekuperatoreffektivität zu

$$\begin{aligned}\left(\frac{S_{\epsilon_{rec}}}{\epsilon_{rec}}\right)^2 = (T_{exh,out} - T_{air,in})^2 \cdot \Bigg[&\left(\frac{S_{T_{exh,in}}}{(T_{exh,in} - T_{air,in}) \cdot (T_{exh,in} - T_{exh,out})}\right)^2 \\ &+ \left(\frac{S_{T_{exh,out}}}{(T_{exh,out} - T_{air,in}) \cdot (T_{exh,in} - T_{exh,out})}\right)^2 \\ &+ \left(\frac{S_{T_{air,in}}}{(T_{exh,out} - T_{air,in}) \cdot (T_{exh,in} - T_{air,in})}\right)^2 \Bigg].\end{aligned} \tag{A.8}$$

Die Messfehler der Temperatureingangsgrößen sind in Anh. A.1.2 gegeben. Im Vollastpunkt der Original-C30 ergibt sich damit eine Unsicherheit der Rekuperatoreffektivität von $< \pm 6{,}57\,\%$ vom Messwert. Dies entspricht einer maximalen Abweichung von $\pm 4{,}86$ Prozentpunkte.

A.1.8.4 Verdichter und Turbine

Auf eine Betrachtung der Unsicherheit von Leistung und Wirkungsgrad von Verdichter und Turbine wird an dieser Stelle verzichtet. Eine Ausführliche Betrachtung des unphysikalischen Verhaltens anhand der Messwerte wurde in den Kapiteln 3.2.3 und 6.1.4.6 bereits durchgeführt und aufgezeigt, das diese Ergebnisgrößen durch diverse Faktoren wie Messungenauigkeiten, Inhomogenitäten und Wärmeübergänge beeinflusst werden. Diese Vielzahl an Faktoren kann anhand statistischer Methoden nur unzulänglich quantifiziert werden und liefert keinen Mehrwert gegenüber der bereits durchgeführten analytischen Betrachtung.

A.2 Instrumentierungsskizze

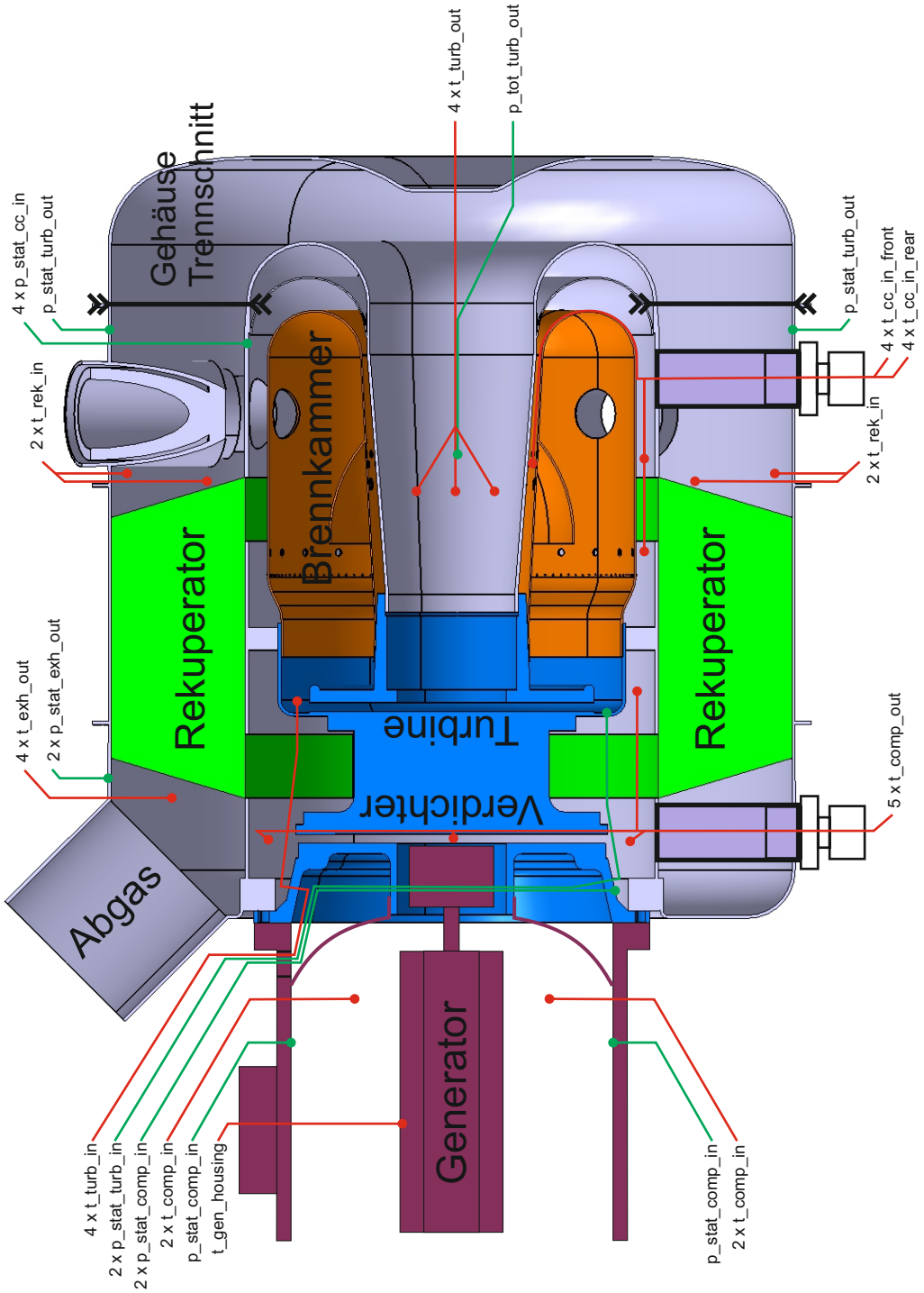


Abbildung A.1: Schematische Darstellung der Druck- und Temperaturmessstellen an der unmodifizierten C30

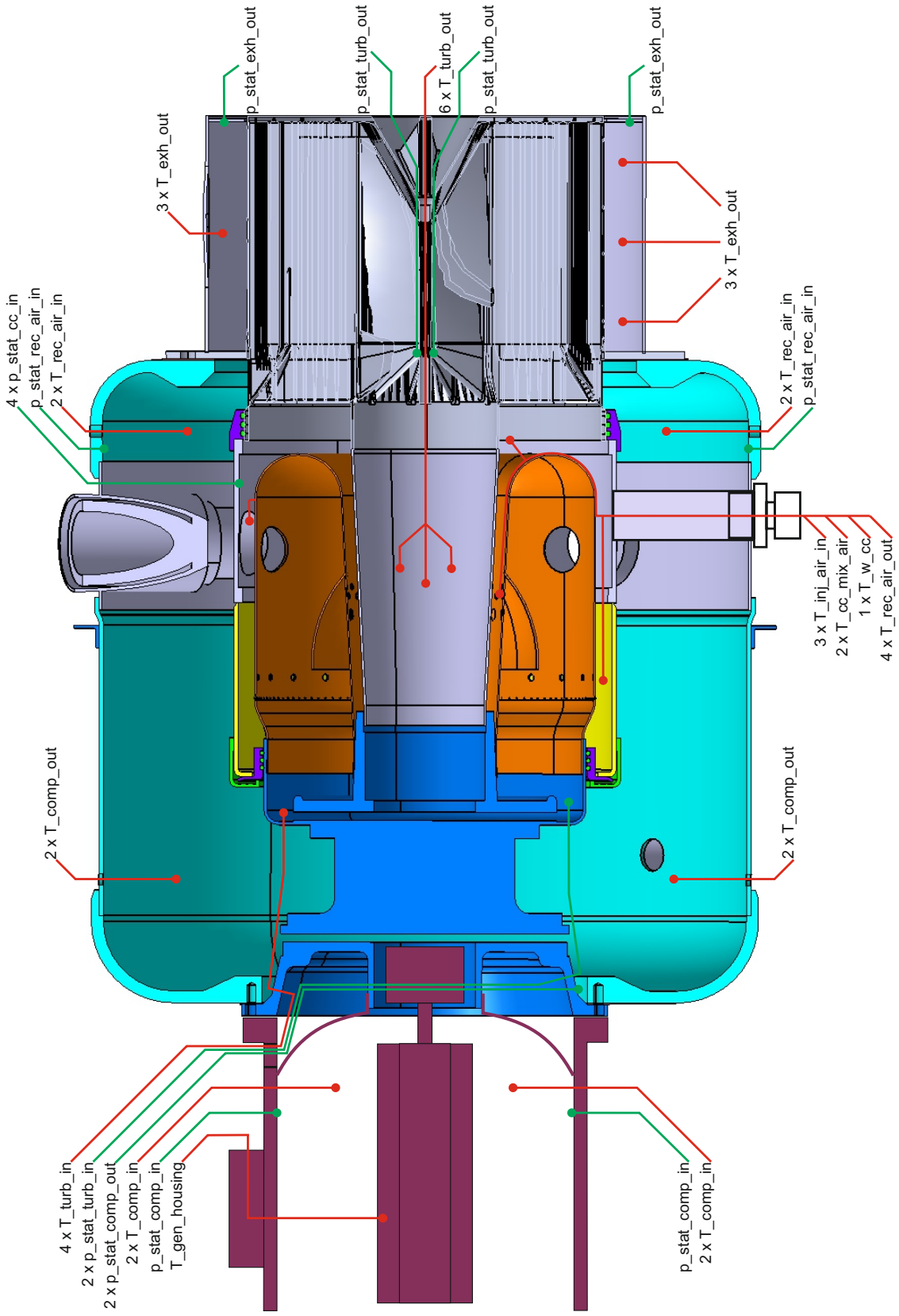


Abbildung A.2: Schematische Darstellung der Druck- und Temperaturmessstellen an der modifizierten C30 mit neuem Rekuperator

A.3 MGT Modell

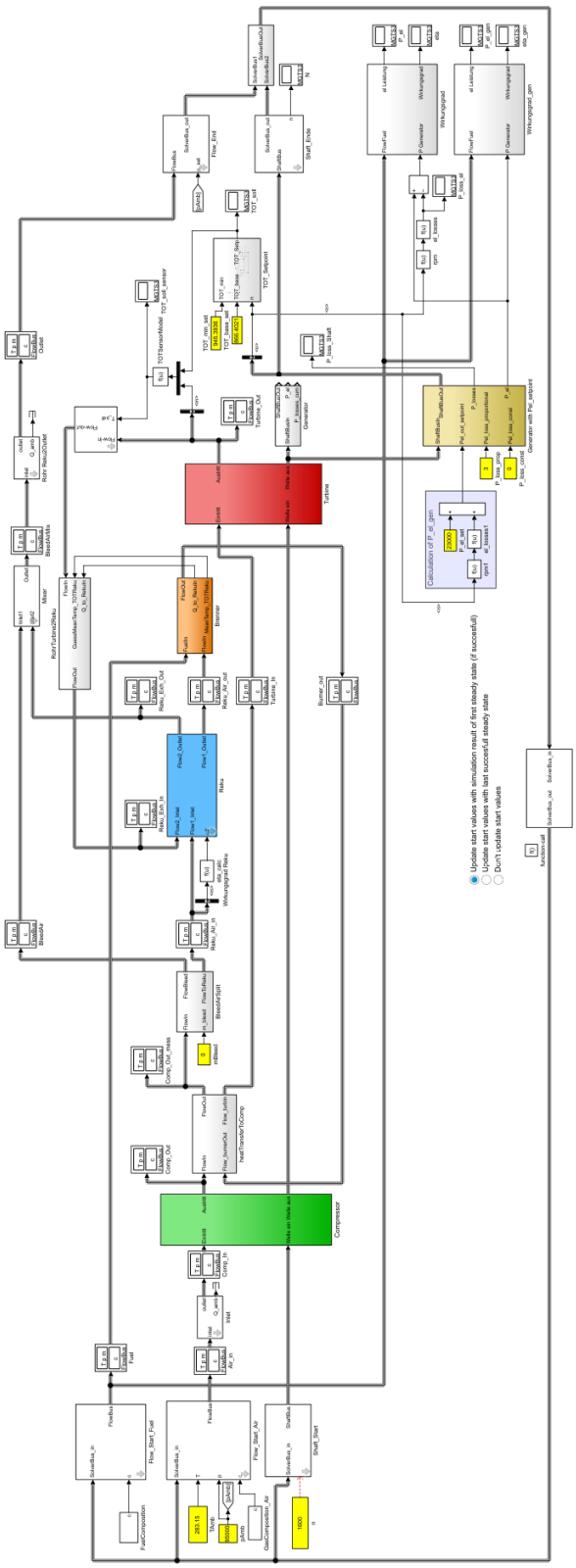


Abbildung A.3: Schema des Kreislaufmodells der C30 in MATLAB® Simulink®

A.4 Fahrzeugmodellierung

A.4.1 Gesamtmodell

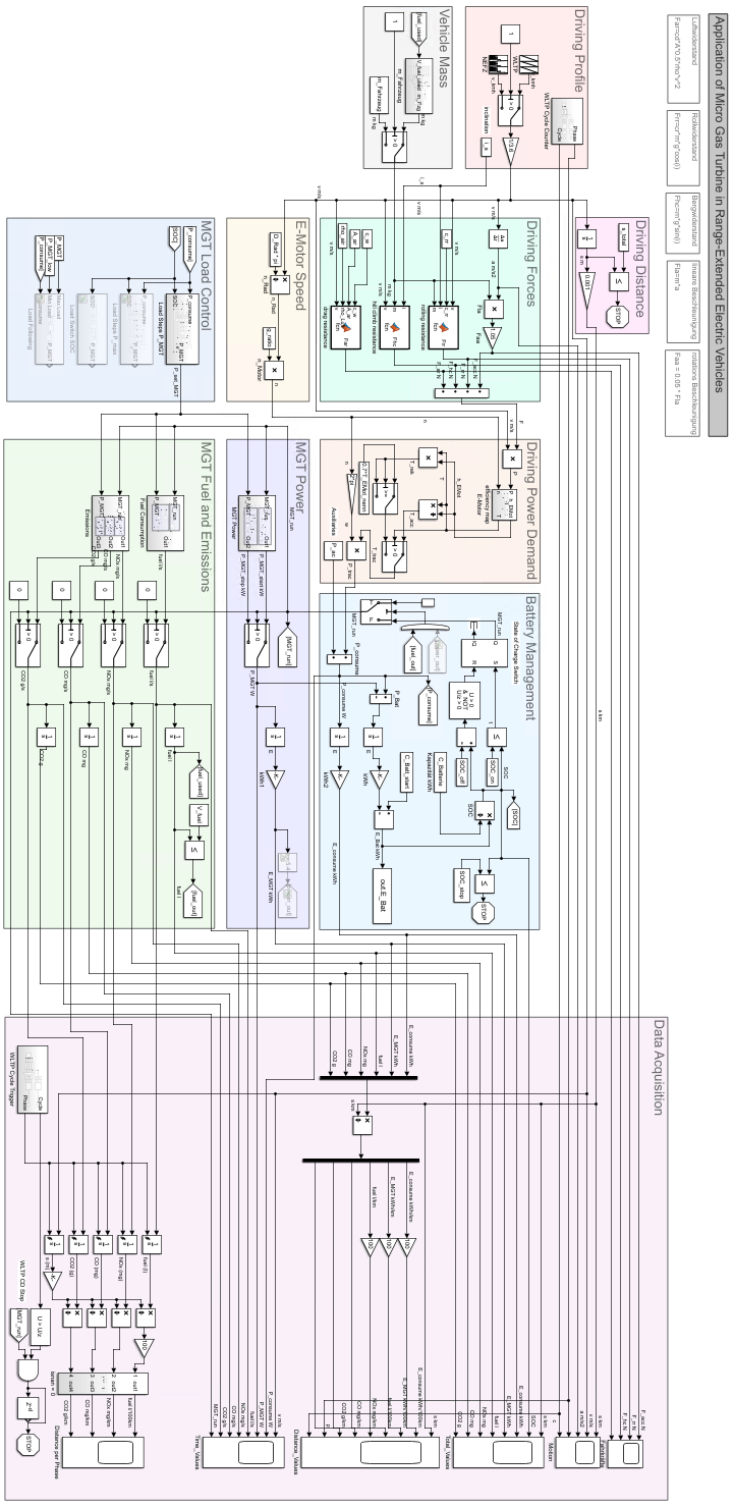


Abbildung A.4: Schema des MGT-HEV Fahrzyklussimulators in MATLAB® Simulink®

A.4.2 Simulationsablauf

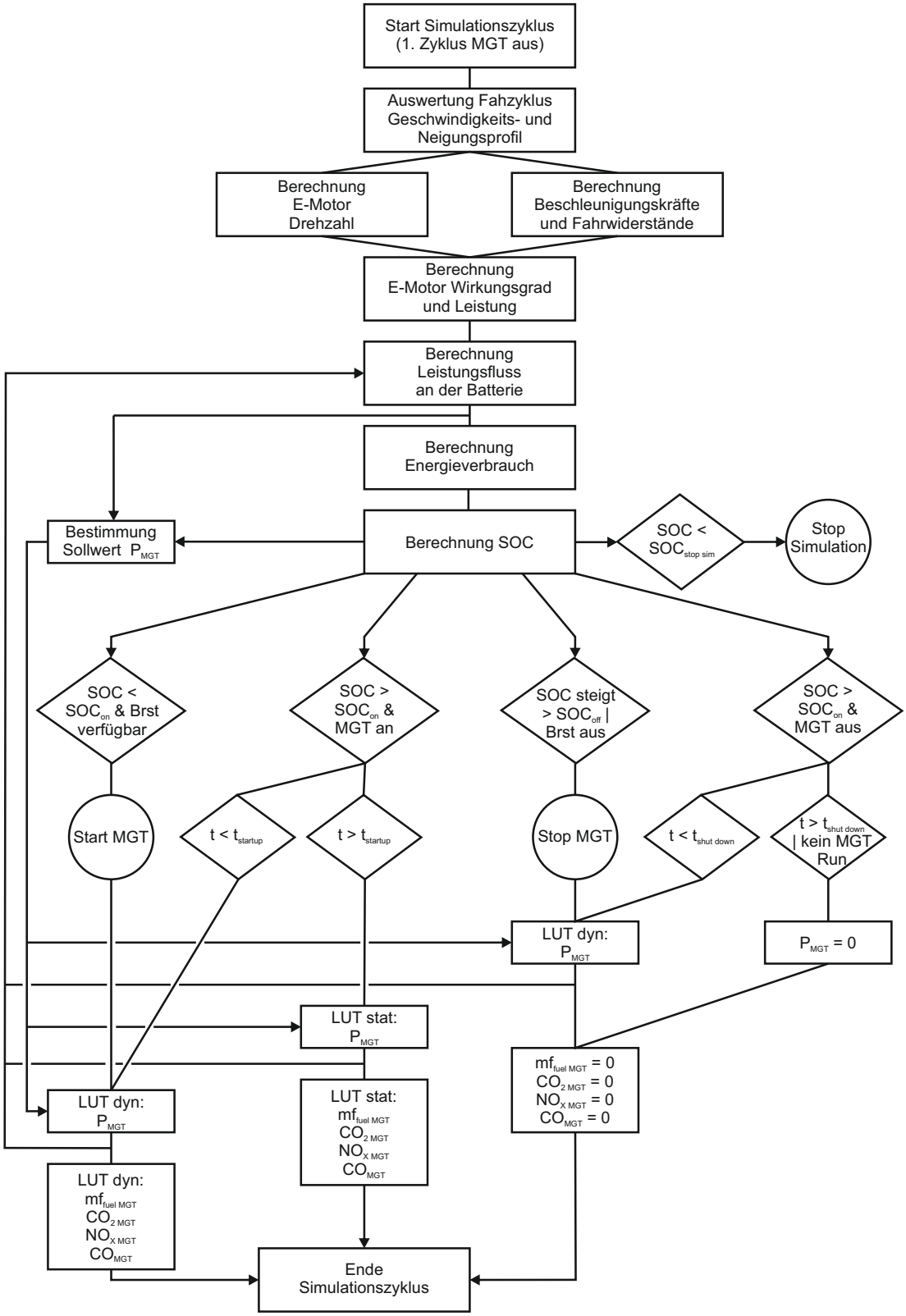


Abbildung A.5: Simulationsablauf des MGT-HEV Fahrzyklussimulators

A.4.3 Gerechnete Betriebsstrategien

A.4.3.1 Konstante Leistung (A)

Tabelle A.4 Parameter der Betriebsstrategie mit konstanter Last

Index	P_{MGT} kW
1	30
2	25
3	20
4	15
5	10
6	5

A.4.3.2 SOC-gestufte Leistung (B)

Tabelle A.5 Parameter der Betriebsstrategie mit SOC-gestufter Leistung

Index	P_{MGT} kW	$P_{MGT,low}$ kW	SOC_{low} %	SOC_{high} %
1	30	25	30	70
2	30	20	30	70
3	30	15	30	70
4	30	10	30	70
5	30	5	30	70
6	30	25	20	80
7	30	15	20	80
8	30	25	40	60
9	30	15	40	60

A.4.3.3 Bedarf-gestufte Leistung (C)

Tabelle A.6 Parameter der Betriebsstrategie mit Bedarf-gestufter Leistung

Index	t_{switch} s	$P_{MGT,high}$ kW	$P_{MGT,low}$ kW
1	low 30 / high 30	30	25
2		30	20
3		30	15
4		30	10
5		30	5
6	low 30 / high 60	30	25
7		30	20
8		30	15
9		30	10
10		30	5
11	low 60 / high 30	30	25
12		30	20
13		30	15
14		30	10
15		30	5
16		30	25
17	low 60 / high 60	30	20
18		30	15
19		30	10
20		30	5

A.4.3.4 Last-Folge-Betrieb (D)

Tabelle A.7 Parameter der Betriebsstrategie mit Lastfolge-Betrieb

Index	$P_{MGT,max}$ kW	$P_{MGT,min}$ kW
1	30	25
2	30	20
3	30	15
4	30	10
5	30	5

A.4.3.5 SOC- und Bedarf-gestufte Leistung (E)

Tabelle A.8 Parameter der Betriebsstrategie mit SOC- und Bedarf-gestufter Leistung

Index	$P_{MGT,max}$ kW	$P_{MGT,mid}$ kW	$P_{MGT,low}$ %	$P_{MGT,min}$ %
1	30	25	20	15
2	30	25	20	10
3	30	25	20	5
4	30	25	15	10
5	30	25	15	5
6	30	25	10	5
7	30	20	15	10
8	30	20	15	5
9	30	20	10	5
10	30	15	10	5
11	30	25	25	20
12	30	25	25	15
13	30	25	25	10
14	30	20	20	15
15	30	20	20	10

Index	$P_{MGT,max}$ kW	$P_{MGT,mid}$ kW	$P_{MGT,low}$ %	$P_{MGT,min}$ %
16	30	15	15	5
17	30	30	25	20
18	30	30	20	15
19	30	30	20	10
20	30	25	20	20
21	30	25	15	15
22	30	25	10	10
23	30	20	15	15
24	30	20	10	10
25	30	25	25	25
26	30	20	20	20
27	30	30	30	20
28	30	10	10	10
29	30	30	30	10
30	30	20	25	20
31	30	20	25	15
32	30	20	25	10
33	30	15	20	10
34	30	30	25	25
35	30	30	20	20
36	30	30	15	15
37	30	30	10	10
38	25	25	20	20
39	25	25	15	15
40	25	25	10	10
41	20	20	15	15
42	20	20	10	10
43	30	25	30	25
44	30	20	30	20
45	30	10	30	10
46	25	20	25	20

A.5 Veröffentlichungen

Im Rahmen der Dissertation wurden folgende Veröffentlichungen als Erstautor angefertigt, deren Inhalt mit in die Dissertation eingeflossen ist:

- O. Kislat, J. Zanger, T. Krummrein, P. Kutne, M. Aigner. Detailed Experimental Investigation of the Operational Parameters of a 30 kW Micro Gas Turbine. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference- and Exposition (Phoenix, AZ, USA). American Society of Mechanical Engineers, (2019).
- O. Kislat, J. Zanger, T. Krummrein, P. Kutne, M. Aigner. Numerical Evaluation of a Micro Gas Turbine Range Extender Vehicle in Worldwide HarmonizedLight Vehicles Test Cycle (WLTC) Scenarios. In: SAE International Journal of Electrified Vehicles 12.2, (2023).

Weiterhin wurde an folgenden Veröffentlichungen mitgearbeitet, deren Inhalt in diese Dissertation eingeflossen ist:

- F. Grimm, B. Enderle, O. Kislat, S. Izadi, J. Zanger, P. Kutne, M. Aigner. A Re-Design Study Based on a High Pressure Cyclonic Combustor Operated WithLiquid Fuel. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Phoenix, AZ, USA). American Society of Mechanical Engineers, (2019).
- S. Izadi, J. Zanger, O. Kislat, B. Enderle, F. Grimm, P. Kutne, M. Aigner. Experimental Investigation of the Combustion Behavior of Single-Nozzle Liquid FLOX-Based Burners on an Atmospheric Test Rig. In: Proceedings of the ASME-Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Virtual, Online). American Society of Mechanical Engineers, (2020).
- S. Izadi, J. Zanger, O. Kislat, B. Enderle, F. Grimm, P. Kutne, M. Aigner, C.Kraus. A Design of Experiments Based Investigation of the Influence of Hot Cross-Flow Gas on a FLOX-Based Single-Nozzle Liquid Burner. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Virtual, Online). American Society of Mechanical Engineers, (2021).

Darüber hinaus sind im Rahmen der Tätigkeit am DLR unabhängig von der Dissertation folgende, weitere Veröffentlichungen entstanden:

- O. Kislat, J. Römgens, S. Schuldt, J. Zanger, N. Jakobs, M. Henke, C. Kraus, A. Moosbrugger, M. A. Asmi, M. Aigner. Development and Testing of a Gas Turbine Test Rig Setup for Demonstrating New Aviation Propulsion Concepts. In: Aerospace 11 (7), (2024).
- S. Izadi, O. Kislat, J. Zanger, H. Seliger-Ost, P. Kutne, M. Aigner. Investigating the Impact of Steam Enhancement on Combustion in a Swirl-Assisted Jet-Stabilized Gas Turbine Combustor. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (London, UK). American Society of Mechanical Engineers, (2024).

Literatur

[1] 21. Konferenz der Parteien der Klimarahmenkonvention. *Übereinkommen von Paris*. In: United Nations Treaty Collection Status of Treaties.Chapter XXVII 7. d Paris Agreement (2015). URL: https://treaties.un.org/Pages/ParticipationStatus.aspx?clang=_en.

[2] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit. *Bundes-Klimaschutzgesetz: KSG*. (2019). URL: https://www.bmu.de/gesetz/bundes-klimaschutzgesetz/ (besucht am 29. 04. 2020).

[3] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit. *Klimaschutzplan 2050: Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung*. In: (2016). URL: https://www.bmu.de/themen/klima-energie/klimaschutz/nationale-klimapolitik/klimaschutzplan-2050/ (besucht am 08. 05. 2020).

[4] European Union. *Verordnung (EU) 2023/851 des europäischen Parlaments und des Rates vom 19. April 2023 zur Änderung der Verordnung (EU) 2019/631 im Hinblick auf eine Verschärfung der CO2- Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge im Einklang mit den ehrgeizigeren Klimazielen der Union*. (2023). URL: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32023R0851.

[5] Umwelt Bundesamt, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit. *Treibhausgasemissionen gingen 2019 um 6,3 Prozent zurück: Große Minderungen im Energiesektor, Anstieg im Gebäudesektor und Verkehr*. (2020). URL: https://www.umweltbundesamt.de/presse/pressemitteilungen/treibhausgasemissionen-gingen-2019-um-63-prozent (besucht am 30. 04. 2020).

[6] Umwelt Bundesamt. *Nationaler Inventarbericht zum Deutschen Treibhausgasinventar 1990 -2012*. In: Berichterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll 2014 (2014). URL: http://cdr.eionet.europa.eu/de/eu/ghgmm/envutt6ka/index_html?&page=1.

[7] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit. *Das System der CO2-Flottengrenzwerte für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge.* (2020). URL: https://www.bmuv.de/.

[8] Kraftfahrtbundesamt, Hrsg. *Neuzulassungen von Pkw in den Jahren 2009 bis 2018 nach ausgewählten Kraftstoffarten.* (2020). URL: https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/Umwelt/n_umwelt_z.html (besucht am 04. 05. 2020).

[9] T. Schneidereit, T. Franke, M. Günther, J. F. Krems. *Does range matter? Exploring perceptions of electric vehicles with and without a range extender among potential early adopters in Germany.* In: Energy Research & Social Science 8 (2015), S. 198–206. DOI: 10.1016/j.erss.2015.06.001.

[10] R. Matthé, U. Eberle. *The Voltec System—Energy Storage and Electric Propulsion.* In: Lithium-Ion Batteries. Elsevier, (2014), S. 151–176. DOI: 10.1016/B978-0-444-59513-3.00008-X.

[11] Wikipedia - Die freie Enzyklopädie. *BMW i3.* (2023). URL: https://de.wikipedia.org/wiki/BMW_i3 (besucht am 26. 01. 2024).

[12] Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V. *Wasserstoffautos: Technik, Modelle, Tests, Tankstellen.* (2023). URL: https://www.adac.de/verkehr/tanken-kraftstoff-antrieb/alternative-antriebe/wasserstoffauto-so-funktioniert-es/ (besucht am 26. 01. 2024).

[13] Science Museum Group. *Prototype Rover gas turbine motor car: 1958-80Science Museum Group Collection Online.* URL: https://collection.sciencemuseumgroup.org.uk/objects/co25218/prototype-rover-gas-turbine-motor-car-private-cars-gas-turbines (besucht am 26. 01. 2024).

[14] Mercedes-Benz AG. *Mercedes-Benz Auto 2000.* (2020). URL: https://www.mercedes-benz.com/de/kunst-und-kultur/museum/mercedes-benz-auto-2000/ (besucht am 26. 01. 2024).

[15] Capstone Green Energy. *Photo Release - Capstone C30 Successfully Integrated Into Ford Vehicle by Langford Performance Engineering Ltd.* (2009). URL: https://www.capstonegreenenergy.com/news/press-releases/detail/854/ (besucht am 26. 01. 2024).

[16] Capstone Green Energy. *Hybrid-Electric Supercar with Microturbine Technology Debuts at Los Angeles Auto Show Dec. 2-13.* (2009). URL: https://ir.capstonegreenenergy.com/press-releases/detail/2214/ (besucht am 26. 01. 2024).

[17] Capstone Turbine Corporation. *2011 Annual Report.* (2011).

[18] Capstone Green Energy. *Capstone Receives HEV Bus Order for $5 Million from DesignLine International.* (2008). URL: https://www.capstonegreenenergy.com/news/press-releases/detail/384/ (besucht am 26. 01. 2024).

[19] The Engineer. *Jet Power: Bladon's microjets enable Jaguar turbine hybrid.* (2010). URL: https://www.theengineer.co.uk/content/in-depth/jet-power-bladons-microjets-enable-jaguar-turbine-hybrid/ (besucht am 26. 01. 2024).

[20] M. Henke. *REXEL - Studie zu Range Extendern Konzepten für den Einsatz in einem batterieelektrischen Fahrzeug.* (2012).

[21] T. Lingstädt, H. Seliger, S. Reh, A. Huber. *Technologiebericht 2.2b Dezentrale Kraftwerke (Motoren und Turbinen) innerhalb des Forschungsprojekts TF_Energiewende.* Wuppertal: Wuppertal Institut für Klima, Umwelt, Energie, (2018).

[22] *Mit der Kraft der zwei Herzen.* (31.03.2017). URL: https://newsroom.porsche.com/de/motorsport/porsche-mit-der-kraft-der-zwei-herzen-performance-hybrid-fahrzeuge-13619.html (besucht am 06. 05. 2020).

[23] A. Karle. *Elektromobilität: Grundlagen und Praxis.* 3., aktualisierte Auflage. München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, (2018). DOI: 10.3139/9783446456686.

[24] European Union. *Verordnung (EU) 2018/858 des europäischen Parlaments und des Rates über die Genehmigung und die Marktüberwachung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge, zur Änderung der Verordnungen (EG) Nr. 715/2007 und (EG) Nr. 95/2009 und zur Aufhebung der Richtlinie 2007/46/EG.* (2018). URL: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018R0858 (besucht am 04. 09. 2023).

[25] European Union. *Regulation (EU) 2017/1151 Worldwide harmonised Light-duty vehicles Test Procedure (WLTP) and Real Driving Emissions (RDE).* (2017).

[26] European Union. *Verordnung (EU) Nr. 459/2012 der Kommission vom 29. Mai 2012 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates und der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6)Text von Bedeutung für den EWR.* (2012).

[27] Z. Samaras, S. Hausberger. *Preliminary findings on possible Euro 7 emission limits for passenger cars and LCVs.* (27.10.2020).

[28] P. Plötz, S. Funke, P. Jochem. *Real-world fuel economy and CO2 emissions of plug-in hybrid electric vehicles.* Bd. S1/2015. Working paper sustainability and innovation. Karlsruhe: Fraunhofer ISI, (2015).

[29] E. Azadfar, V. Sreeram, D. Harries. *The investigation of the major factors influencing plug-in electric vehicle driving patterns and charging behaviour.* In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 42 (2015), S. 1065–1076. DOI: 10.1016/j.rser.2014.10.058.

[30] L. Guzzella, A. Sciarretta. *Vehicle propulsion systems: Introduction to modeling and optimization.* 2. ed. Berlin: Springer, (2007).

[31] A. Karvountzis-Kontakiotis, A. M. Andwari, A. Pesyridis, S. Russo, R. Tuccillo, V. Esfahanian. *Application of Micro Gas Turbine in Range-Extended Electric Vehicles.* In: Energy 147 (2018), S. 351–361. DOI: 10.1016/j.energy.2018.01.051.

[32] T. Pfund. *Die Schaeffler eDrive Plattform: Modular und hochintegriert.* Hrsg. von Schaeffler AG. Baden-Baden, (2018). URL: https://www.schaeffler.com/de/medien/messen-veranstaltungen/kolloquium/digitaler-tagungsband-2022/edrive/ (besucht am 02. 10. 2023).

[33] P. Guttenberg. *Der Autarke Hybrid am Prüfstand – Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse.* Dissertation. München: TU München, (2004).

[34] H. Helms, M. Pehnt, U. Lambrecht, A. Liebich. *Electric vehicle and plug-in hybrid energy efficiency and life cycle emissions.* In: 18th International Symposium Transport and Air Pollution (Dübendorf). (2010), S. 113–124.

[35] C. Mansour, W. Bou Nader, F. Breque, M. Haddad, M. Nemer. *Assessing additional fuel consumption from cabin thermal comfort and auxiliary needs on the worldwide harmonized light vehicles test cycle.* In: Transportation Research Part D: Transport and Environment 62 (2018), S. 139–151. DOI: 10.1016/j.trd.2018.02.012.

[36] Marco Antônio Rosa do Nascimento, L. de Oliveira Rodrigues, E. C. dos Santos, E. E. Batista Gomes, F. L. Goulart Dias, E. I. Gutiérrez Velsques, R. Alexis Miranda Carrillo. *Micro Gas Turbine Engine: A Review.* In: Progress in Gas Turbine Performance. Hrsg. von E. Benini. InTech, (2013). DOI: 10.5772/54444.

[37] W. G. Scott. *Micro-turbine generators for distribution systems.* In: IEEE Industry Applications Magazine 4.3 (1998), S. 57–62. DOI: 10.1109/2943.667911.

[38] M. F. B. Basrawi, T. Yamada, K. Nakanishi, H. Katsumata. *Analysis of the performances of biogas-fuelled micro gas turbine cogeneration systems (MGT-CGSs) in middle- and small-scale sewage treatment plants: Comparison of performances and optimization of MGTs with various electrical power outputs.* In: Energy 38.1 (2012), S. 291–304. DOI: 10.1016/j.energy.2011.12.001.

[39] C. Lechner, J. Seume. *Stationäre Gasturbinen.* Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, (2010). DOI: 10.1007/978-3-540-92788-4.

[40] G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme.* 4. Aufl. VDI. Berlin und Heidelberg: Springer-Vieweg, (2015). DOI: 10.1007/978-3-642-34539-5.

[41] S. Staudacher. *Luftfahrtantriebe: Vorlesungsskript - Formelsammlung.* (2003).

[42] P. Stephan, K. Schaber, K. Stephan, F. Mayinger. *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsysteme.* 17. Aufl. 2007. Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, (2007).

[43] J. Zanger, A. Widenhorn, M. Aigner. *Experimental Investigations of Pressure Losses on the Performance of a Micro Gas Turbine System.* In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 133.082302 (2011), S. 1–9. DOI: 10.1115/1.4002866.

[44] M. Henke, N. Klempp, M. Hohloch, T. Monz, M. Aigner. *Validation of a T100 Micro Gas Turbine Steady-State Simulation Tool.* In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Montreal, Quebec, Canada). American Society of Mechanical Engineers, (2015). DOI: 10.1115/GT2015-42090.

[45] H. Seliger-Ost. *Entwicklung eines FLOX-basierten Brennkammersystems für eine rekuperierte Mikrogasturbine im kleinen Leistungsbereich.* Bd. 2019,5. VT-Forschungsbericht. Stuttgart: Universitätsbibliothek der Universität Stuttgart, (2019). DOI: 10.18419/opus-10748.

[46] J. Zanger, T. Monz, M. Aigner. *Experimental Investigation of the Combustion Characteristics of a Double-Staged FLOX-Based Combustor on an Atmospheric and a Micro Gas Turbine Test Rig.* In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Montreal, Quebec, Canada). American Society of Mechanical Engineers, (2015). DOI: 10.1115/GT2015-42313.

[47] T. Zornek, T. Monz, M. Aigner. *Performance analysis of the micro gas turbine Turbec T100 with a new FLOX-combustion system for low calorific fuels.* In: Applied Energy 159 (2015), S. 276–284. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.08.075.

[48] C. R. Krishna. *Performance of the Capstone C30 Microturbine on Biodiesel Blends.* In: Office of Scientific & Technical Information Technical Reports (2007). DOI: 10.2172/909958.

[49] R. Banihabib, T. Lingstädt, M. Wersland, P. Kutne, M. Assadi. *Development and testing of a 100 kW fuel-flexible micro gas turbine running on 100% hydrogen.* In: International Journal of Hydrogen Energy (2023). DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.06.317.

[50] F. Joos. *Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen ; mit 65 Tabellen.* Berlin und Heidelberg: Springer, (2006).

[51] Micro Turbine Technology BV. *EnerTwin specifications.* (2023). URL: https://enertwin.com/.

[52] Capstone Turbine Company. *Products - C30 - Solutions.* (2021). URL: https://www.capstoneturbine.com/products/c30.

[53] Capstone Turbine Corporation. *Application Guide: Model C30 and C60 HEV Application Information.* Hrsg. von Captone Turbine Corporation. Chatsworth CA, (2004).

[54] Gas Turbine World. *The Capstone Microturbine Generator.* (2023). URL: https://gasturbineworld.co.uk/capstone-microturbine/.

[55] B. Treece, P. Vessa, R. McKeirnan. *Microturbine Recuperator Manufacturing and Operating Experience.* In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Amsterdam, the Netherlands). American Society of Mechanical Engineers, (2002), S. 1017–1023. DOI: 10.1115/GT2002-30404.

[56] J. Chen, M. G. Mitchell, J. G. Nourse. *Development of Ultra-Low Emission Diesel Fuel-Fired Microturbine Engines for Vehicular Heavy Duty Applications: Combustion Modifications.* In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Glasgow, UK). American Society of Mechanical Engineers, (2010), S. 521–530. DOI: 10.1115/GT2010-23181.

[57] H. D. Baker, E. A. Ryder, N. H. Baker. *Temperature measurement in engineering.* Stamford, Conn.: Omega Press, (1975).

[58] M. Betsch. *Umbau einer Mikroturbine zu einer extern befeuerten Maschine mit Ankopplung an eine Stationäre-Wirbelschichtfeuerung.* Dissertation. Rostock: Universität Rostock, (2009). DOI: 10.18453/ROSDOK_ID00000543.

[59] C. D. Bolszo. *Investigation of Atomization, Mixing and Pollutant Emissions for a Microturbine Engine.* In: The UCI Undergraduate Research Journal 8 (2005).

[60] C. D. Bolszo, V. McDonell, S. Samuelsen. *Impact of Biodiesel on Fuel Preparation and Emissions for a Liquid Fired Gas Turbine Engine.* In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Montreal, Canada). American Society of Mechanical Engineers, (2007). DOI: 10.1115/GT2007-27652.

[61] C. D. Bolszo, V. G. McDonell. *Emissions optimization of a biodiesel fired gas turbine.* In: Proceedings of the Combustion Institute 32.2 (2009), S. 2949–2956. DOI: 10.1016/j.proci.2008.07.042.

[62] A. Gimelli, R. Sannino. *Thermodynamic model validation of Capstone C30 micro gas turbine.* In: Energy Procedia 126 (2017), S. 955–962. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.08.184.

[63] O. Kislat, J. Zanger, T. Krummrein, P. Kutne, M. Aigner. *Detailed Experimental Investigation of the Operational Parameters of a 30 kW Micro Gas Turbine.* In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Phoenix, AZ, USA). Proceedings of ASME Turbo Expo. American Society of Mechanical Engineers, (2019). DOI: 10.1115/GT2019-90709.

[64] T. Johnson, A. Joshi. *Review of Vehicle Engine Efficiency and Emissions.* In: SAE International Journal of Engines 11.6 (2018), S. 1307–1330. DOI: 10.4271/2018-01-0329.

[65] Capstone Turbine Corporation. *Technical Reference: Capstone Model C30 Performance*. (2006).

[66] W. de Paepe, M. Renzi, M. Montero Carrerro, C. Caligiuri, F. Contino. *Micro Gas Turbine Cycle Humidification for Increased Flexibility: Numerical and Experimental Validation of Different Steam Injection Models*. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Oslo, Norway). American Society of Mechanical Engineers, (2018). DOI: 10.1115/GT2018-76696.

[67] Capstone Turbine Corporation. *Advanced Micro Turbine System (AMTS) -C200 Micro Turbine -Ultra-Low Emissions Micro Turbine*. (2008). DOI: 10.2172/975026.

[68] Deutsches Institut für Normung. *DIN 51603-1, Flüssige Brennstoffe - Heizöle. Teil 1, Heizöl EL, Mindestanforderungen: = Liquid fuels - fuel oils. Part 1, Fuel oils EL, minimum requirements*. Berlin.

[69] Ministry of Defence. *Defence Standard 91-091: Turbine Fuel, Kerosene Type, Jet A-1; NATO Code: F-35; Joint Service Designation: AVTUR*. (29.10.2019).

[70] IFA Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Hrsg. *GESTIS Substance Database: Jet fuel*. (2023). URL: https://gestis-database.dguv.de/data?name=090150 (besucht am 16. 07. 2023).

[71] M. Rachner. *Die Stoffeigenschaften von Kerosin Jet A-1*. (1998).

[72] I. Martinez. *Fuel data for combustion with air*. (2024). URL: http://imartinez.etsiae.upm.es/.

[73] T. Krummrein, M. Henke, P. Kutne. *A Highly Flexible Approach on the Steady-State Analysis of Innovative Micro Gas Turbine Cycles*. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Oslo, Norway). American Society of Mechanical Engineers, (2018). DOI: 10.1115/GT2018-75664.

[74] T. Panne, A. Widenhorn, J. Boyde, D. Matha, V. Abel, M. Aigner. *Thermodynamic Process Analyses of SOFC/GT Hybrid Systems*. In: Proceedings of the 5th International Energy Conversion Engineering Conference 2007 (IECEC) (St. Louis, Missouri). Bd. 2007-4833. American Institute of Aeronautics and Astronautics, (2007). DOI: 10.2514/6.2007-4833.

[75] E. Agelidou. *Experimentelle und numerische Untersuchung einer inversen Mikrogasturbine*. Dissertation. Universität Stuttgart, (2020). DOI: 10.18419/opus-11266.

[76] F. Grimm, B. Enderle, O. Kislat, S. Izadi, J. Zanger, P. Kutne, M. Aigner. *A Re-Design Study Based on a High Pressure Cyclonic Combustor Operated With Liquid Fuel*. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Phoenix, AZ, USA). Proceedings of ASME Turbo Expo. American Society of Mechanical Engineers, (2019). DOI: 10.1115/GT2019-91528.

[77] S. Izadi, J. Zanger, O. Kislat, B. Enderle, F. Grimm, P. Kutne, M. Aigner. *Experimental Investigation of the Combustion Behavior of Single-Nozzle Liquid-FLOX-Based Burners on an Atmospheric Test Rig*. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Virtual, Online). American Society of Mechanical Engineers, (2020). DOI: 10.1115/GT2020-14564.

[78] S. Izadi, J. Zanger, O. Kislat, B. Enderle, F. Grimm, P. Kutne, M. Aigner, C. Kraus. *A Design of Experiments Based Investigation of the Influence of Hot Cross-Flow Gas on a FLOX-Based Single-Nozzle Liquid Burner*. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Virtual, Online). Proceedings of ASME Turbo Expo. American Society of Mechanical Engineers, (2021). DOI: 10.1115/GT2021-59029.

[79] J. Zanger, B. Enderle. „Brennerkopf, Brennersystem und Verfahren zum Betreiben eines Brennersystems: Patent“. DE 10 2018 128 128 A1. 2020.

[80] TROX Technik. *Wärmeübertrager Serie WT*. (2012). URL: https://www.trox.de/.

[81] Elektror airsystems GmbH. *Datenblatt HRD 7 FUK/15,0*. (2009). URL: https://www.elektror.com/de/produkt/hrd7fu-fuk-105/.

[82] *VDI Heat Atlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, (2010). DOI: 10.1007/978-3-540-77877-6.

[83] S. Izadi, J. Zanger, O. Kislat, B. Enderle, F. Grimm, P. Kutne, M. Aigner. *Experimental Investigation of the Combustion Behavior of Single-Nozzle Liquid-FLOX-Based Burners on an Atmospheric Test Rig*. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 143.7 (2021). DOI: 10.1115/1.4049166.

[84] D. Schweigert, M. E. Gerlach, A. Hoffmann, B. Morhard, A. Tripps, T. Lohner, M. Otto, B. Ponick, K. Stahl. *On the Impact of Maximum Speed on the Power Density of Electromechanical Powertrains*. In: Vehicles 2.2 (2020), S. 365–397. DOI: 10.3390/vehicles2020020.

[85] Aurelia Turbines Oy. *Hersteller Website*. (2023). URL: https://aureliaturbines.com/ (besucht am 11. 11. 2023).

[86] O. Kislat, J. Zanger, T. Krummrein, P. Kutne, M. Aigner. *Numerical Evaluation of a Micro Gas Turbine Range Extender Vehicle in Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC) Scenarios*. In: SAE International Journal of Electrified Vehicles 12.2 (2023), S. 1–16. DOI: 10.4271/14-12-02-0008.

[87] S. Vohrer. *IUV Next Generation Car - Inter Urban Vehicle*. (2022). URL: https://verkehrsforschung.dlr.de/de/projekte/ngc-interurban-vehicle.

[88] P. Patel. *Improving the Lithium-Ion Battery*. In: ACS central science 1.4 (2015), S. 161–162. DOI: 10.1021/acscentsci.5b00223.

[89] B. Dalla Chiara, F. Deflorio, M. Eid. *Analysis of real driving data to explore travelling needs in relation to hybrid–electric vehicle solutions*. In: Transport Policy 80 (2019), S. 97–116. DOI: 10.1016/j.tranpol.2018.04.009.

[90] Mercedes-Benz AG. *E-Klasse T-Modell und All-Terrain*. (2022).

[91] National Instruments. *Datenblatt NI 9208 - 16-Channel Current Input Module*. (2014).

[92] National Instruments. *Datenblatt NI 9213 - 16-Channel Thermocouple Module*. (2014).

[93] W. Hässelbarth. *BAM-Leitfaden zur Ermittlung von Messunsicherheiten bei quantitativen Prüfergebnissen*. 1. Fassung vom 11. März 2004. Bd. 266. Forschungsbericht / Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung. Bremerhaven: Wirtschaftsverl. NW Verl. für Neue Wiss, (2004).

[94] Omega Engineering Inc. *Datenblatt PXM319*. (2014).

[95] Gems Sensors Inc. *Product Guide 3500 Series Pressure Transducer*. (2021).

[96] Althen GmbH Meß- und Sensortechnik. *Datenblatt Drucksensor AS40*. (2015).

[97] Omega Engineering Inc. *Datenblatt HX93B*. (2014).

[98] S.K.I. Schlegel & Kremer Industrieautomation GmbH. *Kalibrierzertifikat*. (2015).

[99] ACS-Control-System GmbH. *Technische Anleitung Flowwirl W 430*. (2015).

[100] ABB Automation Products GmbH. *Datenblatt Advance Optima AO2000 Serie.* (2009).

[101] ABB Automation Products GmbH. *Multi-FID 14 NMHC Inbetriebnahme- und Wartungsanleitung.* (2008).